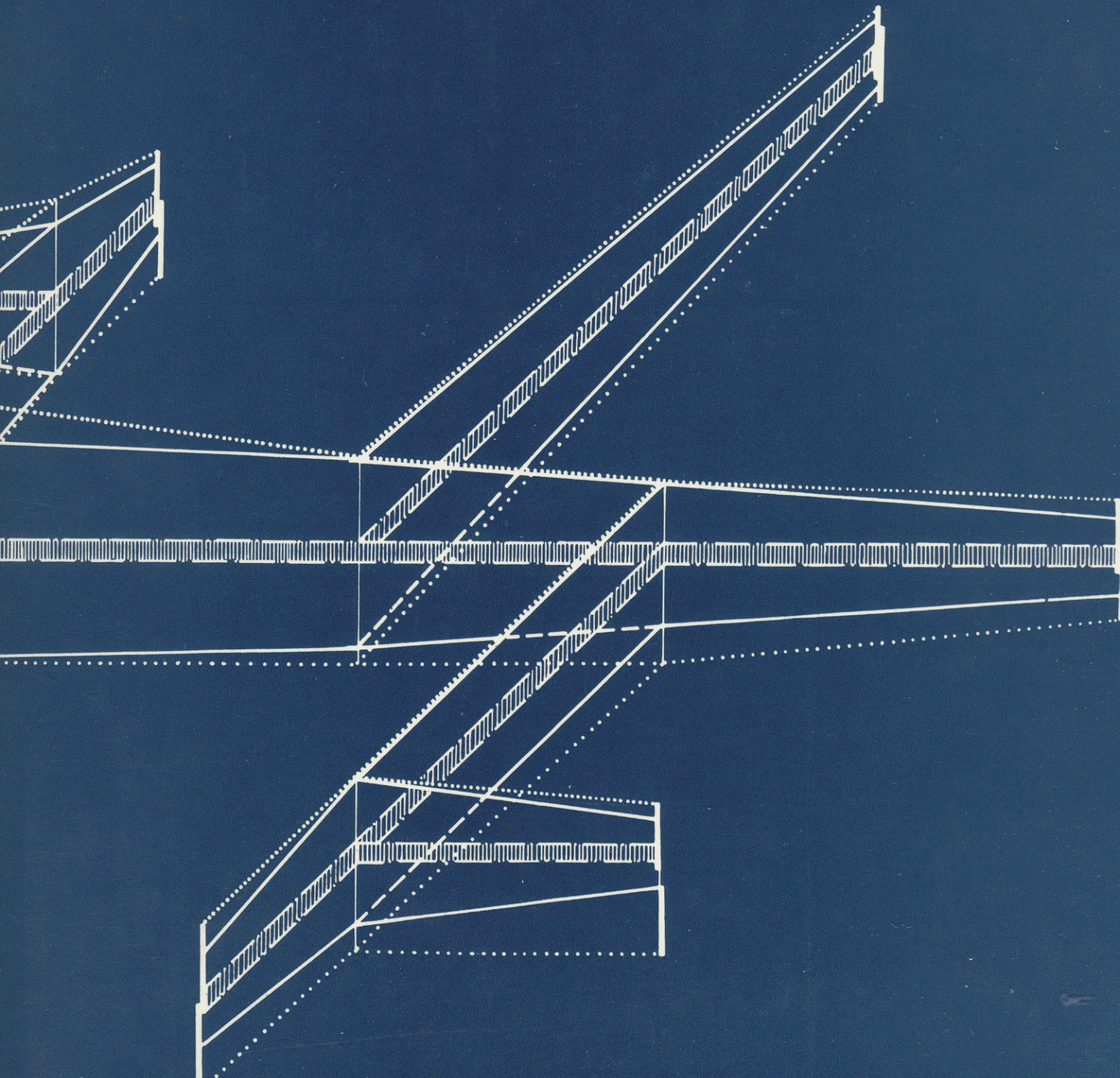


Bernd Glück

HEIZWASSER NETZE für Wohn- und Industriegebiete



Bernd Glück

**HEIZWASSER
NETZE** für Wohn- und
Industriegebiete



*VEB Verlag
für Bauwesen
Berlin*

1. Auflage
© VEB Verlag für Bauwesen, Berlin 1985
VLN 152/905/10/85
Printed in the German Democratic Republic
Schrift: 9/11' Times
Gesamtherstellung: VEB Druckerei „Thomas Müntzer“,
5820 Bad Langensalza
Lektor: Dipl.-Ing. *Barbara Roesler*
Hersteller: *Heidemarie Tietz*
Titelgestaltung: *Irene Fischer*
Redaktionsschluß: Januar 1984
DK 697.34
LSV 3775
Bestellnummer: 562 168 7
05800

Vorwort

In den letzten Jahrzehnten erfuhren der Neubau und der Ausbau von Fernwärmesystemen eine enorme Steigerung. Der Trend zur Fernwärme hält in den einzelnen Ländern aus verschiedenen Motiven weiterhin an. Dies sind beispielsweise die energetisch bessere Ausnutzung der fossilen Brennstoffe durch Einsatz der Kraft-Wärme-Kopplung, Verringerung der Umweltbelastung und Erhöhung des Wohnkomforts durch Wegfall der Einzelfeuerstätten sowie die Ablösung von Importbrennstoffen.

Während die großen Verbund- und Städtetze, die sich im Verantwortungsbereich der Energieversorgung befinden, von speziell ausgebildeten Fernwärmeingenieuren betreut und geplant werden, obliegt die Projektierung der Gebäudeheizungen dem Heizungsingenieur. Die Netze im Anwendungsbereich, die als Satellitennetze den Verbundsystemen nachgeschaltet sind oder selbständig von Heizwerken versorgt werden, finden häufig eine ungenügende Beachtung. Dem Fernwärmeingenieur bleiben oftmals die Detailprobleme der Abnehmer und dem Heizungsingenieur die der Netzbetriebsführung unbekannt.

Literatur für dieses spezielle Gebiet existiert kaum. Der ständig steigende Druck, die Investitions- und Betriebskosten durch Verringerung der Material- und Energieaufwendungen zu senken, erfordert eine tiefe wissenschaftlich-technische Durchdringung des angesprochenen Problemkreises und eine Publizierung der Ergebnisse. Mit der vorliegenden Monographie wird ein erster Beitrag zur Bemessung und zum Betreiben von Netzen für Wohn- und Industriegebiete vorgestellt. Dabei beziehen sich die Untersuchungen auf die vorrangig angewendeten, verzweigten Zweileiternetze mit einer Einspeisestelle.

Einleitend werden die Abnehmer, die Netze und die Wärmelieferer bezüglich ihrer Schaltungen und technischen Restriktionen betrachtet. Es schließen sich sieben Abschnitte über spezielle thermodynamische und hydraulische Untersuchungen des Heizwassernetzes an, die komplette Nachrechnungen und optimale Bemessungen ermöglichen sowie zahlreiche konstruktive Lösungen zur Druckhaltung vorstellen.

Die einzelnen Abschnitte sind in sich abgeschlossene Betrachtungen und ohne Kenntnis der übrigen Kapitel verständlich. Auf inhaltliche Verbindungen zu

anderen Textstellen, Tabellen oder Bildern wird deutlich hingewiesen.

Konsequent werden parallel zu den manuellen Berechnungsverfahren, soweit dies wirtschaftlich-praktikabel erscheint, Flußbilder zur maschinellen Abarbeitung bereitgestellt. Diese sind in der Regel so aufgebaut, daß danach sofort Programme für programmierbare Taschen- und Tischrechner erstellbar sind. Des weiteren können diese auch als Unterprogramme flexibel zu speziellen Nachrechnungs- und Bemessungsabläufen für Großrechner formiert werden. Entsprechende Verknüpfungsvarianten sind enthalten. Generell werden alle Berechnungsvorschläge an Hand von manuell abarbeitbaren Beispielen detailliert erläutert.

Zukünftig wird der Einsatz von Stellgliedern durch zusammengefaßte mikroelektronische Steuerungen und Regelungen sinken. So sind beispielsweise Temperaturregelung und Mengenbegrenzung durch ein gemeinsames Stellventil zu realisieren. Obwohl sich die Schaltungen damit äußerlich verändern, bleiben die Grundfunktionen und damit die physikalisch-technischen Zusammenhänge erhalten. Zur Erstellung entsprechender Software sind diese sogar genauer zu ermitteln und mathematisch klar zu formulieren. Es wird versucht, diesem Anliegen zu entsprechen.

Das internationale Einheitensystem findet durchgängig Anwendung. Alle angegebenen Drücke stellen — soweit dies nicht ausdrücklich vermerkt wird — Absolutwerte dar.

Es ist mir an dieser Stelle ein Bedürfnis, Herrn Dipl.-Ing. B. STROBEL, Direktor des VEB Forschung und Rationalisierung Technische Gebäudeausrüstung, Leipzig, für die gewährte Unterstützung zu danken. Besonderer Dank gilt den Herren Prof. Dr.-Ing. habil. G. KRAFT und Dr.-Ing. G. GLÄSER von der Technischen Universität Dresden, die wertvolle Hinweise gaben und das Erscheinen des Titels befürworteten.

Ein herzliches Dankeschön gebührt auch den Mitarbeitern der Druckerei „Thomas Müntzer“ für die sorgfältige Ausführung dieses Buches.

Schließlich sei auch dem Verlag für die gegebene Anregung zum vorliegenden Werk und für die sehr gute Zusammenarbeit bei der Herausgabe gedankt.

Bernd Glück

Inhaltsverzeichnis

1. Grundlagen und Versorgungsvarianten . . .	12	2.1. Transportzeiten	47
1.1. Wärmeabnehmer	12	2.1.1. Mengenstrom-Transportzeit-Diagramm	47
1.1.1. Anschlußarten der Wärmeabnehmer . .	12	2.1.2. Beispiel	48
1.1.1.1. Einspeisesektion	12	2.1.3. Auswertung von Wohngebietsnetzen..	49
1.1.1.2. Rückspeisesektion	13	2.2. Temperaturänderung in Rohrleitungen	51
1.1.1.3. Wärmeübergabesektion	13	2.2.1. Temperaturänderung einer strömenden	51
1.1.1.4. Warmwasserbereitungssektion	14	Flüssigkeit	51
1.1.1.5. Verbindung der Sektionen	15	2.2.2. Beispiel	54
1.1.2. Betriebsweise der Wärmeabnehmer	18	2.2.3. Temperaturänderungen bei konstanten	54
1.1.2.1. Wärmeströme	18	Anfangsbedingungen	54
1.1.2.2. Temperaturen und Masseströme	19	2.2.3.1. Temperaturabfall in Funktion des Weges	55
1.1.2.3. Differenzdrücke und Drücke	21	2.2.3.2. Beispiel	55
1.1.3. Mathematische Modellierung des Ab-	22	2.2.3.3. Temperaturabfall in Funktion der Zeit.	55
nehmervhaltens	22	2.2.3.4. Beispiel	56
1.1.3.1. Direkter Anschluß von Heizungsanlagen	22	2.2.3.5. Wärmeverlustströme von luftumspülten	57
ohne örtliche Regelung	22	Rohrleitungen	57
1.1.3.2. Direkter Anschluß von Heizungsanlagen	22	2.2.3.6. Wärmeverlustströme von erdverlegten	58
mit örtlicher Regelung	22	Rohrleitungen	58
1.1.3.3. Direkter Anschluß mittels Beimischsta-	22	2.3. Pauschale Ermittlung der Temperatur-	68
tionen	22	änderungen in Netzen	68
1.1.3.4. Indirekter Anschluß mittels Wärmeüber-	23	2.3.1. Temperaturänderungsfunktion bei kon-	68
trager	23	stantem Massedurchsatz	68
1.1.3.5. Rücklaufauskühlung	24	2.3.2. Beispiele	70
1.1.3.6. Beispiel	24	2.3.3. Temperaturänderungsfunktion bei va-	72
1.2. Heizwassernetz	25	riablem Massedurchsatz	72
1.2.1. Gestalt der Netze	25	2.3.4. Beispiel	73
1.2.1.1. Netzform	25	2.4. Spezielle Ermittlung der Temperaturän-	74
1.2.1.2. Rohrsystem	26	derungen in Netzen	74
1.2.1.3. Verlegeverfahren	26	2.4.1. Algorithmus	74
1.2.2. Betriebsbedingungen der Netze	28	2.4.2. Programmvarianten	82
1.2.2.1. Temperaturen	28	2.4.3. Beispiele	83
1.2.2.2. Drücke	29	3. Wärme- und Masseströme in Heizwasser-	85
1.2.2.3. Masseströme und Strömungsgeschwin-	29	netzen	85
digkeiten	29	3.1. Wärme- und Masseströme an den Ab-	86
1.2.3. Mathematisches Modell für eine Netz-	29	nehmern	86
struktur	29	3.1.1. Gebäudeheizung	86
1.3. Wärmebereitstellung	33	3.1.1.1. Wärmeleistung	86
1.3.1. Arten der Wärmebereitstellung	33	3.1.1.2. Massestrom und Rücklauftemperatur..	88
1.3.1.1. Warmwasser- und Heißwasserkessel . . .	33	3.1.1.3. Beispiele	88
1.3.1.2. Dampfkessel	35	3.1.2. Technologische Verbraucher	90
1.3.1.3. Wärmeübertrager	38	3.1.2.1. Allgemeine technologische Verbraucher	90
1.3.1.4. Mischvorwärmer	42	3.1.2.2. Technologische Warmwasserverbrau-	90
1.3.1.5. Wärmespeicher	42	cher	90
1.3.1.6. Mischstationen, Druckerhöhungs- und	43	3.1.2.3. Beispiel	91
Druckreduzierstationen	43	3.1.3. Warmwasserbereitung für Wohnbauten	93
1.3.2. Betriebsbedingungen und mathematische	44	3.1.3.1. Wärmehöchstleistung	93
Modellierung der Wärmebereitstellung	44	3.1.3.2. Zeitlicher Wärmeleistungsverlauf	93
1.4. Versorgungsvarianten	45	3.1.3.3. Massestrom und Rücklauftemperatur .	95
2. Energetische Dynamik in Heizwasser-	47	3.1.3.4. Beispiel	96
netzen	47	3.2. Wärme- und Masseströme an den Netz-	96
		knoten und an der Einspeisung	96

3.2.1. Gebäudeheizung und technologische Verbraucher	97	4.3.1.1. Beispiel	164
3.2.1.1. Wärmeleistung	97	4.3.1.2. Spezielles Berechnungsverfahren für Wohnkomplexe	165
3.2.1.2. Massestrom und Rücklauftemperatur ..	98	4.3.2. Einspeise-Wärmestrom, Lade- und Nachladedauer	169
3.2.1.3. Beispiel	98	4.3.2.1. Beispiel	170
3.2.2. Warmwasserbereitung für Wohnbauten	99	4.4. Komplexbeispiel und Schlußfolgerungen	171
3.2.2.1. Wärmeleistung	99	4.4.1. Komplexbeispiel	171
3.2.2.2. Massestrom und Rücklauftemperatur ..	101	4.4.2. Schlußfolgerungen	174
3.2.2.3. Beispiel	101		
3.3. Komplexbeispiel und Schlußfolgerungen	102	5. Druckverhältnisse in Heizwassernetzen ..	175
3.3.1. Komplexbeispiel	102	5.1. Hydraulische Druckänderungen	175
3.3.2. Schlußfolgerungen	109	5.1.1. Druckverlust durch Rohrreibung und Einzelwiderstände	176
		5.1.1.1. Rohrreibungsbeiwert	176
4. Wärmespeicherung in Heizwassernetzen	111	5.1.1.2. Einzelwiderstandsbeiwert	178
4.1. Schaltungstechnische Lösungen und thermodynamische Approximationen ..	111	5.1.1.3. Druckverlustberechnung für Teilstrecken	182
4.1.1. Wärmeabnehmer	111	5.1.1.4. Beispiel	183
4.1.1.1. Beispiele	115	5.1.2. Druckverlust durch Abnehmer	183
4.1.1.2. Schlußfolgerungen	120	5.1.2.1. Beispiel	183
4.1.2. Heizwassernetz	120	5.1.3. Druckerzeugung durch Pumpen	194
4.1.2.1. Wärmespeicherung im Vorlauf	121	5.1.3.1. Drossel- und Bypassregelung	195
4.1.2.2. Wärmespeicherung im Rücklauf	121	5.1.3.2. Drehzahlregelung	197
4.1.2.3. Vereinfachte Maximierung der Speicherwärme	124	5.1.3.3. Beispiel	197
4.1.2.4. Beispiele	128	5.1.4. Netzdifferenzdrücke und Drucküberschüsse an den Abnehmern	199
4.1.2.5. Schlußfolgerung	136	5.2. Druckgrenzwerte	200
4.1.3. Wärmelieferer	136	5.2.1. Statische Druck- und Temperaturgrenzen	200
4.1.3.1. Beispiele	139	5.2.2. Dynamische Druck- und Temperaturparameter	201
4.1.3.2. Schlußfolgerung	142	5.2.3. Vereinfachte Festlegung der Grenzwerte	204
4.2. Betriebsführung zur Netzaufladung und -entladung	142	5.2.4. Beispiel	204
4.2.1. Aufladung des Netzvorlaufs bei konstanten Abnahmebedingungen	142	5.3. Belastungen der Druckhalteanlagen	205
4.2.1.1. Temperatursprung an der Einspeisestelle	142	5.3.1. Maximale Volumenänderung	205
4.2.1.2. Kontinuierliche Temperaturerhöhung an der Einspeisestelle	143	5.3.2. Volumenausgleichsströme	207
4.2.1.3. Beispiele	145	5.3.2.1. Leckverluste	207
4.2.2. Auf- und Entladung des Netzvorlaufs bei variablen Abnahmebedingungen ..	147	5.3.2.2. Volumenänderungen infolge Laständerungen bei Betrieb des Netzes	207
4.2.2.1. Näherung für technisch begründete Zeitintervalle	148	5.3.2.3. Volumenänderungen bei Stillstand des aufgeheizten Netzes	212
4.2.2.2. Mittlere Wärmezufuhr und Speicherwärme	150	5.3.2.4. Maximale Volumenexpansion	214
4.2.2.3. Näherungsverfahren für wählbare Zeitabschnitte	151	5.3.2.5. Maximale Volumenkontraktion	215
4.2.2.4. Beispiel	153	5.3.2.6. Schlußfolgernde Auslegungshinweise ..	216
4.2.2.5. Schlußfolgerung	156	5.3.2.7. Beispiele	217
4.2.3. Auf- und Entladung des Netzvorlaufs und -rücklaufs bei variablen Abnahmebedingungen	156	5.4. Druckhaltesysteme	221
4.2.3.1. Beispiel	157	5.4.1. Statische Druckhaltesysteme	223
4.3. Pauschale Aussagen zur Bedarfsglättung	163	5.4.1.1. Variante S I	223
4.3.1. Maximaler Einspeise Wärmestrom und Spitzenlastsenkung	163	5.4.1.2. Variante S II	223
		5.4.1.3. Variante S III	224
		5.4.1.4. Variante S IV	225
		5.4.1.5. Variante D I	226

5.4.1.6. Variante L I	228	6.1.4. Optimale Durchmesser einer Strecke ...	286
5.4.1.7. Beispiele	228	6.1.4.1. Algorithmus zur Methode von LAGRANGE	286
5.4.2. Dynamische Druckhaltesysteme	230	6.1.4.2. Algorithmus zur dynamischen Optimierung	288
5.4.2.1. Ausführungsvarianten	231	6.1.4.3. Beispiel	291
5.4.2.2. GOEPFERT-Schaltung	232	6.1.4.4. Übergang zu Normdurchmessern	294
5.4.2.3. Beispiel	235	6.1.4.5. Beispiel	294
5.4.3. Statisch-dynamische Druckhaltesysteme	236	6.2. Optimale Wärmedämmung einer Rohrleitung	296
5.4.3.1. Mitteldruckhaltung mit dampfbeaufschlagtem Ausdehnungsgefäß	237	6.2.1. Zielfunktion	296
5.4.3.2. Mitteldruckhaltung mit stickstoffbeaufschlagtem Ausdehnungsgefäß	237	6.2.2. Nebenbedingungen	297
5.4.3.3. Beispiel	241	6.2.3. Algorithmen	298
5.4.4. Nachgeschaltete Druckhaltesysteme ...	242	6.2.4. Beispiele	299
5.4.5. Gestaltung der Ausdehnungsgefäße ...	243	6.2.5. Tabellen optimaler Wärmedämmdicken	305
5.4.5.1. Wasserdampfbeaufschlagte Ausdehnungsgefäße	244	6.3. Totales Optimum einer Strecke	305
5.4.5.2. Stickstoffbeaufschlagte Ausdehnungsgefäße	244	6.3.1. Mathematisches Modell	305
5.4.5.3. Behälter mit Membrane	244	6.3.2. Algorithmus	306
5.4.5.4. Behälter mit gasdichter Abdeckung ...	244	6.3.2.1. Methode von LAGRANGE	306
5.4.6. Absicherung der Netze gegen unzulässigen Druck	245	6.3.2.2. Dynamische Optimierung	307
5.4.6.1. Belastungsfall: Expansion	245	6.4. Optimale Netze	307
5.4.6.2. Belastungsfall: Pumpenzufluß	245	6.4.1. Algorithmus zur Methode von LAGRANGE	308
5.4.6.3. Belastungsfall: Druckmedienzufluß ...	245	6.4.1.1. Flußbild zur automatisierten Berechnung	310
5.4.6.4. Anordnung und Belastung der Sicherheitsventile	248	6.4.1.2. Beispiel	314
5.4.6.5. Beispiele	248	6.4.2. Algorithmus zur dynamischen Optimierung	317
5.4.7. Auswahlhinweise für Druckhalteanlagen	251	6.4.2.1. Flußbild zur automatisierten Berechnung	319
5.5. Druckschaubilder	251	7. Manuelle sowie automatisierte Nachrechnungs- und Bemessungsabläufe für Heizwassernetze	325
5.5.1. Hydraulischer Druckverlauf	252	7.1. Manuelle Nachrechnung und Bemessung	325
5.5.2. Überlagerung des geodätischen Höhenverlaufs mit dem hydraulischen Druckverlauf (Grundformen der Druckschaubilder)	253	7.1.1. Beispiel	327
5.5.3. Entwicklung eines Druckschaubildes ...	255	7.2. Maschinelle Nachrechnung und Bemessung	329
5.5.3.1. Thermische und hydraulische Basisgrenzwerte	255	7.2.1. Eingabewerte	330
5.5.3.2. Abnehmerforderungen	255	7.2.2. Programmablaufvarianten	332
5.5.3.3. Beispiele	262	7.2.3. Ausgabewerte	335
5.5.3.4. Netzförderungen	264	8. Optimale Betriebsführung von Heizwassernetzen	338
5.5.3.5. Beispiel	265	8.1. Optimale Fahrkurven	339
5.5.3.6. Entwurf des Druckschaubildes	266	8.1.1. Zielfunktion	339
5.5.3.7. Einordnung der realen Druckverläufe — Festlegung des Ruhedrucks	270	8.1.2. Nebenbedingungen	339
5.5.3.8. Beispiel	272	8.1.3. Algorithmus	340
5.5.4. Rechenprogramm zur Nachbildung eines Druckdiagramms	274	8.1.4. Ermittlung spezieller Fahrkurven	340
6. Optimale Bemessung von Heizwassernetzen	279		
6.1. Durchmesseroptimierung einer Strecke	279		
6.1.1. Zielfunktion	279		
6.1.2. Nebenbedingungen	281		
6.1.3. Optimaler Durchmesser einer Teilstrecke	283		
6.1.3.1. Algorithmus	283		
6.1.3.2. Vereinfachter Algorithmus	284		
6.1.3.3. Beispiel	284		

8.2.	Praktische Fahrkurven	344	9.	Anhang	353
8.2.1.	Temperatur- und Massestromfahrkurven für Abnehmer mit reiner Gebäudeheizung	344			
8.2.1.1.	Beispiel	345	10.	Literaturverzeichnis	358
8.2.2.	Temperatur- und Massestromfahrkurven für Abnehmer mit Gebäudeheizung und Warmwasserbereitung	347			
8.2.3.	Praktische Ermittlung optimaler Fahrkurven	350	11.	Namen- und Sachwörterverzeichnis ...	360
8.3.	Fahrkurven als Grundlage der optimalen Bemessung	351			

Häufig verwendete Formelzeichen und Abkürzungen

(Es wird nicht auf EDV-Kennzeichnungen eingegangen)

Formelzeichen und Kennwerte

<i>A</i>	Fläche, Heizfläche, Kostenkoeffizient
<i>a</i>	Ausnutzungsgrad, Koeffizient, Länge (Abstand), Schallgeschwindigkeit, Verhältnis von Einzel- zu Gesamtwiderstand
<i>B</i>	Kostenkoeffizient
<i>b</i>	Betriebsstunden, Dehnungsfaktor, Koeffizient
<i>C</i>	Druckverlustkoeffizient, Wärmekapazität
<i>\dot{C}</i>	Wärmekapazitätsstrom
<i>c</i>	Spezifische Wärmekapazität
<i>d</i>	Durchmesser
<i>E</i>	Elastizitätsmodul, Energie
<i>g</i>	Fallbeschleunigung, Gleichzeitigkeitsfaktor
<i>H</i>	Höhenkoordinate
<i>HG</i>	Hilfsgröße
<i>h</i>	Höhe, spezifische Enthalpie
<i>K</i>	Kosten
<i>k</i>	Spezifische Kosten, Ventilkoeffizient, Wärmedurchgangskoeffizient
<i>L</i>	Mechanische Arbeit
<i>l</i>	Länge, spezifische mechanische Arbeit
<i>lä</i>	Äquivalente Rohrlänge
<i>M</i>	Heizflächenexponent, Massestromfunktion
<i>m</i>	Masse
<i>\dot{m}</i>	Massestrom
<i>N</i>	Exponent (Temperaturkurve)
<i>Nu</i>	NUSSELT-Zahl
<i>n</i>	Drehzahl, Exponent, Schalthäufigkeit, Überlastfaktor, Wohnungszahl
<i>P</i>	Leistung
<i>Pr</i>	PRANDTL-Zahl
<i>p</i>	Druck, Koeffizient, spezifischer Preis, Teilstreckenunterteilung
<i>pa</i>	Abnehmerdruck
<i>pe</i>	Einspeisedruck
<i>pn</i>	Netzdruck
<i>Q</i>	Wärme
<i>\dot{Q}</i>	Wärmestrom
<i>q</i>	Koeffizient
<i>\dot{q}</i>	Spezifischer Wärmestrom
<i>Re</i>	REYNOLDS-Zahl
<i>r</i>	Radius, Stellverhältnis
<i>s</i>	Wanddicke
<i>T</i>	Thermodynamische (absolute) Temperatur
<i>t</i>	Temperatur
<i>tu</i>	Umgebungstemperatur

<i>U</i>	Umfang
<i>u</i>	Spezifische innere Energie
<i>V</i>	Volumen
<i>\dot{V}</i>	Volumenstrom
<i>v</i>	Spezifisches Volumen, Verlustfaktor
<i>w</i>	Geschwindigkeit
<i>z</i>	Jahresfestkostensatz, Speicherfaktor
α	Massestromverhältnis bei Überströmungen, thermischer Ausdehnungskoeffizient, Wärmeübergangskoeffizient
β	Übertemperaturverhältnis
γ	Koeffizient zur Druckanpassung
Δ	Differenz, Druckdifferenz
ΔH	Höhenunterschied
Δh_r	Spezifische Verdampfungsenthalpie
Δt	Temperaturspreizung
ΔV	Differenzvolumen
$\Delta \tau$	Zeitdifferenz
δ	Dämmdicke, Dämmdickenverhältnis, Durchmesserverhältnis
ε	Durchmesserverhältnis, Kontraktionskoeffizient, Rohrrauigkeit
ζ	Einzelwiderstandsbeiwert
η	Dynamische Viskosität, Wirkungsgrad
ϑ	Übertemperatur
κ	LAGRANGEScher Multiplikator, modifizierter Wärmedurchgangskoeffizient
λ	Belastungsgrad, Rohrreibungsbeiwert, Wärmeleitkoeffizient
μ	Massestromverhältnis
ν	Kinematische Viskosität, LAGRANGEScher Multiplikator, Minderungsfaktor
ξ	Koeffizient zur Druckanpassung, relative Überströmmenge
π	Druckverhältnis
ρ	Dichte
τ	Zeit
Φ	Betriebscharakteristik
φ	Gleichzeitigkeitsfaktor, Volumenverhältnis

Indizes

<i>A</i>	Abnehmer, Armatur
<i>Ab</i>	Abspeisen
<i>AG</i>	Ausdehnungsgefäß
<i>Anl</i>	Anlage
<i>a</i>	Abzweig, außen
<i>B</i>	Bau, Beimischung, Berechnung, Betrieb, Bypass
<i>D</i>	Dämmung, Dampf, Drosselung, Druckminderer, Durchfluß
<i>DL</i>	Druckluft
<i>d</i>	Durchgang
<i>E</i>	Einspeisestelle, Elektro, Erzeuger

F	Fluid
G	Gas, Gebäude
<i>g</i>	Laufvariable
H	Heizung, Heizkörper
HS	Heizungssystem
HW	Heißwasser
<i>i, i</i>	Innen, Laufvariable
<i>j</i>	Laufvariable
K	Kessel, Knoten, Kondensat, Konvektion
<i>k</i>	Laufvariable
L	Leck
<i>l</i>	Laufvariable
M	Magnetventil, Mantel, Mischung, Mittelwert
<i>m, m</i>	mittlere, Laufvariable
N	Netz
<i>n</i>	Laufvariable
O	Bezugswert, Null, Ruhe
Öff	Öffnen
Öl	Öl
P	Pumpe
PA	Pumpenausfall
PB	Pufferbehälter
<i>p</i>	Druck, primär
Q	Wärmeverlust
R	Reibung, Rest, Rohr, Rücklauf
Re	Regelung
S	Sättigung, Sommer, Speicher, Stillstand, Strahlung
Sch	Schließen
SG	Speichergefäß
SL	Spitzenlast
Si	Sicherheitsventil, Sicherheitszuschlag
Sp	Speicher
<i>s</i>	Sekundär

T	Trasse
<i>t</i>	Totzeit
U	Umgehung
Ü	Überströmung, Überströmregler
V	Verdichter, Vorlauf
VDR	Vordruckregler
W	Wand, Winter, Wasser
WW	Warmwasser
Zu	Zuspeisen

Zeiger

+	Auslegungszustand
++	Ladezustand

Regelungstechnische Bezeichnungen
Prozeßgrößen

F	Durchfluß (flow)
L	Füllstand (level)
P	Druck (pressure)
Pd	Druckdifferenz (difference pressure)
T	Temperatur (temperatur)

Funktionskennzeichnungen

A	Grenzwertsignalisierung durch Alarm (alarm)
C	Regelung (automatic control)
E	Noteingriff (emergency trip action)
H	Handeinstellung (hand operation)
I	Anzeige (indication)
R	Registrierung (record)
S	Zählung (count)

Zusatzkennzeichnungen außerhalb des Grundkreises

H	maximal (high)
L	minimal (low)

1. Grundlagen und Versorgungsvarianten

Heiß- und Warmwasser sind ideale Wärmeträger zur Versorgung von Raumheizungs-, Lüftungs- und Warmwasserbereitungssystemen sowie zahlreicher technologischer Anlagen.

Als Vorteile sind zu nennen:

- gute energetische Ausnutzung bei der Kraft-Wärme-Kopplung
- Möglichkeit einer zentralen Temperaturregelung
- gute Mindestlastanpassung
- geringe Wärmeverluste
- Spitzenlastsenkung durch Wärmespeicherung im Netz
- lange Lebensdauer der Netze
- hohe Versorgungszuverlässigkeit
- keine Kondensatwirtschaft.

Nachteilig sind bei der Anwendung des Wärmeträgers Warmwasser:

- hohe Anlagen- und Betriebskosten durch den erforderlichen Einsatz von Umwälzpumpen
- komplizierte theoretische Untersuchungen und aufwendige technische Anlagen zur Beherrschung der Druckverhältnisse bei großen geodätischen Höhenunterschieden.

1.1. Wärmeabnehmer

Unter Wärmeabnehmer soll das Heizungssystem des Verbrauchers verstanden werden, so beispielsweise die gesamte Anlage für die Raumheizung, die Warmwasserbereitungsanlage oder die Kombination beider, die technologische Verbrauchereinheit usw. Die Art der Anschlüsse und die Betriebsweisen der Verbraucher können sehr verschiedenartig sein.

1.1.1. Anschlußarten der Wärmeabnehmer

Grundsätzlich ist zwischen direkter und indirekter Übergabe — auch Einspeisung genannt — zu unterscheiden. Im ersten Fall liegt keine medienmäßige Trennung zwischen Netz und Abnehmersystem vor, d. h., das Heizwasser des Netzes durchströmt beispielsweise auch die Raumheizkörper.

Bei indirekter Übergabe ist stets eine Medientrennung vorhanden. Wärmenetz und Abnehmersystem sind hydraulisch nicht verbunden, so daß jede Abnehmeranlage mit einer eigenen Druckhaltung versehen sein muß.

Je nach Anschlußvariante und Forderungen des Wärmelieferers werden der apparatetechnische Aufwand und die jeweils gewählte Schaltung sehr unterschiedlich sein. Hinzu kommen noch die größenbedingten Variationen. Zur Systematisierung und rationellen Vorfertigung werden funktionsmäßig zusammengehörige Abschnitte der Schaltung zu Sektionen zusammengefaßt.

1.1.1.1. Einspeisesektion

Diese Einheit hat die Funktionen Filterung, Druckminderung, Differenzdruckregelung und Absperrung bei

gewollter Außerbetriebnahme oder im Havariefall zu erfüllen. Selbstverständlich können auch nur Teilfunktionen gefordert sein.

Bild 1.1.-1 zeigt eine Sektion, die mit einer handbetätigten Absperrarmatur, einem Filter (Schrägsitz- oder Siebkorbfilter), einem motorbetätigten Absperrventil, einem direkt

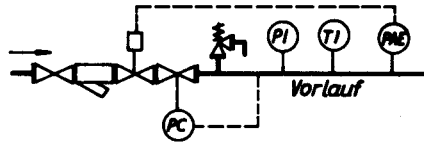


Bild 1.1.-1
Einspeisesektion mit Nachdruckregelung

wirkenden Nachdruckregler und einem Sicherheitsventil bestückt ist. Der Druckregelkreis garantiert die Einhaltung des gewünschten Nachdruck-Soll-Wertes. Tritt infolge eines Defektes eine Überschreitung auf, dann wird durch die Schaltung PAE (Druck-Alarm-Eingriff) das Motorventil geschlossen und ein Alarmsignal gegeben. Versagt auch diese Einrichtung und steigt der Druck weiter an, dann strömt die durch die Regelstrecke fließende Wassermenge über das Sicherheitsventil ab. Zur laufenden Kontrolle werden Druck und Temperatur angezeigt.

Da das Öffnen des Sicherheitsventils stets zu beachtlichen Wasserverlusten führt und die hydraulischen Verhältnisse im Netz empfindlich stört, werden Druckreduzierungen gefordert, die bei einem Defekt — beispielsweise Membranbruch — schließen. (Die üblicherweise eingesetzten, direkt wirkenden Nachdruckregler öffnen bei Membranbruch infolge der eingebauten vorgespannten Feder vollständig.) Es wurden deshalb sogenannte Sicherheitsschaltungen erdacht und serienmäßig produziert, die beim Störfall Membranbruch selbsttätig schließen.

Eine Variante ist im Bild 1.1.-2 dargestellt. Statt des einfachen Nachdruckreglers wird ein Differenzdruckregler D mit Membranantrieb eingesetzt. Dieses Stellglied ist so

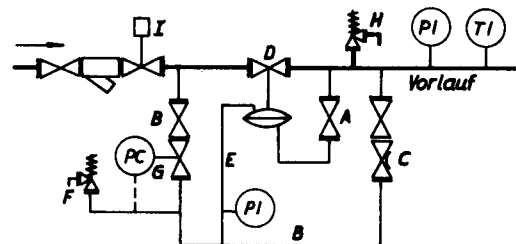


Bild 1.1.-2
Einspeisesektion mit Sicherheits-Nachdruckregelung

bemessen, daß es bei Membranbruch durch die vorgespannte Feder automatisch schließt. Das Öffnen und Regeln erfolgt durch Variation der Druckbilanz zwischen tatsächlichem Nachdruck, der über die Leitung A die Membran beaufschlagt, und einem im Bypass B erzeugten Soll-Wert, der über die Leitung E auf die andere Membranseite geleitet wird. Im Bypass B erfolgt durch einen kleinen Nachdruckregler G mit besonders stabiler Membran oder freibeweglichen unzerstörbaren Kolben die Druckreduzierung auf einen bestimmten Soll-

Wert. Sollte dennoch der direktwirkende Regler G versagen, so begrenzt das Sicherheitsventil F den Druck in der Bypassleitung. Die Durchsatzmenge wird gering gehalten und durch das Drosselventil C einreguliert. Wegen des sicheren Schließens von D im Störfall kann das Sicherheitsventil H in der Hauptleitung eigentlich entfallen. Einige Überwachungsorgane fordern dennoch den Einbau zur zusätzlichen Sicherheit. Das Motorabsperrorgan I kann von Hand oder bei Überschreiten anderer charakteristischer Parameter — z. B. von Temperaturen — automatisch zugefahren werden.

Im Bild 1.1.-3 ist eine Einspeisesektion mit einer Differenzdruckregelung dargestellt. Sie wird bei großen Druck-

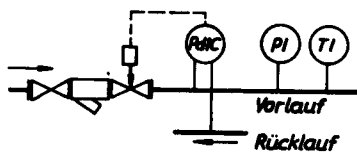


Bild 1.1.-3
Einspeisesektion mit Differenzdruckregelung

differenzen und bei stark schwankenden Anschluß-Differenzdrücken vorgesehen, um das Regelverhalten der nachgeschalteten Stellglieder zu verbessern. Die Druckimpulse sind vom Vor- und Rücklauf zu entnehmen.

1.1.1.2. Rückspeisesektion

Zwei Lösungsvarianten werden in den Bildern 1.1.-4 und 1.1.-5 vorgestellt. Sie sind jeweils mit einer Tem-

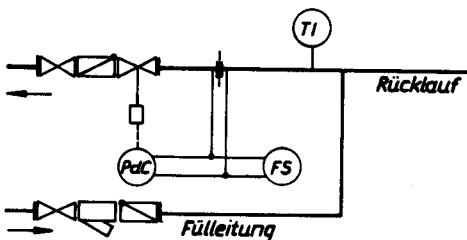


Bild 1.1.-4
Rückspeisesektion mit Mengenbegrenzung und Mengenzählung mittels Wirkdruckmessung an einer Meßblende

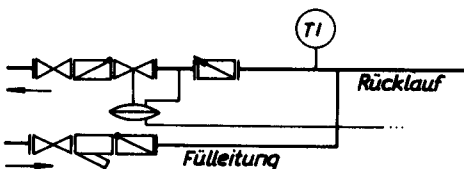


Bild 1.1.-5
Rückspeisesektion mit Mengenbegrenzung mittels Differenzdruckmessung über vorhandene Widerstände und Mengenzählung mit einem Woltmanzähler

peraturanzeige, einem Rückflußverhinderer und einem handbetätigten Absperrorgan als Grundausstattung in der Rücklaufleitung bestückt. Im Gegenfluß dazu ist eine Fülleitung mit Absperrventil, Schmutzfilter und Rückschlagorgan angeordnet.

Technisch sehr unterschiedlich werden die Funktionen Mengenstrombegrenzung und Mengenzählung realisiert. So ist beispielsweise — wie im Bild 1.1.-4 gezeigt — der Wirkdruck über eine Meßblende entnehmbar, wobei dieser Impuls als elektrisches Signal sowohl über den Regelkreis PdC die Mengenbegrenzung garantiert als auch für die Ermittlung des Massestroms verwendbar ist. Werden zusätzlich noch die Vorlauf- und Rücklauftemperaturen aufgeschaltet, so kann auch der Wärmestrom bestimmt und die Wärmemenge gezählt werden. Moderne elektronische Bauelemente sind einsetzbar.

In der Rückspeisesektion nach Bild 1.1.-5 ist zur Zählung der durchgesetzten Wassermenge ein konventioneller Woltmanzähler installiert. Die Begrenzung des Massestroms erfolgt durch einen direkt wirkenden Differenzdruckregler, wobei der erforderliche Differenzdruck über eingebaute Armaturen bzw. Apparate — beispielsweise Wasserzähler, Gegenströmer zur Rücklaufauskühlung u. a. — entnommen wird. Nachteilig ist, daß diese Mengenbegrenzung natürlich geeicht werden muß. Der Vorteil besteht darin, daß nicht, wie beim Einbau einer Blende, ein zusätzlicher Druckverlust entsteht. Zur Abschaltung des Abnehmeranschlusses, z. B. bei Temperaturüberschreitung, schaltet man mitunter auch die Impulsleitungen auf einen anderen Druckgeber um, so daß der Mengenbegrenzer schließt. (Beispiele sind in [1] angegeben.) Diese Schaltung kann bei Leckagen in der Anlage das Einströmen des heißen Vorlaufwassers in das Abnehmersystem jedoch nicht verhindern.

1.1.1.3. Wärmeübergabesektion

Unter diesem Oberbegriff werden Beimisch- und Wärmeübertragersektionen — also Baugruppen zur direkten und indirekten Einspeisung — verstanden.

Beimischsektionen

Im Bild 1.1.-6 ist eine Beimischsektion mit differenzdrucklosem Anschluß dargestellt. Der erforderliche Differenzdruck für die Abnehmeranlage wird durch die im

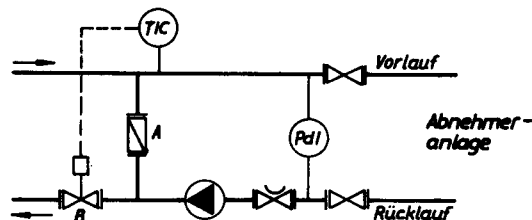


Bild 1.1.-6
Beimischsektion mit Temperaturregelung und Umwälzpumpe

Rücklauf installierte Umwälzpumpe erzeugt. Der Temperaturregelkreis TIC beeinflusst über das Stellventil im Primärücklauf die Abspeise- und damit auch die Einspeisemenge. Zwischen Sekundärvorlauf und -rücklauf besteht nur der in der Beimischleitung A verursachte Differenzdruck. Die primärseitig anstehende Druckdifferenz wird im Ventil B abgedrosselt. Der Widerstand in der Beimischleitung muß klein sein, damit der in der Abnehmeranlage umgewälzte Massestrom möglichst nicht von der Einspeisemenge beeinflusst wird. Zur Fein Anpassung des Pumpenförderstroms an die Bedürfnisse

des Abnehmers dient eine Drehzahlregelung oder, wie im Bild gezeigt, eine Einregulierung mit Drosselventil. Die Installation der Umwälzpumpe und des Stellventils *B* im Vorlauf beeinflußt die Funktion der Baugruppe nicht. Es ändern sich jedoch die Betriebs- und Ruhe-druckverhältnisse in der Abnehmeranlage (vgl. Abschnitt 1.1.2.3.). Die vorgestellte Sektion ist nur funktionstüchtig, wenn ständig ein Beimischstrom vom Rücklauf zum Vorlauf fließt. Würde die angebotene Primärvorlauftemperatur mit der benötigten Sekundärvorlauf-temperatur übereinstimmen, bliebe der Regelkreis TIC inaktiv, und schwankende Primärdifferenzdrücke würden auf die Abnehmeranlage durchschlagen, d. h. den Masse-durchsatz beeinflussen. Zweckmäßigerweise ist für diese Betriebsbedingungen eine Schaltung nach Bild 1.1.-8 vorzusehen.

Zur Einsparung von elektrischer Antriebsenergie werden oftmals zur Beimischung auch Strahlpumpen, wie im Bild 1.1.-7 gezeigt, eingesetzt. Die primärseitig anstehende

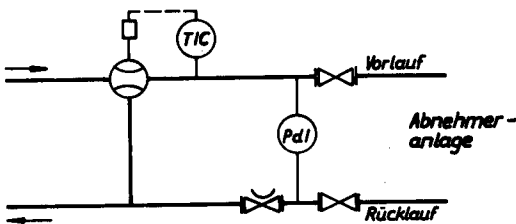


Bild 1.1.-7
Beimischsektion mit regelbarer Strahlpumpe

Druckdifferenz, die in der Nähe der Einspeisung in der Regel groß ist, kann somit energetisch genutzt werden. Zeitlich veränderte Abnahmebedingungen sind in gewissen Grenzen durch regelbare Strahlpumpen ausgleichbar. Dennoch werden bestimmte Fahrkurven vom Primärsystem verlangt, um lastabhängige Abnehmerbedingungen zu erfüllen.

Im Bild 1.1.-8 ist eine differenzdrucklose, direkte Einspeisung dargestellt. Der Unterschied zur Schaltung nach

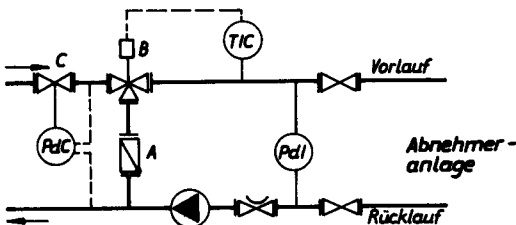


Bild 1.1.-8
Beimischsektion mit Temperaturregelung (Zweiwegventil), Umwälzpumpe und Differenzdruckregelung

Bild 1.1.-6 besteht im Einsatz eines Zweiwegventils *B* und einer zusätzlichen Differenzdruckregelung PdC mit dem Stellventil *C*. Diese Regelung bewirkt einen Druckabgleich zwischen Vor- und Rücklauf, so daß die Drücke an den beiden Eingängen des Zweiwegventils nahezu gleich sind. Der Unterschied besteht theoretisch nur in dem Differenzdruck, der beim Durchströmen der Beimischleitung *A* entsteht. Die Schaltung kann auch den Sonderfall — Primärvorlauftemperatur entspricht Se-

kundärvorlauftemperatur — verarbeiten, da durch den PdC-Regelkreis primärseitige Druckschwankungen nicht auf den Abnehmerdurchsatz wirken können. Entscheidend für den umgewälzten Massestrom ist stets nur die Betriebscharakteristik der Pumpe.

Bei großen Abnehmerleistungen sind differenzdrucklose Anschlüsse wie in den Bildern 1.1.-6 und 1.1.-8 unwirtschaftlich. Ist der anstehende Primärdifferenzdruck ausreichend, dann genügt es, die genaue Anpassung durch eine PdC-Regelung mit dem Stellventil *B* (vgl. Bild 1.1.-9)

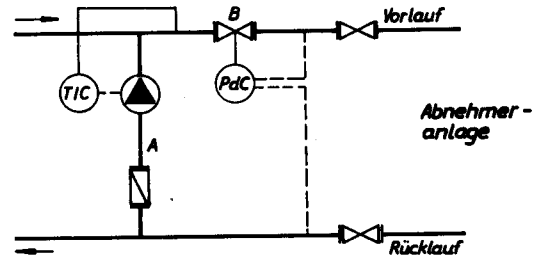


Bild 1.1.-9
Beimischsektion mit Temperaturregelung mittels drehzahleregelter Beimischpumpe und nachgeschalteter Differenzdruckregelung

vorzunehmen. Die Beimischung wird temperaturabhängig durch einen TIC-Regelkreis mit einer drehzahleregelten Pumpe in der Beimischleitung *A* geregelt. Vorteilhaft ist, daß nur die Energie für die Förderung des Beimisch-Massestroms zugeführt werden muß.

Wärmeübertragersektion

Die einfachste Form der indirekten Einspeisung besteht in der im Bild 1.1.-10 gezeigten Schaltung. Die Anord-

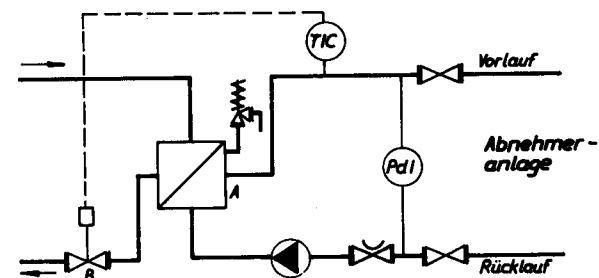


Bild 1.1.-10
Wärmeübertragersektion mit Temperaturregelung und Umwälzpumpe (Druckhaltung ist gemäß den geltenden Vorschriften zu ergänzen!)

nung des Gegenströmers *A* anstelle einer Beimischleitung läßt die Analogie zum Bild 1.1.-6 deutlich erkennen. Die meisten Elemente der Baugruppe sind somit für beide Schaltungen verwendbar. Selbstverständlich kann das Stellventil *B* des Temperaturregelkreises auch im Vorlauf installiert werden. Die dargestellte Lösung ist dann sinnvoll, wenn eine hohe Vorlauftemperatur zu Kavitation im Ventil führt. Ungünstig ist der Einbau bei einem Rohrreißer im Wärmeübertrager, da auch nach dem Schließen des Ventils *B* das heiße Vorlaufwasser ungehindert im Umformer austritt.

1.1.1.4. Warmwasserbereitungssektion

Üblicherweise werden Anlagen nach dem Speicher- oder Durchflußprinzip bzw. in Kombinationen beider gebaut.

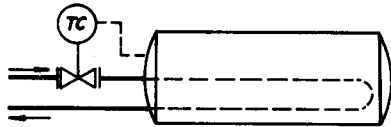


Bild 1.1.-11
Warmwasserbereitungssektion mit beheiztem Speicher

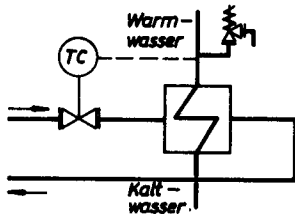


Bild 1.1.-12
Warmwasserbereitungssektion mit Gegenstromwärmeübertrager (einstufiges Durchflußprinzip)

Die beiden Grundformen sind in den Bildern 1.1.-11 und 1.1.-12 dargestellt. Direktwirkende Temperaturregler beeinflussen über die Stellventile in der Heizwasserleitung den Massestrom-Durchfluß.

Das Bild 1.1.-13 zeigt eine zweistufige Warmwasserbereitung mit je einem Gegenstromwärmeübertrager im Rücklauf der Heizungsanlage und im Heizwasservorlauf.

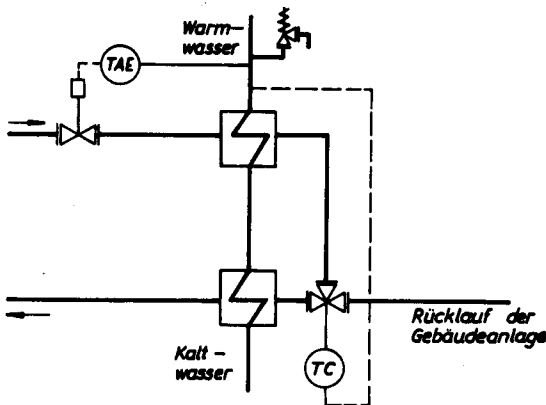


Bild 1.1.-13
Warmwasserbereitungssektion mit zweistufiger Aufheizung nach dem Durchflußprinzip (1. Stufe: unregelte Rücklaufauskühlung; 2. Stufe: geregelte Aufheizung und Temperaturbegrenzung)

Der erstgenannte arbeitet als Wasservorwärmer und ist unregelt. Dies setzt voraus, daß die Rücklauftemperaturen aus der Heizungsanlage relativ niedrig sind ($< 60\text{ }^{\circ}\text{C}$). Der Nachwärmer (zweiter Gegenstromapparat) geht nur in Betrieb, wenn die Warmwasser-Soll-Temperatur durch die Vorwärmung allein nicht erreicht wird. Ein direktwirkender Temperaturregler bewirkt dies. Die Warmwasserbereitung hat Vorrang vor der Heizung. Problematisch ist die Tätigkeit des Regelkreises bei rasch wechselnder Wasserabnahme. Die Schaltung TAE (Temperatur-Alarm-Eingriff) schließt die Heizmedienzufuhr bei Temperaturüberschreitung.

Flexibler einsetzbar ist die Warmwasserbereitungssektion nach Bild 1.1.-14. Der Gegenstromvorwärmer wird bei hohen Rücklauftemperaturen umgangen, und als Nachwärmer ist ein Speicher installiert, wodurch kurze

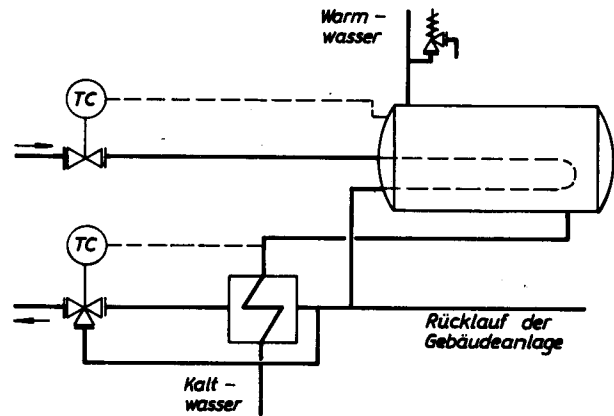


Bild 1.1.-14
Warmwasserbereitungssektion mit zweistufiger Aufheizung nach dem kombinierten Durchfluß- und Speicherprinzip (1. Stufe: geregelte Rücklaufauskühlung mit Gegenströmer; 2. Stufe: geregelte Aufheizung des Warmwassers im Speicher)

Bedarfsspitzen auch bei relativ träger Regelung gut ausgeglichen werden.

Das Bild 1.1.-15 zeigt schließlich eine zweistufige Warmwasserbereitungsanlage mit zwei Gegenstromwärmeübertragern. Im Vorwärmer wird der Rücklauf ausgekühlt, und das dabei erwärmte Kaltwasser fließt in den unteren Teil eines nicht beheizten Speichers. Der Speicherbehälter

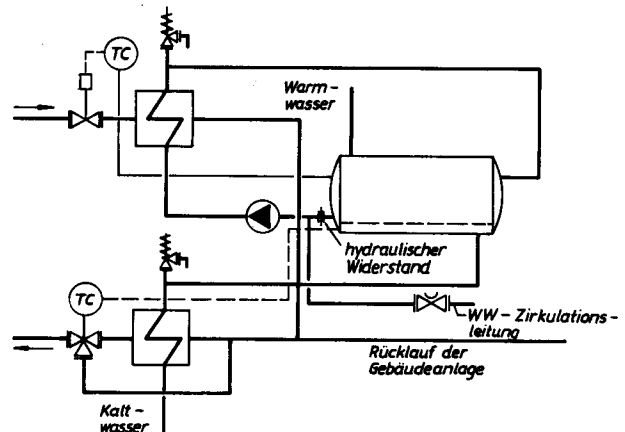


Bild 1.1.-15
Warmwasserbereitungssektion mit zweistufiger Aufheizung, unbeheiztem Speicher und Ladepumpe (1. Stufe: geregelte Rücklaufauskühlung mit Gegenströmer; 2. Stufe: geregelte Nachheizung mit Gegenströmer)

ter enthält ein Prellblech, um eine gute Temperaturschichtung zu sichern. Ist die Temperatur im unteren Speicherraum bereits sehr hoch, z. B. $60\text{ }^{\circ}\text{C}$, so wird der Rücklauf nicht weiter ausgekühlt, sondern im Bypass am Vorwärmer vorbeigeleitet. Liegt die Temperatur im oberen Speicherraum unter dem Soll-Wert, dann wird das von einer Ladepumpe in den Nachwärmer transportierte Warmwasser weiter aufgeheizt und fließt in den oberen Teil des Speichers zurück.

1.1.1.5. Verbindung der Sektionen

Die vorgestellten Grundsektionen können in verschiedenartiger Weise zu Hausanschlußstationen oder großen Wärmeübertragerstationen zusammenschaltet werden. Vielfach sind allerdings die Schaltungen zu verändern, um den spezifischen Anforderungen gerecht zu werden.

Im Bild 1.1.-16 ist ein Blockschaltbild für eine Hausanschlußstation dargestellt. Dieses Prinzip läßt noch eine Vielzahl schaltungstechnischer Varianten zu. In einigen Fällen sind die Sektionen auch einzeln einsetzbar. So würde beispielsweise eine Einspeisesektion nach Bild 1.1.-3 genügen, um eine Gebäudeheizung, deren Vorlauf-

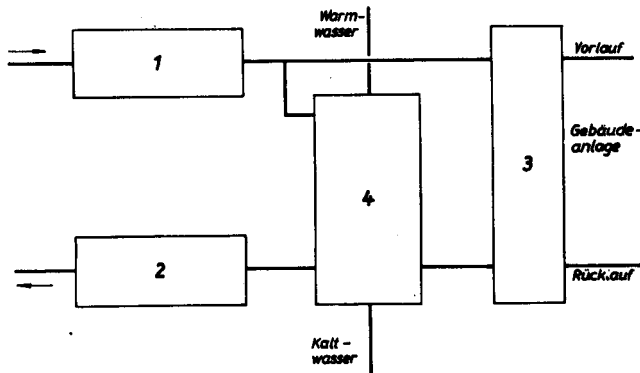


Bild 1.1.-16
Mögliche Zusammenschaltung der Sektionen
1 Einspeisesektion; 2 Rückspeisesektion; 3 Beimisch- oder Wärmeübertragersektion; 4 Warmwasserbereitungssektion

temperatur $t_{v,A}$ der angebotenen Netztemperatur $t_{v,N}$ entspricht, anzuschließen. Eventuelle Druckschwankungen im Wärmenetz werden durch den Differenzdruckregler abgeglichen, so daß die in der Anlage umlaufende Wassermenge bei gleichbleibenden hydraulischen Widerständen konstant ist.

Das Bild 1.1.-17 zeigt die Verknüpfung einer Einspeisesektion nach Bild 1.1.-1, einer Rückspeisesektion nach Bild 1.1.-4, wobei die Mengenmessung durch Aufschalten der Temperaturen zu einer Wärmemengenmessung ergänzt worden ist, einer Beimischsektion nach Bild 1.1.-6 und einer Warmwasserbereitungssektion gemäß Bild 1.1.-14. Ergänzend wurden die Übertemperatursignale von Sekundärvorlauf und Warmwasser gemeinsam mit

der Überdruckmeldung auf das motorbetätigte Absperrventil der Einspeisesektion aufgeschaltet.

Die im Bild 1.1.-18 dargestellte Schaltung folgt im Grundaufbau ebenfalls dem vorgenannten Blockschaltbild. Die Einspeisesektion entspricht Bild 1.1.-3 mit einem zusätzlichen Absperrventil, das von den Übertemperaturen nachgeschalteter Sektionen angesteuert wird. Der Differenzdruckregler entnimmt einen zweiten Impuls aus der Rücklaufleitung. Die Rückspeisesektion ist gemäß Bild 1.1.-5 konzipiert, wobei der Differenzdruck für den Mengenbegrenzer über den Woltmanzähler und den Vorwärmer gebildet wird. Die Wärmeübergabe erfolgt indirekt analog Bild 1.1.-10. Die sekundärseitige Druckauflastung ist zu ergänzen. Die Warmwasserbereitungssektion ist zweistufig nach Bild 1.1.-13 ausgeführt, wobei — wie bereits erwähnt — das Übertemperatursignal zentral in der Einspeisesektion verarbeitet wird.

Schließlich sei noch die Schaltung einer größeren Wärmeübertragerstation vorgestellt. Die Einspeise- und Rückspeisesektion ist jeweils in doppelter Ausführung vorhanden. Die Bemessung sollte so erfolgen, daß im Havariefall stets noch $\frac{2}{3}$ der Vollast erreicht werden. Im vorliegenden Fall sind die Schaltungen nach Bild 1.1.-3 und 1.1.-4 realisiert worden. Die Wärmeübertragerstationen weichen gegenüber der einfachen Lösung (Bild 1.1.-10) ab. Zur Temperaturregelung und -begrenzung sind die Stellglieder jeweils im Primärvorlauf angeordnet, und Teil- und Vollstumpen werden parallel installiert. Außerdem sind mit den Wärmeübertragersektionen zwei getrennte Netze aufgebaut worden, wobei für das gleitend betriebene Sekundärnetz für die Bemessung der Umformer wieder die $\frac{2}{3}$ -Leistungsaufteilung pro Gruppe gelten sollte. Das konstant betriebene Netz erhielt keine Reserve.

Zusammenfassend erkennt man deutlich, daß die vorgestellten Grundsektionen für einfache Abnehmerbedin-

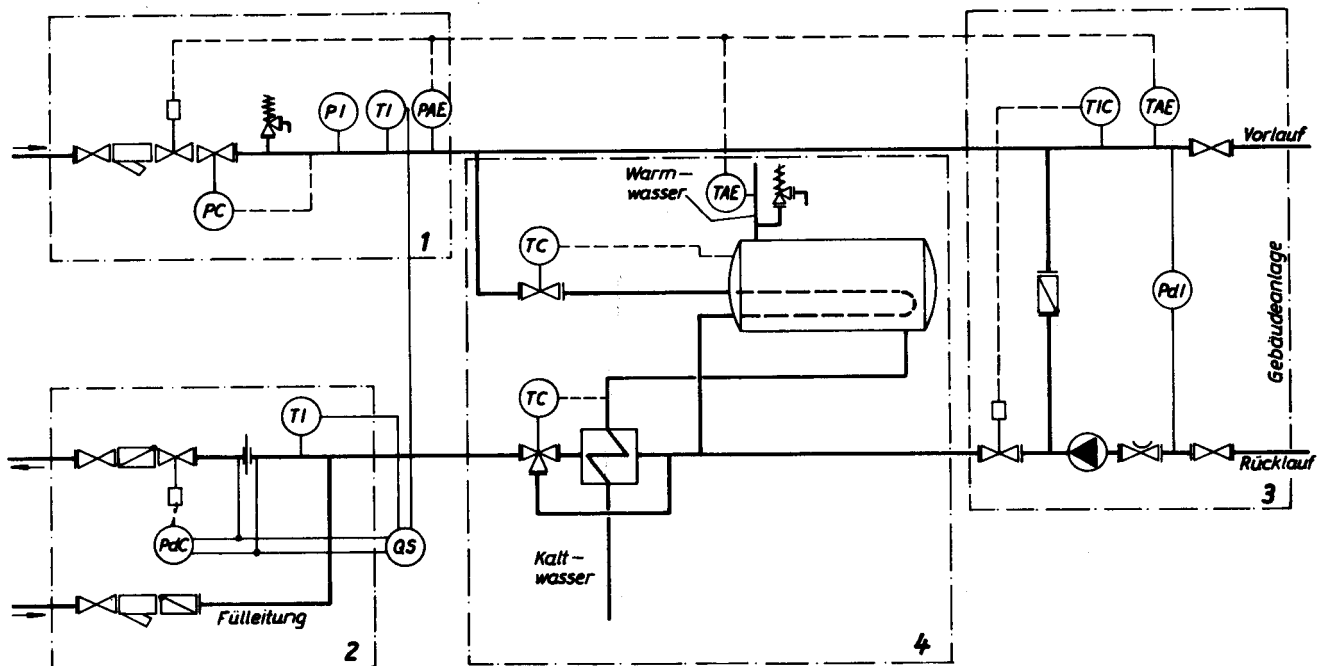


Bild 1.1.-17
Hausanschlußstation für direkte Einspeisung und Warmwasserbereitung nach der im Bild 1.1.-16 angegebenen Grundschaltung

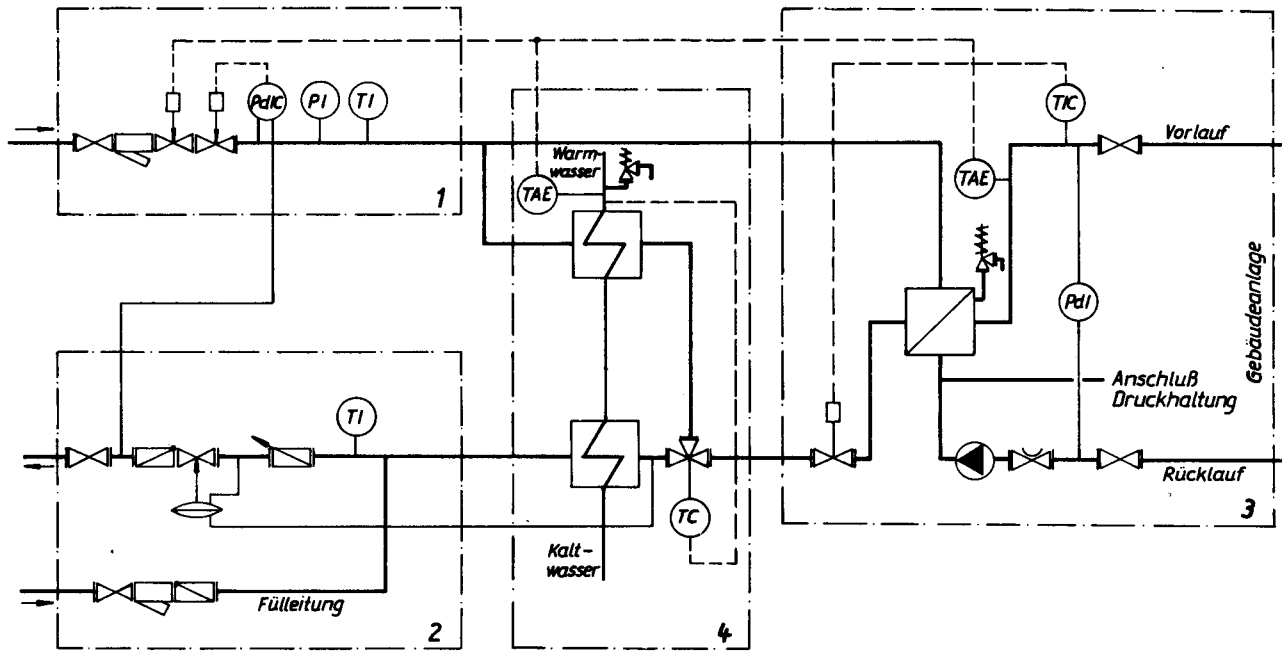


Bild 1.1.-18
Hausanschlußstation für indirekte Einspeisung und Warmwasserbereitung nach der im Bild 1.1.-16 angegebenen Grundschaltung

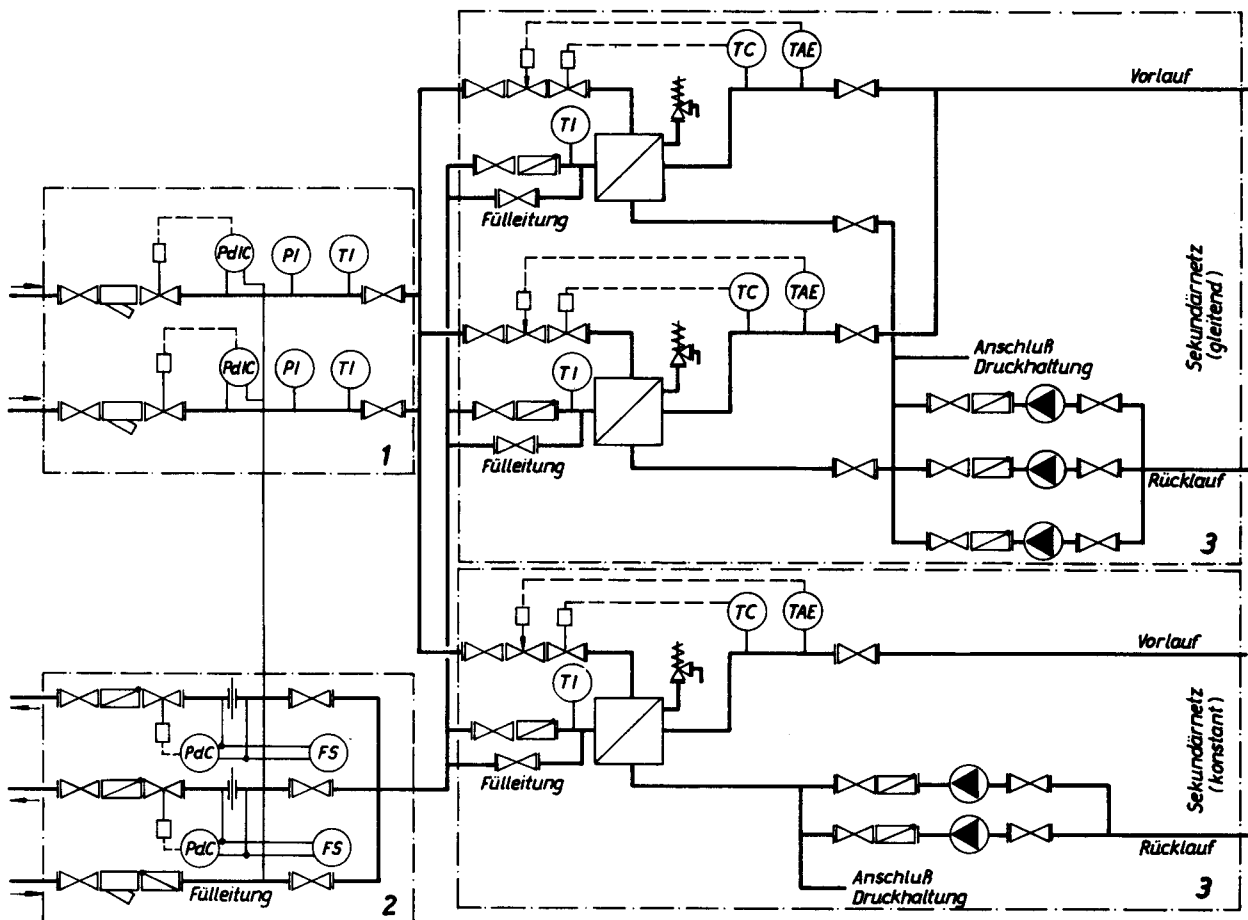


Bild 1.1.-19
Wärmeübertragerstation bzw. Hausanschlußstation, bestehend aus je zwei Einspeise-, Rückspeise- und Wärmeübertragersektionen zum Betreiben eines temperaturvariablen und eines temperaturkonstanten Sekundärnetzes

gungen — so beispielsweise für den Aufbau von Hausanschlußstationen — ohne nennenswerte Umbauten verknüpfbar sind.

Große Wärmeübertragerstationen erfordern in der Regel individuelle Lösungen, die jedoch auch auf den gezeigten

Varianten beruhen. Um eine Vorfertigung bei großer Auswahlflexibilität zu ermöglichen, geht man zu einer weiteren Unterteilung der Sektionen über. So werden z. B. die Wärmeübergabesektionen aus Wärmeübertrager-, Pumpen-, Druckhaltebaugruppen usw. zusammengesetzt.

1.1.2. Betriebsweise der Wärmeabnehmer

Es ist zu unterscheiden zwischen den Betriebsparametern bei Vollast (dies ist in der Regel der Auslegungszustand für das Netz) und den zeitlich veränderten Betriebswerten, die lastbezogen sind. Von Interesse sind die erforderlichen Wärmeströme, die Temperaturen, die Masseströme und die Druckverhältnisse.

1.1.2.1. Wärmeströme

Die Ermittlung der Wärmeströme wird im Abschnitt 3. ausführlich betrachtet. Dies betrifft vor allem den Zusammenhang zwischen Anschlußleistung, Normwärmeleistung (sie berücksichtigt den Ausnutzungsgrad) und Wärmehöchstleistung (sie bezieht die eventuell vorhan-

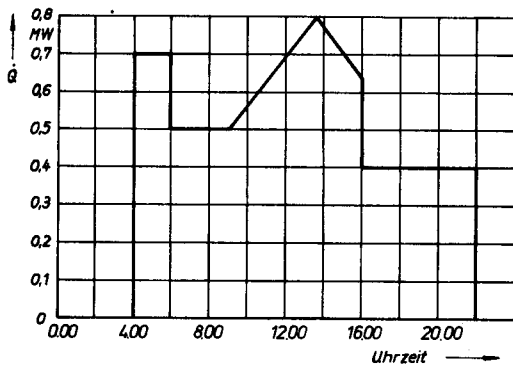


Bild 1.1.-20 Tagesverlauf der Wärmeentnahme (Belastungsdiagramm)

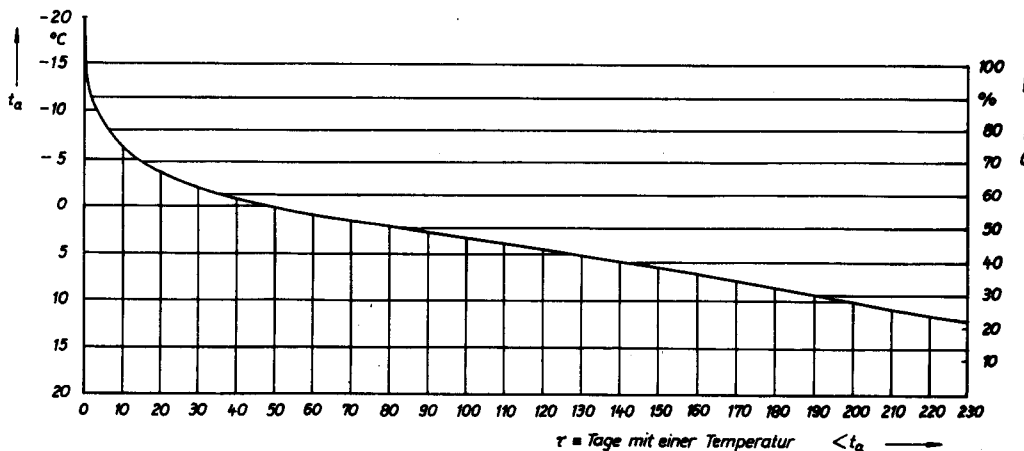
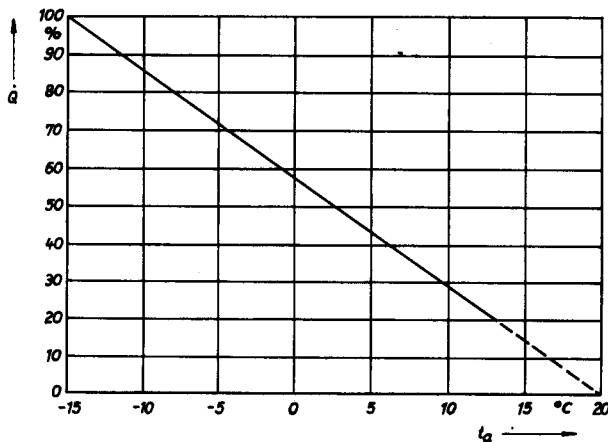


Bild 1.1.-21 Funktioneller Zusammenhang zwischen Wärmestrom und Außentemperatur sowie statistische Verteilung der Außentemperatur und des zugehörigen Wärmestroms über die Heizzeit

dene Gleichzeitigkeit der Einzelverbraucher ein). Die Kenntnis dieser Werte, die mitunter als Tagesverlauf dargestellt sind, ermöglicht die Ermittlung der Netzauslegungsdaten. Diese Daten sagen aber noch nichts über den gesamten Betriebszeitraum, d. h. über die Belastung während der Heizperiode aus.

Für Verbraucher mit intermittierender Wärmeabnahme, die nutzungszeitlich bzw. technologisch bedingt ist, müßten analog zur Vollastermittlung typische Tagesverläufe in Form von Belastungsdiagrammen nach Bild 1.1.-20 aufgestellt werden.

Für Gebäudeheizungen lassen sich dagegen aus der Analyse der Haupteinflußfaktoren und ihrer statistischen Verteilung über die Heizperiode die zeitlich erforderlichen Wärmeströme entsprechend der stochastischen Verknüpfung in guter Näherung bestimmen. So sind im Bild 1.1.-21 der funktionelle Zusammenhang zwischen Wärmestrom und Außentemperatur $\dot{Q} = f_1(t_a)$, die statistische Verteilung der Außentemperatur über die Heizzeit $t_a = f_2(\tau)$ sowie die Verknüpfung der beiden Funktionen zu $\dot{Q} = f_3(\tau)$ aufgezeichnet.

Anders verhalten sich die erforderlichen Wärmeströme zur Warmwasserbereitung. Dominierend ist der tageszeitliche Einfluß, wobei die absoluten Spitzen am Wochenende auftreten. Der Spitzenwert und der Tagesgang werden durch die im Abschnitt 3.1.3.1. genannten Faktoren beeinflusst. Eine Idealisierung des zeitlichen Spitzenlastverlaufs zeigt Bild 1.1.-22. Die ausführliche Ableitung findet sich im Abschnitt 3.1.3.2.

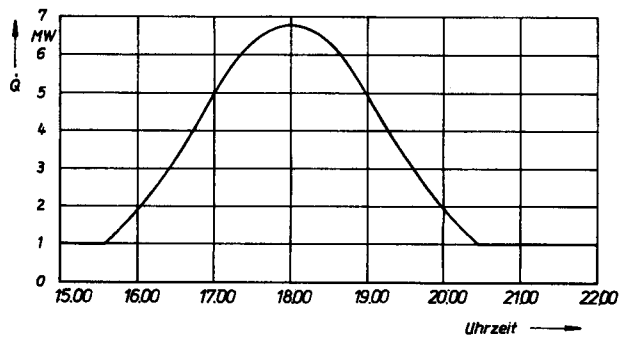


Bild 1.1.-22 Idealisierter Spitzenlastverlauf der Warmwasserbereitung

1.1.2.2. Temperaturen und Masseströme

Eine bestimmte Vorlauftemperatur kann aus technologischen Gründen gefordert werden. Meistens ist ihre Festlegung aber durch fertige Projekte, die auf traditionellen Parametern — beispielsweise 130 °C/70 °C, 110 °C/70 °C oder 90 °C/70 °C — aufbauen, gegeben. Sehr oft handelt es sich um wiederverwendbare Projekte (Werkhallen, Wohnblocks), die standortunabhängig erarbeitet wurden und überall passungsfähig sein sollen. In Ausnahmefällen erfolgt eine Optimierung der Gebäudeheizungsanlage, wobei auf der Grundlage einer vorgegebenen Vorlauftemperatur die Temperaturspreizung bestimmt wird.

Liegen die Temperaturen und Wärmeströme für den Vollastfall fest, so berechnen sich aus den Enthalpiebilanzen die erforderlichen Masseströme der Abnehmer. Die Verfahrensweise und die Bewertung der Projektangaben werden ausführlich im Abschnitt 3. dargelegt.

Für den zeitlichen Temperatur- und Massestromverlauf gibt es nachfolgende Modellfälle.

Gleitende Vorlauftemperatur, konstanter Massestrom

Die Vorlauftemperatur wird dem Belastungsverhältnis der Heizungsanlage

$$\lambda = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}^+} \tag{1.1.-1}$$

exakt angepaßt. Eine individuelle Regelung entfällt. Der durch die Anlage fließende Massestrom \dot{m}_A entspricht stets dem Vollastwert \dot{m}_A^+ .

Für die übliche Raumheizung kann in erster Näherung geschrieben werden:

$$\lambda = \frac{t_i - t_a}{t_i^+ - t_a^+} \tag{1.1.-2}$$

Tabelle 1.1.-1 Heizflächenexponenten M

Heizfläche	M
Radiatoren	1,33
Konvektortruhen	1,23 ... 1,43
Flachheizkörper	1,21 ... 1,31
Plattenheizkörper	1,24 ... 1,34
Strahlplatten	1,15 ... 1,25
Massivelemente	1,00 ... 1,15
Nackte Rohre	1,24 ... 1,26

Tabelle 1.1.-2 Exponenten N der Vorlaufübertemperatur nach Gl. (1.1.-3)

Heizflächenexponent M	Temperaturexponent N bei Auslegung der Anlage $\vartheta_V^+/\vartheta_R^+$ in K							
	160/100	130/90	110/50	90/50	70/50	40/20	30/20	25/20
	Auslegung der Anlage t_V^+/t_R^+ bei $t_i = 20$ °C in °C							
	180/120	150/110	130/70	110/70	90/70	60/40	50/40	45/40
1						1	1	1
1,05						0,96	0,96	0,95
1,10						0,94	0,93	0,92
1,15	0,90	0,89	0,91	0,90	0,88	0,90	0,89	0,88
1,20	0,87	0,86	0,89	0,87	0,85			
1,25	0,84	0,83	0,86	0,84	0,82			
1,30				0,81	0,79			
1,33				0,80	0,78			

Es gelten nach [2] und [31] für Raumheizungen die Beziehungen

$$\vartheta_V = t_V - t_i^+ = [(t_V^+ - t_i^+) - 0,525 \Delta t^+] \lambda^{1/M} + 0,525 \Delta t^+ \lambda \approx \vartheta_V^+ \lambda^N \tag{1.1.-3}$$

$$\vartheta_R = t_R - t_i^+ = (t_V - t_i^+) - \Delta t^+ \lambda \tag{1.1.-4}$$

- \dot{Q} Wärmestrom
- \dot{m}_A Massestrom
- λ Belastungsgrad
- t_V Vorlauftemperatur
- t_R Rücklauftemperatur
- t_i Raumtemperatur (Innentemperatur)
- t_a Außentemperatur
- Δt Temperaturspreizung ($t_V - t_R$)
- M Heizflächenexponent
- N Exponent der Temperaturkurve.

Der Zeiger „+“ markiert den Vollastzustand. Der Heizflächenexponent streut in Abhängigkeit von der verwendeten Konstruktion. Ausgewählte Werte für M und N sind in den Tabellen 1.1.-1 und 1.1.-2 angegeben.

In den Bildern 1.1.-23 bis 1.1.-26 sind typische Übertemperaturkurven als Funktion des Belastungsgrades dargestellt.

Gleitende Vorlauftemperatur, variabler Massestrom

Zur Komforterrhöhung werden häufig bei Zweirohrheizungen Thermostatventile an den Heizkörpern installiert. Damit kann den individuellen wärmephysiologischen Bedürfnissen sehr gut entsprochen werden. Voraussetzung ist allerdings, daß die Temperaturfahrkurven über denen nach Gl. (1.1.-3) liegen, um individuell auch höhere Raumtemperaturen als normmäßig festgelegt zu gewährleisten.

Andererseits sollte man eine Vorregelung aber trotzdem realisieren, da so ein optimaler Arbeitsbereich für die Heizkörperventile geschaffen wird. Üblicherweise erhöht man die nach Gl. (1.1.-3) berechneten Vorlauftemperaturkurven um 5 bis 10 K. Die Masseströme ergeben sich entsprechend der Drosselung im Heizkörperstromkreis.

Nach [35] sollte eine kombinierte Vorlauftemperatur-Massestrom-Regelung auch bei Einrohrsystemen mit zentraler Regelung vorgesehen werden. Man schlägt vor, als Soll-Wert für den Temperatur-Regelkreis die Temperatur im obersten Raum (Strangbeginn) und für den

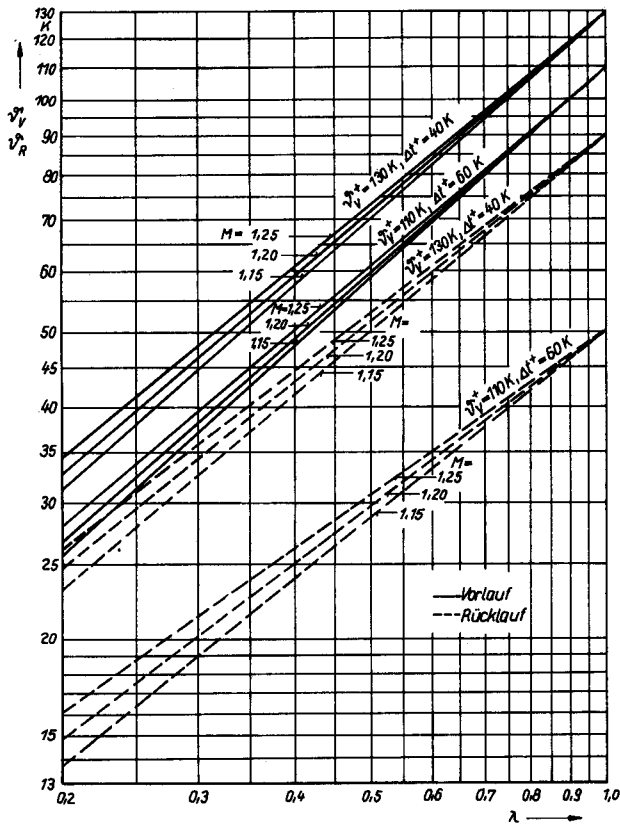


Bild 1.1.-23
Vorlauf- und Rücklauf Temperaturen als Funktion des Belastungsgrades und verschiedener Heizflächenexponenten
z. B. für die Vollastparameter 150 °C/110 °C und 130 °C/70 °C bei $t_i = 20$ °C

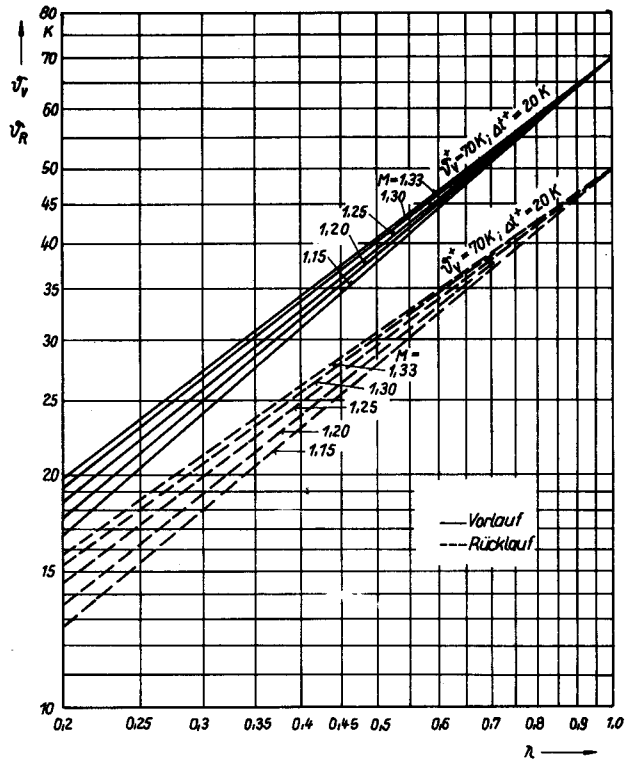


Bild 1.1.-25
Vorlauf- und Rücklauf Temperaturen als Funktion des Belastungsgrades und verschiedener Heizflächenexponenten
z. B. für die Vollastparameter 90 °C/70 °C bei $t_i = 20$ °C

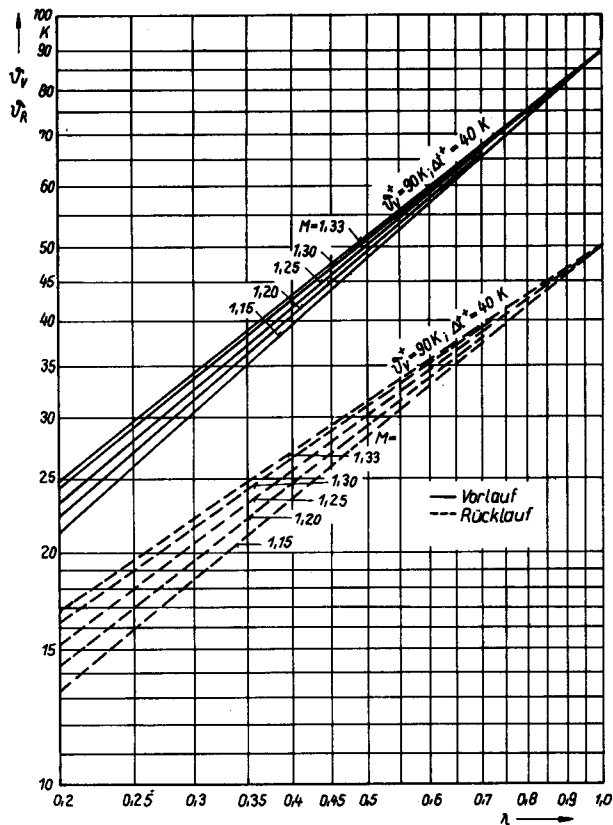


Bild 1.1.-24
Vorlauf- und Rücklauf Temperaturen als Funktion des Belastungsgrades und verschiedener Heizflächenexponenten
z. B. für die Vollastparameter 110 °C/70 °C bei $t_i = 20$ °C

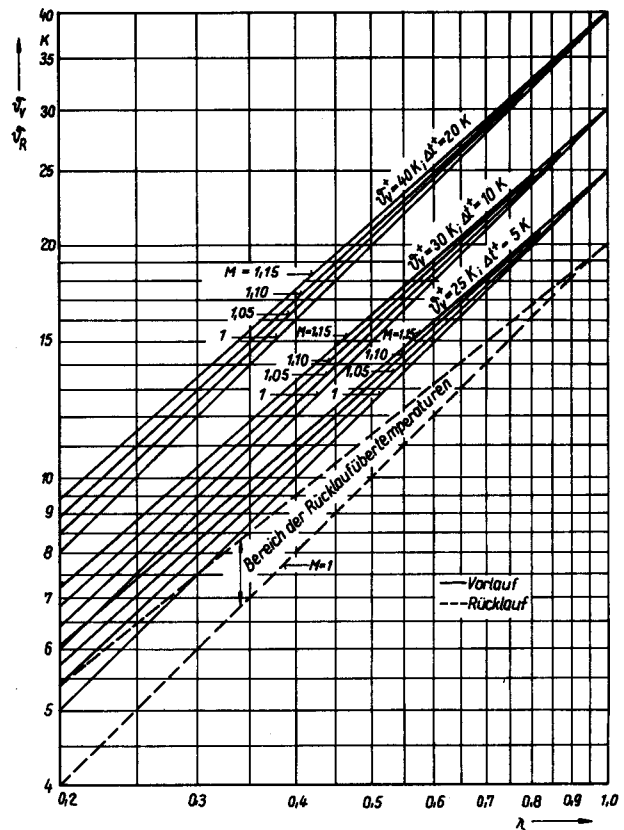


Bild 1.1.-26
Vorlauf- und Rücklauf Temperaturen als Funktion des Belastungsgrades und verschiedener Heizflächenexponenten
z. B. für die Vollastparameter 60 °C/40 °C; 50 °C/40 °C und 45 °C/40 °C bei $t_i = 20$ °C

Massestrom-Regelkreis die Temperatur im untersten Raum (Strangende) zu verwenden.

Wird unter *Abnehmer* eine Wärmeübertragerstation oder eine Hausanschlußstation entsprechend den Bildern 1.1.-17 bis 1.1.-19 verstanden, so ist für die Primärseite auch eine Betriebsweise mit gleitender Vorlauftemperatur zweckmäßig, wenn das Sekundärnetz (Abnehmernetz) ebenfalls gleitend gefahren werden soll. Die eingebauten Temperaturregelkreise bewirken den variablen Massestrom, d. h., dieser wird dem Primärnetz aufgeprägt.

Konstante Vorlauftemperatur, variabler Massestrom

Hierbei handelt es sich um die sogenannte Mengenregelung. Der Massestrom wird dem erforderlichen Wärmestrom angepaßt. Diese Verfahrensweise ist bei Raumheizsystemen kaum anzutreffen, da die Regelventile große Stellverhältnisse bei stetiger Regelung aufweisen müßten. Die Regelung wird dagegen bei Lufterhitzern in Lüftungsanlagen, bei Warmwasserbereitern und bei technologischen Verbrauchern angewendet. Sie ist auch bei Wärmeübertrager- und Beimischstationen, deren Sekundärnetz mit konstanter Temperatur gefahren werden muß, sinnvoll.

Konstante Vorlauftemperatur, konstanter Massestrom

Diese Betriebsweise kann natürlich nur bei Konstantabnehmern vorhanden sein. Eine Lastanpassung wäre sonst nur durch einen intermittierenden Betrieb zu gewährleisten. Damit ist diese Lösung ein Sonderfall der vorgenannten Regelungsvariante mit wechselndem Massestrom: nämlich 100% und 0%.

Schlußfolgernd ist die Vielfalt der zeitlichen Abnehmerforderungen erkennbar. In der Regel liegt Kenntnis über das beabsichtigte Temperaturregime vor, so daß die Masseströme durch die Abnehmer \dot{m}_A nach der Fundamentalbeziehung

$$\dot{m}_A = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}^+} \frac{\Delta t^+}{\Delta t} \dot{m}_A^+ = \lambda \frac{\Delta t^+}{\Delta t} \dot{m}_A^+ \quad (1.1.-5)$$

bestimmt werden können. Genauso verhält es sich im praktischen Betrieb, da dort auch die Temperatur zentral vorgegeben (aktive Beeinflussung) und der Massestrom durch die Regelung angepaßt wird (passive Reaktion).

1.1.2.3. Differenzdrücke und Drücke

Am einfachsten sind gewöhnlich die Differenzdrücke feststellbar. Ausgehend von den vorgegebenen Masseströmen und der gewählten Schaltung — wie indirekte Einspeisung, direkte Einspeisung (differenzdrucklos, mit Strahlpumpe, mit Pumpe in der Beimischleitung usw.) —, können die notwendigen Differenzdrücke für den Voll- und den Teillastfall berechnet werden. Letztere lassen sich häufig vereinfacht durch Umrechnungen gewinnen.

Aufwendiger gestalten sich in der Regel die Untersuchungen der maximal zulässigen und minimal notwendigen Vorlauf- und Rücklaufdrücke, da diese sowohl von der geodätischen Höhe (höchst- und tiefstgelegener Heizkörper) der Anlage, von der Temperaturverteilung in der Anlage, von der Art der Druckauflastung (Rücklauf,

Vorlauf oder separat), von der Anordnung der Stellventile und Pumpen als auch von der Druckfestigkeit der installierten Bauteile abhängen. Um diese Problematik zu verdeutlichen, werden nachfolgend zwei Beispiele angeführt.

Im Bild 1.1.-27 ist eine Hausanschlußstation mit der im Bild 1.1.-6 skizzierten Beimischsektion dargestellt. Der

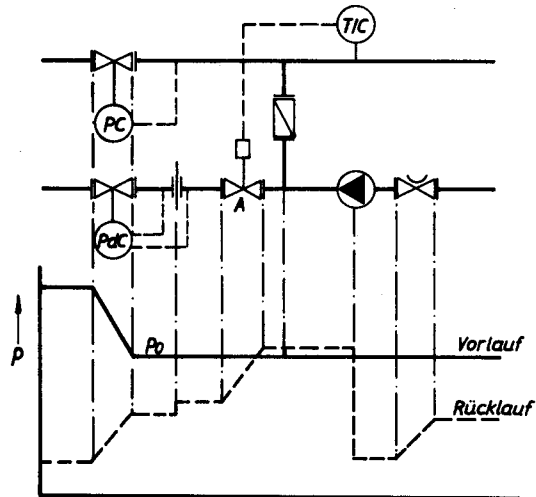


Bild 1.1.-27

Schaltung einer Hausanschlußstation und zugehöriger Druckverlauf bei definierter Druckauflastung durch den Netzvorlauf

zugehörige Betriebsdruckverlauf ist gleichfalls angegeben. Es werden allerdings nur die charakteristischen Drucksprünge (Druckverluste in Stellventilen und Differenzdruck der Umwälzpumpe) bei Vernachlässigung der Rohrreibungsverluste aufzeichnet. Ist die Abnehmerstation außer Betrieb, d. h., Ventil A ist geschlossen, so erfolgt die Druckauflastung der nachgeschalteten Heizungsanlage über den Vorlauf. Als Ruhedruck wird sich p_0 einstellen.

Anders liegen die Verhältnisse bei der im Bild 1.1.-28 gezeigten Hausanschlußstation, in die eine Beimisch-

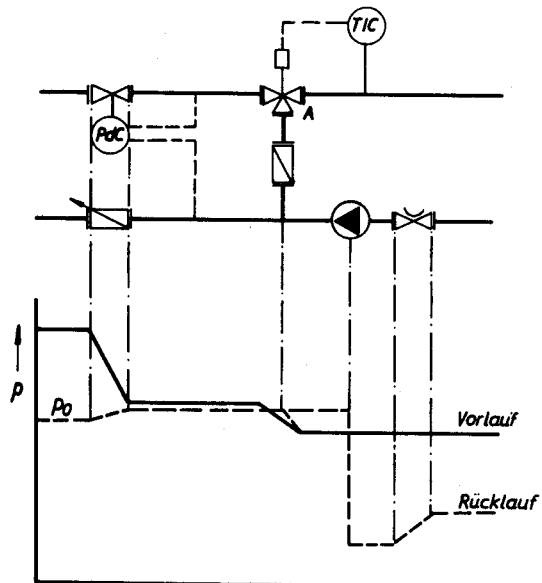


Bild 1.1.-28

Schaltung einer Hausanschlußstation und zugehöriger Druckverlauf bei definierter Druckauflastung durch den Netzrücklauf

sektion nach Bild 1.1.-8 integriert wurde. Erfolgt dort eine hundertprozentige Beimischung oder ist die Station außer Betrieb, d. h., es wurde am Ventil A der Primäreingang oder der Stationsvorlauf geschlossen, so wird über den Primärücklauf eine eindeutige Druckauflastung mit dem Bezugsdruck p_0 bewirkt.

Detaillierte Aussagen finden sich im Abschnitt 5.

1.1.3. Mathematische Modellierung des Abnehmerverhaltens

Im Abschnitt 3. werden die für die Netz bemessung erforderlichen Werte auf relativ einfache Weise ermittelt. Die Ergebnisse sind mit Ausnahme der Speicheraufheizung zeitunabhängig. Zur Nachrechnung der Teillastverhältnisse, die sowohl aus hydraulischer als auch aus wärmetechnischer Sicht zwecks sinnvoller Abstufung der Pumpengrößen, Erzeugerkapazitäten u. a. m. interessant sind, muß das Verhalten aller Abnehmer zeit- und damit lastabhängig untersucht werden. Dies kann aus der Sicht der Netzberechnung bei der Vielzahl der Abnehmer in der Regel nur näherungsweise erfolgen.

Wie bereits in Abschnitt 1.1.1. dargestellt, gibt es die verschiedenartigsten Abnehmer sowie Steuerungs- und Regelungsvarianten für die charakteristischen Größen Vorlauf- und Rücklauf- und Raumtemperatur und Massestrom. Aus der Vielzahl der möglichen Kombinationen seien fünf typische Abnehmerschaltungen beispielhaft herausgegriffen.

Anmerkung

Der einfacheren Darstellung wegen werden die betrachteten Größen gemäß der Legende zu den Gln. (1.1.-1) bis (1.1.-4) bezeichnet.

Im Abschnitt 3.1. erfolgen die Beurteilung der Projekt- bzw. Planungswerte sowie praktikable Korrekturen. Die dort ausgewiesenen Größen sind verbindliche Vollastdaten, die bei Untersuchungen des Abnehmerverhaltens zwecks Unterscheidung mit dem Zeiger „+“ versehen werden. Das gleiche gilt für die Netzdaten:

$t_{v,N}$ Temperatur des Netzvorlaufs (Einspeisung)
 $t_{r,N}$ Temperatur des Abnehmerücklaufs (Rückspeisung)
 \dot{m}_N Massestrom (Einspeise- und Rückspeisestrom).

Der Wärmestrom \dot{Q} steht hier allgemein, so auch für den speziellen Wert \dot{Q}_{Norm} des Abschnittes 3.1.

1.1.3.1. Direkter Anschluß von Heizungsanlagen ohne örtliche Regelung

Die Vorlauf- und Rücklauf- und Raumtemperatur t_v wird gleitend zur Außentemperatur gesteuert oder innentemperaturabhängig nach einem oder mehreren Piloträumen geregelt. Der Massestrom ist konstant und entspricht dem Auslegungszustand \dot{m}_A^+ . Da das Heizungssystem ohne jegliche Wärmeübergabestation an das Wärmenetz angeschlossen ist, entsprechen die genannten Größen auch den Netzparametern.

Es gelten: $t_v \equiv t_{v,N}$ [vgl. Gl. (3.1.-5)] und $\dot{m}_A^+ \equiv \dot{m}_N^+$.

Die zum Belastungsgrad λ gehörigen Vorlauf- und Rücklauf- und Raumtemperaturen berechnen sich nach den Gln. (1.1.-3) und (1.1.-4). Der Massestrom ist konstant \dot{m}_A^+ .

1.1.3.2. Direkter Anschluß von Heizungsanlagen mit örtlicher Regelung

Nach Abschnitt 1.1.2.2. ist es zweckmäßig, bei Einsatz von Thermostatventilen die Vorlauf- und Rücklauf- und Raumtemperatur höher

als bei unregelmäßigem Heizkörperanschluß zu wählen. Dies bewirkt bei Anpassung an den jeweiligen Wärmebedarf natürlich eine Massestromreduzierung.

Geht man von der Wärmeabgabe der installierten Heizflächen im Auslegungszustand \dot{Q}^+ , der zugehörigen Übertemperatur des Vorlaufs ($t_v^+ - t_i^+$) und dem aktuellen Wert ($t_v - t_i$) aus, so kann das thermodynamische Verhalten der Heizflächen durch den Quotienten

$$\lambda = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}^+} = \left(\frac{\vartheta_m}{\vartheta_m^+} \right)^M \quad (1.1.-6)$$

mit der mittleren Heizflächenübertemperatur $\vartheta_m = t_m - t_i$ und dem Heizflächenexponenten M nach Tabelle 1.1.-1 beschrieben werden.

Die Heizflächenübertemperatur ist analog zu Gl. (1.1.-3) für $(t_R - t_i)/(t_v - t_i) \geq 0,4$ durch die Näherung

$$\vartheta_m = (t_v - t_i) - 0,525 \Delta t \quad (1.1.-7)$$

und für den gesamten Temperaturbereich durch das logarithmische Mittel

$$\vartheta_m = \frac{\Delta t}{\ln \frac{t_v - t_i}{t_v - \Delta t - t_i}} \quad (1.1.-8)$$

zu berechnen. Da für den vorgegebenen Belastungsfall λ auch die Vorlauf- und Rücklauf- und Raumtemperatur t_v bekannt ist, kann nach Substitution der Gln. (1.1.-7) bzw. (1.1.-8) in Gl. (1.1.-6) die Temperaturspreizung eliminiert werden. Es folgen nach einigen Umrechnungen

$$\Delta t = \frac{1}{0,525} \left\{ (t_v - t_i) - [(t_v^+ - t_i^+) - 0,525 \Delta t^+] \lambda^{1/M} \right\} \quad (1.1.-9)$$

bzw.

$$\Delta t = (t_v - t_i) \left[1 - e^{-\frac{\Delta t}{\Delta t^+ \lambda^{1/M}} \ln \frac{t_v^+ - t_i^+}{t_v - t_i - \Delta t^+}} \right] \quad (1.1.-10)$$

Die letzte Gleichung ist nur iterativ lösbar, d. h., zu einem vorhandenen Δt -Wert kann jeweils ein verbessertes Ergebnis erzielt werden. Die Iteration beginnt mit einer Schätzung für Δt .

Der erforderliche Wärmestrom \dot{Q} bzw. der Belastungsgrad λ sind vorab aus Gl. (1.1.-2) unter Beachten der Außentemperatur t_a und der Raumtemperatur t_i zu berechnen. Letztere liegt durch die gewählte Einstellung der Thermostate fest. Auf einfache Weise ergeben sich dann die Rücklauf- und Raumtemperaturen

$$t_R = t_v - \Delta t \quad (1.1.-11)$$

und der Massestrom

$$\dot{m}_A = \frac{\dot{Q}}{c \Delta t} = \frac{\lambda \dot{Q}^+}{c \Delta t} \quad (1.1.-12)$$

1.1.3.3. Direkter Anschluß mittels Beimischstationen

Die Beimischstation kann als eigentlicher Abnehmer angesehen werden. Allerdings interessiert zur Berechnung des vom Netz einzuspeisenden Massestroms die

Rücklauf­temperatur t_R aus der nachgeschalteten Heizungsanlage. Sie ist, je nach System, entsprechend Abschnitt 1.1.3.1. oder 1.1.3.2. zu ermitteln. Es gilt die Identität

$$t_{R,N} \equiv t_R \quad (1.1.-13)$$

Der Einspeisestrom beträgt

$$\dot{m}_N = \frac{\dot{Q}}{c(t_{V,N} - t_{R,N})} \quad (1.1.-14)$$

wobei alle drei Ausgangsgrößen (Wärmestrom und Temperaturen) Funktionen der Zeit bzw. der Belastung — vornehmlich der Außentemperatur — sein können.

1.1.3.4. Indirekter Anschluß mittels Wärmeübertrager

Für die Vollast-Netz­bemessung genügt eine einfache Korrektur der Projektdaten gemäß Abschnitt 3.1.1.2. Sollen die thermodynamischen Verhältnisse für Gegenströmer unter wechselnden Lastbedingungen genau untersucht werden, so ist dazu die exakte Kenntnis der Konstruktion des Wärmeübertragers und der Zulaufparameter erforderlich. Die Bestimmung der Wärmedurchgangskoeffizienten, des Primärmassestroms und der Primär­rücklauf­temperatur kann wegen des großen Rechenaufwandes praktisch nur mit einem Rechenprogramm vorgenommen werden. Ein solches Programm ist in [2] beschrieben.

Betrachtet man den Wärmedurchgangskoeffizienten als konstant — dies ist in der Regel nur bei kleinen Massestromänderungen vertretbar —, dann vereinfacht sich die Berechnung auf der Grundlage der Betriebscharakteristik Φ beträchtlich. Im Bild 1.1.-29 ist der analytische Zusammenhang für Φ angeschrieben und die grafische Auswertung gegeben. Da die Gegenströmer sowohl für den indirekten Anschluß der Gebäudeheizungsanlagen, zur Warmwasserbereitung im Durchflußprinzip als auch für verschiedene andere technologische Versorgungsaufgaben einsetzbar sind und in der Praxis sich die Bezeichnungen der Stoffströme und Temperaturen zum Teil anwendungsbezogen einfürten, wurden die Größen mit den allgemeingültigen Indizes p (primär) und s (sekundär) versehen. Es bedeuten

- t' Eintrittstemperatur
- t'' Austrittstemperatur
- k Wärmedurchgangskoeffizient
- A Heizfläche
- \dot{C} Wärmekapazitätsstrom ($\dot{C} = mc$).

Nachfolgend werden der allgemeine Rechengang beschrieben und die identischen Beziehungen zu einer indirekt an ein Wärmenetz angeschlossenen Gebäudeheizung hergestellt. Bekannt sind die sekundärseitige Belastung

$$\dot{Q} = \dot{C}_s(t''_s - t'_s) = \dot{m}_s c(t''_s - t'_s) \equiv \dot{m}_A c(t_V - t_R), \quad (1.1.-15)$$

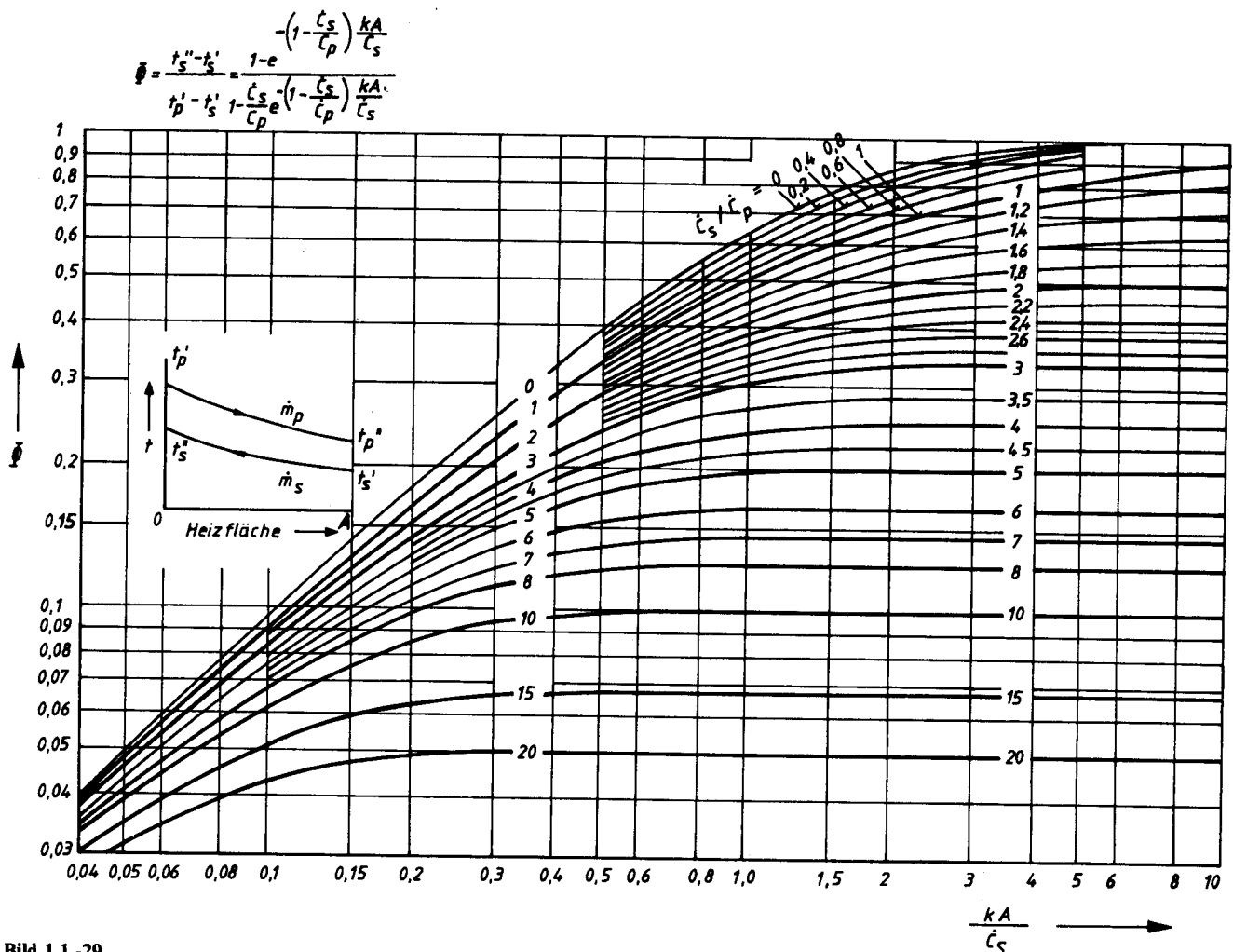


Bild 1.1.-29 Betriebscharakteristik Φ für Gegenstrom-Wärmeübertrager (nach BOŠNJAKOVIĆ)

der Term

$$\frac{kA}{\dot{C}_s} \equiv \frac{kA}{\dot{m}_A c} \quad (1.1.-16)$$

und die Primäreintrittstemperatur $t_p \equiv t_{v,N}$, woraus

$$\Phi = \frac{t'_s - t'_s}{t'_p - t'_s} \equiv \frac{t_v - t_R}{t_{v,N} - t_R} \quad (1.1.-17)$$

berechenbar ist. Aus Bild 1.1.-29 folgt aus den beiden zuletzt berechneten Größen im Schnittpunkt

$$\frac{\dot{C}_s}{\dot{C}_p} \equiv \frac{\dot{m}_A}{\dot{m}_N} \quad (1.1.-18)$$

Der primär- (d. h. netz-)seitige Massestrom kann sofort eliminiert werden. Die Rücklauftemperatur beträgt

$$t''_p = t'_p - \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_p c} \equiv t_{R,N} = t_{v,N} - \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_N c} \quad (1.1.-19)$$

1.1.3.5. Rücklaufauskühlung

Bei den bisher beschriebenen Anschlußarten ist es stets möglich, eine zusätzliche Rücklaufauskühlung vorzusehen. Meistens wird eine Warmwasservorwärmung mit der zeitabhängigen Leistung $\dot{Q}(\tau)$ installiert. Die Rückspeisetemperatur ins Wärmenetz erfährt dadurch eine Senkung auf

$$t_{R,N}^* = t_{R,N} - \frac{\dot{Q}(\tau)}{\dot{m}_N c} \quad (1.1.-20)$$

1.1.3.6. Beispiel

Eine Gebäudeheizung mit den nach Abschnitt 3.1. korrigierten Werten $\dot{Q}^+ = 185 \text{ kW}$, $t_v^+ = 89 \text{ °C}$ und $t_R^+ = 66 \text{ °C}$ ist über eine Rücklaufbeimischung an ein Wärmenetz, das mit maximal $t_{v,N}^+ = 130 \text{ °C}$ betrieben wird, angeschlossen. Die Netzvorlauftemperatur wird linear bis auf $t_{v,N} = 100 \text{ °C}$ bei einem Belastungsgrad $\lambda = 0,3$ heruntergefahren, anschließend bleibt sie konstant.

In der Heizungsanlage sind Radiatoren mit Thermostatventilen installiert. Die Gebäudevorlauftemperatur sollte stets 5 K über der theoretischen Vorlauftemperatur liegen. Für die Raumtemperaturen gilt im Durchschnitt $t_i^+ = t_i = 22 \text{ °C}$.

Lösung

Die erforderliche Vorlauftemperatur berechnet sich aus Gl. (1.1.-3) zu

$$t_v = 22 \text{ °C} + \{[(89 - 22) - 0,525 \cdot 33] \lambda^{1/1,33} + 0,525 \cdot 23\lambda\} \text{ K} + 5 \text{ K},$$

wobei für den Heizflächenexponenten gemäß Tabelle 1.1.-1 $M = 1,33$ eingesetzt und eine Temperaturerhöhung um die vorgegebenen 5 K angenommen wurde. Die Ergebnisse lauten:

λ	1	0,9	0,8	0,7	0,6	
t_v in °C	94	88,6	83,1	77,5	71,7	
λ	0,5	0,4	0,3	0,2	0,1	0
t_v in °C	65,7	59,4	52,8	45,8	37,9	27

Die tatsächlich auftretende Temperaturspreizung ergibt sich dann nach der Gl. (1.1.-10), da die Näherungsgleichung (1.1.-9) den zulässigen Temperaturquotienten [vgl. Definitionsbereich zu Gl. (1.1.-7)] teilweise unterschreitet. Um den Fehler zu veranschaulichen, werden im folgenden dennoch beide Gleichungen ausgewertet: Gl. (1.1.-9)

$$\Delta t^0 = \frac{1}{0,525} \{ (t_v - 22) - [(89 - 22) - 0,525 \cdot 23] \lambda^{1/1,33} \}$$

Gl. (1.1.-10)

$$\Delta t = (t_v - 22) \left[1 - e^{-\frac{\Delta t}{23 \lambda^{1/1,33}} \ln \frac{89-22}{89-22-23}} \right]$$

Geht man beispielsweise bei der letzten Gleichung von einem Schätzwert $\Delta t = 20 \text{ K}$ bei $\lambda = 0,5$ aus, so folgt $\Delta t = 20,09 \text{ K}$, und das Ergebnis, jeweils eingesetzt, liefert der Reihe nach $\Delta t = 20,16 \text{ K}$; $20,21 \text{ K}$; $20,24 \text{ K}$; $20,27 \text{ K}$; $20,29 \text{ K}$; ... ; $20,33 \text{ K}$, so daß sich der Wert $20,3 \text{ K}$ bei Beachten einer Dezimalen stabilisiert. Die Ergebnisse der Gln. (1.1.-9) und (1.1.-10) sind nachfolgend zusammengestellt. Gleichzeitig wurden die Rücklauftemperatur und der in der Anlage zirkulierende Massestrom nach den Gln. (1.1.-11) und (1.1.-12) berechnet:

λ	1	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3	0,2	0,1	0
Δt^0 in K	32,5	30,2	27,9	25,7	23,4	21,1	18,7	16,4	14,1	11,8	—
Δt in K	31,6	29,3	27,1	24,9	22,6	20,3	17,9	15,6	13,2	10,6	5
t_R in °C	62,4	59,3	56,0	52,6	49,1	45,4	41,5	37,2	32,6	27,3	22
\dot{m}_A in $\frac{\text{kg}}{\text{s}}$	1,39	1,35	1,30	1,24	1,17	1,08	0,98	0,85	0,67	0,42	0

Es sind die Vorlauftemperatur sowie der Anlagenmassestrom für die Gebäudeheizung und der einzuspeisende Netzwasserstrom in Abhängigkeit vom Belastungsgrad zu berechnen.

Die Ergebnisse zeigen, daß die Abweichungen zwischen Δt und Δt^0 vertretbar sind, solange man nicht in absolute Schwachlastbereiche kommt. Daß die Temperaturspreizungen auch beim Vollastfall nicht übereinstimmen, liegt an der Vorlauftemperaturerhöhung.

Der aus dem Netz entnommene Massestrom berechnet sich auf der Grundlage der Gl. (1.1.-14). Dazu ist aber die Kenntnis der Netzvorlauftemperatur erforderlich, die laut Aufgabenstellung lastabhängig gefahren wird. Gegeben wurden zwei Punkte der linearen Funktion $t_{v,N} = a + b\lambda$:

$$130\text{ °C} = a + b \cdot 1$$

$$100\text{ °C} = a + b \cdot 0,3,$$

woraus $b = 42,86\text{ °C}$ und $a = 87,14\text{ °C}$ folgen. Damit können die analytischen Zusammenhänge

$$t_{v,N} = 87,14 + 42,86\lambda \text{ in °C für } 0,3 \leq \lambda \leq 1$$

$$t_{v,N} = 100\text{ °C für } \lambda < 0,3$$

$$\dot{m}_N = \frac{\lambda \cdot 185}{4,2(t_{v,N} - t_{r,N})}$$

formuliert werden. Die Ergebnisse betragen:

λ	1	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3	0,2	0,1	0
$t_{v,N}$ in °C	130,0	125,7	121,4	117,1	112,9	108,6	104,3	100,0	100,0	100,0	100,0
\dot{m}_N in $\frac{\text{kg}}{\text{s}}$	0,65	0,60	0,54	0,48	0,41	0,35	0,28	0,21	0,13	0,06	0

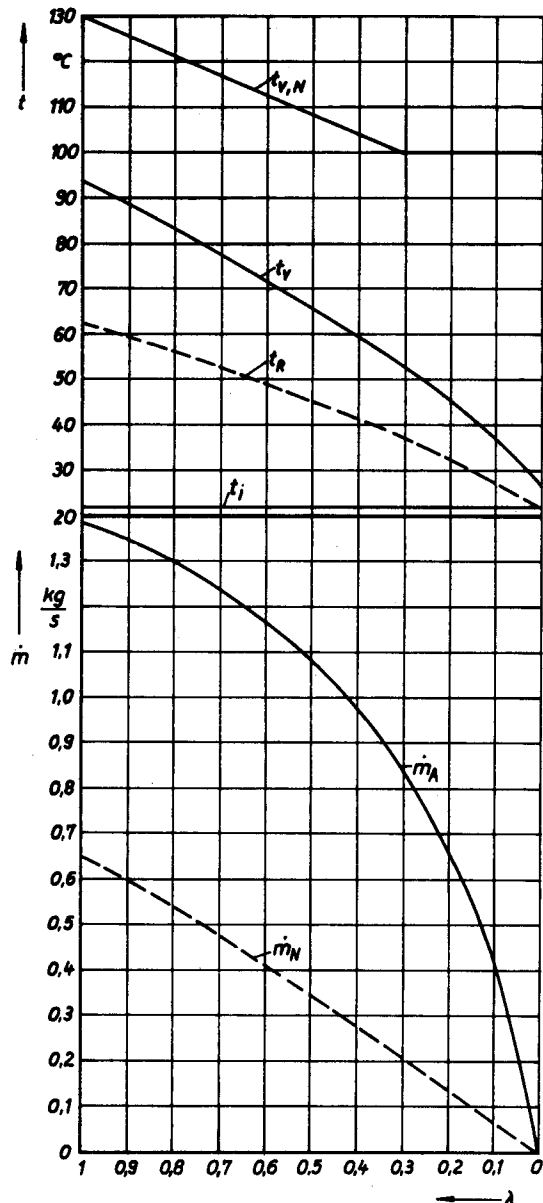


Bild 1.1.-30 Temperatur- und Massestromverläufe als Ergebnisse des Beispiels 1.1.3.6.

Alle errechneten Werte sind im Bild 1.1.-30 grafisch dargestellt.

1.2. Heizwassernetz

Unter Netz wird das Verbindungsglied zwischen Wärme-erzeuger und Wärmeverbraucher verstanden. Auf die Wahl der Netzform, des Rohrsystems und der Verlegeart nehmen zahlreiche technische, ökonomische, architektonische, territoriale, geologische, juristische, sicherheitstechnische und viele andere Faktoren Einfluß. Eine allgemeingültige Wertung gibt es nicht. Ebenso liegt die Größe der Wärmenetze meistens nicht von vornherein fest; sie ist in der Regel historisch entstanden. Die nachfolgenden Beschreibungen zu Form, Art und

Betriebsweise des Netzes tragen deshalb nur informativen Charakter. Dagegen sind die Strukturmodellierung und die Berechnungsmethoden für die weiteren Abschnitte verbindlich.

1.2.1. Gestalt der Netze

1.2.1.1. Netzform

Es sind zwei Grundtypen, das *Strahlennetz* (Verästelungsnetz) nach Bild 1.2.-1 und das *Maschennetz* gemäß Bild 1.2.-2, zu unterscheiden. Letzteres zeichnet sich infolge der mehrfachen Lieferwege zwar durch eine große Versorgungssicherheit aus; wegen der hohen Kosten werden in Wohn- und Industriegebieten aber fast ausschließlich Strahlennetze erstellt. Maschennetze finden meistens bei großen städtischen Versorgungsgebieten Anwendung. Sie besitzen oftmals Mehrfacheinspeisungen und werden im Verbundbetrieb gefahren. Dabei sind aber reine Maschennetze selten, häufig befinden sich an der Peripherie Verästelungssysteme.

Eine Sonderform des Strahlennetzes ist das *Liniennetz* (Bild 1.2.-3). Es besteht nur aus einem Versorgungsstrang, an den sich relativ kurze Stichleitungen zu den Abnehmern anschließen. Analog dazu versteht man

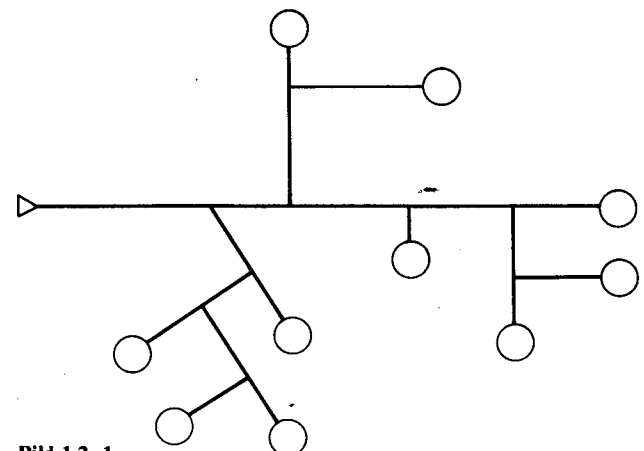


Bild 1.2.-1 Strahlennetz mit einer Einspeisung

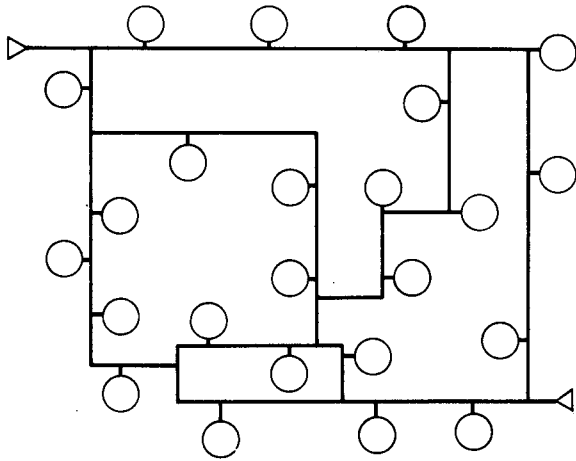


Bild 1.2.-2
Maschennetz mit zwei Einspeisungen

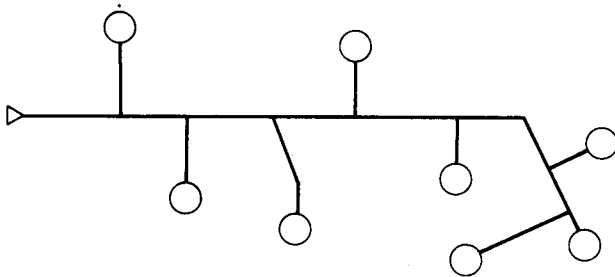


Bild 1.2.-3
Liniennetz mit einer Einspeisung

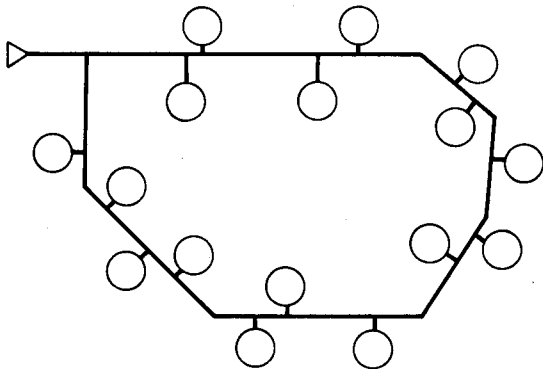


Bild 1.2.-4
Ringnetz mit einer Einspeisung

unter einem *Ringnetz* (Bild 1.2.-4) ein Versorgungssystem, das nur aus einer Masche mit dazugehörigen Anschlußleitungen besteht.

Die Trassierung der einzelnen Leitungsabschnitte obliegt in der Regel verantwortlich dem Erschließungsprojektanten für Tiefbau. Aufgabe des Heizungsingenieurs ist es, den optimalen Standort der Wärmebereitstellungsanlage zu ermitteln, die erforderlichen Rohrdurchmesser zunächst überschläglich festzulegen und an der Entscheidungsfindung für die Trassenführung im Hinblick auf geringe hydraulische Druckverluste und eine möglichst natürliche Kompensation der thermisch bedingten Rohrdehnung mitzuwirken.

1.2.1.2. Rohrsystem

Unter diesem Begriff versteht man die Anzahl der parallel geführten Rohrleitungen und die Einsatzart zur Lösung der anstehenden Versorgungsaufgabe.

Das *Einleiter-System* kann nur dort Anwendung finden, wo gleichzeitig Wärmeenergie und Warmwasser benötigt werden und beide Anforderungen in entsprechender Relation stehen. Da dies in der Regel nicht gegeben ist, hat dieses System in Mitteleuropa keine praktische Bedeutung erlangt.

Das *Zweileiter-System*, bestehend aus einer Vorlauf- und einer Rücklaufleitung, verfügt dagegen über eine vielseitige Anwendung. In Verbindung mit regelungstechnisch gut ausgerüsteten Abnehmeranlagen wird es den verschiedensten Versorgungsanforderungen gerecht und zeichnet sich durch relativ niedrige Investitions- und Betriebskosten aus. Das System ist bevorzugt anzuwenden. Die Vorlauftemperatur kann gleitend zur Außentemperatur oder konstant gefahren werden (siehe auch Abschnitt 1.2.2.1.).

Beim *Dreileiter-System* werden zwei Vorlaufleitungen und eine gemeinsam genutzte Rücklaufleitung verlegt. Diese Systeme wurden früher häufig gebaut, wobei die eine Vorlaufleitung — gleitend zur Außentemperatur betrieben — die Gebäudeheizungen direkt versorgte und an die andere Vorlaufleitung bei konstanter Temperatur die Warmwasserbereiter, die Lüftungsanlagen und die übrigen technologischen Verbraucher angeschlossen waren. Da die Entnahme aus der zweitgenannten Vorlaufleitung verbrauchsbedingt sehr schwankt, fließt auch in der Rücklaufleitung ein unterschiedlicher Massestrom. Die dadurch veränderte Netzkennlinie führt im Schnittpunkt mit der Pumpenkennlinie zu einem stets veränderten Betriebspunkt, wodurch die am gleitenden Vorlauf angeschlossenen Heizungsabnehmer nicht mit gleichbleibenden Masseströmen versorgt werden. Ein zweiter entscheidender Nachteil tritt oft während der Übergangszeit auf. Die Vermischung der Rückläufe kann eine höhere Rücklauftemperatur ergeben, als für den Vorlauf des gleitenden Netzes im Schwachlastbereich benötigt wird. Die Überheizung der Räume ist dann die Folge. Die zu hohen Rücklauftemperaturen können nicht nur bei einem Mißverhältnis der beiden Netzbelastungen entstehen, sondern auch infolge defekter Regeleinrichtungen an den technologischen Verbrauchern auftreten. Dies ist beispielsweise der Fall, wenn vollaufgeladene Warmwasserboiler weiterhin vom vollen Heizmedienstrom durchflossen werden.

Anmerkung

In der älteren Literatur findet man den Begriff *Dreileiter-System* auch für ein *Zweileiter-System* mit einem im Havariefall benutzbaren dritten Rohrstrang.

Das *Vierleiter-System* besteht aus zwei parallel verlegten Zweileiternetzen, wobei ein Leiterpaar gleitend zur Außentemperatur und das andere mit konstanter Temperatur betrieben wird.

1.2.1.3. Verlegeverfahren

Grundsätzlich unterscheidet man zwischen unter- und überirdischer Verlegung. Die erstgenannte Art wird in folgenden Formen ausgeführt:

Nicht begehbare Kanäle (Flachkanäle) können eingesetzt werden, wenn die verwendeten Rohrleitungsteile —

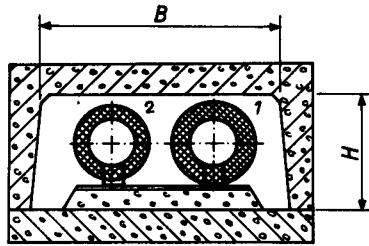


Bild 1.2.-5
Nicht begehbare Heizkanal (Flachkanal)
1 Vorlaufleitung; 2 Rücklaufleitung

beispielsweise Dehnungsausgleicher — völlig wartungsfrei sind. Im Bild 1.2.-5 ist ein Heizkanal mit Grundplatte und Haube dargestellt. Als typische Abmessungen gelten in Zuordnung zum Durchmesser der Heizrohrleitungen:

$2 \times DN$ mm	Breite B/Höhe H mm
≤ 65	600/400
80 ... 100	800/400
125	800/500
150	1000/500
200 ... 250	1200/700
300	1400/800
350 ... 400	1600/900

(Für optimierte Dämmdicken gilt Tabelle 6.2.-1.)

Begehbare Kanäle werden vorgesehen, wenn die Rohrleitungsteile einer ständigen Überwachung unterzogen und das Auswechseln der Leitungen ohne Freilegen oder Abdecken des Kanals ermöglicht werden soll.

Sammelkanäle nach Bild 1.2.-6 nehmen außer den Heizrohrleitungen auch andere Versorgungsleitungen und

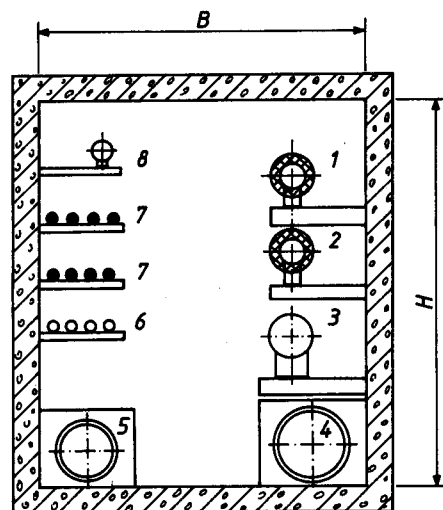


Bild 1.2.-6
Sammelkanal
1 Vorlaufleitung; 2 Rücklaufleitung; 3 Kaltwasserleitung; 4 Regenwasserleitung; 5 Schmutzwasserleitung; 6 Informationskabel; 7 Starkstromkabel; 8 Gasleitung

Kabel auf. Sie werden hauptsächlich bei der Erschließung und Rekonstruktion von Wohnkomplexen angewendet. Übliche Abmessungen betragen:

Breite B/Höhe H
mm

1600/1800
1600/2100
2000/2100
2000/2400
2400/2100
2400/2400

Schutzrohre gemäß Bild 1.2.-7 werden bei Durchörterungen von Verkehrsbereichen eingesetzt. Als Durchmesserzuordnung haben sich bewährt:

DN_1/DN_2 mm	DN_1/DN_2 mm
50/200	200/500
65/250	250/600
80/250	300/600
100/300	350/700
125/350	400/800
150/400	500/800

Außer der dargestellten einfachen Konstruktion gibt es noch eine Reihe von speziellen, herstellerbezogenen Lösungen.

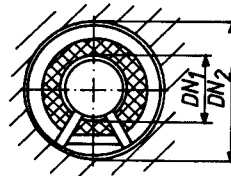


Bild 1.2.-7
Heizrohrverlegung im Schutzrohr

Die **kanallose Verlegung** kann in vielfältigen Varianten ausgebildet sein. Typische Formen sind die Verlegung in Schutzrohren (Mantelrohren) bzw. Schutzrohrsystemen, in Festblöcken oder in Schüttstoffen. Problematisch ist vor allem die exakte Abdichtung zwischen den vorgefertigten Elementen. Am besten haben sich die Mantelrohrlösungen (Bild 1.2.-8) bewährt, wofür be-

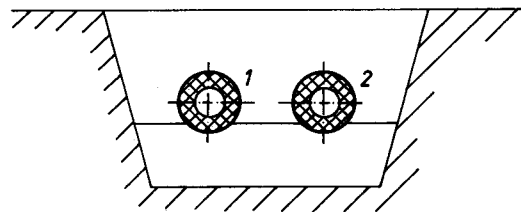


Bild 1.2.-8
Kanallose Verlegung nach dem Mantelrohrverfahren (z. B. Plast)
1 Vorlaufleitung; 2 Rücklaufleitung

merkwürdige Technologien entwickelt wurden. Die Ringspalten zwischen Heiz- und Hüllrohr werden mit Wärmedämmstoffen gefüllt und teilweise auch evakuiert.

Bei oberirdischer Verlegung werden folgende Formen angewendet: *Sockel* nach Bild 1.2.-9 oder Bohrpfahlgründungen stellen die kostengünstigste Variante der Rohrverlegung dar. Die Lösung ist anwendbar, wenn

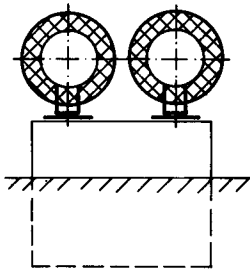


Bild 1.2.-9
Sockelverlegung

keine Verkehrsflächen zu überqueren sind. *Stützen* aus Betonfertigteilen gemäß Bild 1.2.-10 oder aus Stahl werden vorrangig bei der Verlegung in Industriekomplexen eingesetzt.

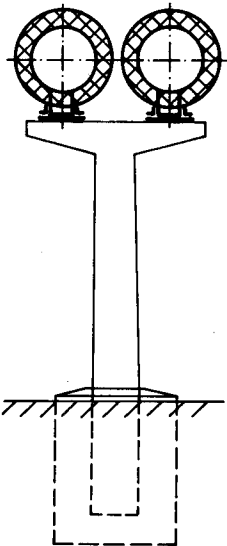


Bild 1.2.-10
Stützenverlegung

Zur Senkung der Bauzeiten wird bei allen Verlegearten versucht, weitestgehend vorgefertigte Bauelemente aus Stahlbeton oder Stahl zu verwenden. Verstärkt werden Ausdehnungs-, Eck-, Abzweig-, Lüftungs- und Einfädungsbauwerke mit Betonfertigteilen ausgeführt. Auch für die rohrtechnische Ausrüstung hat die Vorfertigung teilweise einen beachtlichen Stand erreicht.

1.2.2. Betriebsbedingungen der Netze

Die entscheidenden Parameter, die unter dem Oberbegriff Betriebsbedingungen zusammengefaßt werden, sind die Temperaturen, die Drücke und die Masseströme. Diese Größen, die in der Regel Zeitfunktionen darstellen, dürfen nicht losgelöst voneinander gewählt werden. Verbindungen bestehen beispielsweise über das Druckschaubild und die Wärmebilanzen. Aus didaktischen Gründen erfolgen anschließend jedoch Einzeldarstellungen. In den Abschnitten 5. und 8. wird die Komplexität der Parameter deutlich.

1.2.2.1. Temperaturen

Unter dem Aspekt der Netzkosten sind hohe Vorlauf- und niedrige Rücklauftemperaturen, d. h. große Temperaturspreizungen, wünschenswert. Da hohe Vorlauftemperaturen die Stromausbeute bei Kraft-Wärme-Kopplung einschränken und hohe Drücke im Verteilungssystem bedingen sowie niedrige Rücklauftemperaturen infolge großer Heizflächen zu material- und kostenaufwendigen Abnehmeranlagen führen, müßten unter Beachten der gegenläufigen Kostentendenzen die zu verwirklichenden Vorlauf- und Rücklauftemperaturen das Ergebnis von Optimierungsrechnungen sein. Da der große Bilanzkreis mit zahlreichen Einflußfaktoren beim einfachen Anwendungsfall nicht betrachtungsfähig ist, werden in der Regel nur partielle Optima ermittelt bzw. Variantenvergleiche durchgeführt. Die in der Praxis vorhandenen technischen Restriktionen, wie z. B. Druckstufe, geodätische Höhenunterschiede, maximale Vorlauftemperatur des Wärmelieferers, Mindestvorlauftemperatur zur Realisierung der Abnehmercivlast, Schaltungsvariante (bei indirektem Anschluß ist die Grädigkeit des Wärmeübertragers zu berücksichtigen) u. a. m., schränken ohnehin die Variabilität der Temperaturparameter stark ein oder legen diese gleich fest. Bevorzugt angewendet werden nachfolgende Temperaturpaarungen:

bei direktem Anschluß der Gebäudeanlage

90 °C/60 °C; 90 °C/70 °C; 110 °C/70 °C; 130 °C/70 °C;
150 °C/70 °C;

bei indirektem Anschluß der Gebäudeanlage

130 °C/80 °C; 140 °C/80 °C; 160 °C/80 °C;
180 °C/80 °C.

Anzumerken ist, daß in letzter Zeit durch die Entwicklung von speziellen Niedertemperatur-Heizungssystemen die technischen Voraussetzungen geschaffen wurden, die Temperaturparameter – vornehmlich die Rücklauftemperaturen – zu senken (z. B. 130 °C/50 °C oder 130 °C/30 °C). Die Wärmeübertragungsleistung der Netze wird dadurch beträchtlich gesteigert.

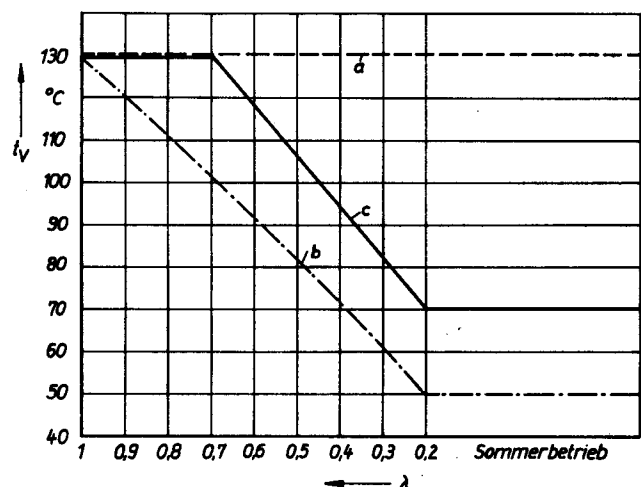


Bild 1.2.-11
Vorlauftemperatur in Abhängigkeit von der Belastung (Außentemperatur)

a Winter- und Sommerbetrieb konstant; b Winterbetrieb gleitend, Sommerbetrieb konstant; c Winterbetrieb konstant und gleitend, Sommerbetrieb konstant

Der Betrieb der Wärmenetze kann mit konstanter Vorlauftemperatur, mit gleitender Vorlauftemperatur in Abhängigkeit von der Belastung, z. B. bei der Versorgung von Heizungsanlagen in Funktion der Außentemperatur (vgl. Abschnitt 1.1.2.2.), oder in gemischter Betriebsweise erfolgen. Eine Zusammenstellung ausgewählter Fahrkurven zeigt Bild 1.2.-11. Wie im Abschnitt 8. ausführlich abgeleitet wird, ist es zur Lastanpassung in der Regel wirtschaftlich und meistens auch technisch notwendig, die Warmwasser- und Heißwassernetze mengen- und temperaturvariabel (Kurve *c* im Bild 1.2.-11) zu betreiben. Sind Warmwasserbereitungsanlagen abgeschlossen, dann darf die minimale Betriebstemperatur 60 bis 70 °C nicht unterschreiten. Diese Temperatur ist dann auch während der heizfreien Zeit sicherzustellen.

1.2.2.2. Drücke

Um ein Ausdampfen bei hohen Temperaturen zu vermeiden, ist ein bestimmter Mindestdruck (Sättigungsdruck plus Sicherheitszuschlag) zu gewährleisten. Die maximale Druckbegrenzung wird durch die gewählte oder vorgegebene Druckstufe des Systems und durch vorgeschriebene Sicherheitszuschläge determiniert. Bei direkter Einspeisung bestimmen meistens die Abnehmeranlagen die zulässigen Maximaldrücke. Zwischen den Druckgrenzwerten muß sich der reale Druckverlauf einordnen. Er wird beeinflusst von

- der geodätischen Höhenlage des Versorgungsgebietes
- den Druckverlusten und deren Verteilung über das Netz
- der Art der Druckhaltung und des Anschlusses an das Netz.

Spezielle Angaben finden sich im Abschnitt 5. Ein erster Überblick ist im Bild 1.2.-12 gegeben. Dabei wird deutlich, daß Betriebs- und Ruhedruckverlauf zu untersuchen sind und daß bei Einsatz von statischen Druckhaltungssystemen mit kompressiblen Auflastmedien ein Schwankungsbereich, z. B. zwischen p'_{max} und p_{max} funktionsbedingt gewährleistet sein muß.

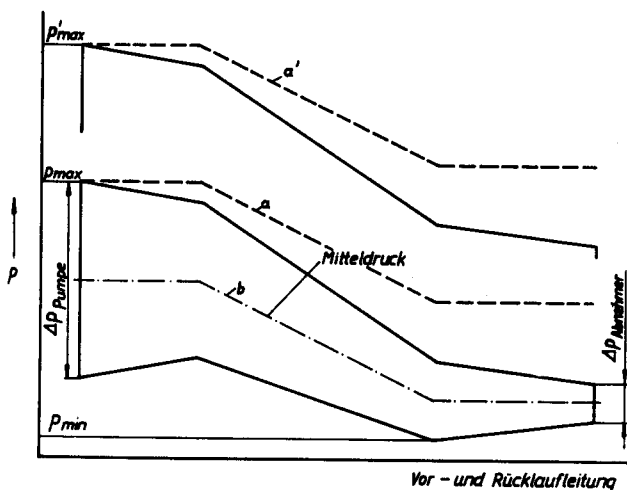


Bild 1.2.-12
Druckdiagramm
a Ruhedruckverlauf bei dynamischer Enddruckhaltung oder bei statischer Enddruckhaltung und gleichzeitigem Minimaldruck im Ausdehnungsgefäß; *a'* Ruhedruckverlauf bei statischer Enddruckhaltung und gleichzeitigem Maximaldruck im Ausdehnungsgefäß; *b* Ruhedruckverlauf bei dynamischer Mitteldruckhaltung

Weiterhin ist zu beachten, daß die Betriebsdruckverläufe belastungsabhängig sind und vor allem von der Regelung des Pumpendrucks und der Abnehmeranlage beeinflusst werden. Bei geringeren Pumpendrücken verschieben sich die Druckverläufe des Vor- und Rücklaufs prinzipiell zum Ruhedruck hin. Bei Vergrößerung des Abnehmerdifferenzdrucks entfernen sich diese vom Mitteldruck. Diese Aussagen gelten unabhängig vom Druckhaltungssystem.

1.2.2.3. Masseströme und Strömungsgeschwindigkeiten

Die Masseströme sind für den Vollastfall nach Abschnitt 3. zu berechnen. Gemäß den Enthalpiebilanzen, den zeitlich veränderbaren Wärmeströmen der Abnehmer und der geplanten Temperaturfahrkurve bestimmen sich die Masseströme als Zeitfunktionen (siehe Abschnitt 1.1.). Im Bild 1.2.-13 sind verschiedene rela-

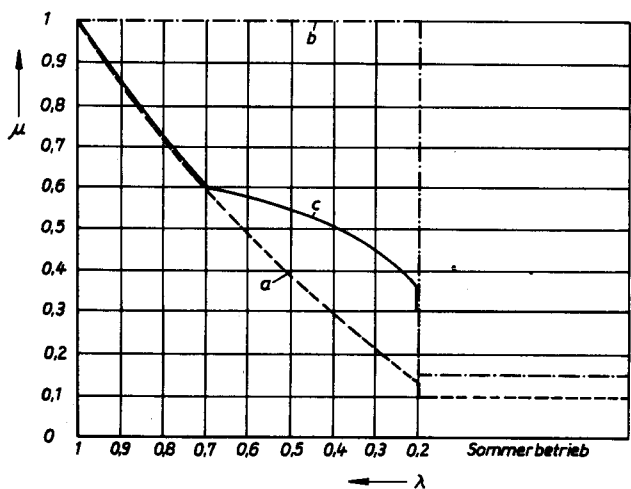


Bild 1.2.-13
Relativer Massestrom in Abhängigkeit von der Belastung (Außentemperatur)
a, c Winterbetrieb variabler Massestrom, Sommerbetrieb konstant; *b* Winter- und Sommerbetrieb jeweils konstant

tive Massestromkurven dargestellt. Diese Verläufe korrespondieren qualitativ mit den gleichbezeichneten Kurven des Bildes 1.2.-11. Aus beiden Darstellungen wird noch einmal die Vielfalt der möglichen Betriebsweisen deutlich. Ebenso können für die Strömungsgeschwindigkeiten nur die Richtwerte 0,8 bis 3 m/s genannt werden.

Für eine optimale, hydraulische Bemessung des Wärmenetzes nach Abschnitt 6. sind lediglich die Grenzwertgeschwindigkeiten vorgegeben, die nicht unter- bzw. überschritten werden dürfen. Die tatsächlich vorhandene Geschwindigkeit berechnet sich im Ergebnis der Optimierung.

1.2.3. Mathematisches Modell für eine Netzstruktur

Die Netze als Verbindungsglied zwischen Wärmeerzeuger und Abnehmer sind vielfältigen Berechnungen zu unterziehen, wie beispielsweise Druckverlustberechnungen, Ermittlung des Temperaturabfalls und der Transportzeiten, Optimierung der Rohrdurchmesser u. a. m. Diese

Berechnungen werden zweckmäßigerweise mit Hilfe der elektronischen Datenverarbeitung vorgenommen. Grundlage für das Aufstellen und das Anwenden spezieller Rechenprogramme ist ein mathematisches Modell der Netzstruktur.

Für die Erarbeitung eines derartigen Strukturmodells gelten folgende Prämissen:

- Eingabedaten im Umfang so gering und so einfach wie möglich
- Numerierung der Teilstrecken und der Abnehmer sollte bei eventuellen Änderungen der Netzkonfiguration weitestgehend beibehalten werden können
- selbsttätige Erarbeitung des Strukturmodells durch den Rechner.

Weiterhin werden lediglich Netze im reinen Verästlungssystem mit *einer* Einspeisung und paralleler Rohrleitung von Vor- und Rücklauf, so wie sie bei der wärmetechnischen Erschließung komplexer Wohngebiete üblich sind, betrachtet.

Um den formulierten Prämissen zu entsprechen, wird festgelegt, daß die Numerierung der Teilstrecken sowie der Abnehmer in völlig willkürlicher Reihenfolge vorgenommen werden kann. Die Numerierung muß weiterhin nicht kontinuierlich erfolgen, d. h., es dürfen Zahlen der natürlichen Zahlenreihe fehlen. Damit sind nachträgliche Änderungen des Netzaufbaus in beliebiger Vielzahl möglich. Kernstück der Eingabe ist lediglich die Zuordnung der an einem Knoten zusammengeschlossenen Teilstrecken und die Kennzeichnung der Teilstrecken, an welche die Einspeisestelle bzw. die Abnehmer angeschlossen sind.

Ein praktisches Beispiel spezifiziert das Gesagte. Im Bild 1.2.-14 ist ein kleines Netz mit der willkürlichen Teilstrecken- und Abnehmernummerierung gegeben. (Die Numerierung der Knotenpunkte bleibe vorerst unberücksichtigt.)

Für jeden Knoten — darunter sind alle Abzweige und auch festgelegte Unterteilungen durchgehender Rohrleitungen zu verstehen — sind die zuführende Rohrleitung *i* und die abgehenden Leitungsabschnitte *x*, *y* und *z*, d. h. maximal drei Strecken, anzugeben. Die Reihenfolge der Knotenbetrachtungen ist beliebig. Die Teilstrecken *i*, die zu keinem Knoten, sondern zu den

Abnehmern führen, zeichnen sich durch $x = y = z = 0$ und die Nummer *Ab* des angeschlossenen Abnehmers aus. Die Teilstrecke *i*, die von der Einspeisestelle kommt, erhält die Kennzeichnung *Ab* = 1000. Die Definitionen „zuführende“ und „abgehende“ Teilstrecke gelten für die Vorlaufleitung. Die strukturbedingten Eingaben zum vorgegebenen Netz sind in Tabelle 1.2.-1 zusammengestellt.

Tabelle 1.2.-1 Struktureingabewerte für das im Bild 1.2.-14 dargestellte Netz

<i>i</i>	<i>x</i> [<i>i</i>]	<i>y</i> [<i>i</i>]	<i>z</i> [<i>i</i>]	<i>Ab</i> [<i>i</i>]
20	19	1	0	1000
1	10	2	0	0
2	21	11	0	0
21	7	12	4	0
4	6	5	0	0
12	15	13	0	0
13	22	14	0	0
22	16	0	0	0
19	18	17	0	0
10	9	8	0	0
17	0	0	0	9
18	0	0	0	8
9	0	0	0	12
8	0	0	0	2
11	0	0	0	7
7	0	0	0	3
15	0	0	0	10
16	0	0	0	11
14	0	0	0	6
5	0	0	0	5
6	0	0	0	4

Für allgemeine Netzberechnungen werden weitere teilstreckenbezogene Eingabedaten benötigt. Dies sind beispielsweise:

- Ax, Ay, Az* Kennzeichnung der Abgangsform der Strecken *x, y, z* von *i*
0 gerade; 1 rechtwinklig
- l* Länge der Teilstrecke
- tu* Umgebungstemperatur
- VA* Verlegeart
- H* Höhenkoordinate der Teilstrecke am Ende von *i*
- ζ_v, ζ_r Summe der Einzelwiderstandsbeiwerte von Einbauteilen für Vor- und Rücklauf.

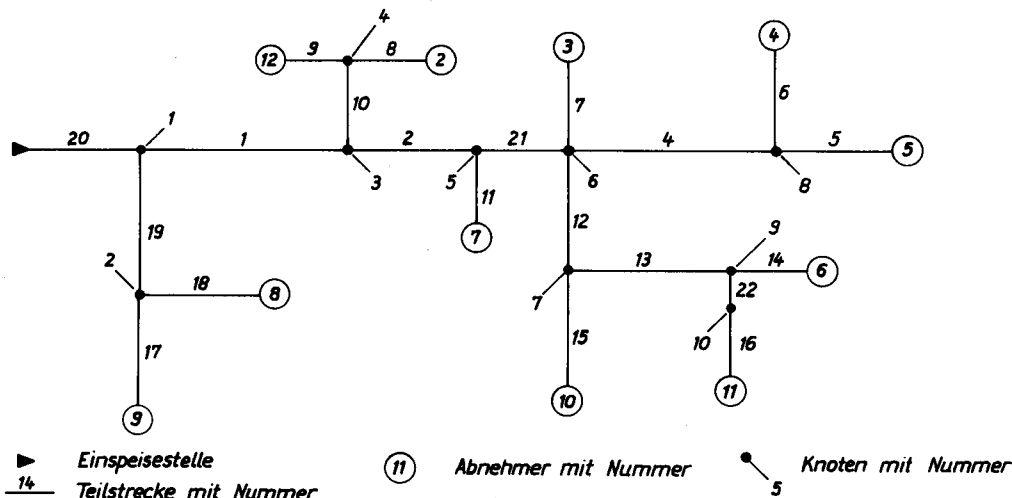


Bild 1.2.-14 Beispiel eines Netzes mit vorgegebener Teilstrecken- und Abnehmernummerierung sowie mit automatisch festgelegter Knotennummerierung

Bei Nachrechnungen müßten noch die Rohrdurchmesser und die Dämmdicken bzw. die Wärmedurchgangskoeffizienten angegeben werden.

Der automatische Aufbau einer Netzstruktur erfolgt nach Flußbild 1.2.-1. Einige Erklärungen seien ergänzt:

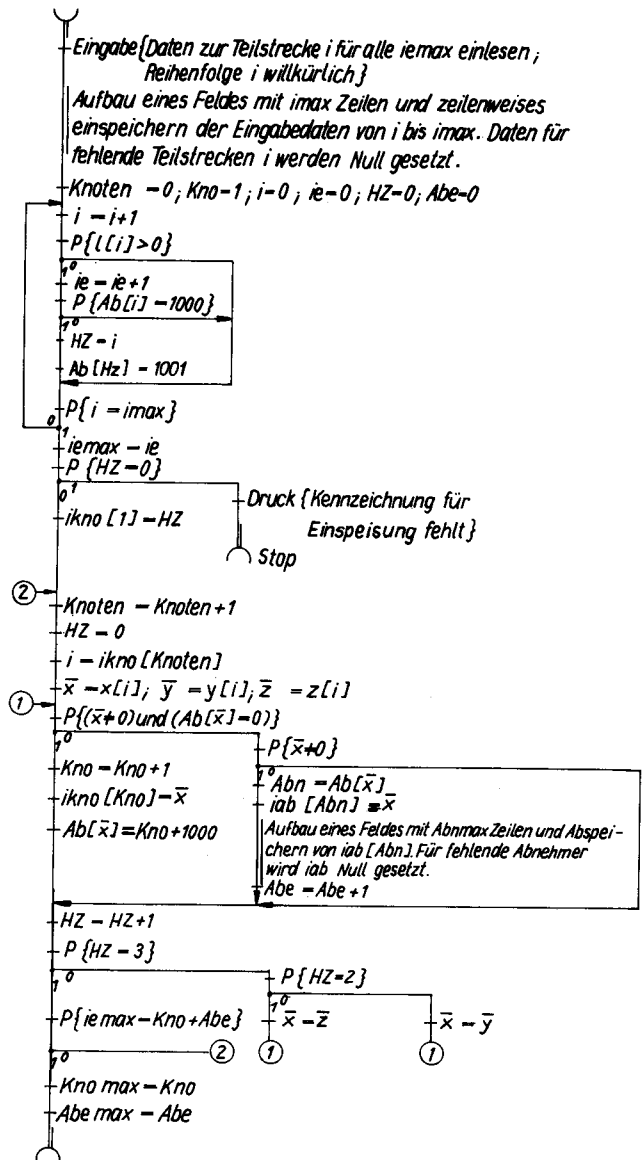
Nach dem Einlesen der Tabelle 1.2.-1, die eventuell um die genannten speziellen Daten ergänzt ist, werden ein Feld, bestehend aus imax Zeilen, aufgebaut und nach aufsteigender Nummer ($i = 1$ bis $i = imax$) die zugehörigen Daten eingespeichert. Die höchste Teilstreckennummer stellt imax dar; hier ist $imax = 22$. Fehlende Teilstrecken — im Beispiel $i = 3$ — werden durchnummeriert und ihre Daten durchweg Null gesetzt. Es entsteht ein Feld gemäß Schema 1.

Im ersten Berechnungszyklus wird herausgetestet, wieviel echte Teilstrecken es gibt — hier $imax = 21$ — und welche Teilstrecke an die Einspeisestelle — hier $HZ = 20$ — anschließt. Als Indizien dienen dabei die Teilstreckenlänge $l > 0$ und $Ab = 1000$. Ist nach dem Abfragen aller Teilstrecken die Einspeisung nicht gefunden ($HZ = 0$), so liegt ein Eingabefehler vor. Die Programmabarbeitung wird angehalten und eine Fehlerausschrift vorgenommen.

Die eigentliche Aufgabe besteht darin, eine strukturbestimmende Knotennumerierung Kno zu finden und die Teilstrecken ikno bzw. iab, die zu den Knotenpunkten bzw. den Abnehmern führen, diesen fest zuzuordnen. Im Ergebnis erhält man dann die Felder bzw. Vektoren, die die Schemata 2 und 3 zeigen.

Im Flußbild wird so vorgegangen, daß die von der Einspeisestelle kommende Teilstrecke zum Knoten $Kno = 1$ führt. Nach Schema 1 ergibt sich, welche Teilstrecken sich an $i = HZ$ und damit $Kno = 1$ anschließen. Dies können maximal drei Teilstrecken ($\bar{x} = x[i]$, $\bar{y} = y[i]$, $\bar{z} = z[i]$) sein. Sie werden nacheinander betrachtet. Ist die Teilstrecke \bar{x} existent, d. h. ungleich Null, dann muß diese zu einem weiteren Knoten oder einem Abnehmer führen. Für $Ab[\bar{x}] = 0$ wird die Knotenzahl Kno um Eins erhöht und $ikno[Kno]$ zugeordnet bzw. bei Nichterfüllung des Tests die echte Abnehmerzahl Abe um Eins vergrößert und $iab[Abn]$ besetzt. Gleichzeitig

wird beim Auffinden eines neuen Knotens außer der Zuordnung der Teilstreckennummer zum Knoten noch umgekehrt die Knotennummer bei der zuführenden Teilstrecke vermerkt. Letzteres kann für spezielle Betrachtungen vorteilhaft sein. Um Speicherplatz zu sparen, wird



Schema 1: Eingabedaten zur Teilstrecke i nach dem Abspeichern

i	x	Ax	y	Ay	z	Az	Ab	l	tu	VA	H	gv	sr	d
1	10	1	2	0	0	0	1003	22	10	2	0	0,9	0,9	0
2	21	0	11	1	0	0	1005	52	-15	1	0	1,5	1,2	0
3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
4	6	1	5	0	0	0	1008	8	10	2	0	4,5	0	0
5	0	0	0	0	0	0	5	16	10	2	0	2,1	1,8	0

imax — größte Teilstreckennummer;
 iemax — echte maximale Teilstreckenanzahl;

Schema 2:

Kno	ikno [Kno]
1	20
2	19
3	1
4	10
5	2

Knomax — Gesamtknotenzahl

Schema 3:

Abn	iab [Abn]
1	0
2	8
3	7
4	6
5	5

Abnmax — größte Abnehmernummer
 Abe max — echte maximale Abnehmerzahl

Flußbild 1.2.-1

Netzstruktur (NETZ)

Aufbau einer Netzstruktur auf der Grundlage der Eingabewerte, bestehend aus

- imax Teilstrecken i
- Knomax Knoten Kno
- Abnmax Abnehmer Abn

Dabei können einzelne Teilstrecken und Abnehmer nicht existent sein, z. B. $i = 3$ und $Abn = 1$. Die echten Teilstrecken- und Abnehmerzahlen werden als imax und Abemax erfaßt. Während die Teilstrecken- und Abnehmernummern unverändert wie bei der Eingabe bleiben, wird die Knotennumerierung selbsttätig vom Programm vorgenommen. Sie ist so aufgebaut, daß sowohl Berechnungsgänge von der Einspeisestelle zu den Abnehmern als auch von den Abnehmern zur Einspeisestelle mühelos durchführbar sind. Im Ergebnis der Berechnungen werden den Teilstrecken i in geordneter Reihenfolge die speziellen Teilstreckendaten, wie z. B. Länge, Temperatur der Umgebung usw., und den Knoten Kno sowie den Abnehmern Abn die jeweiligen Zuführungsteilstrecken $ikno[Kno]$ bzw. $iab[Abn]$ zugeordnet.

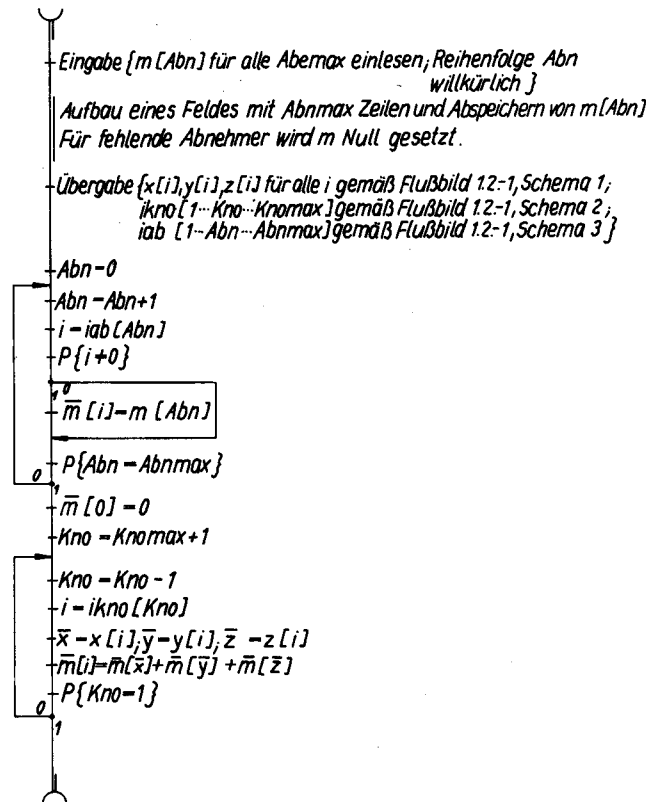
die Knotennummer um 1000 erhöht und als $Ab[i]$ abgespeichert. Damit können theoretisch 999 echte Abnehmer auftreten. Nach analoger Abarbeitung von \bar{y} und \bar{z} wird der nächste Knoten betrachtet. Da dies im Nachgang zur Neubezeichnung der Knoten (Kno) erfolgt, werde dies durch die Laufvariable ($Knoten$) gesteuert.

Der Durchgang ist beendet, wenn die Anzahl der echten Teilstrecken gleich der Summe der gefundenen Knoten und der echten Abnehmer ist. Diese Gleichheit muß gelten, da jede tatsächlich vorhandene Teilstrecke entweder zu einem Knoten oder zu einem Abnehmer führt. Das Ergebnis der Knotennumerierung ist im Bild 1.2.-14 ebenfalls eingetragen. Diese vom Rechner automatisch ermittelte Struktur ist somit jeder subjektiven Festlegung entzogen, wodurch sich die Fehlermöglichkeiten stark verringern.

Die gefundene Struktur besitzt ausgezeichnete Eigenschaften, den Ablauf der Rechenoperationen zu organisieren, die bei der Netz Bemessung oder -nachrechnung erforderlich sind. Zwei Rechenabläufe, die sich oft wiederholen, sind der Rechengang von der Einspeisestelle bis zu den Abnehmern (z. B. Ermittlung des Temperaturabfalls) und dessen Umkehrung (z. B. Addition der Masseströme).

Die aufgeführten Beispiele seien zur Demonstration näher erläutert.

Die Addition der Masseströme ist im Flußbild 1.2.-2 dargestellt. Ausgehend von den Masseströmen $m[Abn]$ der echten Abnehmer, werden diese den anschließenden Teilstrecken $i = iab[Abn]$ als $\bar{m}[i]$ zugeordnet. Damit sind alle peripheren Teilstrecken mit den jeweils aktuellen

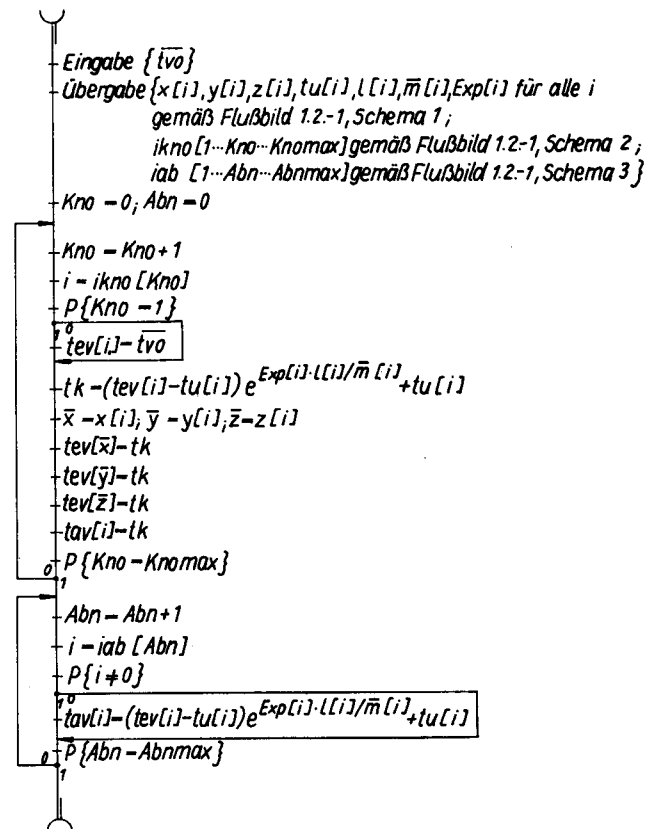


Flußbild 1.2.-2 Ermittlung der Masseströme (MASS)

Ausgehend von den Masseströmen der Abnehmer $m[Abn]$, erfolgt die teilstreckenweise Massestromermittlung $\bar{m}[i]$ bis zur Einspeisestelle.

Masseströme belegt. Jetzt kann durch Addition der bekannten Masseströme — ausgehend von der größten Knotenpunktzahl — schrittweise der Massestrom $\bar{m}[i]$ der jeweils zuführenden Teilstrecke $i = ikno[Kno]$ für alle echten Teilstrecken bestimmt werden. Wie sich leicht am Bild 1.2.-14 verfolgen läßt, ist die Numerierung der Knoten so geartet, daß bei rekursivem Durchschreiten der Knotenpunkte die Masseströme der abgehenden Rohrströme (x, y, z) stets bekannt vorliegen.

Das zweite Beispiel — die Ermittlung des Temperaturabfalls — ist im Flußbild 1.2.-3 aufgezeichnet. Ausgehend von der Vorlauftemperatur an der Einspeisestelle



Flußbild 1.2.-3 Ermittlung des Temperaturabfalls im Vorlauf (TEMPA)

Ausgehend von der Vorlauftemperatur an der Einspeisestelle tvo , werden alle Teilstreckeneintritts- und Teilstreckenaustrittstemperaturen $tev[i]$ und $tav[i]$ bestimmt. (Für den Exponenten gilt nach Gl. (2.2.-27) $Exp = -kU/c$)

tvo , wird, vom Knoten $Kno = 1$ beginnend, die Austrittstemperatur $tav[i]$ der zum Knoten führenden Teilstrecke $i = ikno[Kno]$ berechnet. Dieser Wert entspricht der Eintrittstemperatur $tev[i]$ der anschließenden Teilstrecken ($i = x, y, z$).

Das schrittweise Abarbeiten aller $ikno[Kno]$ in aufsteigender Reihenfolge der festgelegten Knotenzahlen gewährleistet, daß die aktuellen Teilstreckeneintrittstemperaturen stets bekannt sind. Schließlich müssen noch die Austrittstemperaturen der Abnehmerteilstrecken $tav[iab]$ ermittelt werden. Dazu erfolgt ein weiterer Berechnungsgang für alle $iab[Abn]$, soweit es sich um echte Abnehmer handelt.

Beide abgehandelten Beispiele zeigen deutlich, daß die selbsttätig festgelegte Knotennumerierung dem Wärme-

netz eine für die Rechenorganisation sehr gute Struktur aufprägt. Würde sich die Netzkonfiguration verändern, so müßte man beispielsweise nur einige Teilstrecken und Abnehmer entfernen oder ergänzen, der größte Teil würde mit den beliebig gewählten Bezeichnungen beibehalten. Die automatische Strukturierung wäre möglicherweise völlig verändert. Diese Überlegung zeigt, wie vorteilhaft es ist, die manuellen Arbeiten auf das notwendige Mindestmaß zu beschränken, da dann eventuell erforderliche Änderungen einen minimalen Umfang annehmen.

1.3. Wärmebereitstellung

Die vom Netz transportierte und von den Abnehmern an die Umgebung übertragene Wärme kann auf verschiedene Art bereitgestellt werden. So kann beispielsweise die in Brennstoffen chemisch gebundene Energie freigesetzt oder ein bereits vorhandener Wärmestrom von einem Primärsystem auf das betrachtete Netz übertragen werden.

In der Regel kommt in den Netzen Heißwasser zum Einsatz; aber auch Warmwasser und sogar Wasser im Niedertemperaturbereich sind in neuester Zeit üblich. Letzteres resultiert vor allem aus der Nutzung von Abwärme (z. B. Brühdampf aus Brikettfabriken, Abwärme aus Kondensationskraftwerken u. a. m.). Die Temperaturbereiche sind teilweise in technischen Bestimmungen festgelegt, so ist die Grenze zwischen Heiß- und Warmwasser nach [43, 44] bei 110 °C und nach [45, 46] bei 115 °C fixiert.

Eine normative Grenztemperatur zwischen Warmwasser und Wasser im Niedertemperaturbereich gibt es noch nicht, im technischen Sprachgebrauch jedoch sind 60 °C eingeführt worden. Die normspezifischen Definitionen müssen bezüglich der Geltungsbereiche spezieller Vorschriften und Berechnungsmethoden strikte Beachtung finden. So erfordert das sachgerechte Erstellen und das funktionssichere Betreiben von Heißwasseranlagen das Anwenden bestimmter Schaltungen und den Einbau zahlreicher Sicherheitseinrichtungen und -vorrichtungen.

Mit Rücksicht auf die in den verschiedenen Ländern abweichenden und der ständigen Aktualisierung unterworfenen Normen soll nachfolgend nur übersichtsmäßig auf die technisch bedeutungsvollen Wärmebereitstellungsvarianten eingegangen werden. Einige sicherheitstechnische Schaltungen sind mit der Druckhaltung gekoppelt, z. B. bei Einsatz eines hochliegenden Ausdehnungsgefäßes. (In diesen Fällen erfolgt teilweise ein Vorgriff auf Abschnitt 5.)

1.3.1. Arten der Wärmebereitstellung

1.3.1.1. Warmwasser- und Heißwasserkessel

Die einfachste Form der Wärmerzeugung erfolgt durch Warmwasser- oder Heißwasserkessel, die voll mit Wasser gefüllt sind. Der Rücklauf wird in den Kessel eingeleitet, während der Durchströmung erwärmt, und der

Vorlauf verläßt den Kessel an der höchsten Stelle. Solange der Wasserdurchsatz \dot{m}_K und die Rücklauf-temperatur $t_{R,K}$ den zulässigen Betriebsparametern entsprechen, ist der Kesselbetrieb völlig gefahrlos und hat sich über Jahrzehnte bewährt.

Die Vorlauftemperatur ergibt sich in Abhängigkeit von dem im Kessel an das Wasser übertragenen Wärmestrom \dot{Q}_K zu

$$t_{V,K} = t_{R,K} + \frac{\dot{Q}_K}{\dot{m}_K c} \quad (1.3.-1)$$

Üblicherweise werden die Kessel mit konstanter oder belastungsabhängiger Vorlauftemperatur betrieben. Um Verdampfen mit Sicherheit auszuschließen, muß $t_{V,K}$ um einen bestimmten Betrag unter der zum vorhandenen Anlagendruck gehörigen Sättigungstemperatur liegen (beispielsweise 10 K). Die Leistungsanpassung wird durch die Brennstoffzufuhr — bei kleineren Kohlekesseln auch durch die Luftzufuhr — vorgenommen. Die Regelfähigkeit ist von der Brennstoffart und der Feuerung abhängig. Bei sehr großem Regelbereich muß von vornherein die Leistung auf mehrere Kessel aufgeteilt werden. Die Ermittlung ist an Hand der Regelungsbreite eines Kessels nach Gl. (1.3.-1) möglich.

Soll der Kessel mit *konstanter Vorlauftemperatur* ($t_{V,K} = \text{const.}$) betrieben werden, so ist eine für das Netz gleitende Temperatur — $t_{V,N} = f(t_a)$ — nur durch eine Rücklaufbeimischung im Bypass zum Kessel realisierbar. Eine entsprechende Schaltung zeigt Bild 1.3.-1.

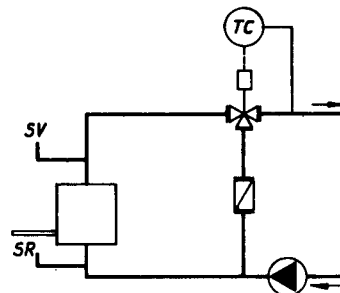


Bild 1.3.-1
Prinzipialschaltung einer Rücklaufbeimischung zur Regelung der Vorlauftemperatur bei konstanter Kesselaustrittstemperatur

Die konstante Kesselaustrittstemperatur kann beim Anschluß mehrerer Netzweige mit unterschiedlichen Temperaturforderungen oder aus Gründen des Korrosionsschutzes zweckmäßig sein.

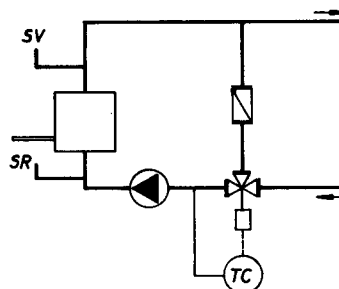


Bild 1.3.-2
Prinzipialschaltung zur geregelten Rücklauf-temperaturerhöhung (Rezirkulation) mit dem Ziel, eine konstante Kesseleintrittstemperatur zu gewährleisten

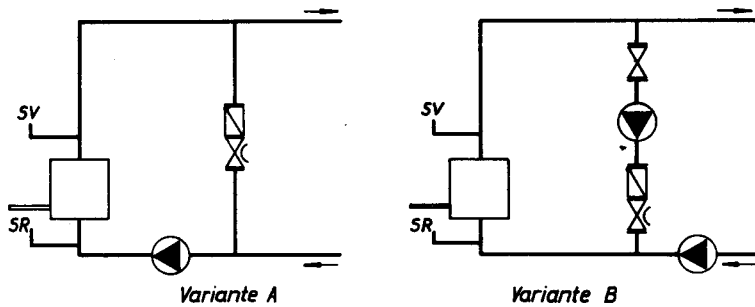


Bild 1.3.-3
Prinzipschaltung zur unregulierten Rücklaufenergieerhöhung durch
Variante A: verhältnismäßige Vorlaufbeimischung ohne zusätzliche Pumpe; Variante B: starre Vorlaufbeimischung mit zusätzlicher Pumpe

Um die Haltbarkeit einfacher Stahlkessel zu erhöhen, muß die Taupunktunterschreitung der Rauchgase vermieden werden. Deshalb schreiben einige Hersteller eine *Rücklaufenergieerhöhung* vor. Dazu dient eine sogenannte *Rezirkulation* des Kesselvorlaufs. Sie kann geregelt entsprechend Bild 1.3.-2 oder starr nach Bild 1.3.-3 erfolgen.

Vielfach besteht die Forderung nach gleichzeitigem Einbau einer Rücklaufbeimischung und einer Rezirkulation. Der schaltungs- und regelungstechnische Aufwand steigt dann beträchtlich an. Schaltungs- und Berechnungsbeispiele finden sich in [48].

Eine weitere Komplizierung entsteht, wenn die Konstruktion einen nahezu *konstanten Massedurchsatz* ($\dot{m}_K = \text{const.}$) verlangt; so dürfen beispielsweise bei Zwangslaufkesseln die Durchsatzmengen nur in engen Grenzen schwanken. Diese Forderung besteht auch bei einigen Spezialkesseln. So müssen bei Heizkesseln, die mit elektrischen Widerstandsheizkörpern bestückt sind, unabhängig von der Anzahl der eingeschalteten Heizpatronen für jede die gleichen, konstanten Entwärmungsbedingungen vorhanden sein. Erschwerend kommt noch hinzu, daß die Leistungsanpassung der Kessel oder der Kesselbatterie nicht immer kontinuierlich möglich ist. Oftmals erfolgt dies in *Leistungsstufen* durch Ein- und Ausschalten eines Kessels, eines Brenners oder einer Heizpatronengruppe.

Prinzipiell ist es möglich, diesen speziellen Forderungen und Gegebenheiten durch spezielle Regelkreise und deren Kombination zu entsprechen. Die Schaltungen werden allerdings sehr kompliziert und unübersichtlich. Eine einfache Lösung dagegen ist bei zusätzlicher Installation eines *Pufferspeichers* möglich. Ein Beispiel dafür, wie man diesen Speicher zweckmäßig in die Schaltung des Wärmelieferers integriert, zeigt Bild 1.3.-4. Kennzeichnend für die Funktion des Speichers sind die gelochten Einlaß- und Entnahmerohre, die paarweise jedem Kessel und jedem Netz zugeordnet werden. Diese Rohre zeigen mit den Löchern, die man vorzugsweise nur auf einem Umfangswinkel von 120° bohrt, stets zu den Behälterböden. Die Netz- und Kesselvorläufe werden oben, die entsprechenden Rückläufe unten angeordnet. Mehrfacheinbindungen sollten vorzugsweise auf gleicher Höhe liegen und winkerversetzt angeordnet sein. Da im Pufferspeicher ein Druckausgleich, nahezu unabhängig von den einzelnen Zirkulationsmengen, gegeben ist, können die Kesselkreisläufe auf einen konstanten, belastungs-

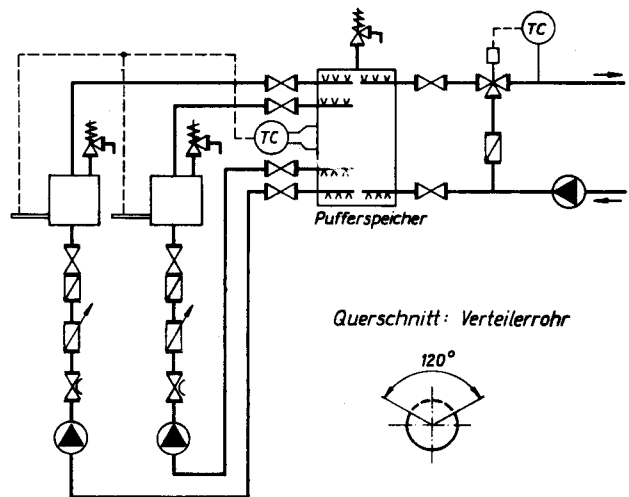


Bild 1.3.-4
Einordnung eines Pufferspeichers zur Gewährleistung konstanter Massedurchsätze durch die Kessel und einer einfachen hydraulischen Ankopplung des Netzes mit variablem Massedurchsatz und regelbarer Vorlaufenergie

unabhängigen Durchsatz einreguliert werden. Die Netzentnahme regelt sich entsprechend der Temperaturforderung ($t_{v,N}$) sowie der Temperatur im Speicher selbsttätig durch die Rücklaufbeimischung. Außerdem können über den Pufferspeicher die zu- und abschaltenden Leistungsstufen der Kessel ausgeglichen werden. Ist die Wärmezufuhr von den Kesseln an den Speicher größer als die Entnahme, so bewegt sich die Temperaturgrenze zwischen Vor- und Rücklauf nach unten, d. h., der

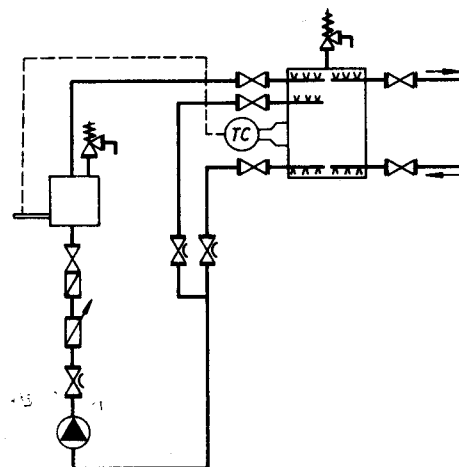


Bild 1.3.-5
Schaltung eines Kessels und eines Pufferspeichers mit regulierbarer Vorlaufenergie zur Erhöhung der Kesseleintrittstemperatur

Speicher wird aufgeladen, und umgekehrt. Zur Berechnung finden sich Hinweise in [47]. Bei zusätzlichem Einbau eines Entnahmestutzens im oberen Speicherteil für den Kesselrücklauf und entsprechender hydraulischer Einregulierung kann auch noch die Rücklaufftemperaturerhöhung (starre Form) realisiert werden (Bild 1.3.-5).

Wie bereits einleitend hingewiesen, gibt es sehr unterschiedliche sicherheitstechnische Forderungen. Sie werden in erster Linie vom Temperaturbereich und von der Art der Feuerung bestimmt. Folgende Probleme können zu gefährlichen Betriebszuständen führen:

- Heißwassererzeuger müssen infolge der hohen Temperaturen unter ebenfalls hohen Drücken betrieben werden. Fällt dieser Druck plötzlich ab, so kommt es zu örtlichen Verdampfungen.
- Träge Feuerungen, vor allem solche mit festen Brennstoffen, können auf rasche Lastwechsel nur ungenügend reagieren.

Um derartige Gefahrezustände zu vermeiden, wurden zahlreiche Schaltungen für die verschiedensten Kessel-

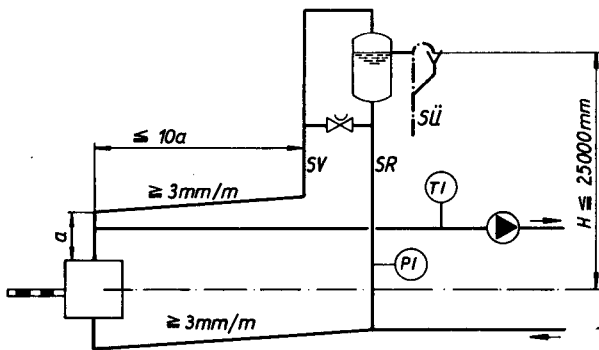


Bild 1.3.-6
Warmwasserkessel mit Rostfeuerung und offenem, hochliegendem Ausdehnungsgefäß sowie Sicherheitsvorlauf-, Sicherheitsrücklauf- und Sicherheitsüberlaufleitung (nach [45])
Die Schaltung ist im Geltungsbereich von [43] auch bei Anlagen bis $H = 50$ m zulässig.

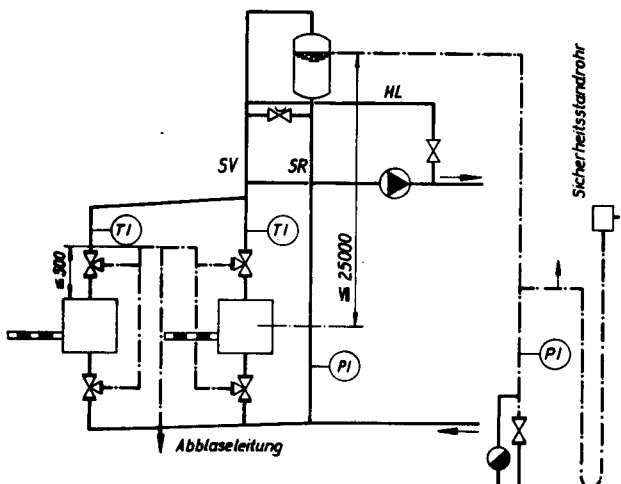


Bild 1.3.-7
Warmwasserkessel mit Rostfeuerung und geschlossenem hochliegendem Ausdehnungsgefäß sowie Sicherheitsvorlauf-, Sicherheitsrücklauf- und Sicherheitsüberlaufleitung einschließlich Sicherheitsstandrohr (nach [45])
Zur Dampfbildung im Ausdehnungsgefäß ist eine separate Heizleitung HL zum Sicherheitsvorlauf verlegt. Die Anordnung von Sicherheitswechsellventilen gestattet das Absperren einzelner Kessel vom Sicherheitsvorlauf und -rücklauf.

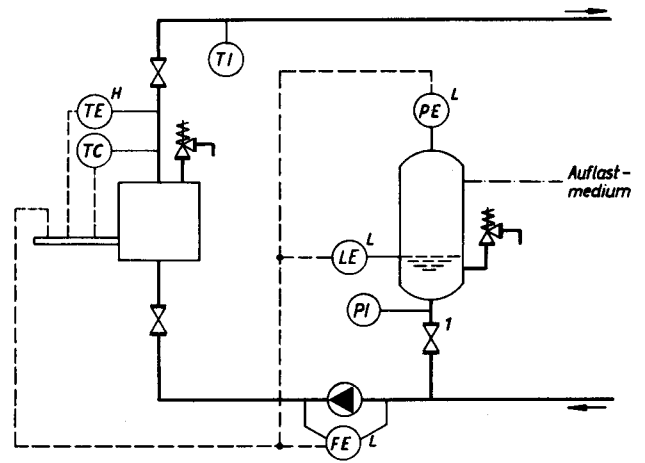


Bild 1.3.-8
Warmwasserkessel mit einer Feuerung für staubförmige, flüssige oder gasförmige Brennstoffe oder Beheizung mit Elektroenergie und einem geschlossenen Ausdehnungsgefäß (nach [45])
Der Kessel schaltet bei zu hoher Temperatur oder bei zu geringem Wasserdurchsatz, zu niedrigem Wasserstand und zu kleinen Drücken im Ausdehnungsgefäß automatisch ab. Das Absperrorgan 1 ist im offenen Zustand zu sichern.

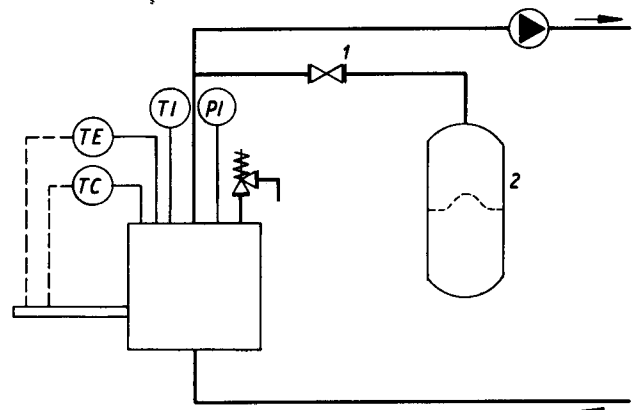


Bild 1.3.-9
Warmwasserkessel mit einer Feuerung für gasförmige oder flüssige Brennstoffe oder Beheizung mit Elektroenergie bis 348 kW bei einer maximalen Wasserauflastung am tiefsten Punkt des Wärmeerzeugers von 15 m (nach [43, Blatt 2])
Das Absperrorgan 1 ist im offenen Zustand zu sichern. Der Wasser- und Gasraum im Ausdehnungsgefäß 2 ist durch eine Membrane getrennt.

anlagen erarbeitet. In den Bildern 1.3.-6. bis 1.3.-13. wird eine Auswahl wiedergegeben und in den Bildunterschriften charakterisiert.

Konstruktionsabhängig sind besondere Untersuchungen bezüglich der Nachwärmentwicklung bei geforderter Unterbrechung der Wärmezufuhr, z. B. bei Ansprechen des Temperaturbegrenzers TE, und deren gefahrloser Abführung erforderlich. Falls die Nachwärmemenge nicht durch den Wasserinhalt des Kessels oder unter Einbeziehung des Phasenwechsels aufnehmbar ist, ist eine Notumwälzung oder der Einsatz eines Notkühlsystems vorzusehen.

1.3.1.2. Dampfkessel

Sehr häufig werden Dampfkessel zur Heißwasserbereitung eingesetzt, wobei die Heißwasserentnahme auf verschiedene Art möglich ist. Die grundsätzlichen Vorteile liegen in der hohen spezifischen Wärmeaufnahme pro

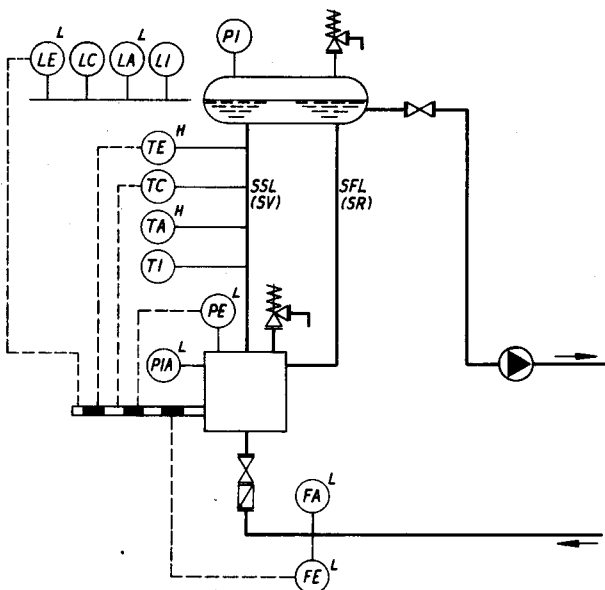


Bild 1.3.-10
Heißwasserkessel mit Rostfeuerung oder mit Feuerung für staubförmige, flüssige oder gasförmige Brennstoffe, der mit einem eigendampfbeaufschlagten, hochliegenden und nichtabsperribaren Ausdehnungsgefäß gekoppelt ist (nach [46])

Die Verbindungsleitungen zwischen Kessel und Ausdehnungsgefäß werden als Sicherheitssteigeleitung SSL und Sicherheitsfalleitung SFL bezeichnet. Die Abblaseleistung darf auf die Sicherheitsventile des Kessels und des Ausdehnungsgefäßes aufgeteilt werden. Die Schaltung stimmt im wesentlichen mit den Forderungen nach [44] überein, wobei die Verbindungsleitungen zwischen Kessel und Ausdehnungsgefäß als Sicherheitsvorlauf SV und Sicherheitsrücklauf SR bezeichnet werden und nur ein Sicherheitsventil auf dem Ausdehnungsgefäß für die Gesamtabblasemenge installiert wird.

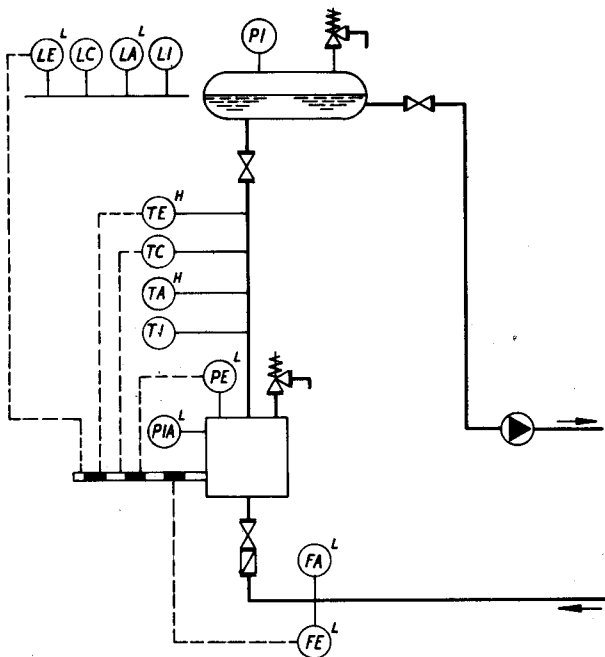


Bild 1.3.-11
Heißwasserkessel mit Rostfeuerung oder mit Feuerung für staubförmige, flüssige oder gasförmige Brennstoffe, der mit einem eigendampfbeaufschlagten, hochliegenden und absperribaren Ausdehnungsgefäß verbunden ist (nach [46])

Die Sicherheitsventile sind hinsichtlich der Abblaseleitung für die maximale Wärmeleistung auszulegen. Die Schaltung stimmt im wesentlichen mit den Forderungen nach [44] überein.

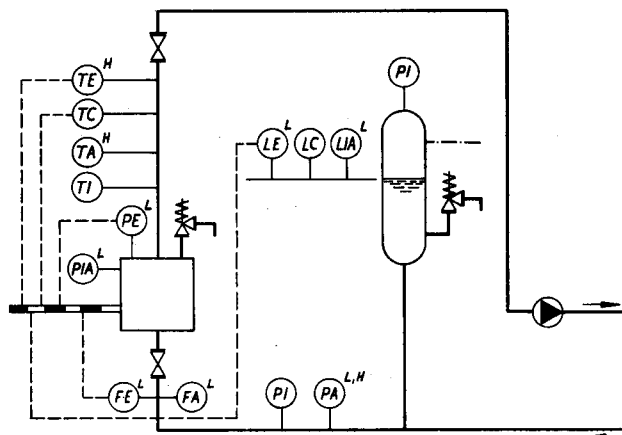


Bild 1.3.-12
Heißwasserkessel mit Rostfeuerung oder mit Feuerung für staubförmige, flüssige oder gasförmige Brennstoffe, der mit einem tiefliegenden, fremddampf- oder inertgasbeaufschlagten Ausdehnungsgefäß verbunden ist (nach [46])

Die Zuführung des Druckmediums muß separat abgesichert werden. Die Schaltung stimmt im wesentlichen mit den Forderungen nach [44] überein. Es wird dort lediglich ein zusätzliches Rückschlagorgan in der Rücklaufleitung am Kesseleintritt verlangt, und das Sicherheitsventil am Ausdehnungsgefäß ist druckmedienseitig anzubringen.

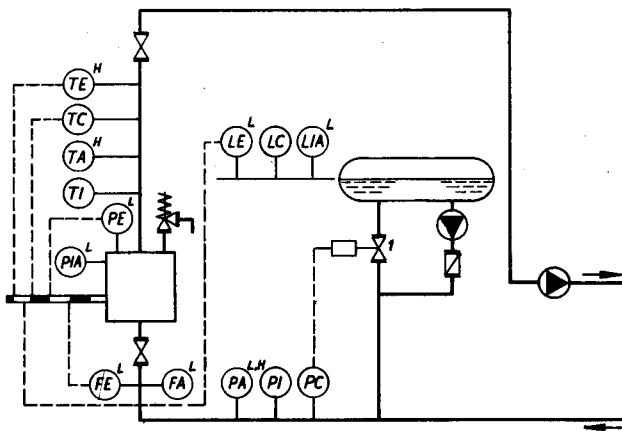


Bild 1.3.-13
Heißwasserkessel mit Rostfeuerung oder mit Feuerung für staubförmige, flüssige oder gasförmige Brennstoffe, der mit einer dynamischen Druckhalteanlage verbunden ist (nach [46])

Die Druckregelung PC stellt bezüglich Entnahme der Regelgröße und Anordnung des Stellventils I nur ein Beispiel dar. Die Wasseroberfläche im Speichergefäß muß wirksam gegen eine Sauerstoffaufnahme geschützt werden. Die Schaltung stimmt im wesentlichen mit den Forderungen nach [44] überein. Es wird dort lediglich ein zusätzliches Rückschlagorgan in der Rücklaufleitung am Kesseleintritt verlangt.

- zugeführter Wassermenge (fühlbare Wärme plus Verdampfungswärme) begründet, woraus speziell folgen:
- Dampfkessel können auf Belastungsänderungen elastischer als Heißwasserkessel reagieren.
 - Eine notwendige Wärmeabfuhr ist durch Abblasen von Dampf über das Sicherheitsventil relativ unproblematisch möglich.

Direkte Heißwasserbereitstellung

Im Bild 1.3.-14 wird eine schematische Schaltung für direkte Heißwasserentnahme gezeigt. Das entnommene Wasser hat stets die zum Dampfdruck gehörige Siedetemperatur. Die Umwälzpumpen müssen demzufolge im Vorlauf bei entsprechender Zulaufhöhe angeordnet werden. Die Druckhaltung im Heißwassernetz ist durch den Dampfdruck aufgeprägt. Die Vorlauf- und Rücklaufleitungen sind nach den geltenden Vorschriften im

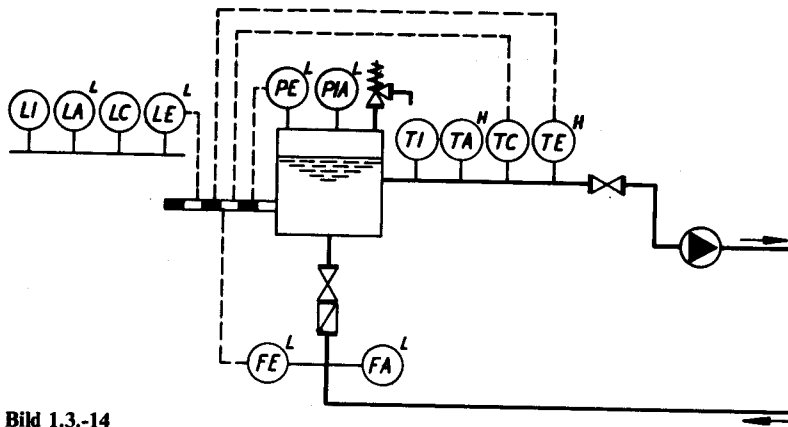


Bild 1.3.-14

Dampfkessel mit Rostfeuerung bzw. mit Feuerung für staubförmige, flüssige oder gasförmige Brennstoffe zur direkten Heißwasserentnahme

Der Druck im Heißwassernetz ist durch den Dampfdruck determiniert.

Kesselraum einzuordnen (Abstände zu den höchsten Feuerzügen und zum niedrigsten Wasserstand; Rücklaufeinmündung im Wasserraum, im Dampfraum nur über Wassersack usw.).

Die Temperaturregelung ist entsprechend der Satt-dampfdruckkurve mit dem Druck im Dampfkessel verknüpft. Bei großen Soll-Wert-Unterschieden im Heißwassernetz, wie diese bei gleitender Fahrweise auftreten, muß der Kessel bei konstantem Druck betrieben und eine wasserseitige Rücklaufbeimischung angeordnet werden.

Bei der Parallelschaltung von mehreren Kesseln ist besonders auf ausreichend bemessene wasser- und dampf-

seitige Ausgleichsleitungen zu achten, damit Gefahrenzustände beim Kesselbetrieb vermieden werden. Um diese Probleme zu umgehen, wurden auch Reihenschaltungen von Kesselanlagen mit Wasserkesseln und einem Dampfkessel am Ende gebaut. Es ist zu beachten, daß bei den vorgeschalteten Kesseln dann Taupunktunterschreitungen auftreten können.

Indirekte Heißwasserbereitstellung

Die Heißwasserbereitung erfolgt über unregelte Wärmeübertrager, die direkt mit Dampf beaufschlagt werden. Das Kondensat verbleibt im Dampfkessel oder fließt sofort in diesen zurück. Die Leistungsregelung er-

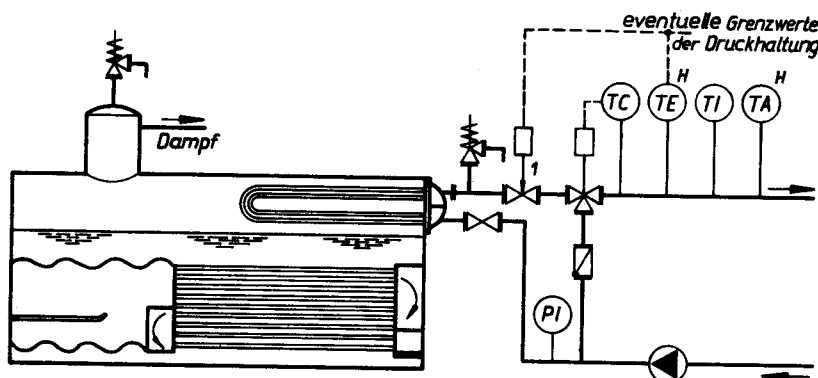


Bild 1.3.-15

Indirekte Heißwasserbereitstellung mittels Dampfkessel über ein im Dampfraum angeordnetes Rohrbündel mit wasserseitiger Bypassregelung

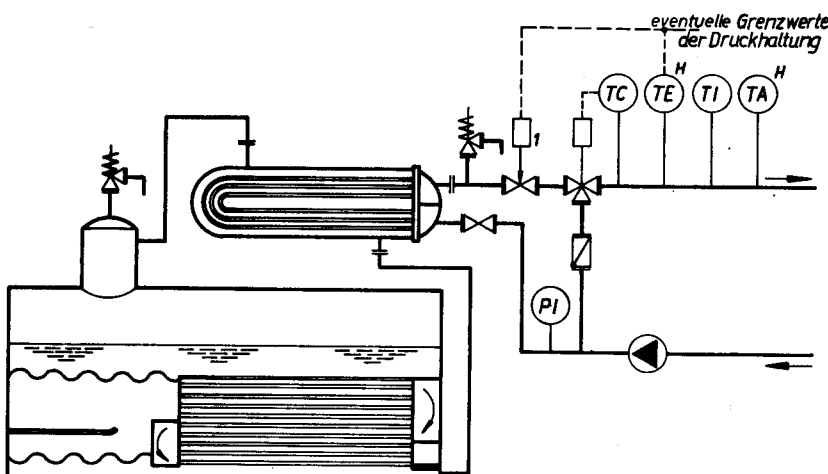


Bild 1.3.-16

Indirekte Heißwasserbereitstellung mittels Dampfkessel über einen direkt mit dem Dampf- und Wasserraum unsperrbar verbundenen Kondensator mit wasserseitiger Bypassregelung

folgt durch Rücklaufbeimischung. Voraussetzung für diese Variante ist ein Druck im Heißwassererzeuger, der über dem zur Dampftemperatur gehörigen Sättigungsdruck liegt. Die Druckhaltung im Heißwassernetz kann statisch mit tiefliegendem, fremddampf- oder inertgasbeaufschlagtem Ausdehnungsgefäß bzw. dynamisch mit Druckdichterpumpen erfolgen. Der Wärmeübertrager ist in Form eines Rohrbündels direkt in den Dampfraum des Kessels (Bild 1.3.-15) einzubauen oder als komplette Konstruktion auf dem Dampfkessel (Bild 1.3.-16) anzuordnen. Die Installation von nachgeschalteten Kondensatkühlern ist bei direkt aufgesetzten Wärmeübertragern aus wirtschaftlichen Gründen und wegen des zusätzlichen Druckverlustes nicht üblich.

Während für Kessel und deren Betrieb die Vorschriften für Dampfkessel gelten, sind die Heißwasserentnahmesysteme, die Wärmeübertrager und die Beimischstrecken gemäß den Vorschriften für Heißwassersysteme zu gestalten und zu betreiben. So können zusätzlich auf den Antrieb des Absperrorgans l die Grenzwerte der Druckhaltung (Bilder 1.3.-15 und 1.3.-16) aufgeschaltet werden.

1.3.1.3. Wärmeübertrager

Wärmeübertrager fungieren dann als Wärmebereitsteller für Warmwasser- und Heißwassernetze, wenn als Primärmedium, das nicht direkt durch das nachgeschaltete Netz fließen darf, Dampf oder Heißwasser zur Verfügung stehen.

Um die Primäranlage hydraulisch zu entlasten, d. h. beispielsweise die Übertragungsfähigkeit des Primärnetzes zu erhöhen, und um die Wärmeverluste der Kondensatleitung oder der Primärrücklaufleitung möglichst klein zu halten, werden große Enthalpiegefälle angestrebt. Aus diesem Grunde sind Wärmeübertrager mit großen Heizflächen einzusetzen, so z. B. mehrteilige Apparate, bestehend aus Kondensatoren und Kondensatkühlern bzw. aus mehreren hintereinandergeschalteten Gegenströmern.

Außer der Bemessung für den Vollastfall ist besonders auch der Schwachlastbereich hinsichtlich des funktions-sicheren Betriebes zu untersuchen. Die Stellventile sind entsprechend auszuwählen.

Die Auslegung sollte zweckmäßigerweise mit Hilfe von Rechenprogrammen erfolgen (z. B. für Wasser/Wasser nach [2] und für Dampf/Wasser nach [49]). Der thermodynamische Zusammenhang wurde bereits bei indirekt angeschlossenen Abnehmeranlagen (Abschnitt 1.1.3.4.) vorgestellt. Bei Kondensatoren muß man lediglich beachten, daß der Wärmekapazitätsstrom \dot{C}_p unendlich groß ist.

Die Druckauflastung entspricht den Varianten bei Warmwasser- und Heißwasserkesseln (vgl. Bilder 1.3.-6 bis 1.3.-13).

Die Probleme der Nachwärmeentwicklung bei gewollter Unterbrechung der Wärmezufuhr sind bei Wärmeübertragern nicht so groß wie bei Kesseln, dennoch sind diese unter Zugrundelegung der Stellzeit der Schließarmatur genau zu untersuchen.

Dampfbeaufschlagte Wärmeübertrager

Bei der Kondensation des Dampfes mit anschließender Kondensatunterkühlung ergibt sich der im Bild 1.3.-17 aufgezeichnete theoretische Temperaturverlauf längs der Heizfläche.

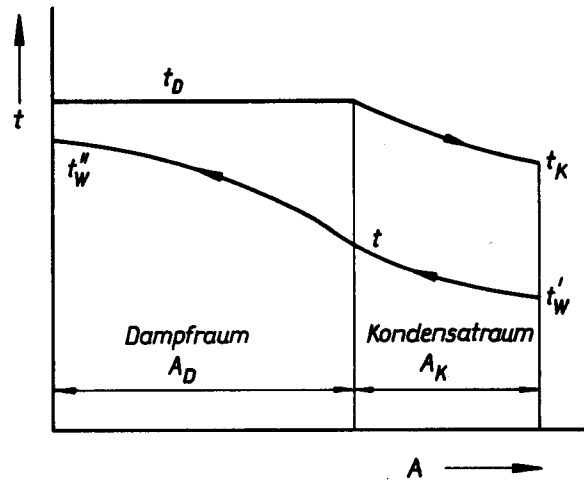


Bild 1.3.-17

Temperaturverlauf des Dampfes, des Kondensats und des aufzuheizenden Wassers längs der Heizflächen A_D und A_K im Kondensator und im Kondensatkühler

In der Praxis tritt infolge des endlichen Kondensatfilms an den Heizflächen (Rohren) bereits eine geringe Unter- kühlung auf, die bei genauer Berechnung konstruktionsabhängig zu beachten wäre. Bezüglich der Schal- tung von Kondensator und Kondensatkühler sowie der Führung des Medienstroms gibt es viele Möglichkeiten. Einige sind im Bild 1.3.-18 dargestellt.

In der Regel wird gefordert, das Kondensat sauerstoff- frei und vollständig zurückzuliefern. Dies ist am ein- fachsten zu realisieren, wenn der Dampf-Kondensat-Kreis- lauf in geschlossener Form betrieben wird. Diese Forde- rung setzt Prämissen für die Auslegung und die Regelung der Anlage.

Bild 1.3.-19 zeigt eine spezielle Schaltung mit *Regelung des Dampfdrucks* (Mengenregelung). Während der Kon- densator aus thermodynamischer Sicht keine Einbauten enthalten muß, ist im Kondensatkühler die Realisierung eines reinen Gegenstroms zweckmäßig. Sinkt der vom Netz entnommene Wärmestrom, so wird die Dampfzu- fuhr (Stellventil l) gedrosselt, wodurch der Druck und damit die Dampftemperatur im Kondensator abnehmen. Der Kondensatkühler ist auf Grund der LC-Regelung stets voll mit Kondensat gefüllt. Vergleicht man in erster Näherung die Wärmeleistungen des Regelfalls \dot{Q} und des Auslegungszustandes \dot{Q}^+ , so ergibt sich der Quotient

$$\frac{\dot{Q}}{\dot{Q}^+} = \frac{Ak(t_D - \bar{t}_w)}{Ak^+(t_D^+ - \bar{t}_w^+)} \quad (1.3.-2)$$

k Wärmedurchgangskoeffizient

t_D Sattdampftemperatur

\bar{t}_w mittlere Wassertemperatur.

Aus technischen Gründen kann die Dampftemperatur nicht beliebig gesenkt werden, da die damit verbundene

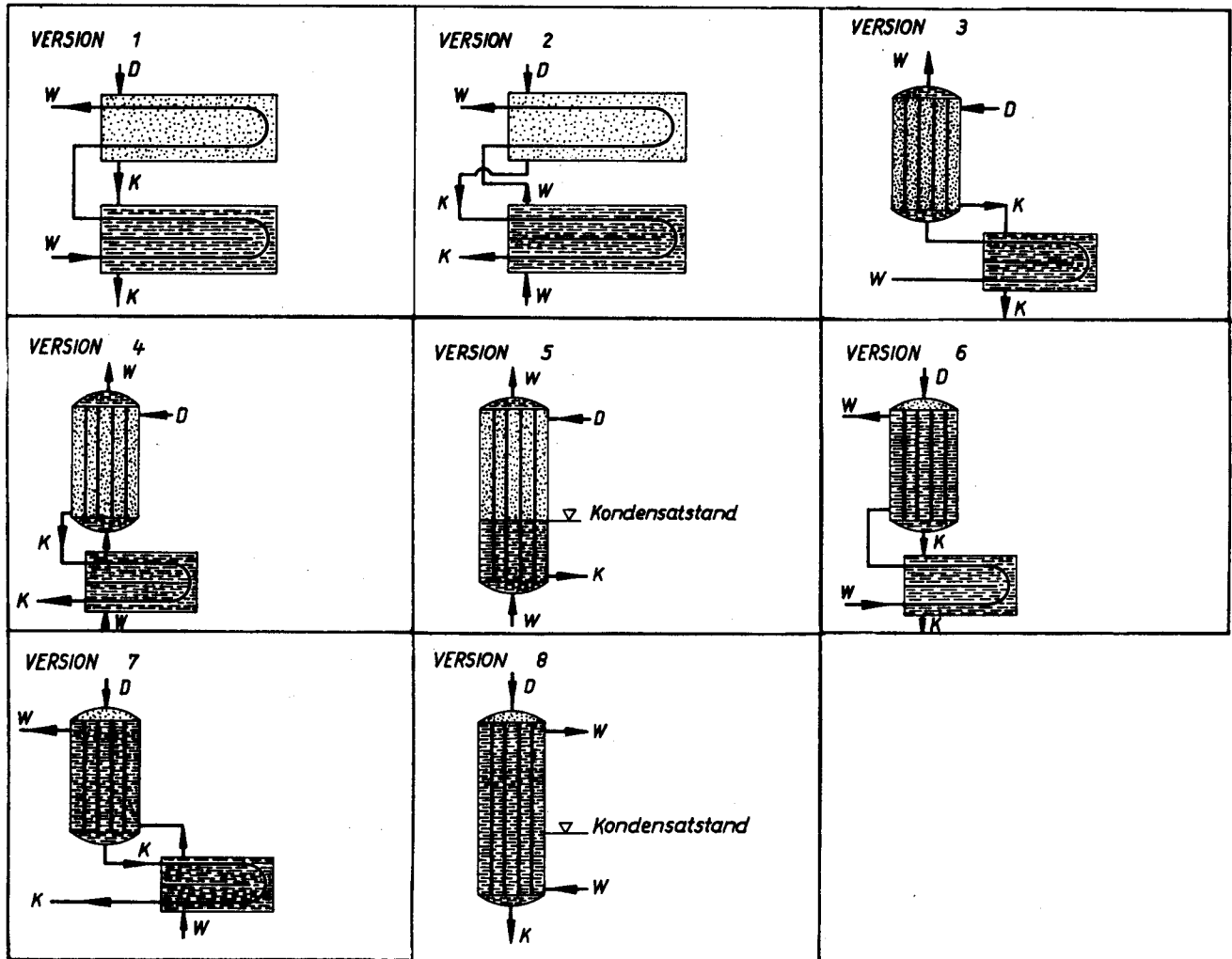


Bild 1.3.-18
Prinzipschaltungen zwischen Kondensator und Kondensatkühler sowie Möglichkeiten der Medienführung
D Dampf; K Kondensat; W Wasser

Reduzierung des Dampfdrucks sonst den Abfluß des Kondensats aus dem Wärmeübertrager verhindert. In der Praxis würde dann trotz geöffneten Stellventils 3 eine teilweise Kondensatfüllung des Kondensators eintreten, die nach Erreichen einer bestimmten Höhe zum ruckartigen Abfluß und Schließen des Ventils 3 führt. Dies kann man verhindern, wenn im voraus der minimale, technisch noch verarbeitbare Dampfdruck bestimmt, die zugehörige Dampftemperatur ermittelt und die erforderliche Heizfläche als Bruchteil der Kondensationsfläche im Auslegungszustand berechnet werden. Es gilt aus Gl. (1.3.-2) folgend:

$$\frac{A}{A^+} = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}^+} \frac{k^+}{k} \frac{t_D^+ - \bar{t}_W^+}{t_D - \bar{t}_W} \quad (1.3.-3)$$

Die Auswertung sei an einem Beispiel gezeigt. Würde im Vollastfall die Sattdampf­temperatur $t_D^+ = 160 \text{ }^\circ\text{C}$ anstehen und eine mittlere Wassertemperatur von $\bar{t}_W^+ = 100 \text{ }^\circ\text{C}$ vorhanden sein, so folgte bei der minimal möglichen Dampf­temperatur $t_D = 120 \text{ }^\circ\text{C}$ und der Minimalleistung $\dot{Q} = 0,1 \dot{Q}^+$ bei $\bar{t}_W = 70 \text{ }^\circ\text{C}$ unter der vereinfachten Annahme $k = k^+$

$$\frac{A}{A^+} = 0,1 \frac{160 - 100}{120 - 70} = 0,12 .$$

Das heißt, die Heizfläche darf nur maximal 12% der Voll­lastheizfläche betragen. Bei gleichen Apparategrößen

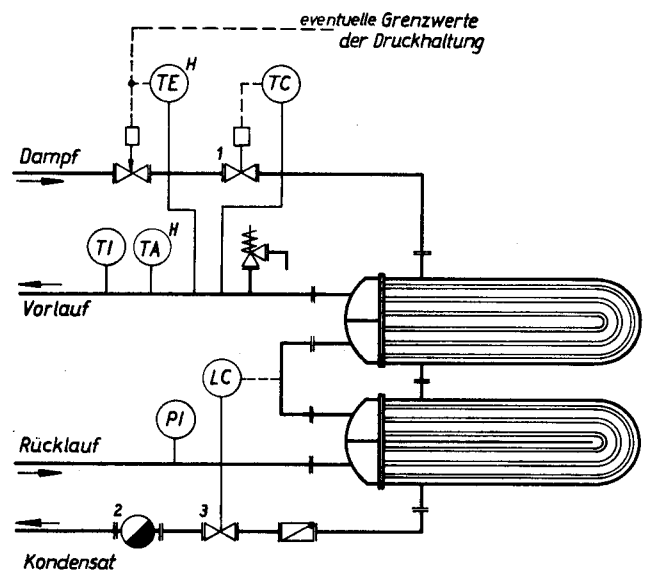


Bild 1.3.-19
Liegender, dampfseitig geregelter Kondensator und nachgeschalteter, stets gefluteter Kondensatkühler (Gegenströmer) zur Heißwasserbereitung

Außer der Abschaltung bei Temperaturüberschreitung TE kann noch eine Abschaltung bei niedrigstem Druck im Wassernetz PE oder bei niedrigstem Wasserstand im Ausdehnungsgefäß LE erfolgen. Der Kondensstopf 2 ist sicherheitshalber eingebaut, falls die Kondensatstandsregelung LC versagt.

müßte somit die Gesamtleistung auf 8 Wärmeübertrager aufgeteilt werden, die man dampfdruckseitig regelt und bei Erreichen der jeweiligen Betriebsgrenzen nacheinander abschaltet. Dabei müssen die minimal verarbeitbaren Dampftemperaturen nicht notwendigerweise bei allen Abschaltstufen gleich sein, da die Wärmedurchgangskoeffizienten hauptsächlich vom Wasserdurchsatz und der erforderliche Mindestdampfdruck von den nachgeschalteten Kondensatkühlern und deren Verschaltung abhängen.

Die Lastaufteilung auf mehrere Apparate wird in Unkenntnis der technischen Zusammenhänge oftmals übersehen. Die Problematik bestand nicht, solange belüftbare Apparate, die eine Unterdruckbildung verhinderten, installiert wurden. Die Leistungsanpassung erfolgte durch die Regelung des Dampfpartialdrucks. Der Kondensat-abfluß war bei Atmosphärendruck allein durch den geodätischen Höhenunterschied gewährleistet. Ein entscheidender Nachteil des Verfahrens ist die Sauerstoffaufnahme des Kondensats.

Bild 1.3.-20 zeigt einen stehenden Rohrbündelwärmeübertrager mit *Regelung des Kondensatstandes*. Erfolgt

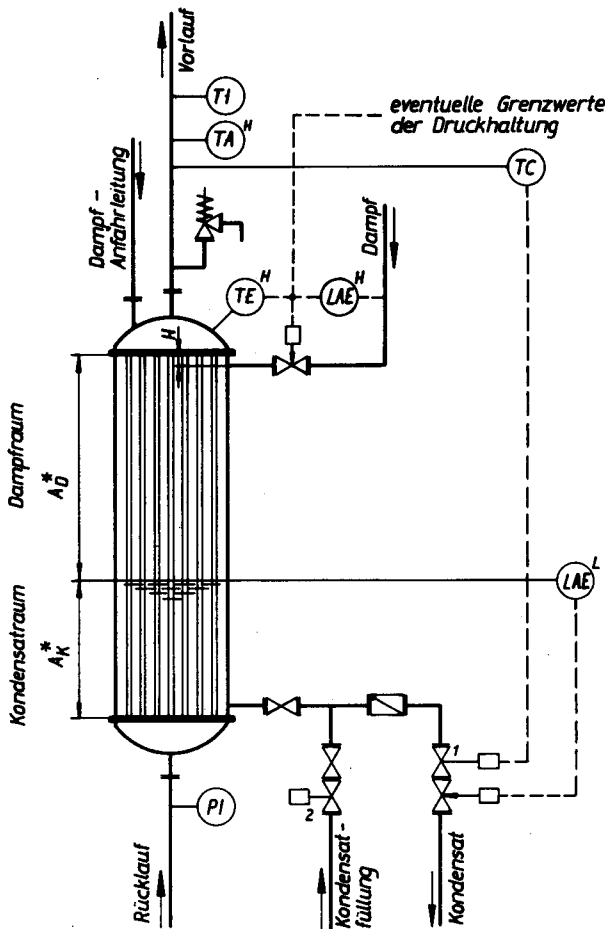


Bild 1.3.-20
Stehender, kondensatseitig geregelter Kondensator mit garantiertem Mindestkondensatstand zur Kondensatunterkühlung im gleichen Apparat

Außer der Abschaltung bei Temperaturüberschreitung TE und Kondensathöchststand in der Dampfleitung LAE kann noch eine Abschaltung bei niedrigstem Druck im Wassernetz PE oder bei niedrigstem Wasserstand im Ausdehnungsgefäß LE erfolgen. Bei Versagen der Kondensatstandsregelung TC verhindert die Begrenzung LAE, daß Dampf in das Kondensatnetz gelangen kann.

beispielsweise eine Reduzierung des Kondensatabflusses (Stellventil 1), wird ein Teil der Kondensations-Heizfläche stillgelegt und somit die Wärmeleistung verringert. Wegen des linearen Zusammenhangs zwischen angestauter Kondensatmenge und gefluteter Heizfläche bei stehenden Wärmeübertragern ist deren Einsatz zu bevorzugen. Im Bild 1.3.-21 wird die Funktion $m = f(A)$

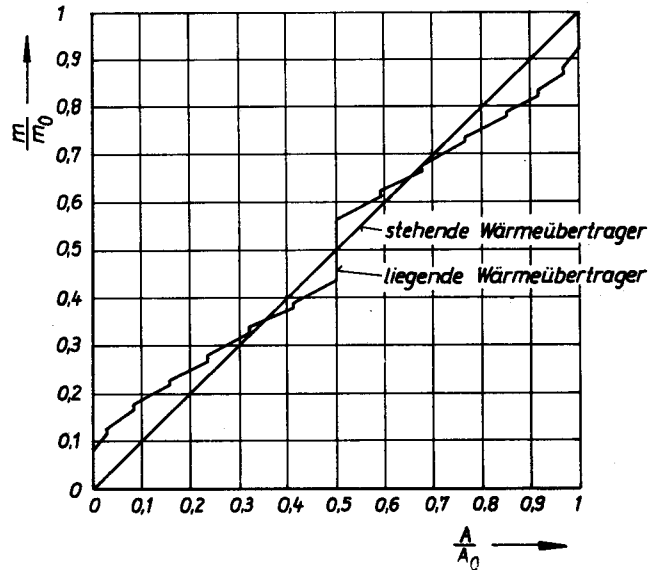


Bild 1.3.-21
Funktioneller Zusammenhang zwischen gespeicherter Kondensatmenge und gefluteter Heizfläche A für stehende und liegende Kondensatoren
Die aufgezeichneten Parameter wurden jeweils mit den Maximalwerten m_0 und A_0 dimensionslos gemacht.

für stehende und liegende Apparate gegenübergestellt. Bei Verwendung von liegenden Apparaten muß der dampfführende Mantelraum frei von Einbauten sein, die bei bestimmten Anstauhöhen die Dampfzufuhr zur Kondensationsfläche teilweise abschotten könnten, da dies zu starken Schlägen führt. Diese können auch auftreten, wenn stehende Wärmeübertrager mit Dampf im Mantelraum — wie im Bild 1.3.-20 dargestellt — bis zur Oberkante des Dampfeintrittsstutzens mit Kondensat gefüllt sind. Aus konstruktiven Gründen kann dieser nicht unmittelbar am Flansch der oberen Wasserkammer angeordnet werden. Damit ist die Mindestlast vorgegeben. Sie beträgt bei einer minimal zulässigen Dampfraumhöhe H — gemessen bis zur Unterkante des Dampfeintrittsstutzens —

$$\frac{\dot{Q}}{\dot{Q}^+} = \frac{H}{H^+} \frac{k}{k^+} \frac{t_D - \bar{t}_W}{t_D^+ - \bar{t}_W^+} \quad (1.3.-4)$$

Die weiteren Größen sind in der Legende zur Gl. (1.3.-2) bezeichnet.

Außer dem Temperaturregelkreis TC sind noch Sicherheitsabschaltungen vorhanden, die bei Temperaturüberschreitung bzw. bei Kondensatstandsüberschreitung infolge Fremdfüllung die Dampfleitung abschließen und bei Erreichen des minimalen Kondensatstandes den Abfluß sperren.

Bei Außerbetriebsetzung sollte man den Dampfraum des Wärmeübertragers völlig fluten. Da dies durch Kondens-

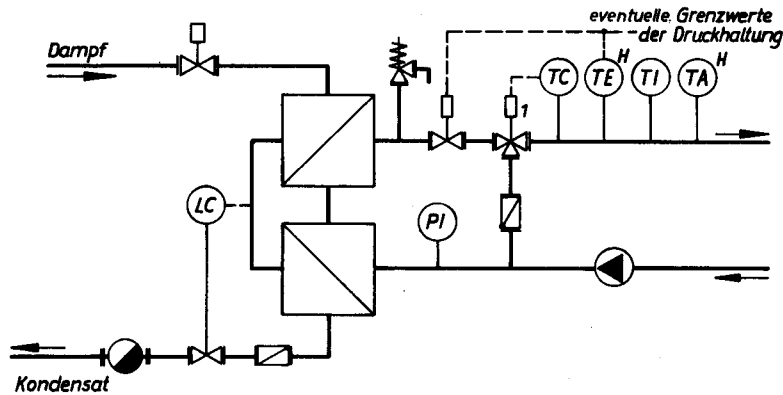


Bild 1.3.-22

Ungeregelter Kondensator mit nachgeschaltetem, stets geflutetem Kondensatkühler und wasserseitiger Bypassregelung
Außer der Abschaltung bei Temperaturüberschreitung TE kann noch eine Abschaltung bei niedrigstem Druck im Wassernetz PE oder bei niedrigstem Wasserstand im Ausdehnungsgefäß LE erfolgen.

sat-Eigenproduktion nicht möglich ist, wird gelegentlich eine steuerbare Kondensatfremdfüllung vorgesehen (Ventil 2). Zum Anfahren ist dann eine separate Dampfzuführung kleinen Durchmessers, die dicht unter der oberen Dampfraumabgrenzung endet, erforderlich.

Diese Problematik kann vermieden werden, wenn der Dampf in den Rohrraum geleitet wird. Dann ist ein völliges Fluten des Apparats und somit auch ein kontinuierlicher Betrieb bis zur Nulllast möglich.

Ob man das Kondensat im unteren Abschnitt des stehenden Kondensators kühlt oder in einem separaten Kühler, ist auf der Grundlage von Variantenvergleichen zu entscheiden. Bei kleinen Leistungen sind kombinierte Apparate in der Regel kostengünstiger, obwohl getrennte Wärmeübertrager thermodynamisch effektiver und somit bezüglich der Heizfläche kleiner gehalten werden können. Der Mehraufwand liegt in den Grundkosten für zwei Apparate und der zugehörigen Verrohrung begründet.

Nach Bild 1.3.-22 ist auch eine wasserseitige Bypassregelung zur Leistungsanpassung (Stellventil 1) möglich. Der Kondensatkühler wird durch die LC-Regelung stets gefüllt gehalten und der Kondensator über die volle Heizfläche mit Dampf beaufschlagt. Der Druck im Heißwassernetz muß so hoch liegen, daß ein Verdampfen im Wärmeübertrager auch bei stagnierendem Durchfluß ausgeschlossen ist.

Heißwasserbeaufschlagte Wärmeübertrager

Eine Beispielschaltung wird im Bild 1.3.-23 gezeigt. Thermodynamisch günstig ist der Einsatz von reinen Gegenströmern. Die Stellventile 1 und 2, die die entsprechenden Impulse vom Regelkreis TC bzw. vom Begrenzer TE erhalten, können sowohl im Primärvorlauf als auch im -rücklauf installiert werden.

Die Anordnung im Vorlauf ist günstig, da bei einem Defekt der Rohrschlange der Heißwasserzufluß automatisch unterbunden wird. Ein Abschluß des Rücklaufs wäre in diesem Fall wirkungslos. Andererseits kann bei hohen Vorlauftemperaturen und starker Drosselung — wie diese im Schwachlastfall auftritt — Kavitation eintreten. Diese Gefahr ist bei Einsatz des Stellventils im Primärrücklauf stark gemindert.

Als gängiger Kompromiß kann die Installation von Ventil 1 im Rück- und von Ventil oder Schieber 2 im Vorlauf akzeptiert werden. Die Schließcharakteristik von 2 ist unabhängig von dem Einbauort so zu wählen, daß keine gefährlichen Druckstöße im Primärnetz entstehen.

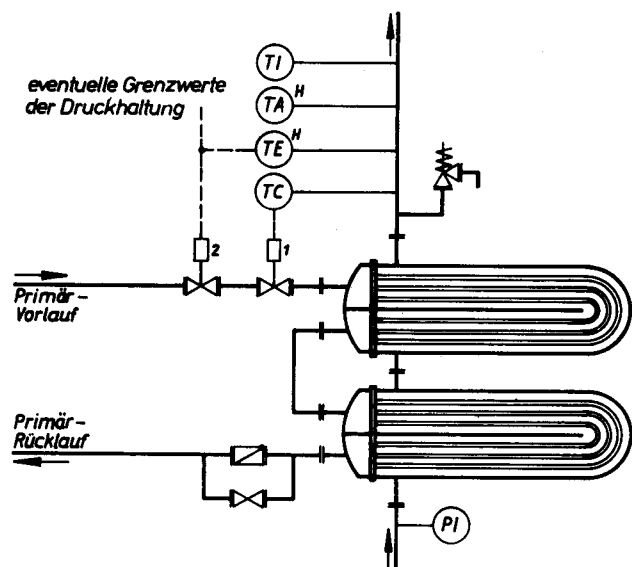


Bild 1.3.-23

Heißwasserbeaufschlagter, primärseitig geregelter Gegenströmer zur Heißwasserbereitung niedrigerer Temperatur

Mitunter ist es zweckmäßig, zur Vermeidung von Kavitation das Stellventil 1 im Primärrücklauf anzuordnen. Auf die Absperrarmatur 2 kann außer dem Impuls bei Temperaturüberschreitung TE auch ein Impuls bei Unterschreiten des Netzdrucks PE oder des Wasserstandes im Ausdehnungsgefäß LE wirken.

Bei Erstinbetriebnahme füllt man die Apparate üblicherweise über den Rücklauf. Zu diesem Zweck ist das Rückschlagorgan im Primärrücklauf durch eine Füllleitung kleineren Durchmessers zu umgehen. Während eine zusätzliche Beimischregelung auf der Sekundärseite — vor allem bei mehreren parallelgeschalteten Netzstromkreisen mit unterschiedlichen Parametern — durchaus üblich ist, sollte eine primärseitige Bypassregelung unterbleiben, da dadurch der Primärrücklauf aufgeheizt würde.

1.3.1.4. Mischvorwärmer

Kennzeichnend für diese Apparate ist die Aufheizung des Netzwassers durch den direkten Kontakt mit dem Heizmedium Dampf. Eine Prinzipschaltung ist im Bild 1.3.-24 gegeben. Der Druck im Heißwassernetz wird durch den Dampfdruck im Mischvorwärmer bestimmt. Obwohl die Anwendung dieser Apparate gegenüber üblichen Wärmeübertragern wegen des Wegfalls der teuren Heizflächen und der Möglichkeit der Wasser- aufheizung bis auf Sattdampf-temperatur (keine Grädigkeit bei der Wärmeübertragung) Vorteile bietet, bleibt bisher der Anwendungsumfang begrenzt. Die Ursachen liegen teilweise in sicherheitstechnischen Vorschriften begründet. So gibt es nach [45, 46] die Forderung, daß die Mischvorwärmer den höchsten Teil der Anlage bilden müssen, was aus territorialen Gründen oftmals nicht verwirklicht werden kann, und daß der Ausdehnungsraum innerhalb des Gefäßes anzuordnen ist, wodurch große, teure Druckgefäße zu installieren wären. Sehr oft reicht auch der vorhandene Dampfdruck für den Betrieb des Heißwassernetzes nicht aus. Daß die Heißwasser- und Kondensatqualität praktisch gleich ist, wirkt sich vorteilhaft auf das Wassernetz aus. Es wird vom Dampflieferer wegen der möglichen Verunreinigung des Kondensats jedoch meist negativ beurteilt.

Die Mischvorwärmer werden in verschiedenen Konstruktionen gebaut. Die Leistungen sind in starkem Maße von der gewählten technischen Lösung abhängig, weshalb sich die Bemessungsunterlagen im allgemeinen auf Versuchsergebnisse gründen. Der Schwachlastfall bedarf genauer Untersuchungen, da der Regelungs- bereich der Mischvorwärmer wegen des physikalisch gegebenen Zusammenhangs zwischen Temperatur und Druck klein ist. Oftmals muß deshalb eine wasserseitige Rücklaufbeimischung außerhalb der Apparate erfolgen. Außerdem ist zu beachten, daß einige Konstruktionen bei geringem Wasserdurchsatz instabil arbeiten.

Kaskaden-Mischvorwärmer

Der Heißwasserrücklauf wird über tellerförmige Einbauten bzw. Böden (Kaskaden) schleier- oder tropfenförmig im Dampfraum verteilt und dabei annähernd auf Sättigungstemperatur gebracht. Das im Unterteil befindliche Heißwasser wird in die Vorlaufleitung eingespeist.

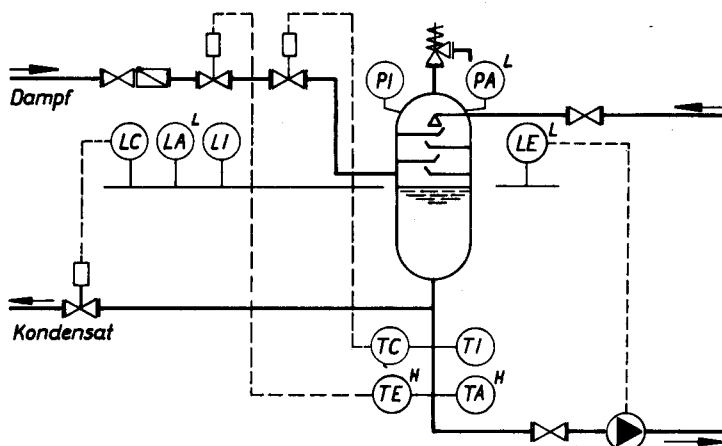


Bild 1.3.-24
Direkt mit Dampf beheizter Mischvorwärmer

Düsenmischvorwärmer

Kennzeichnend für diese Konstruktion ist das direkte Einblasen von Dampf in den unteren Wasserraum des Gefäßes über Düsen, wobei die aufsteigenden Dampfblasen ihre latente Wärme an das Wasser übertragen. Der Heißwasserrücklauf wird in den oberen Gefäßraum eingeleitet und der Heißwasservorlauf aus dem unteren Raum entnommen.

Eine Sonderform stellt der *Strömungsmischvorwärmer* dar. In einem senkrechten Rohr, das das aufzuheizende Wasser von unten nach oben durchströmt, ist axial ein Dampfrohr mit Düsen oder Bohrungen im unteren Teil angeordnet.

Heizentgaser

Aufbauend auf dem Prinzip der thermischen Entgasung, werden die Aufkochstufen bzw. kombinierte Riesel- und Aufkochstufen bei relativ hohen Dampfdrücken betrieben und somit zur Netzwasseraufheizung eingesetzt. Diese senkrecht stehenden Aufkochstufen können einzeln oder gepaart in waagrecht liegenden Wassergefäßen angeordnet werden. Das Rücklaufwasser kommt mit dem Dampf im unteren Teil der Aufkochstufe in direkten Kontakt. Das Wasser im Siedezustand fließt dann über Überläufe in den eigentlichen Wasserbehälter, aus dem der Heißwasservorlauf gespeist wird.

1.3.1.5. Wärmespeicher

In Heißwassernetzen kommen lediglich Verdrängungsspeicher zum Einsatz. Sie dienen der Vergleichmäßigung der Erzeugerleistung. So werden die Speicher während des Spitzenbedarfs entladen und während der Schwachlast wieder geladen. Dies erfolgt durch Verschieben der Trennzone zwischen Vorlauf- und Rücklaufwasser innerhalb des Speichers.

In Wirklichkeit gibt es keine ideale Trennung, sondern eine *Mischzone*, die die effektive Speicherkapazität reduziert. Um diese dennoch klein zu halten, werden senkrecht stehende, rohrartige Behälter aufgestellt. Für den Standort der Speicheranlage und die Anbindung an das Wärmenetz gibt es viele Möglichkeiten. Wird das Netz mit gleitender Vorlauf-temperatur betrieben, so muß der Speicher in unmittelbarer Nähe des Heißwasserbereitstellers angeordnet sein, da dieser nur dann mit maximaler Heißwassertemperatur aufladbar ist.

Eine günstige Schaltung, die man auch vorteilhaft bei Kraft-Wärme-Kopplung einsetzen kann, zeigt Bild 1.3.-25. Der Wärmeübertrager 1 wird nur zur Nachwärmung während der Speicherladung betrieben. Das Stellorgan 2 werde belastungsabhängig gesteuert, die Armaturen 3 und 4 sind geschlossen. Die Hauptumwälzpumpe 5 fördert somit einen Teilstrom aus dem Speicher und einen weiteren aus dem Netzurücklauf. Der TC-Regelkreis, der die gleitende Netzvorlauf-temperatur zu gewährleisten hat, beeinflusst das Stellventil 7 oder die drehzahlveränderliche Pumpe 6. Bei Spitzenlast sind der Wärme-

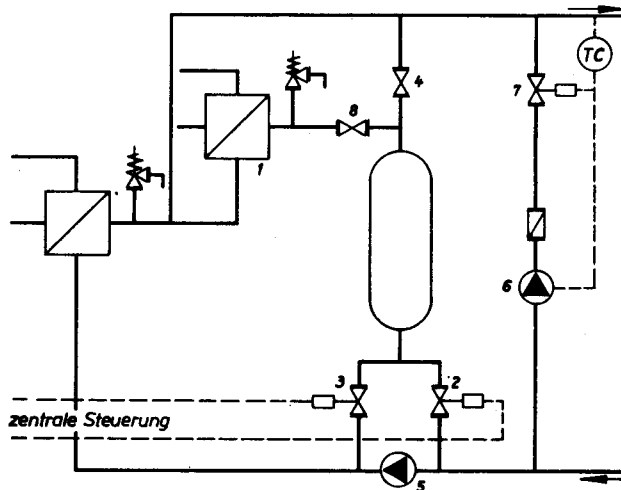


Bild 1.3.-25

Einordnung eines Verdrängungsspeichers in unmittelbarer Nähe des Heißwasserbereiters, der mit der Hauptumwälzpumpe im Teilstrom geladen und entladen werden kann.

Der Wärmeübertrager 1 ist nur während der Speicherladung in Betrieb. Der Mengenstrom der Rücklaufbeimischung wird durch das Stellventil 7 oder durch eine drehzahlveränderliche Pumpe 6, abhängig von der Netzvorlauf-temperatur, geregelt.

übertrager 1 außer Betrieb, die Armaturen 2 und 8 geschlossen sowie 4 geöffnet. Das Stellventil 3 übernimmt die Leistungsregelung. Die Beimischstrecke wird stets betrieben. Es ist üblich, die Steuerung des Speicherbetriebes einem Prozeßrechner zu übertragen, der die Gesamtoptimierung der Kraft-Wärme-Bereitstellung vornimmt. Über den Einsatz von Wärmespeicheranlagen haben Wirtschaftlichkeitsberechnungen zu entscheiden.

1.3.1.6. Mischstationen, Druckerhöhungs- und -reduzierstationen

Für Wohngebiets- und Industrienetze kann das Heißwasser mit den dafür erforderlichen Parametern auch aus Primär-Heißwassersystemen über Mischstationen, die nach dem Prinzip der Rücklaufbeimischung arbeiten, und nach eventueller hydraulischer Parameteranpassung durch Druckerhöhungspumpen oder aber durch Reduzierstationen bereitgestellt werden. Die Schaltungen sind den jeweiligen Einsatzfällen anzupassen. Besonderer Wert ist auf die sicherheitstechnischen Einrichtungen zu legen.

Im Havariefall (Überschreitung der Sekundärparameter Druck oder Temperatur, Pumpenausfall) muß unbedingt eine Netztrennung durch im Vor- und Rücklauf angeordnete Absperrorgane vorgenommen werden. Einerseits soll dieser Abschluß rasch erfolgen, andererseits sind Druckstöße zu vermeiden. Zur Lösung dieses gegen-

sätzlichen Problems gibt es zahlreiche, durch Patente geschützte Schaltungen, die bisher nur in Ausnahmefällen praktisch erprobt wurden.

Zur Vermeidung der Druckstöße muß man die Trennung zwischen Primär- und Sekundärnetz langsam vornehmen oder nach rascher Trennung der Netze durch sich öffnende Überströmungen bis zum Medienstillstand jedes Netz für sich zirkulieren lassen. Im ersten Fall muß beispielsweise durch Puffergefäße vermieden werden, daß das heiße Primärwasser während des Schließvorgangs in das Sekundärnetz gelangt. Analog dazu muß im zweiten Fall verhindert werden, daß das heiße Vorlaufwasser in die Rücklaufleitung niedrigen Drucks strömt. Ein Vorschlag sieht deshalb in der Überströmleitung ein Mischgefäß vor, das unter Vorlaufdruck steht, aber Wasser von Rücklauf-temperatur enthält. Der Mischvorgang und die Druckhaltung im Gefäß sind jedoch nicht problemlos. Vielfältige Lösungsvarianten ergeben sich, wenn im Störfall das Ausdampfen an fixierten Hochpunkten (vgl. Einleitung zum Abschnitt 5.) zugelassen wird. Von einer bestimmten Größenordnung an ist der apparate- und regelungstechnische Aufwand jedoch so hoch, daß sich veränderte Versorgungsvarianten wirtschaftlich attraktiver präsentieren (z. B. Variante C, Abschnitt 1.4.).

Eine einfache Prinzipschaltung für eine relativ kleine Übergabestation zeigt Bild 1.3.-26. Ein Netz für ein Wohngebiet wird von einem Transitsystem, das mit hohen Temperatur- und Druckparametern betrieben wird, gespeist. Im Bild ist außer der Schaltung auch der Druckverlauf aufgezeichnet. Es sei beispielsweise angenommen, daß die Drücke an der Einspeisestelle stets $p_{V,N}$ und an der Rückspeisestelle $p_{R,N}$ betragen sollen. Die Druckregleinrichtungen im Vor- und Rücklauf haben dies zu gewährleisten, auch wenn die Abnahmeströme und die Drücke des Transitsystems $p_{V,T}$ und $p_{R,T}$ schwanken. Je nach Durchsatz durch die Verbraucher ergeben sich die Drücke $p'_{V,N}$ und $p'_{R,N}$ (Schwachlast) sowie $p''_{V,N}$ und $p''_{R,N}$ (Vollast) im Netz. Bei Schwachlast tritt die Rückförderpumpe RP nicht in Funktion. Wäre die Abnahme im gesamten Netz Null, eine Netztrennung aber nicht durchgeführt, stünden im Vorlauf $p_{V,N}$ und im Rücklauf $p_{R,N}$ an. Sinkt infolge starker Entnahme der Differenzdruck am Netzende, dann wird die Rückförderpumpe eingeschaltet. Es ist zweckmäßig, diese mit drehzahlgeregeltem Antrieb auszurüsten, so daß Δp_{RP} bedarfsgerecht angepaßt werden kann. Die Beimischpumpe BP muß ständig arbeiten. Sie muß die Druckdifferenz $\Delta p'_{BP}$ bis $\Delta p''_{BP}$ und die Widerstände in der Beimischstrecke überwinden.

Da gleichzeitig der Förderstrom schwankt, sollte ebenfalls eine drehzahlgeregelte Pumpe zum Einsatz kommen. Als Regelgröße dient die Mischtemperatur. Im Beispiel ist die Einbindung vor die Druckreduzierung gelegt, um bei den angenommenen Drücken Ausdampfen zu vermeiden. Werden drehzahlstarre Pumpenantriebe verwendet, so sind sowohl für die Rückförder- als auch für die Beimischpumpen verschiedene Pumpensätze mit Drossel- oder Bypassregelung vorzusehen. Oftmals ist es zweckmäßig, wenn beide Pumpentypen aus einer installierten Pumpenreihe wahlweise einschaltbar sind.

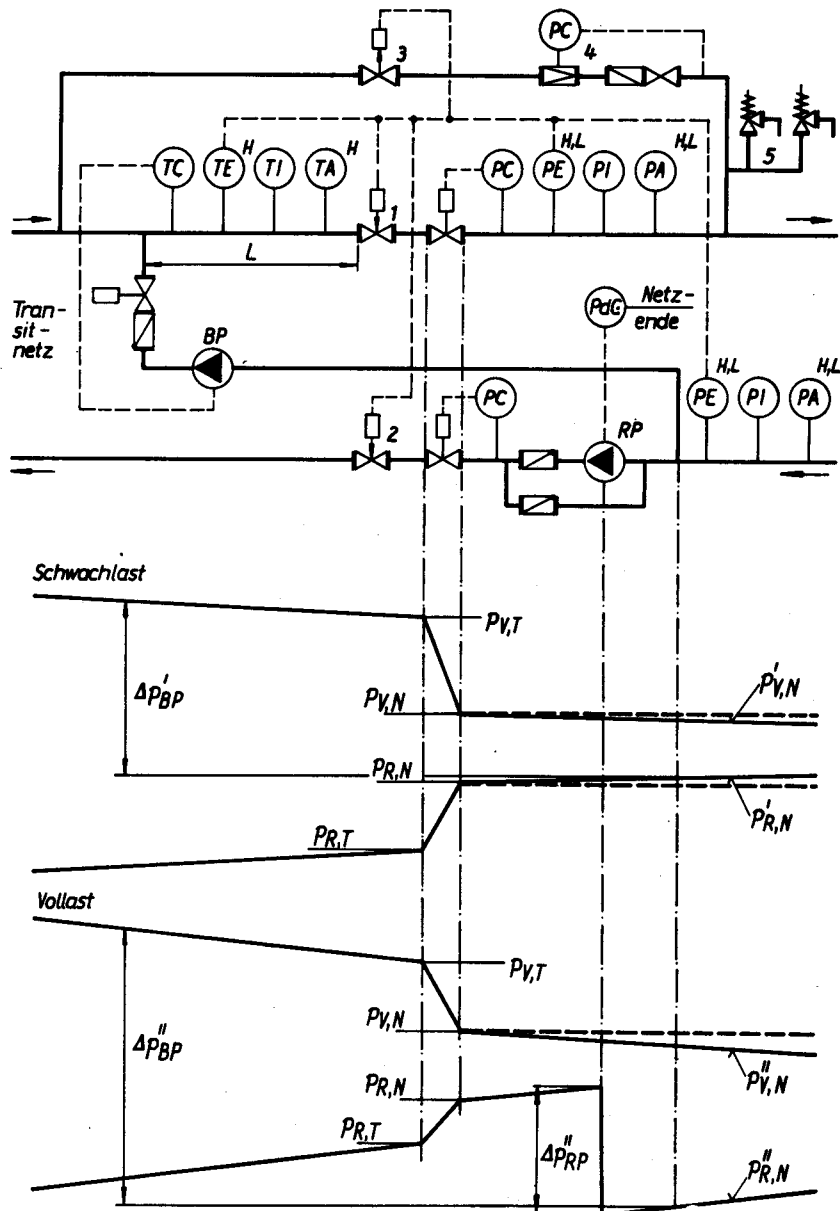


Bild 1.3.-26

Prinzipbeispiel für den direkten Anschluß eines Wärmenetzes an ein Transitsystem mit Rücklaufbeimischung, Druckreduzierung im Vorlauf, Druckerhöhung im Rücklauf und einer Ruhedruckhaltung bei hydraulischer Netztrennung

Übersteigt der Einspeisedruck den vorgegebenen Sollwert $p_{V,N}$, liegen die Drücke im Rücklauf außerhalb eines zulässigen Grenzbereiches oder wird die Vorlauf-temperatur überschritten, dann schließen die Armaturen 1 und 2 automatisch und trennen somit beide Netze. Gleichzeitig wird durch Öffnen der Armatur 3 die Ruhedruckauflastung in Betrieb genommen ($p_{V,N} \equiv p_0$). Das Nachspeisen erfolgt über den Nachdruckregler 4. Die Sicherheitsventile 5 dürfen nur im zweiten Störfall ansprechen. Sie werden in verschiedenen Größen mit gestaffelten Ansprechdrücken installiert. Die Schließ- und Öffnungsgeschwindigkeiten der Armaturen 1 bis 3 sind so zu wählen, daß beherrschbare Druckstöße auftreten. Die Einbindung der Beimischleitung — Länge L — ist so festzulegen, daß während des Schließvorgangs, auch bei Ausfall der Pumpe BP , nur durch Mischung heruntergekühltes Wasser in das nachgeschaltete Netz gelangt. Beträgt die Schließzeit beispielsweise 10 s, so muß bei einer maximalen Geschwindigkeit von 1 m/s die Länge $L \geq 10$ m sein.

Weiterhin müssen die Betriebsprogramme für alle denk-

baren Schalthandlungen, einschließlich des planmäßigen An- und Abfahrens, genau festgelegt werden. Eine weitere Detaillierung des Schaltbildes ist unter Umständen notwendig.

1.3.2. Betriebsbedingungen und mathematische Modellierung der Wärmebereitstellung

Es besteht hier nicht das Anliegen, die möglichen Betriebsweisen der Heißwasserbereiter, wie Heißwasser- und Dampfkessel, Wärmeübertrager oder Mischvorwärmer im Heizwerk oder Heizkraftwerk, unter den verschiedenen wirtschaftlichen Zielfunktionen zu beschreiben. Vielmehr besteht die Aufgabe, die Belastungen des Wärmenetzes an den Wärmebereiter im voraus mit möglichst großer Genauigkeit zu ermitteln.

Ausgangspunkte sind die selbstregelnden Abnehmer, die dem Wärmenetz und letztlich auch dem Wärmebereiter das zeitliche Betriebsregime aufprägen. Von der

Einspeisestelle aus kann nur durch eine Veränderung der Vorlauftemperatur die Betriebsweise des Netzes beeinflusst werden. In der Regel sind dieser Möglichkeit aber enge technische Grenzen gesetzt. In der Praxis findet man oft den Fehler, daß die Wärmebereitstellungsanlagen in der Projektierungsphase nur vom quantitativen Wärmestrom her den Abnehmern angepaßt wurden und das Abnehmerverhalten unberücksichtigt blieb.

Für eine richtige Bemessung, einen bedarfsgerechten Betrieb und eine schnelle Manövrierfähigkeit müssen Kenntnisse über die erforderlichen Werte

- Wärmestrom und
 - Vorlauftemperatur
- als Zeitfunktionen und in Abhängigkeit weiterer Führungsgrößen mit stochastischer Bindung — z. B. der Außentemperatur — bekannt sein. Von Interesse sind auch die sich passiv ergebenden Größen
- Massestrom und
 - Rücklauftemperatur.

Bei *Normalbetrieb* kann man von einer quasistationären Betriebsweise ausgehen, d. h., der Wärmestrom an der Einspeisestelle entspricht der Summe aller Abnehmer-Wärmeströme

$$\dot{Q}_E = \sum_{i=1}^n \dot{Q}_i \quad (1.3-5)$$

Die Wärmebereitstellung muß somit bis auf Transportzeitverschiebungen synchron zur Abnahme verlaufen.

Bei *Speicherbetrieb* mittels Verdrängungsspeicher oder Netzspeicherung ist ein energiedynamischer Betrieb möglich. Über einen vorgegebenen Zeitraum integriert, muß natürlich ein Ausgleich zwischen eingespeisten und entnommenen Energiemengen erfolgen, so daß

$$\int_0^t \dot{Q}_E \, d\tau = \int_0^t \left(\sum_{i=1}^n \dot{Q}_i \right) \, d\tau \quad (1.3-6)$$

gilt. Dies gibt dem Wärmebereitsteller aber einen Freiheitsgrad zum Manövrieren.

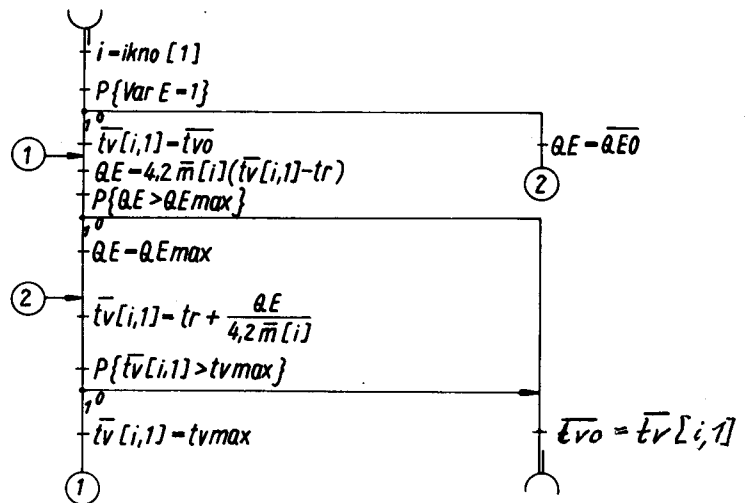
Im Abschnitt 3. werden die maximalen Belastungen unter Beachten von Gleichzeitigkeitsfaktoren ermittelt, und nach Abschnitt 2. können energiedynamische Untersuchungen angestellt werden. Für den Wärmelieferer besteht dabei die Möglichkeit, die

Vorlauftemperatur $\overline{t_{vo}}$ oder den Wärmestrom \overline{QE}

als Zeitfunktion in diskreten Schritten (beispielsweise im Viertelstunden-Intervall) vorzugeben bzw. nur als Höchstlast zu begrenzen

maximale Vorlauftemperatur t_{vmax}
 maximaler Wärmestrom QE_{max} .

Welcher Parameter als Führungsgröße gilt, wird durch die Erzeugervariante VarE gesteuert (VarE = 1 — Vorlauftemperatur; VarE = 0 — Wärmestrom). Auf der Grundlage des Massestroms \bar{m} und der Rücklauftemperatur t_r wird der nicht vorgegebene Wert errechnet und mit dem zulässigen Maximalwert verglichen. Bei einer Überschreitung erfolgt automatisch die Begrenzung auf den genannten Maximalwert. Der Berechnungsablauf ist im Flußbild 1.3.-1 aufgezeichnet.



Flußbild 1.3.-1
 Erzeugersimulation (ERZSIM)

Abhängig von der Erzeugervariante VarE, die die Vorlauftemperatur oder den Wärmestrom als Zeitfunktion vorgibt, wird der nicht vorgegebene Wert errechnet, mit dem zulässigen Maximalwert verglichen und bei Überschreitung automatisch auf diesen begrenzt.

Einheiten: Temperaturen in °C; Masseströme in kg/s; Wärmeströme in kW
 Teilstreckennummern i und Zuführungsteilstrecken $ikno$ entsprechen dem Flußbild 1.2.-1 ($i = ikno[1]$ = Teilstrecke an der Einspeisestelle).
 Vorlauftemperatur $t_{v[i,1]}$ kennzeichnet die Einspeisetemperatur (1. Abschnitt der Einspeisetilstrecke; vgl. Flußbild 2.4.-2).
 Rücklauftemperatur t_r stellt die integrale Mitteltemperatur des Netzzurücklaufs im vorangegangenen Viertelstundenintervall dar (vgl. Flußbild 2.4.-3).

1.4. Versorgungsvarianten

Zur wärmetechnischen Versorgung von Wohn- und Industriegebieten sind mitunter Netze beachtlicher Größe erforderlich. Die Einspeisemenge in diese Netze sowie die Wärmeübergabe an die angeschlossenen Gebäudeanlagen können direkt oder indirekt erfolgen. Im ersten Fall liegt keine medienmäßige Trennung vor, d. h., das gleiche Heizwasser zirkuliert durch beide Netze bzw. durch Wärmenetz und Gebäudeanlage.

Die *direkte Wärmeübergabe* kann somit im einfachsten Fall nur durch eine Station mit Absperrarmaturen und Wärmemengenmesser — angeordnet an der Rechtsträgergrenze — verwirklicht werden. Sie kann aber auch aus technischen Gründen zusätzlich eine Beimisch- sowie Druckerhöhungs- oder Druckminderstation umfassen. Bei Dampfnetzen erfolgt der direkte Anschluß über Mischvorwärmer.

Die *indirekte Wärmeübergabe* ist stets durch eine Medientrennung gekennzeichnet. Es werden dazu Wärmeübertragerstationen errichtet. In der Regel sieht man diese beim Übergang von Dampfnetzen auf Wassernetze oder bei der Hintereinanderschaltung von Wassernetzen unterschiedlicher Druckstufen vor. Weiterhin wird der Bau indirekter Wärmeübergabestationen oftmals auch mit erhöhten Anforderungen an die Versorgungssicherheit, mit der Forderung an überschaubare Netzgrößen oder mit dem schlechten Zustand bzw. dem vermuteten unzulänglichen Betrieb der Abnehmeranlagen begründet. Bei indirekter Wärmeübergabe müssen die nachgeschalteten Netze bzw. Gebäudeanlagen eigene Druckhalteanlagen erhalten. Um den technischen Aufwand bei der Erstellung und dem Betrieb von Sekundärnetzen zu begrenzen, werden mitunter Überström- und Füllleinrich-

tungen aus den vorgeschalteten Primärnetzen installiert. Sieht man auch entsprechende Rückspeiseanlagen vor, die bei Volumenexpansion das Überschußwasser in das Primärnetz zurückfördern, dann tritt allerdings ein Vermischungseffekt der Medien ein.

Grundsätzlich ist die indirekte Wärmeübergabe mit großem apparatetechnischem Aufwand verbunden. Hat an den Verbindungsstellen nur eine Temperaturänderung zu erfolgen, so gebührt deshalb der direkten Einspeisung (Anwenden der Rücklaufbeimischung) der Vorrang. Sind dagegen auch Änderungen der Druckparameter (Vor- und Rücklauf) erforderlich, so bedingt dies bei direkter Einspeisung einen größeren regelungs- und sicherheitstechnischen Aufwand als bei indirekter Wärmeübergabe. Eine eindeutige Vorzugslösung existiert dann nicht mehr, so daß detaillierte Untersuchungen erfolgen müssen.

Vom derzeitigen Erkenntnisstand haben drei Versorgungsvarianten eine Daseinsberechtigung:

Variante A:

direkte Einspeisung ins Netz — direkte Einspeisung in die Gebäudeanlage

Variante B:

indirekte Einspeisung ins Netz — direkte Einspeisung in die Gebäudeanlage

Variante C:

direkte Einspeisung ins Netz — indirekte Einspeisung in die Gebäudeanlage

Die theoretisch darüber hinaus mögliche Variante mit zweimaliger indirekter Einspeisung entfällt für eine generelle Anwendung wegen des hohen Aufwandes. Für die Versorgung eines Einzelobjektes, z. B. extrem hoch liegendes Gebäude, kann diese Lösung als Ergänzung der Grundvariante B jedoch durchaus sinnvoll sein.

Welche der Varianten A bis C günstiger ist, kann nicht pauschal eingeschätzt werden. Die Haupteinflussfaktoren sind durch die territoriale Spezifik der Versorgungsgebiete sowie der Wärmeliefer- und Wärmeabnehmerbedingungen gegeben. Die daraus resultierenden Lösungsvorschläge werden in starkem Maße vom Ideenreichtum der planenden Ingenieure beeinflusst. Besonders wichtig ist der Entwurf der Druckschaubilder (vgl. Abschnitt 5.). Auf dieser Grundlage sind dann die technischen und ökonomischen Variantenvergleiche durchzuführen.

2. Energetische Dynamik in Heizwassernetzen

Die Wärmezufuhr an der Einspeisestelle eines Netzes und die Wärmeentnahme der Verbraucher sind dem Betrag nach nicht zu jedem Zeitpunkt gleich. Zusätzliche Ungleichförmigkeiten ergeben sich infolge der unterschiedlichen Transportzeiten des Wärmeträgers zu den einzelnen Abnehmern. Diese Vorgänge werden noch überlagert durch die Wärmeverlustströme der Rohrleitungen an die Umgebung, die von den jeweiligen Medientemperaturen abhängig sind, und von Wärmeströmen, die infolge der reibungsbehafteten Strömung entstehen.

Aus diesen Gründen laufen in jedem Wärmenetz ununterbrochen Speicher- und Entspeichervorgänge ab, die unter dem Gesamtbegriff energetische Dynamik zusammengefaßt werden. Selbstverständlich ist es unmöglich, alle denkbaren, netzspezifischen Einflüsse zu betrachten. Es werden deshalb nur einige allgemeingültige Effekte untersucht.

2.1. Transportzeiten

2.1.1. Mengenstrom-Transportzeit-Diagramm

Die Zeit, die eine Partikel des Wärmeträgers Wasser — vielfach als Heizmedium bezeichnet — beim Durchströmen des Rohrsystems vom Wassererwärmer bis zum Abnehmer j benötigt, wird Transportzeit $\Delta\tau_j$ genannt. Sie ergibt sich durch Summation der Teilstrecken-Durchflußzeiten $\overline{\Delta\tau}_k$ nach

$$\Delta\tau_j = \sum_{k \in j} \overline{\Delta\tau}_k, \quad (2.1-1)$$

wobei nur die Teilstrecken k , die Elemente des Weges zum Abnehmer j darstellen, zu berücksichtigen sind. Da aus der manuellen Rohrnetzbe messung die Längen l und die Strömungsgeschwindigkeiten w aller Teilstrecken bekannt sind, ergeben sich die Teilstrecken-Durchflußzeiten zu

$$\overline{\Delta\tau}_k = \frac{l_k}{w_k}. \quad (2.1-2)$$

Erfolgt die Bemessung der Rohrleitungen mit Hilfe eines Rechenprogramms, so werden die Geschwindigkeiten in der Regel nicht abgespeichert. Die Berechnung ist dann nach

$$\overline{\Delta\tau}_k = \frac{l_k \rho_k \pi d_k^2}{4 \dot{m}_k} \quad (2.1-3)$$

vorzunehmen. Dabei bedeuten ρ_k die Dichte des Wärmeträgers, d_k der Rohrdurchmesser und \dot{m}_k der die Teilstrecke k beaufschlagende Massenstrom. Sind die Transportzeiten zu allen Abnehmern j ermittelt worden, so kann man entsprechend einem Vorschlag von DITTMANN [9] eine geordnete Darstellung von $\dot{m} = \dot{m}(\Delta\tau)$, $\dot{Q} = \dot{Q}(\Delta\tau)$ oder $\dot{V} = \dot{V}(\Delta\tau)$ vornehmen. Sie werde

Massenstrom-, Wärmestrom- oder Volumenstromfunktion bzw. allgemein *Mengenstromfunktion* genannt.

Die grafische Auswertung des Zusammenhangs wird als Mengenstrom-Transportzeit-Diagramm bezeichnet. Als Ordnungsprinzip gelten wachsende Transportzeiten $\Delta\tau_j$, unabhängig von der Abnehmernummerierung j . Die Masse- bzw. Wärmeströme werden fortlaufend addiert, so daß nach einer bestimmten Zeit $\tau_0 + \Delta\tau$ der zugehörige Massenstrom \dot{m} den Anteil angibt, der die Abnehmer nach Verlassen des Wassererwärmers zum Zeitpunkt τ_0 bereits erreicht hat. Der Einfachheit halber wird $\tau_0 = 0$ gesetzt. Dem Vorschlag einer dimensionslosen Darstellung wird zunächst nicht nachgegangen, da die Division durch den Gesamtmassenstrom $\dot{m}_{ges} = \sum \dot{m}_j$ bzw. durch die größte Transportzeit $\Delta\tau_{j,max}$ nur einen höheren Rechenaufwand, nicht aber einen tieferen Einblick in den physikalischen Zusammenhang bringt.

Grundsätzlich sei festgestellt, daß der Aufwand zur Ermittlung des Mengenstrom-Transportzeit-Diagramms beträchtlich ist. Andererseits bietet dieser Zusammenhang aber eine sehr gute Möglichkeit, die netzspezifischen, energiedynamischen Eigenschaften, unabhängig von der oftmals sehr verwirrenden geometrischen Netzstruktur, nur in Funktion einer Variablen — der Transportzeit-Koordinate — zu beschreiben.

Ist das Mengenstrom-Transportzeit-Diagramm in Form einer Treppenkurve gefunden, so ist oftmals für anschließende analytische Betrachtungen eine analytische Approximation gefordert. Dazu können beliebige Funktionen verwendet werden. Vorzugsweise werden dies Parabel- und Geradengleichungen sein. Die Bestimmung der Koeffizienten ist exakt nach der Methode der kleinsten Fehlerquadrate vorzunehmen. In der Regel genügt jedoch ein Flächenvergleich bzw. eine visuelle Mittelung. Für bestimmte Zwecke (Abschnitt 2.3.3.) ist der Ersatz der Treppenkurve durch einen Polygonzug, am einfach-

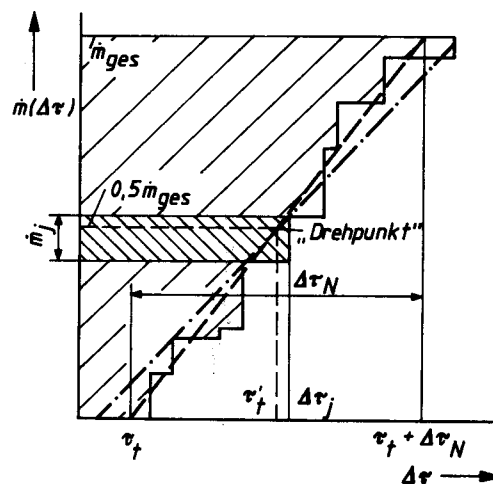


Bild 2.1.-1 Massenstrom-Transportzeit-Diagramm als Treppenkurve mit zwei linearen Approximationen

sten durch eine einzige Gerade, erforderlich. Die Gerade kann durch Flächenvergleich in erster Näherung angepaßt werden. Gemäß Bild 2.1.-1 gilt für die grob schraffierte Fläche

$$A = \sum_{j=1}^{j_{max}} \dot{m}_j \Delta\tau_j. \quad (2.1-4)$$

Die Fläche, die eine Ersatzgerade mit den Koordinatenachsen und $\dot{m} = \dot{m}_{ges}$ einschließt, berechnet sich zu

$$A = \left(\tau_i + \frac{\Delta\tau_N}{2} \right) \dot{m}_{ges} = \left(\tau_i + \frac{\Delta\tau_N}{2} \right) \sum_{j=1}^{j_{max}} \dot{m}_j, \quad (2.1.-5)$$

wobei die Totzeit τ_i den Beginn der nunmehr kontinuierlichen Massestromentnahme durch die Abnehmer und $\Delta\tau_N$ die Zeitverschiebung im Wärmenetz darstellen. Die Werte sind im Bild 2.1.-1 an der gestrichelten Geraden nochmals erklärt. Das Gleichsetzen der beiden letzten Gleichungen liefert

$$\tau_i + \frac{\Delta\tau_N}{2} = \frac{\sum_{j=1}^{j_{max}} \dot{m}_j \Delta\tau_j}{\sum_{j=1}^{j_{max}} \dot{m}_j}, \quad (2.1.-6)$$

wobei τ_i oder $\Delta\tau_N$ frei wählbar bleiben. Sinnvollerweise wird zunächst $\Delta\tau_N = 0$ und $\tau_i = \tau'_i$ gesetzt, d. h., man führt eine fiktive Ersatzgerade $\Delta\tau = \tau'_i$ ein. Es gilt

$$\tau'_i = \frac{\sum_{j=1}^{j_{max}} \dot{m}_j \Delta\tau_j}{\sum_{j=1}^{j_{max}} \dot{m}_j}. \quad (2.1.-7)$$

Damit ist mit den Koordinaten τ'_i und $0,5\dot{m}_{ges}$ ein „Drehpunkt“ für die endgültige Ersatzgerade $\dot{m} = \dot{m}(\Delta\tau)$ gefunden. Die Drehung kann nach Bild 2.1.-1 beispielsweise die gestrichelte, die strichpunktierte bzw. unendlich viele andere Geraden als Ergebnis liefern. Die Ausgleichsgerade sollte visuell festgelegt werden. Wie eingangs bereits bemerkt, stellt diese Verfahrensweise nur eine Näherung dar. Sie kann durch abschnittsweises Vorgehen (Polygonzug) beliebig verfeinert werden und genügt — wie die praktischen Beispiele (Abschnitt 2.1.3.) zeigen — durchaus den Gegebenheiten.

Zusammenfassend ergibt sich für die Massestromfunktion die Beziehung

$$\dot{m} = \frac{\dot{m}_{ges}}{\Delta\tau_N} (\tau - \tau_i) \quad \text{für} \quad \tau_i \leq \tau \leq \tau_i + \Delta\tau_N$$

$$\dot{m} = 0 \quad \text{für} \quad \tau < \tau_i. \quad (2.1.-8)$$

Damit kann der Massestrom, der nach einer zentralen qualitativen Parameteränderung (z. B. der Temperatur) zum Zeitpunkt $\tau = 0$ an den Abnehmern angekommen ist, als Zeitfunktion angegeben werden. Gleichfalls kann der Massestrom, der nach einer gleichzeitigen Parameteränderung am Austritt der Abnehmer (z. B. der Rücklauftemperatur) zum Zeitpunkt $\tau = 0$ den zentralen Rückspeisepunkt erreicht hat, als Zeitfunktion berechnet werden.

Ist die Reaktion einer Parameteränderung erst nach Durchlaufen des Netzvorlauf- und des Netzurücklaufsystems gefragt (z. B.: Wann und wie macht sich die Änderung der Vorlauftemperatur am Wassererwärmeraustritt wieder an dessen Eintrittsstutzen bemerkbar?), so verdoppeln sich die Zeitverschiebungen (gleiche Rohrquerschnitte im Vor- und Rücklauf):

$$\dot{m} = \frac{\dot{m}_{ges}}{2 \Delta\tau_N} (\tau - 2\tau_i) \quad \text{für} \quad 2\tau_i \leq \tau \leq 2(\tau_i + \Delta\tau_N)$$

$$\dot{m} = 0 \quad \text{für} \quad \tau < 2\tau_i. \quad (2.1.-9)$$

Praktische Anwendungen sind im Abschnitt 2.3.1. wiedergegeben.

2.1.2. Beispiel

Ein Netz hat eine Einspeisung (Wassererwärmer 0) und 10 Abnehmer unterschiedlicher Leistung. Die Netzgeometrie ist im Bild 2.1.-2 und die Zusammenstellung der

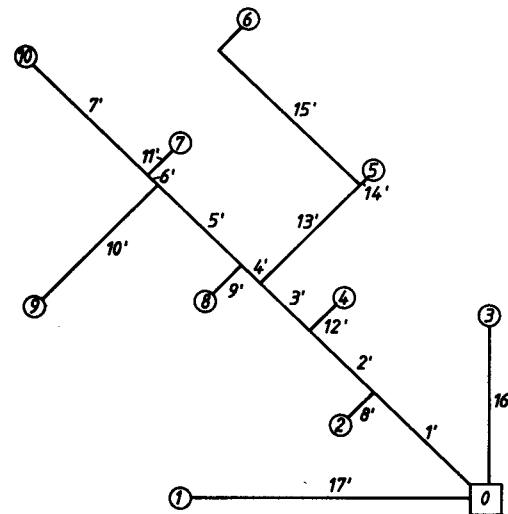


Bild 2.1.-2 Geometrie des Netzes zum Beispiel 2.1.2.

Tabelle 2.1.-1 Teilstreckendaten zum Beispiel 2.1.2.

Teilstrecke	Länge	Geschwindigkeit	Teilstrecken-
k	l_k m	w_k m/s	durchflußzeit $\frac{\Delta\tau_k}{s}$
1'	200	1,90	105,3
2'	120	1,70	70,6
3'	80	1,30	61,5
4'	35	1,10	31,8
5'	150	0,80	187,5
6'	20	0,83	24,1
7'	210	0,54	388,9
8'	50	0,59	84,7
9'	55	0,55	100,0
10'	210	0,40	525,0
11'	50	0,61	82,0
12'	50	0,53	94,3
13'	180	0,46	391,3
14'	10	0,60	16,7
15'	300	1,20	250,0
16'	200	1,60	125,0
17'	370	1,30	284,6

Abnehmer	Massestrom	Transport-	Reihen-	Massestrom-
j	\dot{m}_j kg/s	zeit $\Delta\tau_j$ s	folge	funktion $\dot{m}(\Delta\tau)$ kg/s
1	2,5	285	4	11,6
2	3,0	190	2	5,1
3	2,1	125	1	2,1
4	4,0	270	3	9,1
5	1,2	645	7	17,9
6	2,3	879	9	24,3
7	2,3	563	6	16,7
8	2,8	369	5	14,4
9	3,1	982	10	27,4
10	4,1	870	8	22,0

$$\dot{m}_{ges} = \Sigma \dot{m}_j = 27,4$$

charakteristischen Parameter \dot{m}_k , l_k und w_k in Tabelle 2.1.-1 gegeben. Es ist das Mengenstrom-Transportzeit-Diagramm zu ermitteln und der wirkliche Verlauf durch eine Gerade zu approximieren.

Lösung

Auf der Grundlage der obigen Werte können nach Gl. (2.1.-2) die Teilstrecken-Durchflußzeiten $\overline{\Delta\tau}_k$ sowie nach Gl. (2.1.-1) die zu den Abnehmern auftretenden Transportzeiten $\Delta\tau_j$ in der Tabelle 2.1.-1 ergänzt werden. So ergibt sich beispielsweise für den Abnehmer 5

$$\Delta\tau_5 = \overline{\Delta\tau}_1 + \overline{\Delta\tau}_2 + \overline{\Delta\tau}_3 + \overline{\Delta\tau}_{13} + \overline{\Delta\tau}_{14} = 645 \text{ s.}$$

In weiteren Spalten ist die Reihenfolge vermerkt, in der die einzelnen Abnehmer erreicht werden, und die Massestromfunktion angegeben. Damit läßt sich dann das gesuchte Massestrom-Transportzeit-Diagramm (Bild 2.1.-3) ermitteln.

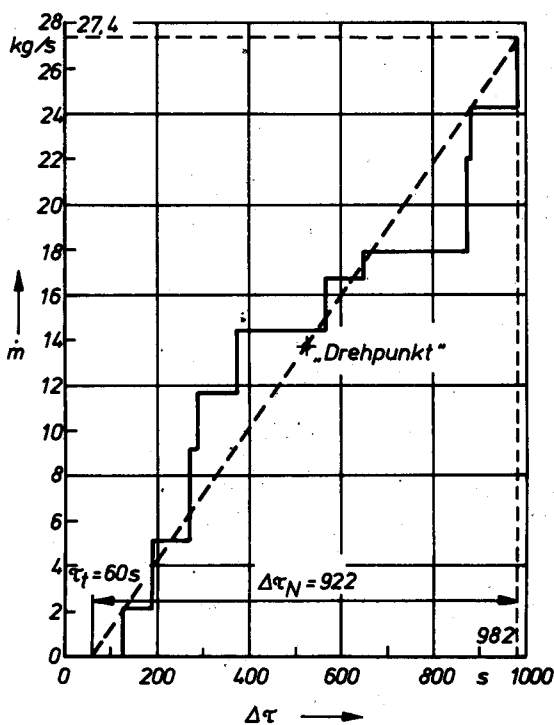


Bild 2.1.-3
Massestrom-Transportzeit-Diagramm zum Beispiel 2.1.2.

Zur Einordnung der Ersatzgeraden sei zunächst der „Drehpunkt“ nach Gl. (2.1.-7) bestimmt. Es gelten

$$\tau'_i = \frac{14360}{27,4} \text{ s} = 524 \text{ s}$$

$$0,5\dot{m}_{\text{ges}} = 0,5 \cdot 27,4 \text{ kg/s} = 13,7 \text{ kg/s.}$$

Die Einordnung der Geraden erfolgt nach visuellen Gesichtspunkten. Entsprechend der getroffenen Festlegung ergibt sich nach Bild 2.1.-3 die Zeitverschiebung im Wärmenetz zu $\Delta\tau_N = 922 \text{ s}$. Die lineare Massestromfunktion lautet dann für $\tau_i \leq \tau \leq \tau_i + \Delta\tau_N$

$$\begin{aligned} \dot{m} &= \frac{\dot{m}_{\text{ges}}}{\Delta\tau_N} (\tau - \tau_i) = \frac{27,4 \text{ kg}}{922 \text{ s}} (\tau - 60 \text{ s}) \\ &= (0,0297\tau - 1,78) \text{ kg/s} \end{aligned}$$

mit τ in s.

2.1.3. Auswertung von Wohngebietsnetzen

In [21] wurden Modell-Wohngebiete mit angenäherter kreisförmiger Bebauung unterschiedlicher Radien betrachtet. Die wärmetechnische Erschließung erfolgt mit einem Zweileiternetz und Hausanschlußstationen. Die Abnehmeranschlußpunkte liegen in der Mitte flächengleicher Quadrate, so daß sich das gesamte Bebauungsgebiet durch eine gleichmäßige Wärmestromdichte auszeichnet. Der Wassererwärmer befindet sich wahlweise auf der Peripherie des Versorgungsgebietes (Randlage) oder in dessen Mittelpunkt (Mittellage). Die Ausleitungsparameter betragen $150^\circ\text{C}/70^\circ\text{C}$ und $130^\circ\text{C}/70^\circ\text{C}$. Die gesellschaftlichen Einrichtungen wurden anteilmäßig berücksichtigt. Die Bemessung des Netzes erfolgte mit Hilfe eines Rechenprogramms [20].

Eine Auswahl der betrachteten Modell-Wohngebiete mit den zugehörigen charakteristischen Daten ist in Tabelle 2.1.-2 vorgestellt. Zur Verdeutlichung der Netzstruktur und der Ergebniskurven sind die Varianten 5 und 6 im Bild 2.1.-4 aufgetragen. Die Zeitverschiebungen $\Delta\tau_N$ sind als Funktion der Wärmeleistung \dot{Q}_{ges} im Bild 2.1.-5 dargestellt. Für den Zusammenhang zwischen beiden Variablen ergibt sich im doppeltlogarithmischen Netz eine Regressionsgerade. Erwartungsgemäß ergeben sich

Tabelle 2.1.-2 Charakteristische Daten von modellierten Wohngebieten (nach [21])

Variante	Anzahl der Wohnungseinheiten	Gesamtwärmeleistung \dot{Q}_{ges} MW	Versorgungsradius m	Einwohner pro ha	Ausleitungs-temperatur $^\circ\text{C}/^\circ\text{C}$	Lage der Einspeisung der Abnehmer	Anzahl der Abnehmer	Zeitverschiebung im Wärmenetz in s	
								τ_i	$\Delta\tau_N$
1	9733	64,3	626	245	150/70	Rand	88	0	1830
2						Mitte		110	1370
3					130/70	Rand	70	1630	
4						Mitte	100	1230	
5	4424	29,2	422	245	150/70	Rand	40	100	1070
6						Mitte		200	660
7					130/70	Rand	100	1120	
8						Mitte	165	680	
9	1327	8,8	231	245	150/70	Rand	12	90	580
10						Mitte		160	280
11					130/70	Rand	90	570	
12						Mitte	170	280	
13	2654	17,5	345	220	150/70	Rand	24	200	780

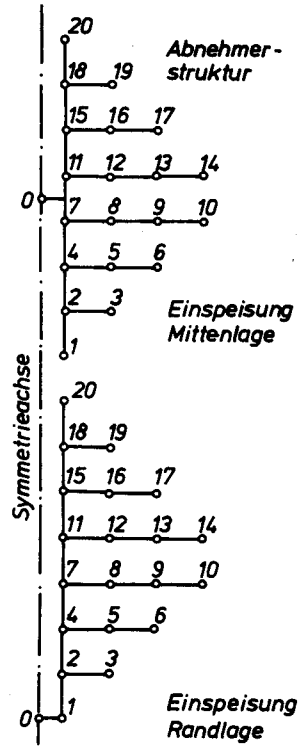
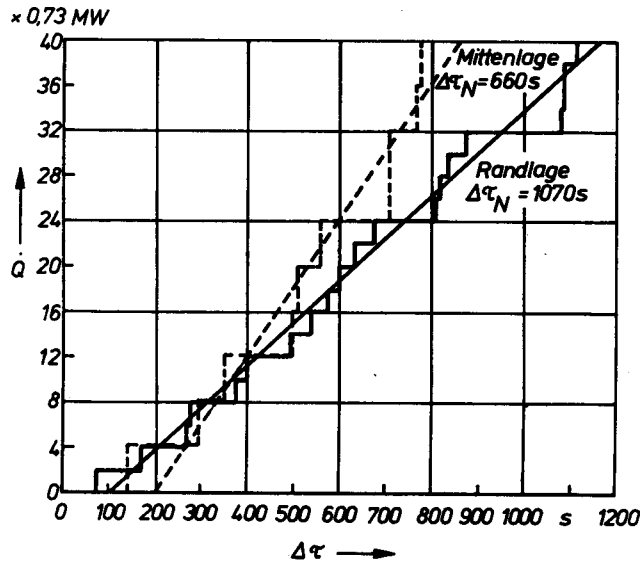


Bild 2.1.-4 Netzstrukturen und Wärmestrom-Transportzeit-Diagramm von zwei modellierten Wohngebieten (Varianten 5 und 6)

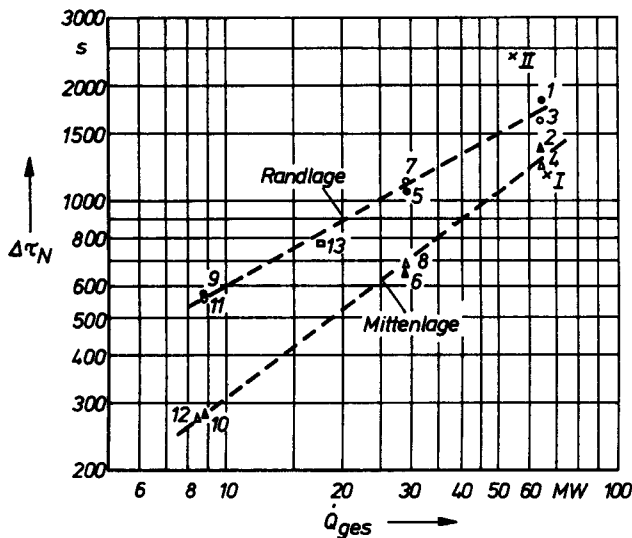


Bild 2.1.-5 Zeitverschiebungen in Abhängigkeit von den Wärmeleistungen der Wohngebiete

bei Randlage der Einspeisungen größere Zeitverschiebungen als bei Mittenlage. Demgegenüber beeinflussen die Auslegungstemperaturen die Zeitverschiebungen nur geringfügig. Dieser Sachverhalt sowie die Form der Regressionskurven sind die Folge der Modellähnlichkeit und der Eigenart des Bemessungsprogramms. Die Ergebnisse sind nicht auf beliebige Wohngebiete und Bemessungsverfahren übertragbar.

Weiterhin wurden zwei praktisch ausgeführte Wohngebiete untersucht, für die folgende Daten gelten:

- I. $\dot{Q}_{ges} = 66,3 \text{ MW}$; $t_V/t_R = 130/70 \text{ }^\circ\text{C}$;
Randlage; $\Delta\tau_N = 1180 \text{ s}$
- II. $\dot{Q}_{ges} = 54,4 \text{ MW}$; $t_V/t_R = 110/70 \text{ }^\circ\text{C}$;
Randlage; $\Delta\tau_N = 2400 \text{ s}$.

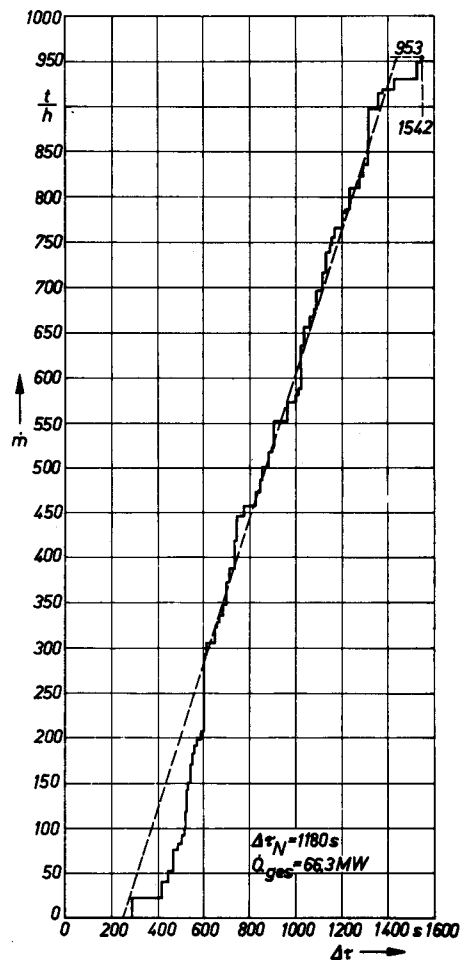


Bild 2.1.-6 Massestrom-Transportzeit-Diagramm für das Wohngebiet I

Die Massestrom-Transportzeit-Diagramme für die beiden Wohngebiete sind in den Bildern 2.1.-6 und 2.1.-7 dargestellt und die Zeitverschiebungen im Bild 2.1.-5 ergänzt.

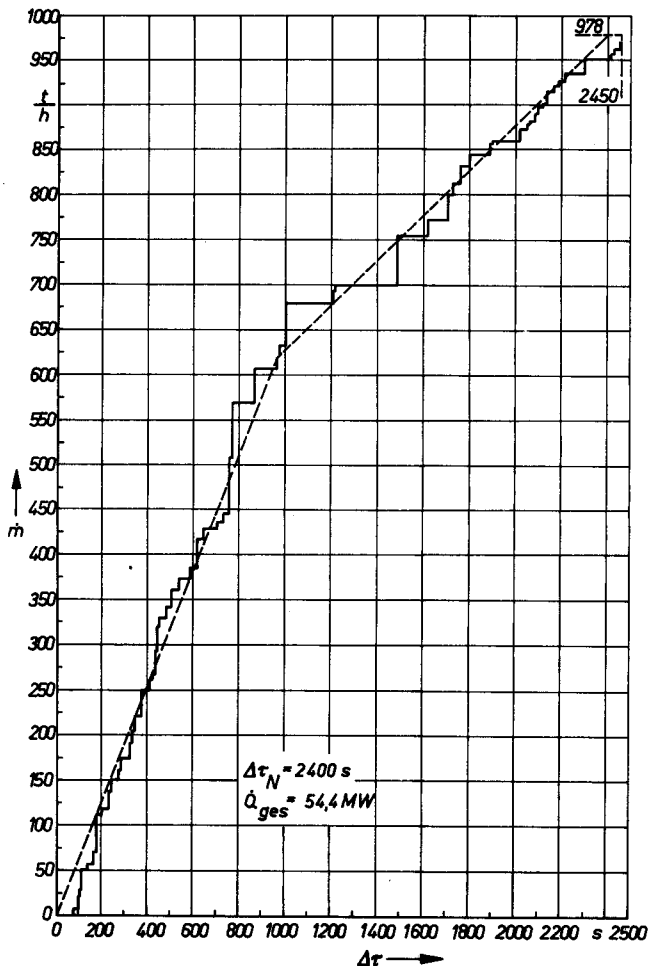


Bild 2.1.-7
Massestrom-Transportzeit-Diagramm für das Wohngebiet II

Schlußfolgernd ist festzustellen, daß wegen der Spezifika eines jeden Wohngebietes und der Verschiedenheit der Bemessungsverfahren die Mengenstromfunktionen in der Regel separat ermittelt werden müssen.

2.2. Temperaturänderung in Rohrleitungen

2.2.1. Temperaturänderung einer strömenden Flüssigkeit

Um den Temperaturverlauf in einer strömenden Flüssigkeit bzw. die Oberflächentemperatur des Strömungskanals (Rohr) als Funktion der Zeit- und Ortskoordinate beschreiben zu können, muß Kenntnis über die Energiebewegung im strömenden Medium vorliegen.

Für das im Bild 2.2.-1 dargestellte infinitesimale Element wird nachfolgend für den Zeitraum $d\tau$ eine Energiebilanz aufgestellt. Die zugeführten Energien sind dabei

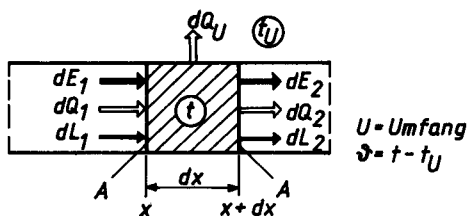


Bild 2.2.-1
Wärmeströme an einem Strömungsteilchen

positiv, die abströmenden Energien negativ gewertet. Es gilt für die Energieerhöhung des Elements

$$dE = dQ_1 + dE_1 + dL_1 - dQ_2 - dQ_U - dE_2 - dL_2 \quad (2.2.-1)$$

Im weiteren werden die Summanden näher charakterisiert:

— dQ_1, dQ_2 stellen die durch Wärmeleitung an den Rohrquerschnittsflächen A übertragene Wärme dar:

$$dQ_1 = -\lambda \frac{\partial t}{\partial x} A d\tau; \quad dQ_2 = -\lambda \frac{\partial}{\partial x} \left(t + \frac{\partial t}{\partial x} dx \right) A d\tau \quad (2.2.-2)$$

— dQ_U ist die an die Umgebung übertragene Wärme:

$$dQ_U = k(t - t_U) U dx d\tau \quad (2.2.-3)$$

— dE_1, dE_2 sind die von den Masseteilchen durch die charakterisierten Rohrquerschnitte transportierten Energien. Sie setzen sich aus der inneren Energie ($u dm$), der kinetischen Energie ($w^2 dm/2$) und der potentiellen Energie ($gz dm$) zusammen:

$$dE_1 = \left(u_1 + \frac{w_1^2}{2} + gz_1 \right) dm_1; \quad (2.2.-4)$$

$$dE_2 = \left(u_2 + \frac{w_2^2}{2} + gz_2 \right) dm_2.$$

Bei der weiteren Auswertung wird angenommen, daß ein kontinuierlicher Massestrom durch das Rohr fließt ($dm_1 = dm_2 = dm$) und daß die Geschwindigkeiten und Höhen gleich sind ($w_1 = w_2; z_1 = z_2$).

Die Größe dm ist durch die Strömungsgeschwindigkeit w festgelegt:

$$dm = \rho A w d\tau \quad (2.2.-5)$$

— dL_1, dL_2 verkörpern die mechanischen Arbeiten, die beim Ein- und Ausschleiben des Masselements dm mit dem System getauscht werden (ein Austausch von technischer Arbeit kann bei einem einfachen Rohr nicht erfolgen):

$$dL_1 = p_1 v_1 dm; \quad dL_2 = p_2 v_2 dm \quad (2.2.-6)$$

— dE stellt die Energieerhöhung des infinitesimalen Masseteilchens dar. Als spezifische Wärme ist dabei c_p einzusetzen, da sich der mittlere Druck im betrachteten Element bei einer Temperaturänderung infolge der offenen Systemgrenzen nicht ändert:

$$dE = c_p \rho \frac{\partial t}{\partial \tau} A dx d\tau \quad (2.2.-7)$$

Das Einsetzen der in den Gln. (2.2.-2) bis (2.2.-7) definierten Summanden in die Gl. (2.2.-1) ergibt

$$c_p \rho \frac{\partial t}{\partial \tau} A dx d\tau = \lambda \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} A dx d\tau - k(t - t_U) U dx d\tau + (u_1 - u_2 + p_1 v_1 - p_2 v_2) \rho A w d\tau$$

und mit Einführung der Enthalpiedifferenz

$$u_1 + p_1 v_1 - u_2 - p_2 v_2 = h_1 - h_2 = -c_p \frac{\partial t}{\partial x} dx$$

schließlich

$$c_p \rho \left(\frac{\partial t}{\partial \tau} + w \frac{\partial t}{\partial x} \right) A dx d\tau = \lambda \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} A dx d\tau - k(t - t_U) U dx d\tau \quad (2.2.-8)$$

Die Druckabhängigkeit der spezifischen Enthalpie bei konstanter Temperatur kann bei Wasser in den praktisch vorkommenden Druckbereichen vernachlässigt werden:

$$(\partial h / \partial p)_t \approx 0.$$

Der Einfachheit halber wird im weiteren c statt c_p geschrieben.

Anmerkung

Zur Gl. (2.2.-8) kann man auch auf andere Art gelangen. Ausgehend von der Wärmebilanz

$$dQ = dQ_1 - dQ_2 - dQ_U$$

mit der Speicherwärme

$$dQ = c\rho \frac{dt}{d\tau} A dx d\tau$$

und den in den Gln. (2.2.-2) und (2.2.-3) definierten Größen, ist für die Temperaturerhöhung im Element $dt/d\tau$ das vollständige Differential zu bilden. Dieses besteht aus einer zeitlichen und örtlichen Ableitung. Das Differential wird vielfach auch als substantielle Ableitung $Dt/d\tau$ bezeichnet. Es gilt

$$\frac{dt}{d\tau} = \frac{\partial t}{\partial \tau} + \frac{\partial t}{\partial x} \frac{\partial x}{\partial \tau} = \frac{\partial t}{\partial \tau} + \frac{\partial t}{\partial x} w,$$

wobei w die Geschwindigkeit in x -Richtung darstellt. Vereinbarungsgemäß wird nur eine eindimensionale Strömung betrachtet, weshalb die Ableitungen in y - und z -Richtung entfallen.

Durch Substitution erhält man

$$dQ = c\rho \left(\frac{\partial t}{\partial \tau} + w \frac{\partial t}{\partial x} \right) A dx d\tau$$

und bei weiterem Einsetzen in die Wärmebilanz wiederum Gl. (2.2.-8).

In Gl. (2.2.-8) kann die kleine Größe zweiter Ordnung gegenüber den anderen Termen vernachlässigt werden. Damit ergibt sich die partielle Differentialgleichung erster Ordnung

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = -w \frac{\partial t}{\partial x} - \frac{kU}{c\rho A} (t - t_U) \quad (2.2.-9)$$

bzw. mit der Übertemperatur

$$\vartheta = t - t_U \quad (2.2.-10)$$

$$\frac{\partial \vartheta}{\partial \tau} = -w \frac{\partial \vartheta}{\partial x} - \frac{kU}{c\rho A} \vartheta. \quad (2.2.-11)$$

Die Lösung muß schrittweise erarbeitet werden. Ausgehend von der Rumpfdifferentialgleichung

$$\frac{\partial \vartheta}{\partial \tau} + w \frac{\partial \vartheta}{\partial x} = 0, \quad (2.2.-12)$$

folgt die Differentialgleichung der Niveaulinien

$$\frac{\partial \tau}{\partial x} = \frac{1}{w}, \quad (2.2.-13)$$

und daraus schließlich folgen die Charakteristiken zu

$$C_1 = \frac{x}{w} - \tau \quad \text{und} \quad C_2 = \vartheta. \quad (2.2.-14)$$

Durch Kopplung der Parameter erhält man

$$C_2 = C(C_1) \quad \text{und} \quad \vartheta = C \left(\frac{x}{w} - \tau \right). \quad (2.2.-15)$$

Die Einführung der Variablen

$$\xi = \frac{x}{w} - \tau \quad \text{und} \quad \eta = \frac{x}{w} + \tau \quad (2.2.-16)$$

ergibt den allgemeinen funktionellen Zusammenhang

$$\vartheta(x, \tau) \equiv \vartheta^* \left(\xi \left(\frac{x}{w} - \tau \right); \quad \eta \left(\frac{x}{w} + \tau \right) \right). \quad (2.2.-17)$$

Das Bilden der Differentialquotienten

$$\frac{\partial \vartheta}{\partial x} = \frac{\partial \vartheta^*}{\partial \xi} \frac{\partial \xi}{\partial x} + \frac{\partial \vartheta^*}{\partial \eta} \frac{\partial \eta}{\partial x} = \frac{\partial \vartheta^*}{\partial \xi} \frac{1}{w} + \frac{\partial \vartheta^*}{\partial \eta} \frac{1}{w} \quad (2.2.-18)$$

$$\frac{\partial \vartheta}{\partial \tau} = \frac{\partial \vartheta^*}{\partial \xi} \frac{\partial \xi}{\partial \tau} + \frac{\partial \vartheta^*}{\partial \eta} \frac{\partial \eta}{\partial \tau} = \frac{\partial \vartheta^*}{\partial \xi} (-1) + \frac{\partial \vartheta^*}{\partial \eta} \quad (2.2.-19)$$

ergibt nach Substitution in Gl. (2.2.-11) eine gewöhnliche, lineare Differentialgleichung

$$\frac{d\vartheta^*}{d\eta} + \frac{kU}{2c\rho A} \vartheta^* = 0, \quad (2.2.-20)$$

deren Lösung sofort folgt

$$\ln \frac{\vartheta^*}{C(\xi)} = - \frac{kU}{2c\rho A} \eta. \quad (2.2.-21)$$

Diese Lösung erhält man auch bei veränderter Vorzeichenfestlegung für ξ in Gl. (2.2.-16).

Entsprechend dem funktionellen Zusammenhang muß die Integrationskonstante von der Variablen ξ abhängig sein, so daß unter Verwendung von Gl. (2.2.-16)

$$\vartheta = C \left(\frac{x}{w} - \tau \right) e^{-\frac{kU}{2c\rho A} \left(\frac{x}{w} + \tau \right)} \quad (2.2.-22)$$

gilt.

Die Konstanten werden mit Hilfe der Anfangsbedingung bestimmt:

$$\vartheta_0(x_0, \tau_0) = C \left(\frac{x_0}{w} - \tau_0 \right) e^{-\frac{kU}{2c\rho A} \left(\frac{x_0}{w} + \tau_0 \right)}, \quad (2.2.-23)$$

woraus nach dem Einsetzen in Gl. (2.2.-22)

$$\vartheta = \vartheta_0(x_0, \tau_0) e^{-\frac{kU}{2c\rho A} \left[(x-x_0) \frac{1}{w} + (\tau - \tau_0) \right]} \quad (2.2.-24)$$

folgt. ϑ_0 stellt eine beliebige, stetige differenzierbare Funktion dar. Es ist am einfachsten mit der Übertemperatur zu rechnen. Eine Rücktransformation auf t ist jedoch ohne weiteres möglich. Bei den weiteren Betrachtungen ist der Zusammenhang zwischen den Koordinaten des jeweiligen Berechnungspunktes (x, τ) und denen des Anfangspunktes (x_0, τ_0) herzustellen. Allgemein können x_0 und τ_0 Funktionen von (x, τ) sein. Es werden zwei Spezialfälle untersucht:

Variante 1

Für den Anfangspunkt einer Rohrleitung $x_0 = 0$ ist die Übertemperatur als Zeitfunktion bekannt. Gemäß Bild 2.2.-2 gilt für $\tau_0 = \tau - x/w$, so daß Gl. (2.2.-24) die spezielle Form

$$\vartheta = \vartheta_0 \left(0, \tau - \frac{x}{w} \right) e^{-\frac{kU}{c\rho A} \frac{x}{w}} = \vartheta_0 \left(0, \tau - \frac{x}{w} \right) e^{-\frac{kU}{cm} x} \quad (2.2.-25)$$

annimmt. Diese Gleichung wurde bereits in [10] angegeben und ihre praktische Eignung bei der Untersuchung periodischer Temperaturänderungen in Fernheiznetzen nachgewiesen.

Bei $k = 0$, $x = 0$ oder $w = \infty$ ergibt Gl. (2.2.-25) $\vartheta = \vartheta_0$, d. h., es tritt keine Abkühlung der Flüssigkeit ein.

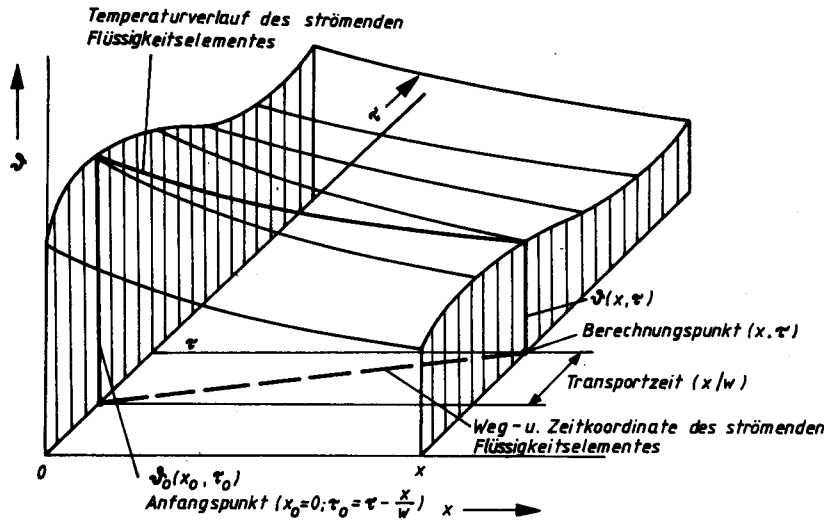


Bild 2.2.-2
Temperatur-Weg-Zeit-Diagramm mit gegebenen Randbedingungen bei $x = 0$

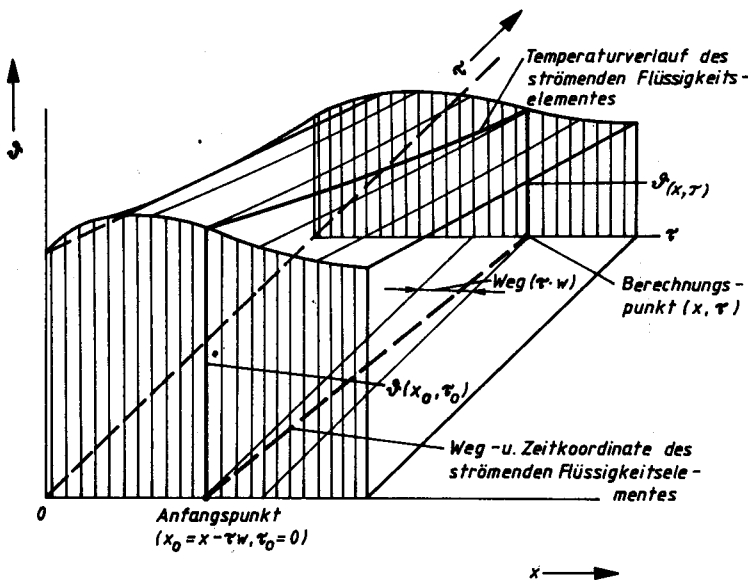


Bild 2.2.-3
Temperatur-Weg-Zeit-Diagramm mit gegebenen Randbedingungen bei $\tau = 0$

Variante 2

Längs der Rohrleitung ist für die Zeit $\tau_0 = 0$ der Verlauf der Übertemperatur bekannt. Nach Bild 2.2.-3 gilt $x_0 = x - \tau w$. Gl. (2.2.-24) erhält dann die Form

$$\vartheta = \vartheta_0(x - \tau w, 0) e^{-\frac{kU}{c\varrho A} \tau} = \vartheta_0(x - \tau w, 0) e^{-\frac{kUl}{cm} \tau} \quad (2.2.-26)$$

Dabei bedeutet m die im Rohrabschnitt l enthaltene Flüssigkeitsmasse.

Anmerkung 1

Bei der grundlegenden Ableitung wurde das Wärmespeichervermögen der Rohrleitung und der Wärmedämmschicht vernachlässigt. Wollte man dies berücksichtigen, dann müßte Gl. (2.2.-3) so umformuliert werden, daß an die Stelle der Umgebungstemperatur t_u die Materialtemperaturen der Rohrwand bzw. der Dämmung treten. Für diese Rohrwandelemente sind dann die Differentialgleichungen, die die instationären Temperaturfelder beschreiben, und die entsprechenden Randbedingungen aufzustellen. Damit erhält man jedoch ein gekoppeltes System von Differentialgleichungen, deren Lösung einige Probleme bereitet.

Da die Wärmekapazität der Wassermasse im Rohr in der Regel zehnmal größer als die des Stahlrohrs ist und die übrigen Annahmen, z. B. für die Umgebungstemperatur, relativ ungenau sind, kann man die vorgeschlagenen Gleichungen durchaus für die praktischen Berechnungen nutzen. In Sonderfällen, wie z. B. beim Auskühlen einer Rohrleitung mit unbewegter Flüssigkeit (Abschnitt 2.2.3.3), ist die Berücksichtigung der Wärmekapazität des Strömungskanal ohne Schwierigkeiten möglich.

Anmerkung 2

Die stationären energetischen Vorgänge in den einzelnen Rohrleitungsabschnitten sowie im gesamten Netz werden durch den ersten Hauptsatz der Thermodynamik quantitativ bilanziert. So gelten bei Vernachlässigung der kinetischen und der potentiellen Energie für die zwischen den Rohrquerschnitten 1 und 2 zugeführte technische Arbeit pro Zeiteinheit $\dot{L}_{t,12}$ die allgemeingültigen Beziehungen

$$\dot{L}_{t,12} = \dot{m}(h_2 - h_1) - \dot{Q}_{12}$$

$$\dot{L}_{t,12} = \int_1^2 \dot{V} dp + \dot{L}_{diss,12}$$

Dabei bedeuten: \dot{m} der Massestrom, h die spezifische Enthalpie, \dot{V} der Volumenstrom, p der Druck, \dot{Q} der dem System zugeführte Wärmestrom und \dot{L}_{diss} die dissipative Arbeit (Reibungsarbeit) pro Zeiteinheit. Technische Arbeit wird nur am Einbauort der Pumpe zugeführt, bei allen übrigen Rohrleitungsabschnitten ist $\dot{L}_t = 0$. Weiterhin ist bei Annahme einer inkompressiblen Flüssigkeit das in der zweiten Gleichung angegebene Integral gleich $\dot{V}(p_2 - p_1)$.

Damit ergeben sich folgende einfache Feststellungen:

- Der Druckabfall in der Rohrleitung ist vollkommen irreversibel; es gilt $\dot{L}_{diss,12} = -\dot{V}(p_2 - p_1)$.
 - Der von einer Rohrleitung abgegebene Wärmestrom hat lediglich die Abnahme des Enthalpiestroms zur Folge $\dot{Q}_{12} = \dot{m}(h_2 - h_1) = \dot{m}c_p(t_2 - t_1)$.
- Die Enthalpiedifferenz beinhaltet auch die Unterschiede zwischen der Einschub- und Ausschubarbeit $\dot{V}(p_2 - p_1)$ an den betrachteten Rohrquerschnitten. Der Betrag entspricht gerade der dissipativen Arbeit pro Zeiteinheit infolge der Rohrreibung.
- Am Einbauort der Pumpe ist $\dot{L}_{t,12} > 0$.

Betrachtet man ein Rohrleitungssystem, das zwischen den Punkten 1, 2, 3, 4 aus drei Rohrabschnitten besteht und zwischen den Punkten 4 und 1 eine Pumpe enthält, so ergeben sich folgende Gleichungssysteme

$$\begin{aligned} 0 &= \dot{m}(h_2 - h_1) - \dot{Q}_{12} & 0 &= \dot{V}(p_2 - p_1) + \dot{L}_{diss, 12} \\ 0 &= \dot{m}(h_3 - h_2) - \dot{Q}_{23} & 0 &= \dot{V}(p_3 - p_2) + \dot{L}_{diss, 23} \\ 0 &= \dot{m}(h_4 - h_3) - \dot{Q}_{34} & 0 &= \dot{V}(p_4 - p_3) + \dot{L}_{diss, 34} \\ \dot{L}_{t, 41} &= \dot{m}(h_1 - h_4) - \dot{Q}_{41} & \dot{L}_{t, 41} &= \dot{V}(p_1 - p_4) + \dot{L}_{diss, 41} \\ \dot{L}_{t, 41} &= 0 & -\sum \dot{Q}_i & & \dot{L}_{t, 41} &= 0 & + \sum \dot{L}_{diss, i} \end{aligned}$$

- Die Summenbildung führt zu folgenden trivialen Aussagen:
- Die gesamte zugeführte technische Arbeit wird irreversibel in Reibungsarbeit verwandelt und als Wärmestrom nach außen abgegeben.
 - Die Summe aller Enthalpieänderungen ist Null.
 - Die Summe aller Druckänderungen ist Null.

Während die beiden letztgenannten Bilanzen zur üblichen Bemessungspraxis gehören, wird die Pumpenleistung bei der Wärmebilanz meistens vernachlässigt. Dieser Anteil zur Gesamtwärmezufuhr am Wassererwärmer liegt bei üblichen Wohngebietsnetzen bei 0,2 bis 0,4%. Die fühlbare Temperaturerhöhung des Massestroms bei einer sofortigen Umsetzung der zugeführten technischen Arbeit ergäbe Werte von etwa 0,1 bis 0,2 K.

2.2.2. Beispiel

Ein Wärmeerzeuger liefert Heißwasser in eine 1400 m lange Transitleitung zu einem Wohngebiet mit periodisch schwankender Vorlauftemperatur

$$t_0 = 140^\circ \text{C} + 10 \text{K} \cdot \sin\left(\frac{\tau}{12} 2\pi + \frac{\pi}{2}\right),$$

wobei τ in h zu zählen ist und $\tau_0 = 0$ der Zeit 0.00 Uhr entspricht. Es gelten weiterhin die Parameter

$$\begin{aligned} \text{DN } 400; \quad A &= 0,132 \text{ m}^2; \quad U = 1,29 \text{ m}; \\ k &= 0,9 \text{ W/m}^2 \text{ K}; \quad c = 4285 \text{ Ws/kg K}; \\ \rho &= 926 \text{ kg/m}^3. \end{aligned}$$

Dabei beziehen sich Umfang und Wärmedurchgangskoeffizient jeweils auf den Rohrrinnendurchmesser.

Es ist der Temperaturverlauf am Ende der Rohrleitung für

$$\begin{aligned} \text{Winterbetrieb} \quad t_w &= -15^\circ \text{C}; \quad w = 1,5 \text{ m/s} \\ \text{Sommerbetrieb} \quad t_s &= 20^\circ \text{C}; \quad w = 0,08 \text{ m/s} \end{aligned}$$

zu ermitteln.

Lösung

Ausgehend von Gl. (2.2.-25) und der gegebenen Temperaturkurve, ergeben sich für

Winterbetrieb

$$\begin{aligned} \vartheta_w &= \left\{ 140 + 15 + 10 \left[\sin\left(\frac{\tau - \frac{1400}{1,5 \cdot 3600}}{6} + 0,5\right) \pi \right] \right\} \\ &\times e^{-\frac{0,9 \cdot 1,29 \cdot 1400}{4285 \cdot 926 \cdot 0,132 \cdot 1,5}} \text{K} - 15^\circ \text{C} \end{aligned}$$

Sommerbetrieb

$$\begin{aligned} \vartheta_s &= \left\{ 140 - 20 + 10 \left[\sin\left(\frac{\tau - \frac{1400}{0,08 \cdot 3600}}{6} + 0,5\right) \pi \right] \right\} \\ &\times e^{-\frac{0,9 \cdot 1,29 \cdot 1400}{4285 \cdot 926 \cdot 0,132 \cdot 0,08}} \text{K} + 20^\circ \text{C}. \end{aligned}$$

Die Ergebnisse sind im Bild 2.2.-4 aufgezeichnet. Dabei wird deutlich, daß beispielsweise bei Vollast-Winterbetrieb die Zeitverschiebung und der Temperaturabfall gering sind, während beide Werte bei Minimallast-Sommerbetrieb eine beachtliche Größe aufweisen.

2.2.3. Temperaturänderungen bei konstanten Anfangsbedingungen

Entsprechend den im Abschnitt 2.2.1. vorgestellten Varianten, die auch in den Bildern 2.2.-2 und 2.2.-3 veranschaulicht wurden, besteht theoretisch die Möglichkeit, von einer stets konstanten Temperatur am Anfang der Rohrleitung ($x_0 = 0$) als auch von einer stets konstanten Temperatur längs der Rohrleitung zur Zeit $\tau_0 = 0$ auszugehen. Deshalb ergeben sich im folgenden zwei unterschiedliche Betrachtungen.

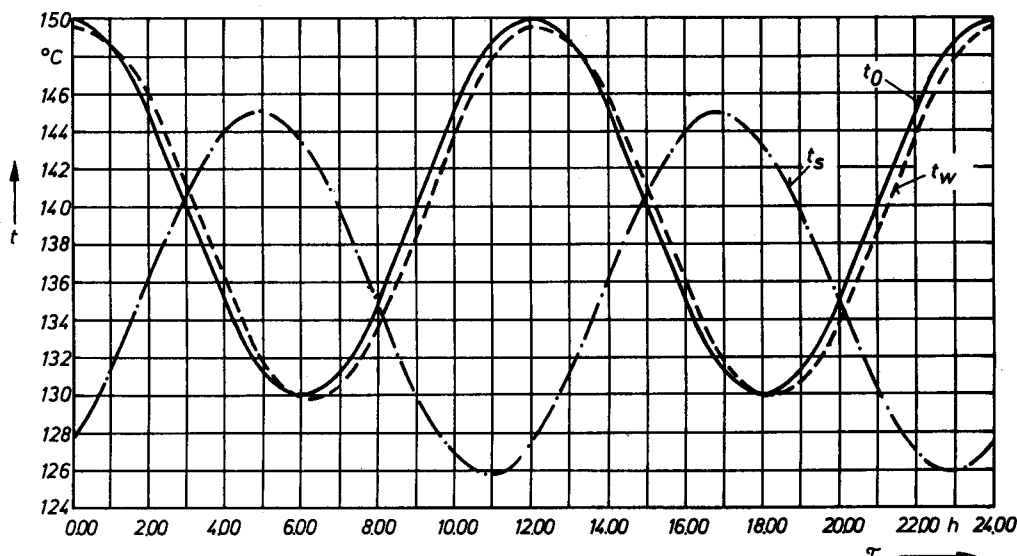


Bild 2.2.-4 Temperaturverläufe am Anfang einer Rohrleitung t_0 sowie am Ende bei Winterbetrieb t_w bzw. Sommerbetrieb t_s

2.2.3.1. Temperaturabfall in Funktion des Weges

Ausgehend von $\vartheta_0(x_0, \tau_0) = \vartheta_0 = \text{const.}$ folgt aus Gl. (2.2.-25)

$$\vartheta = \vartheta_0 e^{-\frac{kU}{c\dot{m}A} x} = \vartheta_0 e^{-\frac{kU}{c\dot{m}} x} \quad (2.2.-27)$$

wenn am Anfang der Rohrleitung die Koordinate $x_0 = 0$ gilt. Ist der spezifische Wärmeverluststrom $\dot{q}_{OR} = kU\vartheta_0$ [vgl. z. B. Gl. (2.2.-33)] bekannt, so berechnet sich der Temperaturabfall längs des Weges zu

$$\vartheta = \vartheta_0 e^{-\frac{\dot{q}_{OR} x}{\vartheta_0 c\dot{m}}} \quad (2.2.-27 a)$$

Ausgehend von den Bezeichnungen nach Bild 2.2.-1 und dem Verlauf der Übertemperatur gemäß Bild 2.2.-5,

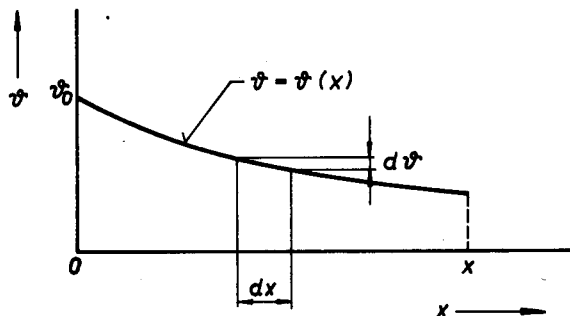


Bild 2.2.-5
Temperaturverlauf einer strömenden Flüssigkeit längs einer Rohrleitung

kann eine stark verkürzte Ableitung erfolgen, die ebenfalls zu obigem Ergebnis führt:

$$-c\dot{m} d\vartheta = kU\vartheta dx$$

$$\int_{\vartheta_0}^{\vartheta} \frac{d\vartheta}{\vartheta} = -\frac{kU}{c\dot{m}} \int_0^x dx$$

$$\vartheta = \vartheta_0 e^{-\frac{kU}{c\dot{m}} x}$$

Die maschinelle Berechnung der Temperaturabfälle in einem Wärmenetz ist auf der Grundlage des Flußbildes 2.2.-1 möglich.

2.2.3.2. Beispiel

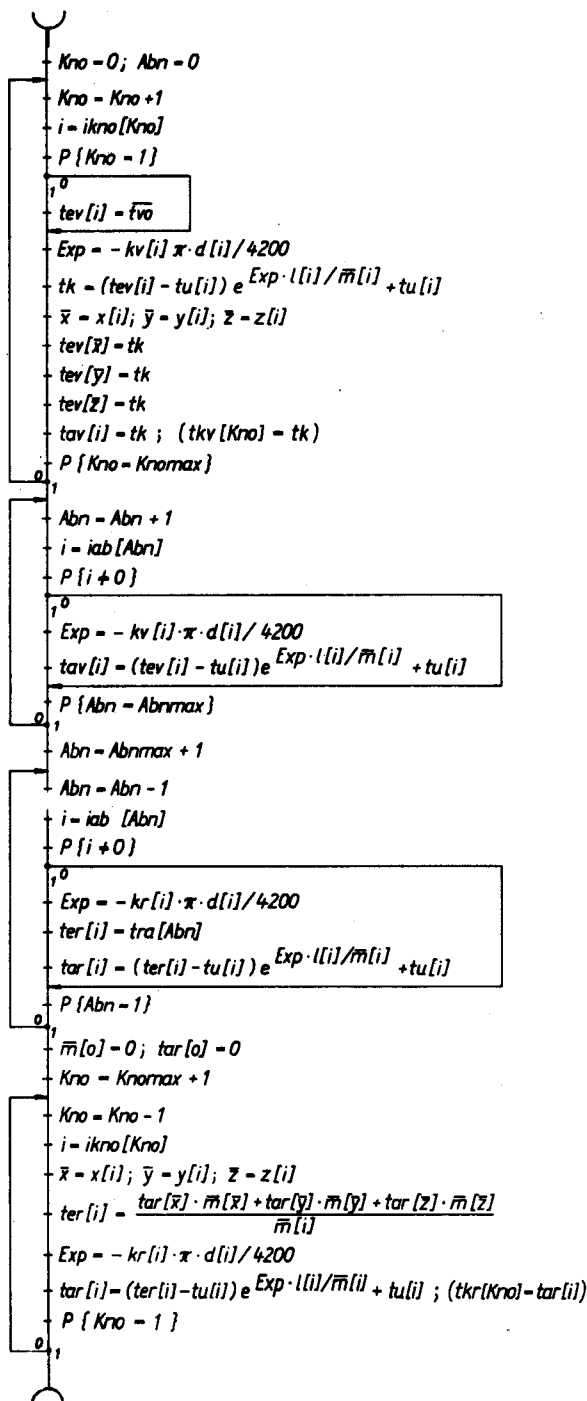
Eine Rohrleitung mit einem Innendurchmesser von $d_i = 51,2$ mm wird kontinuierlich mit einem Massestrom von $\dot{m} = 0,69$ kg/s und $t_0 = 110$ °C beaufschlagt. Der Wärmedurchgangskoeffizient betrage — bezogen auf den Innendurchmesser — $k_i = 0,8$ W/m² K. Es ist zu überprüfen, welche Temperatur sich am Ende der Rohrleitung ($l = 800$ m) bei einer Umgebungstemperatur von $t_U = -10$ °C einstellt.

Lösung

Da die notwendigen Daten in der Aufgabenstellung bereits gegeben wurden, kann sofort in Gl. (2.2.-27) eingesetzt werden ($c \approx 4230$ Ws/kg K). Es ergibt sich die Austrittstemperatur

$$t - (-10 \text{ °C}) = [110 - (-10)] \text{ K} \cdot e^{-\frac{0,8 \cdot \pi \cdot 0,0512}{4230 \cdot 0,69} \cdot 800}$$

$$t = 105,8 \text{ °C}$$



Flußbild 2.2.-1

Stationärer Temperaturabfall im Vor- und Rücklauf (TEMP)
Das Unterprogramm besteht aus zwei Abschnitten. Im ersten Teil wird die Temperaturverteilung im Vorlauf-Netzteil, ausgehend von der Temperatur an der Einspeisestelle t_{vo} , bestimmt. Im Ergebnis werden die Teilstrecken-Temperaturen am jeweiligen Ein- und Austritt $tev[i]$, $tav[i]$ ermittelt. Im zweiten Programmabschnitt erfolgt — ausgehend von den Abnehmer-Austrittstemperaturen $tra[Abn]$ — die Berechnung der Temperaturverteilung im Rücklaufnetzabschnitt, wobei wiederum die Teilstrecken-Eintritts- und Austrittstemperaturen $ter[i]$, $tar[i]$ bestimmt werden. Gegebenenfalls sind auch die Knotentemperaturen $tkv[Kno]$ und $tkr[Kno]$ angebar. Basis für den Programmablauf ist die im Flußbild 1.2.-1 dargestellte Netzstruktur.
Einheiten: Temperaturen in °C; Masseströme in kg/s; Durchmesser und Längen in m; Wärmedurchgangskoeffizienten in W/m² K.

2.2.3.3. Temperaturabfall in Funktion der Zeit

Für $\vartheta_0(x_0, \tau_0) = \vartheta_0 = \text{const.}$ ergibt sich aus Gl. (2.2.-26)

$$\vartheta = \vartheta_0 e^{-\frac{kU}{c\dot{m}A} \tau} = \vartheta_0 e^{-\frac{kUl}{c\dot{m}} \tau} \quad (2.2.-28)$$

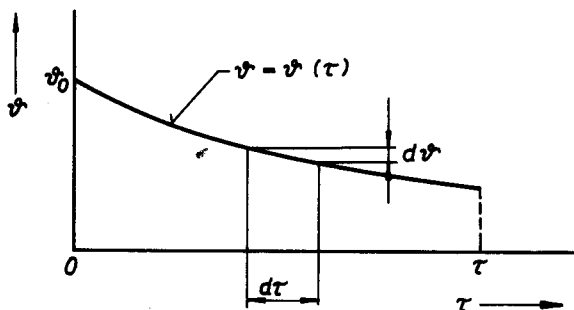


Bild 2.2.-6

Temperaturverlauf einer stagnierenden Flüssigkeit in Abhängigkeit von der Zeit

als Abkühlfunktion einer Rohrleitung der Länge l mit der Flüssigkeitsmasse m , wenn zur Zeit $\tau_0 = 0$ an allen Stellen die konstante Übertemperatur ϑ_0 vorlag. Auch diese Ableitung läßt sich sehr vereinfacht an Hand der Bilder 2.2.-1 und 2.2.-6 gewinnen. Es gelten

$$-cm \, d\vartheta = kUl \vartheta \, d\tau$$

$$\int_{\vartheta_0}^{\vartheta} \frac{d\vartheta}{\vartheta} = -\frac{kUl}{cm} \int_0^{\tau} d\tau$$

$$\vartheta = \vartheta_0 e^{-\frac{kUl}{cm} \tau}$$

Tabelle 2.2.-1 Faktoren $z = [1 + (cm)_{\text{Stahl}}/(cm)_w]$

Nenndurchmesser	z	$z_{\text{Mittelwert}}$
500	1,081	1,09
400	1,089	
350	1,080	
300	1,087	
250	1,091	
200	1,105	
150	1,107	
125	1,114	
<hr/>		
100	1,134	1,15
80	1,143	
65	1,156	
50	1,195	
40	1,238	
<hr/>		
32	1,345	1,50
25	1,471	
20	1,483	
15	1,671	
10	1,779	

Bei der Ableitung kann relativ einfach auch das Wärmespeichervermögen des Stahlrohrs mit einbezogen werden, wenn man näherungsweise die mittlere Temperatur der Rohrwand gleich der der Flüssigkeit setzt. Dies ist vertretbar, da der Wärmeübergang von der Flüssigkeit an die Wand gut, die Wärmeleitfähigkeit des Stahls sehr groß und die Rohrwanddicken klein sind. Damit sind für das Produkt $(c\varrho A)$ bzw. (cm) in Gl. (2.2.-28) die Summe der Wärmekapazitäten des Wassers und des Stahls einzusetzen, so daß gilt

$$(c\varrho A)_w + (c\varrho A)_{\text{Stahl}} \quad \text{bzw.} \quad (cm)_w + (cm)_{\text{Stahl}}$$

oder, bei Orientierung auf die Wärmekapazität des Wassers im Rohr,

$$(c\varrho A)_w \left[1 + \frac{(c\varrho A)_{\text{Stahl}}}{(c\varrho A)_w} \right] \quad \text{bzw.} \quad (cm)_w \left[1 + \frac{(cm)_{\text{Stahl}}}{(cm)_w} \right]$$

Die Berechnung nach Gl. (2.2.-28) kann somit auch bei Berücksichtigung des Wärmespeichervermögens der Stahlrohre vorgenommen werden, indem für die Terme $(c\varrho A)$ bzw. (cm) die Werte für den Wasserinhalt einzusetzen und der Faktor $z = [1 + (cm)_{\text{Stahl}}/(cm)_w]$ hinzuzufügen sind. Der Faktor z ist für übliche Stahlrohrleitungen, die in der Heizungstechnik eingesetzt werden, in Tabelle 2.2.-1 aufgeführt.

Damit gilt

$$\vartheta = \vartheta_0 e^{-\frac{kU}{(c\varrho A)_w z} \tau} = \vartheta_0 e^{-\frac{kUl}{(cm)_w z} \tau} \quad (2.2.-29)$$

Bei Einführen des spezifischen Wärmeverluststroms $\dot{q}_{0R} = kU\vartheta_0$ [vgl. z. B. Gl. (2.2.-33)] folgt

$$\vartheta = \vartheta_0 e^{-\frac{\dot{q}_{0R} \tau}{\vartheta_0 (cm)_w z}} \quad (2.2.-29 a)$$

(Da m die Flüssigkeitsmasse in der Rohrleitung der Länge l darstellt, kann man vereinfacht auch m für 1 m Länge und $l = 1m$ setzen.)

2.2.3.4. Beispiel

Eine Rohrleitung DN 65 ($d_i = 70,2$ mm) wird von Wasser mit einer Temperatur von 100°C durchflossen. Zur Zeit $\tau_0 = 0$ wird der Durchfluß gestoppt. Der Wärmedurchgangskoeffizient beträgt $k_i = 1,0$ W/m² K. Er ist auf den Rohrinne Durchmesser bezogen.

Es ist zu prüfen, nach wieviel Stunden Stillstandszeit bei $t_U = -20^\circ\text{C}$ Einfriergefahr besteht. Die Wärmekapazität der Stahlrohrleitung soll zunächst unberücksichtigt bleiben, bei einer weiteren Berechnung jedoch einbezogen werden.

Lösung

Gl. (2.2.-28) wird nach

$$\tau = \frac{c\varrho A}{kU} \ln \frac{\vartheta_0}{\vartheta}$$

aufgelöst. Die Übertemperatur zu Beginn des Stillstands beträgt $\vartheta_0 = 120$ K. Am Ende der zulässigen Stillstandszeit τ darf das Wasser auf 0°C abgekühlt sein. Dies entspricht einer Übertemperatur von $\vartheta = 20$ K. Während zur Bestimmung der Masse die Dichte bei Anfangstemperatur ($\varrho = 958$ kg/m³) eingesetzt wird, werde für die spezifische Wärmekapazität ein Mittelwert gewählt ($c = 4190$ Ws/kg K). Damit ergibt sich

$$\tau = \frac{4190 \cdot 958 \cdot \pi \cdot 0,0702^2}{1,0 \cdot \pi \cdot 0,0702 \cdot 4} \ln \frac{120}{20} \text{ s}$$

$$\tau = 126222 \text{ s} \approx 35,1 \text{ h}$$

Wird zusätzlich die Wärmekapazität der Stahlrohrleitung berücksichtigt, ergibt sich die Berechnungsgleichung (2.2.-29), die aufgelöst nach der Zeit

$$\tau = \frac{(c\varrho A)_w z}{kU} \ln \frac{\vartheta_0}{\vartheta}$$

lautet. Das Einsetzen liefert unter Beachten von $z = 1,156$ nach Tabelle 2.2.-1

$$\tau = \frac{4190 \cdot 958 \cdot \pi \cdot 0,0702^2 \cdot 1,156}{1,0 \cdot \pi \cdot 0,0702 \cdot 4} \ln \frac{120}{20} \text{ s}$$

$$\tau = 145913 \text{ s} \approx 40,5 \text{ h}$$

2.2.3.5. Wärmeverlustströme von luftumpülten Rohrleitungen

Für praktische Berechnungen ist es günstig, den Wärmedurchgangskoeffizienten von gedämmten Rohren auf den Rohrrinnendurchmesser d_i zu beziehen, da dieser für die hydraulischen Berechnungen ohnehin verfügbar sein

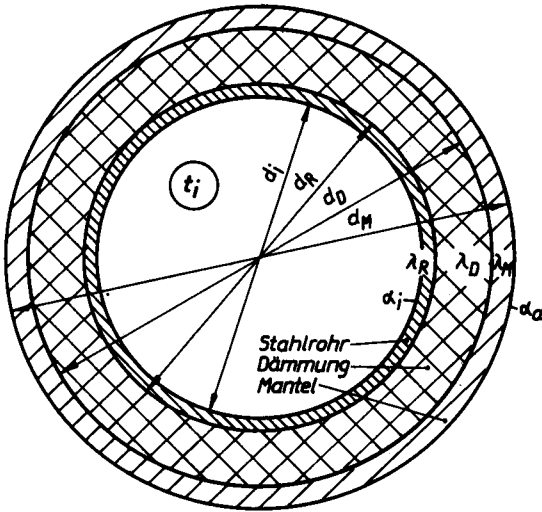


Bild 2.2.-7 Querschnitt eines wärmeisolierten Rohrs

muß. Bezug nehmend auf das Bild 2.2.-7 ergibt sich der Wärmedurchgangskoeffizient dann zu

$$k_i = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \frac{d_i}{2\lambda_R} \ln \frac{d_R}{d_i} + \frac{d_i}{2\lambda_D} \ln \frac{d_D}{d_R} + \frac{d_i}{2\lambda_M} \ln \frac{d_M}{d_D} + \frac{d_i}{d_M \alpha_a}} \quad (2.2.-30)$$

woraus mit der inneren Oberfläche

$$U_i l = d_i \pi l \quad (2.2.-31)$$

und der Übertemperatur am Betrachtungsort $\vartheta = t - t_u$ der Gesamtwärmestrom

$$\dot{Q}_R = k_i U_i l \vartheta \quad (2.2.-32)$$

und der spezifische Wärmestrom

$$\dot{q}_R = k_i U_i \vartheta \quad (2.2.-33)$$

folgen.

Für die im Heizungsbau üblichen Rohrdurchmesser, Rohrmaterialien und Wassergeschwindigkeiten können der innere Wärmeübergangswiderstand und der Wärmeleitwiderstand der Rohre gegenüber den anderen Summanden vernachlässigt werden. Für α_a ist der Gesamtübergangskoeffizient — bestehend aus Konvektions- und Strahlungsanteil (detaillierte Angaben finden sich in [31]) — einzusetzen. Eine Auswertung der von CAMMERER angegebenen Beziehungen ergab für gedämmte Rohrleitungen in Gebäuden und Kanälen den näherungsweise Mittelwert von $\alpha_a = 9,7 \text{ W/m}^2 \text{ K}$. Für Freileitungen ist der Wärmeübergangskoeffizient stark von der angenommenen Windgeschwindigkeit abhängig. Als Mittelwert wird $\alpha_a = 23,2 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ angesetzt.

Anmerkung

Bei der maschinellen Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten stehen oftmals nur der Rohrrinnendurchmesser d_i und die Dämmdicken δ zur Verfügung. Die übrigen Größen sind zur Einsparung von Speicherplatz nicht aufgenommen worden. Während der Wärmeleitwiderstand des Mantels (Blech, Plast o. ä.) gegenüber der Dämmung vernachlässigbar ist, muß die Geometrie der Dämmschicht möglichst genau erfaßt werden. Zu diesem Zweck muß der Rohraußendurchmesser bekannt sein. Für übliche Rohre in Wärmenetzen gilt im Durchmesserbereich DN 40 bis 600 die Approximation

$$d_R = 1,004 d_i^{0,968} \quad \text{mit } d \text{ in m.} \quad (2.2.-34)$$

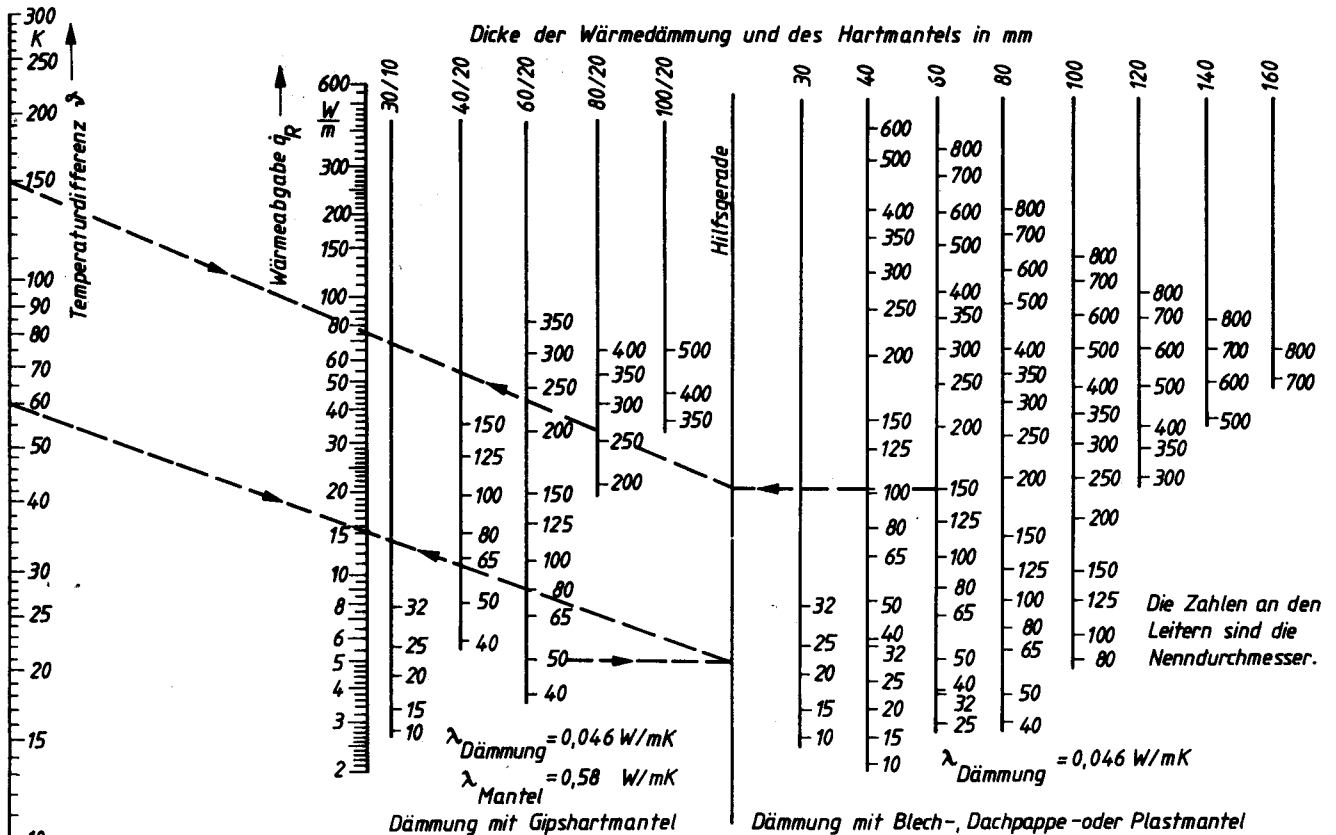


Bild 2.2.-8 Wärmeabgabe von gedämmten Rohrleitungen in Kanälen und Gebäuden ($\alpha_a = 9,7 \text{ W/m}^2 \text{ K}$)

Die genannten Vereinfachungen führen zu der Berechnungsgleichung

$$k_i = \frac{1}{\frac{d_i}{2\lambda_D} \ln \frac{d_R + 2\delta}{d_R} + \frac{d_i}{(d_R + 2\delta) \alpha_a}} \quad (2.2.-35)$$

Für verschiedene Dämmdicken δ und Übertemperaturen ϑ sind die Wärmeverlustströme \dot{q}_R der Rohrleitungen

(bezogen auf die Länge $l = 1 \text{ m}$) in den Bildern 2.2.-8 und 2.2.-9 dargestellt. Die Gl. (2.2.-35) ist im Bild 2.2.-10 grafisch ausgewertet.

2.2.3.6. Wärmeverlustströme von erdverlegten Rohrleitungen

Moderne Fernheizungssysteme werden in kanalfreier Erdverlegung ausgeführt. Stahl- oder Kunststoffrohre

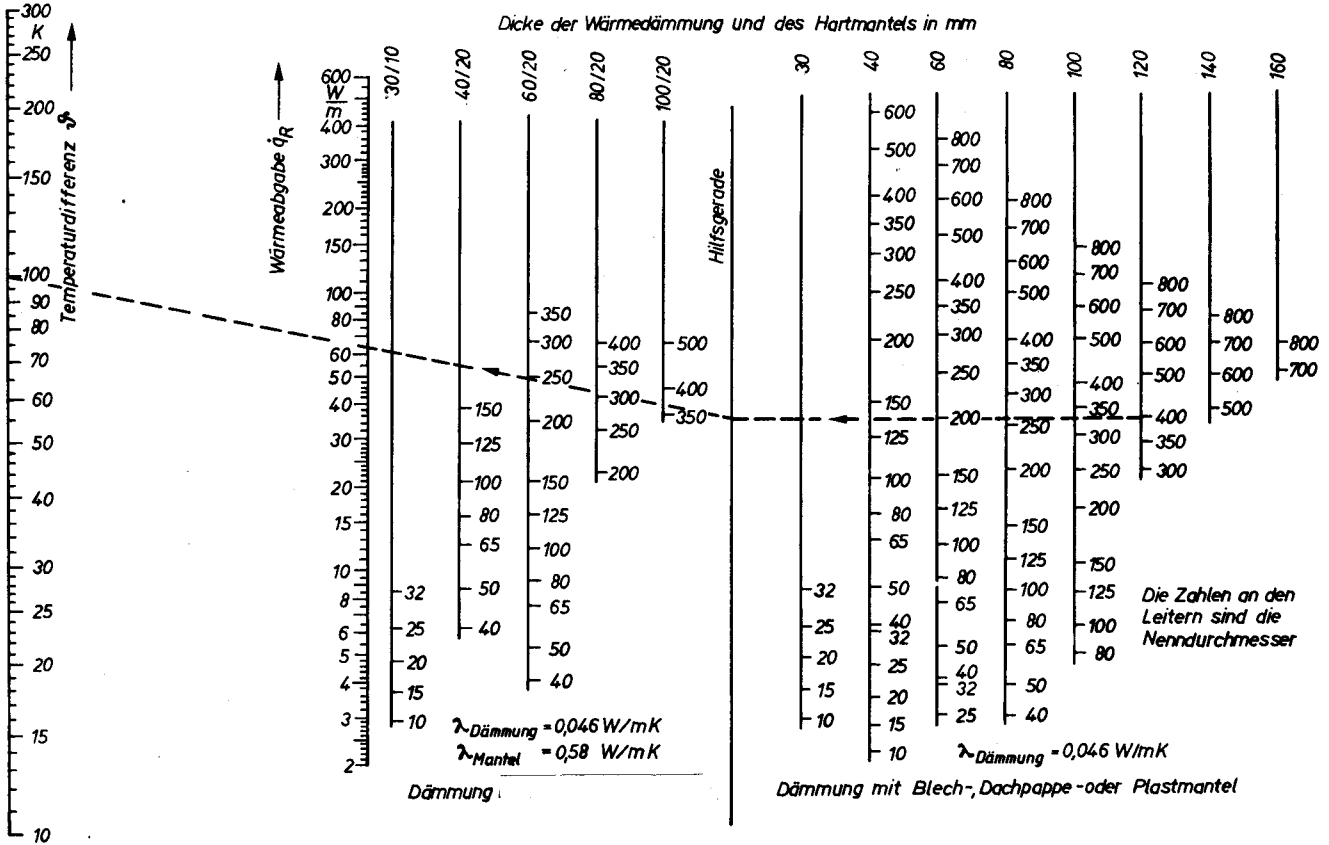


Bild 2.2.-9 Wärmeabgabe von gedämmten Rohrleitungen im Freien ($\alpha_a = 23,2 \text{ W/m}^2 \text{ K}$)

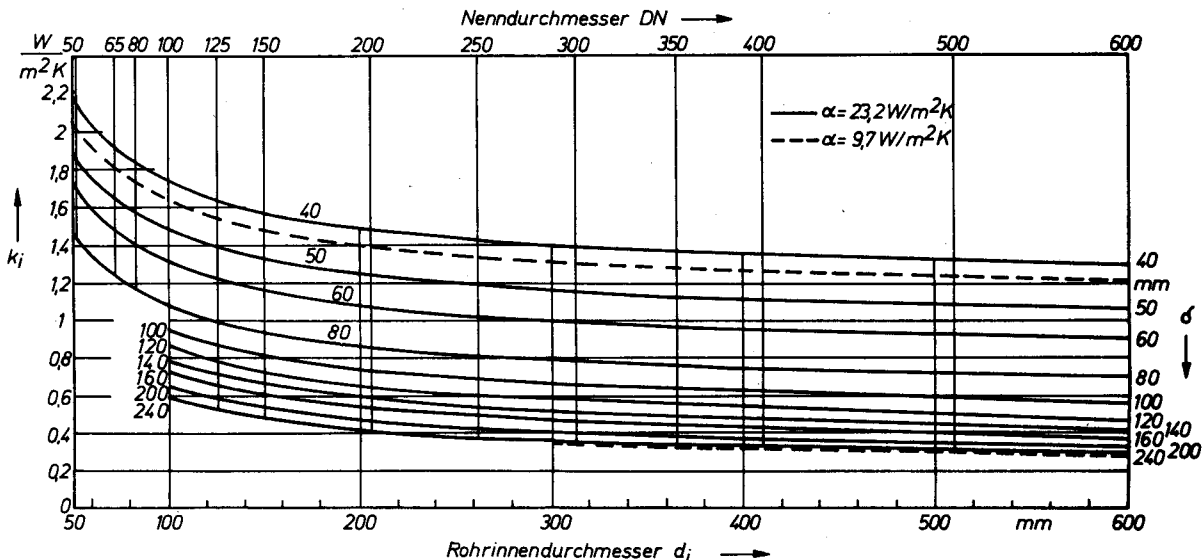


Bild 2.2.-10 Wärmedurchgangskoeffizient gedämmter Rohre, bezogen auf den Innendurchmesser, nach Gl. (2.2.-35)

Berechnungswerte: $\lambda_p = 0,05 \text{ W/m}^2 \text{ K}$; $\alpha = 23,2 \text{ W/m}^2 \text{ K}$
 Veränderte Wärmeübergangskoeffizienten beeinflussen die Ergebnisse zumindest bei großen Dämmdicken wenig (vgl. gestrichelte Kurvenzüge). Entscheidend ist dagegen die Annahme der Wärmeleitkoeffizienten. Wird statt $0,05 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ ein Wert von $0,04 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ angenommen, so verkleinert sich der Wärmedurchgangskoeffizient etwa um 20%.

sind mit einer Verbundwärmesdämmung versehen und werden von einem Mantelrohr umhüllt. Die Berechnung der Wärmeverlustströme ist sehr kompliziert, da man die Wärmeleitung mindestens zweidimensional betrachten muß und die Randbedingungen konstante Temperatur am Rohrfumfang, konstante Außenlufttemperatur an der Erdoberfläche und konstante Grundwassertemperatur in vorgegebener Tiefe einzuarbeiten hat. In Wirklichkeit müßten die Rohrtemperatur und die Außenlufttemperatur als Zeitfunktionen angesetzt werden, wodurch eigentlich ein instationäres Wärmeleitproblem zu betrachten wäre. Eine analytische Lösung existiert dafür nicht. Die numerische Berechnung könnte mit der Methode der finiten Elemente erfolgen. Diese wäre sehr aufwendig, nicht verallgemeinerungsfähig und setzte Kenntnisse über das genaue Temperaturregime der betrachteten Netzteilstrecke als Zeitfunktion voraus.

In guter Näherung kann der Wärmetransport jedoch auch als stationärer Vorgang behandelt werden. Die Gründe dafür sind:

- Im Dämmmantel des Rohres werden etwa 80 bis 90% der Temperaturdifferenz (Rohr — Erdoberfläche) abgebaut. Wegen der relativ geringen Schichtdicke ist der Temperaturverlauf im Mantel näherungsweise als quasistationär anzusehen.
- Die zeitliche Betriebsweise des Netzes ist im allgemeinen nicht genau bekannt. Temperaturschwingungen mit kurzen Periodendauern beeinflussen die Erdreichtemperatur infolge der großen Dämpfung nur in unmittelbarer Rohrnähe.
- Für die Temperaturen der Erdoberfläche t_U bzw. der Außenluft $t_{U,i}$ und des Grundwassers $t_{U,a}$ werden analog der genormten Berechnung für den Wärmeverlust erdreichberührender Bauteile zeitliche Mittelwerte verwendet (Zahlenwerte: siehe S. 357).

Aber auch für den quasistationären Wärmetransportvorgang im Erdreich mit den gegebenen Randbedingungen wurde noch keine geschlossene, analytische Lösung gefunden. Bei allen bisherigen Berechnungen ist beispielsweise kein Wärmeaustausch mit einer grundwasserführenden Schicht betrachtet worden. Eine Reihe von Untersuchungen nahmen die Elektroanalogie (elektrisch leitende Folie oder elektrolytischer Trog) zu Hilfe [62, 63, 64]. Die grafisch oder tabellarisch mitgeteilten Ergebnisse haben durchweg den Nachteil, daß diese nur für die untersuchten Parameter gelten und eine Interpolation auf andere Werte kaum möglich ist. Andere Verfahren gehen von vereinfachten Annahmen aus. So werden in [65] die Rohrleitungen als Linienquellen approximiert. In [66] baut man auf den analytischen Lösungen für ein im einseitig unendlichen Medium verlegtes Einzelrohr sowie ein im unendlich ausgedehnten Medium verlegtes Rohrpaar auf und arbeitet im praktischen Versuchsbetrieb ermittelte Korrekturfaktoren ein. Die zweidimensionalen Wärmeleitvorgänge werden dabei durch eindimensionale Ersatzschaltungen nachgebildet.

Die weiteren Darlegungen stützen sich auf zwei analytische Verfahren, die für den Einsatz von Kleinstrechenrechner aufbereitet werden.

Einzelrohr im Erdreich (Verfahren 1)

Von KRISCHER [67] stammt eine mit den Mitteln der konformen Abbildung erarbeitete, sehr interessante Lösung. Die tatsächlichen Randbedingungen werden vereinfacht dargestellt. Das Rohr mit der Temperatur t_W liegt ungedämmt in dem einseitig unendlich ausgedehnten Erdreich mit der Oberflächentemperatur t_U (Bild 2.2.-11).

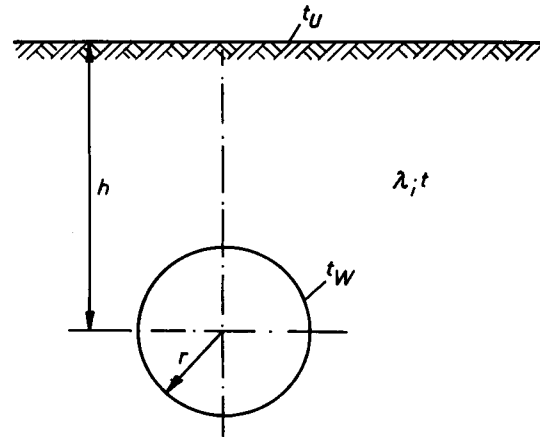


Bild 2.2.-11
Einzelrohr im Erdreich

Der vom Rohr ausgehende Wärmestrom führt nur zur Oberfläche. Ein Wärmeaustausch zum Grundwasser existiert nicht. An der Erdoberfläche wird eine Randbedingung 1. Art angenommen.

Die Temperaturverteilung gehorcht der LAPLACESchen Differentialgleichung

$$\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} = 0 \tag{2.2.-36}$$

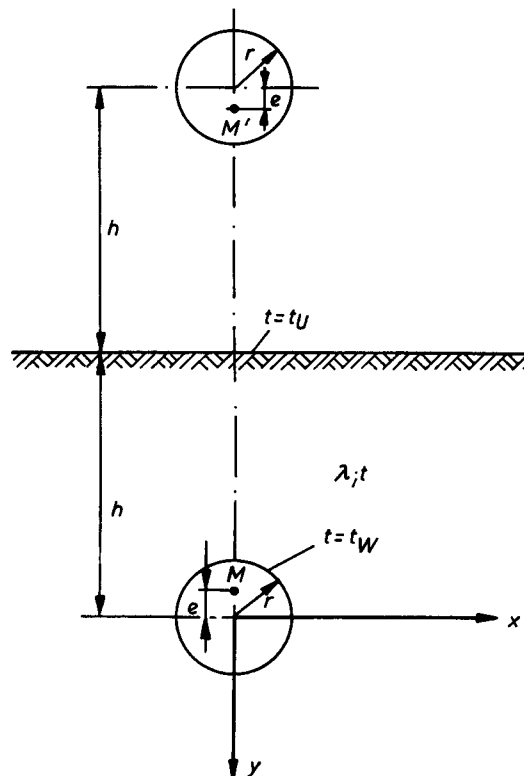


Bild 2.2.-12
Einzelrohr im Erdreich als Wärmequelle und außenliegende, fiktive Wärmesenke

Lösungen hiervon sind Funktionen der Form

$$t = f(x + iy) + g(x - iy). \quad (2.2.-37)$$

Die weiteren Überlegungen, daß die Isothermen Kreise darstellen, daß die Temperaturen nach außen analog der Verteilung in der Zylinderwand mit dem Logarithmus der Radien abnehmen und daß spiegelbildlich zur Wärmequelle M eine Wärmesenke M' gedanklich angeordnet wird (Bild 2.2.-12), führen schließlich zu dem Ansatz

$$t = a + b \ln \sqrt{x^2 + (y + e)^2} + c \ln \sqrt{x^2 + (y + 2h - e)^2}. \quad (2.2.-38)$$

Diese Gleichung erfüllt die Differentialgleichung. Wenn sich die Größen a , b , c und e als wirkliche Konstanten erweisen, ist die Temperaturverteilung richtig beschrieben. Es gelten die Randbedingungen:

$$t = t_U \text{ für } y = -h; \quad x = 0$$

$$t_U = a + (b + c) \ln |h - e|$$

$$t = t_U \text{ für } y = -h; \quad x \rightarrow \infty.$$

Bedingung kann nur erfüllt werden, wenn $b = -c$ gilt. Es folgt dann weiter $a = t_U$.

$$t = t_W \text{ für } y = -r; \quad x = 0 \text{ und } y = r; \quad x = 0$$

$$t_W = t_U + \frac{b}{2} \ln \frac{(-r + e)^2}{(-r + 2h - e)^2}$$

$$t_W = t_U + \frac{b}{2} \ln \frac{(r + e)^2}{(r + 2h - e)^2} \quad (*)$$

Aus der Annahme $r > e$ und $2h > r + e$ folgt

$$e = h - \sqrt{h^2 - r^2}.$$

Das Einsetzen in Gl. (*) liefert

$$t_W - t_U = b \ln \frac{r + h - \sqrt{h^2 - r^2}}{r + h + \sqrt{h^2 - r^2}}$$

$$b = - \frac{t_W - t_U}{\frac{h}{\operatorname{arcosh} \frac{h}{r}}}$$

Damit lautet die Temperaturfunktion endgültig

$$t = t_U - \frac{t_W - t_U}{2 \cdot \operatorname{arcosh} \frac{h}{r}} \ln \frac{x^2 + (y + h - \sqrt{h^2 - r^2})^2}{x^2 + (y + h + \sqrt{h^2 - r^2})^2}. \quad (2.2.-39)$$

Der vom Rohr abgegebene Wärmestrom fließt in gleicher Größe durch die Erdoberfläche. Da an dieser Stelle die Berechnung leichter möglich ist, wird der Ansatz

$$\dot{q} = \lambda \int_{-\infty}^{\infty} \frac{dt}{dy} \Big|_{y=-h} dx \quad (2.2.-40)$$

verwendet. Der Differentialquotient lautet allgemein

$$\frac{dt}{dy} = - \frac{t_W - t_U}{2 \operatorname{arcosh} \frac{h}{r}}$$

$$\times \left(\frac{2(y + h - \sqrt{h^2 - r^2})}{x^2 + (y + h - \sqrt{h^2 - r^2})^2} - \frac{2(y + h + \sqrt{h^2 - r^2})}{x^2 + (y + h + \sqrt{h^2 - r^2})^2} \right)$$

und an der Stelle $y = -h$

$$\frac{dt}{dy} \Big|_{y=-h} = \frac{t_W - t_U}{\operatorname{arcosh} \frac{h}{r}} \frac{2 \sqrt{h^2 - r^2}}{x^2 + h^2 - r^2}. \quad (2.2.-41)$$

Damit kann der spezifische Wärmestrom (bezogen auf 1 m Länge) nach Gl. (2.2.-40) bestimmt werden

$$\dot{q}_R = \lambda \frac{t_W - t_U}{\operatorname{arcosh} \frac{h}{r}} \frac{2 \sqrt{h^2 - r^2}}{\sqrt{h^2 - r^2}} \times \arctan \frac{x}{\sqrt{h^2 - r^2}} \Big|_{-\infty}^{\infty}$$

$$\dot{q}_R = 2\pi\lambda \frac{t_W - t_U}{\operatorname{arcosh} \frac{h}{r}}. \quad (2.2.-42)$$

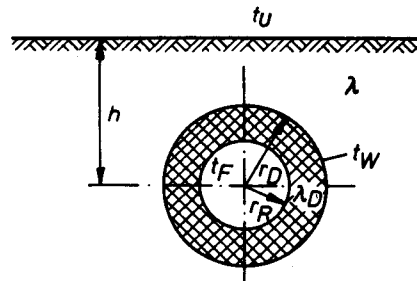


Bild 2.2.-13 Wärmegedämmtes Einzelrohr im Erdreich

Ist das im Erdreich verlegte Rohr wärmegedämmt, so gilt mit den im Bild 2.2.-13 vermerkten Größen das Wärmestromgleichgewicht

$$\dot{q}_R = 2\pi\lambda \frac{t_W - t_U}{\operatorname{arcosh} \frac{h}{r}} = 2\pi\lambda_D \frac{t_F - t_W}{\ln \frac{r_D}{r}},$$

woraus nach Eliminieren der Oberflächentemperatur t_W die Berechnungsgleichung für den spezifischen Wärmestrom

$$\dot{q}_R = 2\pi\lambda \frac{t_F - t_U}{\frac{\lambda}{\lambda_D} \ln \frac{r_D}{r} + \operatorname{arcosh} \frac{h}{r}} \quad (2.2.-43)$$

folgt. Diese Gleichung ist im Bild 2.2.-14 grafisch ausgewertet.

Beispiel 1

Die Oberflächentemperatur einer Rohrwärmedämmung beträgt $t_W = 50^\circ\text{C}$, die des Erdreiches $t_U = 10^\circ\text{C}$. Das Rohr ist $h = 1,5$ m tief verlegt und hat einen Außendurchmesser von $2r_D = 0,6$ m.

Es sind die Isothermen rechnerisch und grafisch zu ermitteln.

Lösung

Es wird von Gl. (2.2.-39) ausgegangen. Sie kann auch

$$e^{-(t-t_U) \frac{2 \operatorname{arcosh} \frac{h}{r}}{t_W - t_U}} = \frac{x^2 + (y + h - \sqrt{h^2 - r^2})^2}{x^2 + (y + h + \sqrt{h^2 - r^2})^2} = K(**)$$

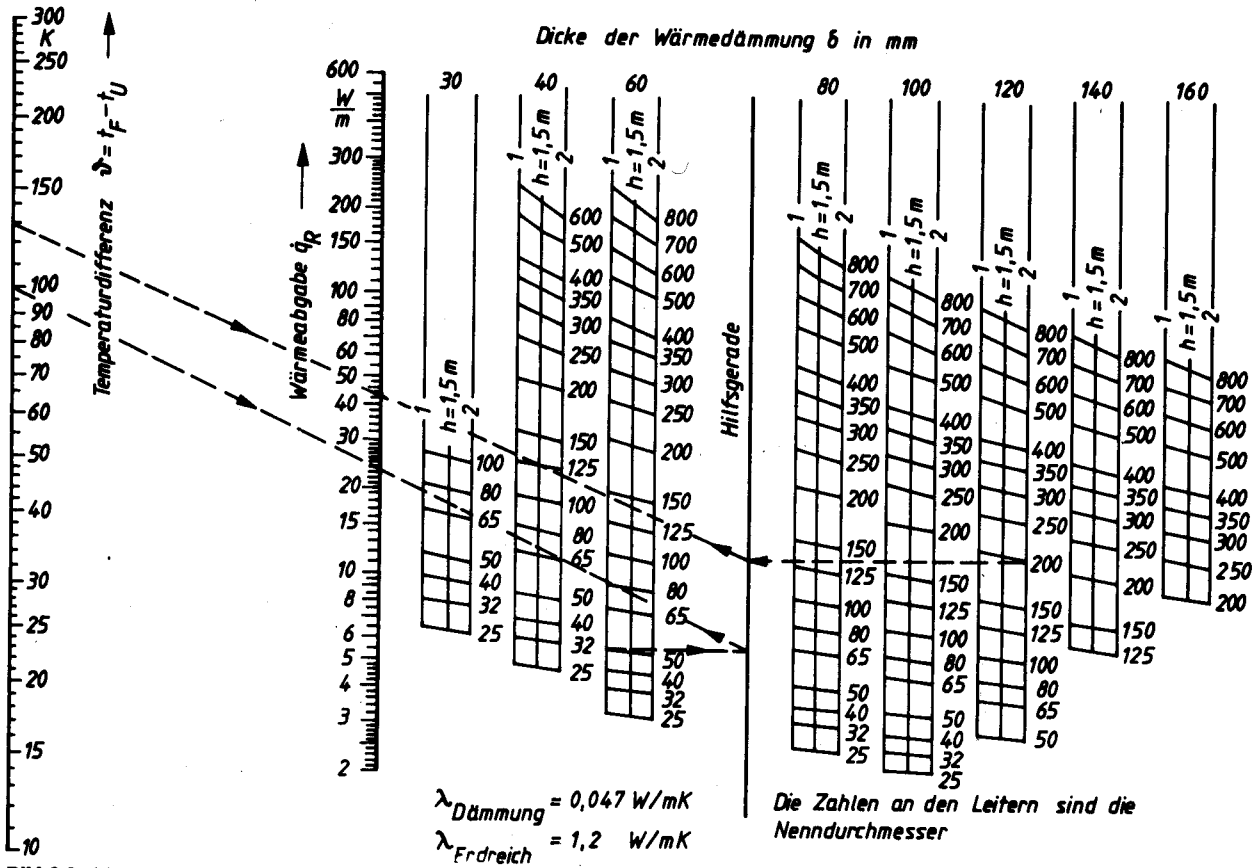


Bild 2.2.-14
Wärmeabgabe von gedämmten Rohrleitungen im Erdbreich
[Werte nach Gl. (2.2.-43), Verfahren 1]

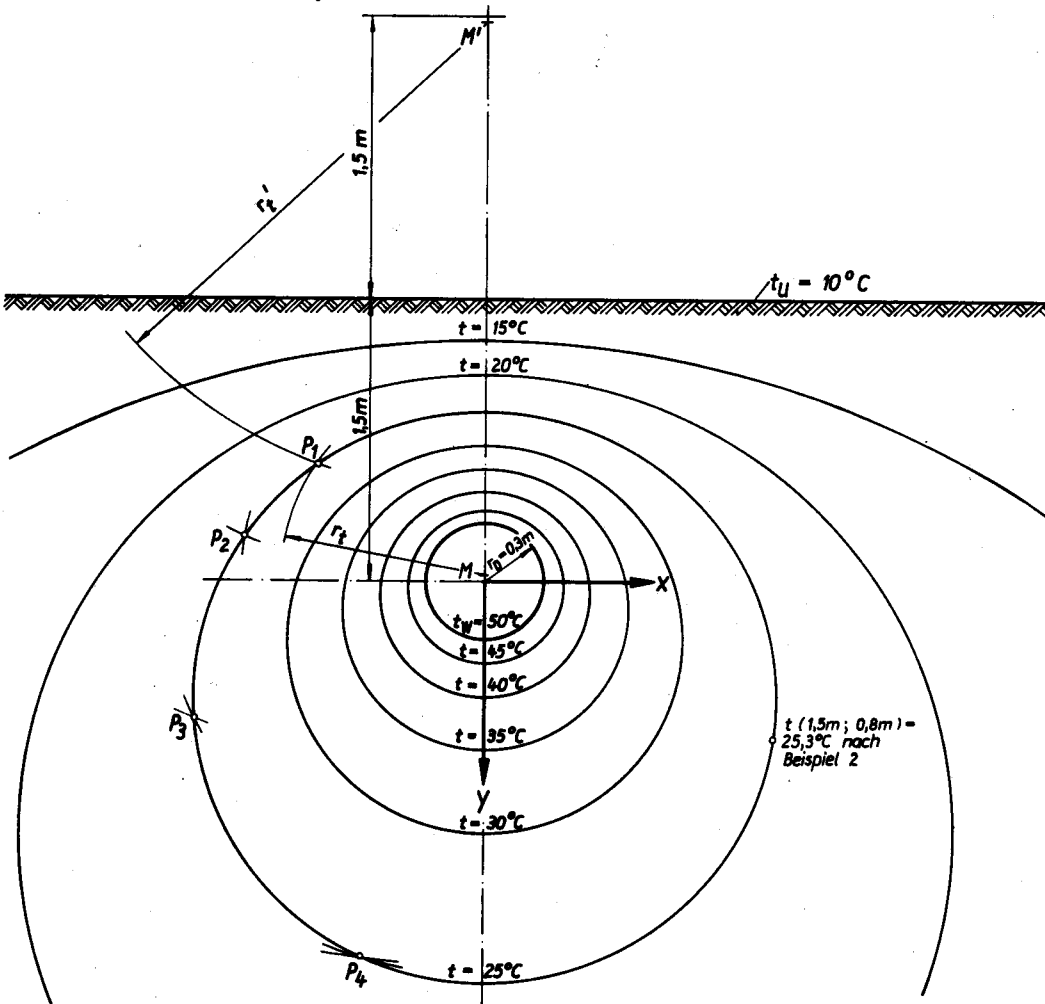


Bild 2.2.-15
Einzelrohr im Erdbreich mit Darstellung der Isothermen (Beispiel 1)

$$A = \frac{t_w - t_{U,i}}{\ln \frac{l}{2\pi r_D} - \frac{\pi}{l} G_i + \sum_{s=1}^{\infty} \frac{g_a(s) + g_i(s)}{s}} \quad (2.2.-46)$$

Spezifischer Wärmestrom für $t_{U,i} \neq t_{U,a}$ und vorgegebenes t_w bzw. t_F (letztere werden als Isothermen am Mantel- bzw. Rohrumfang aufgefaßt).

$$\begin{aligned} \dot{q}_R &= 2\pi\lambda \frac{t_w - t_i - \Delta \frac{\bar{x}_a}{\bar{x}_a + \bar{x}_i}}{\ln \frac{l}{2\pi r_D} - \frac{\pi}{l} G_i + \sum_{s=1}^{\infty} \frac{g_a(s) + g_i(s)}{s}} \\ \dot{q}_R &= 2\pi\lambda_D \frac{t_F - t_w}{\ln \frac{r_D}{r_R}} \\ \dot{q}_R &= 2\pi\lambda \frac{t_F - \frac{t_{U,i}\bar{x}_i + t_{U,a}\bar{x}_a}{\bar{x}_i + \bar{x}_a}}{\frac{\lambda}{\lambda_D} \ln \frac{r_D}{r_R} + \ln \frac{l}{2\pi r_D} - \frac{\pi}{l} G_i + \sum_{s=1}^{\infty} \frac{g_a(s) + g_i(s)}{s}} \end{aligned} \quad (2.2.-47)$$

Anmerkung

Der Rohrabstand l ist nach der eingangs aufgestellten Bemerkung so groß zu wählen, daß keine Beeinflussung durch die „benachbarten Rohre“ geschieht. Dies ist für $l = 100$ m stets mit ausreichender Genauigkeit gegeben. Beispielsweise berechnet sich für die Ausgangswerte $\alpha_a = 10000$ W/m² K; $\alpha_i = 23$ W/m² K; $h_a = 3$ m; $h_i = 2$ m; $\lambda = 1,2$ W/m K; $2r_D = 0,6$ m die l -abhängige Summe

$$a = \ln \frac{l}{2\pi r_D} - \frac{\pi}{l} G_i + \sum_{s=1}^{\infty} \frac{g_a + g_i}{s}$$

für $s = 300$ Schritte zu:

l in m	2	5	10	100	1000
a	3,888	2,501	2,335	2,328	2,328

Gegenüberstellung der Verfahren

Nach dem beschriebenen Algorithmus wurden eine Reihe von Beispielrechnungen durchgeführt. Dabei wurden die Verlegetiefe, die Grundwassertiefe, die Erdoberflächentemperatur und die Wärmeleitkoeffizienten des Erdreichs und der Dämmung variiert. Die Ergebnisse sind in Tabelle 2.2.-2 zusammengestellt. Gleichfalls wurden in der letzten Zeile die nach Gl. (2.2.-43) berechneten Wärmeströme eingetragen. Die nach dem ersten und zweiten Verfahren berechneten Werte stimmen sehr gut überein, wenn gleiche Wärmeleitkoeffizienten vorausgesetzt werden. Die unterschiedlichen Annahmen für die Grundwassertiefe und die Umgebungstemperaturen führen nur zu Fehlern unter 2,5 %. Diese Aussage ist sehr praxisfreundlich, da die genannten Größen und die Stoffwerte vom Projektanten ohnehin nur geschätzt werden können. Es sei auch nochmals auf das eigentlich instationäre Problem hingewiesen. (Die Amplitudendämpfung der Außentemperatur beträgt in 1,5 m Tiefe rd. 50 % und die Phasenverschiebung etwa 40 Tage.) Damit kann schlußfolgernd festgestellt werden, daß für technische Berechnungen die Gl. (2.2.-43) bzw. Bild 2.2.-14 ausreichende Genauigkeit gewährleistet.

Tabelle 2.2.-2 Spezifische Wärmeverlustströme \dot{q}_R in W/m von im Erdreich verlegten Einzelrohrleitungen bei einer Medientemperatur $t_F = 130$ °C

$t_{U,i}$ °C	$t_{U,a}$ °C	$h_i + h_a$ m	λ W/m K	λ_D W/m K	\dot{q}_R in W/m $2r_R/2r_D$ in m							
					0,1/0,26 h_i in m		0,2/0,44 h_i in m		0,4/0,68 h_i in m		0,8/1,16 h_i in m	
					1	2	1	2	1	2	1	2
0	10	5	1,2	0,047	35,6	34,5	43,2	41,7	63,0	60,3	90,1	85,1
-5	10	5	1,2	0,047	36,7	35,3	44,6	42,7	65,0	61,7	92,9	87,1
0	10	5	2,0	0,047	37,0	36,1	44,9	43,7	66,0	63,8	94,2	90,4
0	10	5	1,2	0,052	38,7	37,5	47,1	45,3	68,5	65,4	98,0	92,2
0	10	3	1,2	0,047	35,4	34,5	43,0	41,9	62,9	61,4	90,2	88,1
0	10	100	1,2	0,047	36,0	35,1	43,7	42,4	63,7	61,0	90,9	85,5
0	0	100	1,2	0,047	36,1	35,2	43,8	42,5	63,8	61,1	90,9	85,6
0	0	∞	1,2	0,047	36,1	35,2	43,9	42,6	64,1	61,2	92,2	86,0

Beispiel 2

Für die im Beispiel 1 gegebenen Verhältnisse soll die Temperatur an der Stelle $x = 1,5$ m, $y = 0,8$ m errechnet werden.

Lösung

Die Gln. (2.2.-44) bis (2.2.-46) wurden programmiert und für $s = 500$ Schritte ausgewertet. Um die geometrischen und wärmetechnischen Verhältnisse so nachzubilden, daß diese angenähert den Annahmen zum Verfahren 1 entsprechen, sind $l = 100$ m; $h_a = 100$ m; $\alpha_i = 10^6$ W/m² K; $\alpha_a = 10^{-6}$ W/m² K gesetzt worden. Das Ergebnis lautet

$$t(1,5; 0,8) = 25,3 \text{ °C}$$

Der Wert ist im Bild 2.2.-15 eingetragen. Es besteht gute Übereinstimmung mit der früheren Lösung.

Rohrpaar im Erdreich

Die Lösung der Differentialgleichung (2.2.-36) bei Annahme der komplizierten Randbedingungen (vgl. Bild 2.2.-17) soll aufbauend auf dem Verfahren 2 für Einzelrohre erfolgen. Obwohl letztlich nur der Wärmestrom interessiert, soll zunächst das Temperaturfeld betrachtet

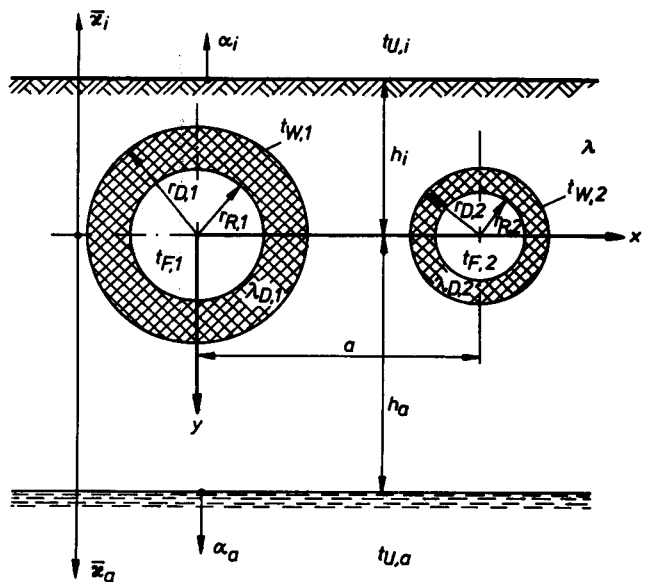


Bild 2.2.-17 Zwei parallele, wärmegeämmte Rohrleitungen (Rohrpaar) im Erdreich

werden, da sich daran die Genauigkeit der Lösung widerspiegelt. Der Einfachheit halber werden aber vorerst gleiche Umgebungstemperaturen $t_U = t_{U,i} = t_{U,a}$ angenommen. Die Gl. (2.2.-44) wird in [68, 31] auch in der Form

$$t_1 - t_U = \frac{A}{2} \sum_{n=-\infty}^{\infty} \ln \frac{(x-nl)^2 + (y+b)^2}{(x-nl)^2 + y^2} - \frac{A\pi}{l} (G_a y + G_i + |y+b|) + A \sum_{s=1}^{\infty} \frac{1}{s} \times \left[e^{-\frac{2\pi s}{l}|y+b|} + g_a e^{-\frac{2\pi s}{l}y} + g_i e^{\frac{2\pi s}{l}y} \right] \cos\left(\frac{2\pi s}{l}x\right) \quad (2.2.-48)$$

angegeben. Die Konstanten entsprechen dabei weiterhin den Gl. (2.2.-45) und (2.2.-46). Zusätzlich bedeutet n die Nummer der im Abstand l liegenden Rohre (im Ursprungspunkt befindet sich das Rohr $n=0$), und b ist der Abstand zu den ursprünglich angeordneten Kühlrohren (Analogie zu Bild 2.2.-12).

Die angeschriebene Gleichung möge für das Rohr 1 und die im großen Abstand l angeordneten weiteren Rohre gelten. Für die um a verschobene Rohrreihe gilt dann eine analoge Darstellung, wobei für x stets $(x-a)$ einzusetzen ist.

Durch Superposition ergeben sich die Formen

$$t - t_U = -(A+B) \frac{\pi}{l} [G_a y + G_i + |y|] + \sum_{s=1}^{\infty} \left\{ A \cos\left[\frac{2\pi s}{l}x\right] + B \cos\left[\frac{2\pi s}{l}(x-a)\right] \right\} \times \frac{1}{s} \left[e^{-\frac{2\pi s}{l}|y|} + g_a e^{-\frac{2\pi s}{l}y} + g_i e^{-\frac{2\pi s}{l}y} \right] \quad (2.2.-49)$$

bzw.

$$t - t_U = \frac{A}{2} \sum_{n=-\infty}^{\infty} \ln \frac{(x-nl)^2 + (y+b)^2}{(x-nl)^2 + y^2} + \frac{B}{2} \sum_{n=-\infty}^{\infty} \ln \frac{(x-a-nl)^2 + (y+b)^2}{(x-a-nl)^2 + y^2} - (A+B) \frac{\pi}{l} (G_a y + G_i + |y+b|) + \sum_{s=1}^{\infty} \left\{ A \cos\left[\frac{2\pi s}{l}x\right] + B \cos\left[\frac{2\pi s}{l}(x-a)\right] \right\} \times \frac{1}{s} \left[e^{-\frac{2\pi s}{l}|y+b|} + g_a e^{-\frac{2\pi s}{l}y} + g_i e^{\frac{2\pi s}{l}y} \right] \quad (2.2.-50)$$

Die Konstanten G_a und G_i bzw. $g_a(s)$ und $g_i(s)$ werden, ausgehend von Gl. (2.2.-49), so bestimmt, daß die Grundfunktion und jedes Glied der Reihe die Randbedingung 3. Art an den ebenen Plattenrändern erfüllen (Einzelheiten siehe [31, Seite 64 bis 67]). Im Ergebnis erhält man wiederum die unter Gleichungsnummer (2.2.-45) zusammengefaßten Beziehungen.

Die Konstanten A und B werden, ausgehend von Gl. (2.2.-50), für die Randbedingungen 1. Art, die an den

beiden Umfängen der Rohrwärmedämmung gelten, ermittelt. Diese Gleichungsform wird verwendet, weil die Konvergenz der Reihe in Ursprungsnähe relativ gut ist und weil die Randbedingung näherungsweise gleich für den gesamten Umfang erfaßt werden kann. Zur Rechenvereinfachung sei jeweils das Rohr $n=0$ betrachtet. Weiterhin werden die Glieder, die für die Anpassung an die Plattenränder „verantwortlich“ sind, näherungsweise für $x=0$ bzw. $x=a$ und $y=0$ berechnet, da diese in Ursprungsnähe nur geringe Änderungen aufweisen. Es gelten für den Mantelumfang des Rohres 1 mit $x^2 + y^2 = r_{D,1}^2$

$$t_{w,1} - t_U = \underbrace{\frac{A}{2} \ln \frac{b^2}{r_{D,1}^2}}_{\text{Näherung für } n=0, \text{ Rohr 1}} + \underbrace{A \sum_{n=1}^{\infty} \ln \frac{(nl)^2 + b^2}{(nl)^2}}_{\text{Näherung für } n \neq 0, \text{ Rohr 1}} + \underbrace{\frac{B}{2} \ln \left(1 + \frac{b^2}{a^2}\right)}_{\text{Näherung für } n=0, \text{ Rohr 2}} + \underbrace{B \sum_{n=1}^{\infty} \ln \frac{(nl)^2 + b^2}{(nl)^2}}_{\text{Näherung für } n \neq 0, \text{ Rohr 2}} - (A+B) \frac{\pi}{l} (G_i + b) + \sum_{s=1}^{\infty} \left\{ A + B \cos\left[\frac{2\pi s}{l}(-a)\right] \right\} \times \frac{1}{s} \left[e^{-\frac{2\pi s}{l}b} + g_a + g_i \right],$$

für den Mantelumfang des Rohres 2 mit $(x-a)^2 + y^2 = r_{D,2}^2$

$$t_{w,2} - t_U = \underbrace{\frac{A}{2} \ln \left(1 + \frac{b^2}{a^2}\right)}_{\text{Näherung für } n=0, \text{ Rohr 1}} + \underbrace{A \sum_{n=1}^{\infty} \ln \frac{(nl)^2 + b^2}{(nl)^2}}_{\text{Näherung für } n \neq 0, \text{ Rohr 1}} + \underbrace{\frac{B}{2} \ln \frac{b^2}{r_{D,2}^2}}_{\text{Näherung für } n=0, \text{ Rohr 2}} + \underbrace{B \sum_{n=1}^{\infty} \ln \frac{(nl)^2 + b^2}{(nl)^2}}_{\text{Näherung für } n \neq 0, \text{ Rohr 2}} - (A+B) \frac{\pi}{l} (G_i + b) + \sum_{s=1}^{\infty} \left\{ A \cos\left[\frac{2\pi s}{l}a\right] + B \right\} \frac{1}{s} \left[e^{-\frac{2\pi s}{l}b} + g_a + g_i \right].$$

Aus diesen beiden Gleichungen lassen sich A und B berechnen. Zuvor werden aber die Summenbildungen noch etwas vereinfacht. Entsprechend der mathematischen Beziehung

$$\sum_{n=1}^{\infty} \ln \left[1 + \left(\frac{x}{2\pi n}\right)^2 \right] = \ln(1 - e^{-x}) - \ln x + \frac{x}{2} = -\ln x + \frac{x}{2} - \sum_{s=1}^{\infty} \frac{e^{-sx}}{s}$$

folgt mit $x = \frac{2\pi b}{l}$

$$\sum_{n=1}^{\infty} \ln \frac{(nl)^2 + b^2}{(nl)^2} = \sum_{n=1}^{\infty} \ln \left[1 + \left(\frac{b^2}{(nl)^2}\right) \right] = -\ln \frac{2\pi b}{l} + \frac{\pi b}{l} - \sum_{s=1}^{\infty} \frac{1}{s} e^{-\frac{2\pi b s}{l}}$$

Weiter gilt in Analogie zu Bild 2.2.-12 $b \approx 2h_i$ und damit

$$t_{w,1} - t_U = A \left[\ln \frac{l}{2\pi r_{D,1}} - \frac{\pi}{l} G_i + \sum_{s=1}^{\infty} \frac{1}{s} (g_a + g_i) \right] + B \left[\frac{1}{2} \ln \left(1 + \left(\frac{2h_i}{a} \right)^2 \right) + \ln \frac{1}{4\pi h_i} - \sum_{s=1}^{\infty} \frac{1}{s} e^{-\frac{4\pi h_i s}{l}} - \frac{\pi}{l} G_i + \sum_{s=1}^{\infty} \cos \left(\frac{2\pi s}{l} a \right) \frac{1}{s} \left(e^{-\frac{4\pi h_i s}{l}} + g_a + g_i \right) \right] \quad (2.2.-51)$$

$$t_{w,2} - t_U = A \left[\frac{1}{2} \ln \left(1 + \left(\frac{2h_i}{a} \right)^2 \right) + \ln \frac{1}{4\pi h_i} - \sum_{s=1}^{\infty} \frac{1}{s} e^{-\frac{4\pi h_i s}{l}} - \frac{\pi}{l} G_i + \sum_{s=1}^{\infty} \cos \left(\frac{2\pi s}{l} a \right) \frac{1}{s} \left(e^{-\frac{4\pi h_i s}{l}} + g_a + g_i \right) \right] + B \left[\ln \frac{l}{2\pi r_{D,2}} - \frac{\pi}{l} G_i + \sum_{s=1}^{\infty} \frac{1}{s} (g_a + g_i) \right]. \quad (2.2.-52)$$

Die Berechnung der Konstanten A und B ist infolge der wiederkehrenden gleichen Summenbildungen nicht so aufwendig, wie dies im ersten Moment erscheint. Es kann dazu das später für den Fall ungleicher Umge-

bungstemperaturen vorgestellte Programm QVER verwendet werden.

Zunächst ist jedoch an einem praktischen Beispiel die Genauigkeit, mit der die Randbedingungen nach Einführen der zahlreichen Näherungen erfüllt werden, zu prüfen. Für die Daten

$\alpha_a = 10000 \text{ W/m}^2 \text{ K}$; $\alpha_i = 23 \text{ W/m}^2 \text{ K}$; $t_{w,1} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$;
 $t_{w,2} = 15 \text{ }^\circ\text{C}$; $t_U = 0 \text{ }^\circ\text{C}$; $h_a = 3 \text{ m}$; $h_i = 2 \text{ m}$; $\lambda = 1,2 \text{ W/m}^2 \text{ K}$; $l = 100 \text{ m}$; $a = 2 \text{ m}$; $r_{D,1} = 0,6 \text{ m}$;
 $r_{D,2} = 0,4 \text{ m}$

ergeben sich nach Auswertung der Gln. (2.2.-51) und (2.2.-52)

$A = 17,448 \text{ 80 K}$; $B = 2,502 \text{ 83 K}$.

Damit ist die Temperaturverteilung punktweise, d. h. für vorgegebene x - und y -Koordinaten, nach Gl. (2.2.-49) zu bestimmen. Da die Konvergenz der alternierenden Reihe – vor allem für $y = 0$ – relativ schwach ist, wurden die Berechnungen für $s = 300$ bis 600 Glieder vorgenommen. Die Ergebnisse sind im Bild 2.2.-18 dargestellt, wobei die Temperaturverläufe in die Zeichenebene geklappt und mit unterschiedlichem Maßstab wiedergegeben wurden. Grundsätzlich ist festzustellen, daß die Temperaturkurven das reale Temperaturfeld qualitativ richtig beschreiben. Die Randbedingungen – konstante Temperaturen an den Rohrumfängen – werden nicht exakt in jedem Punkt erfüllt, die Mittelwerte der jeweils vier signifikanten Temperaturen stimmen

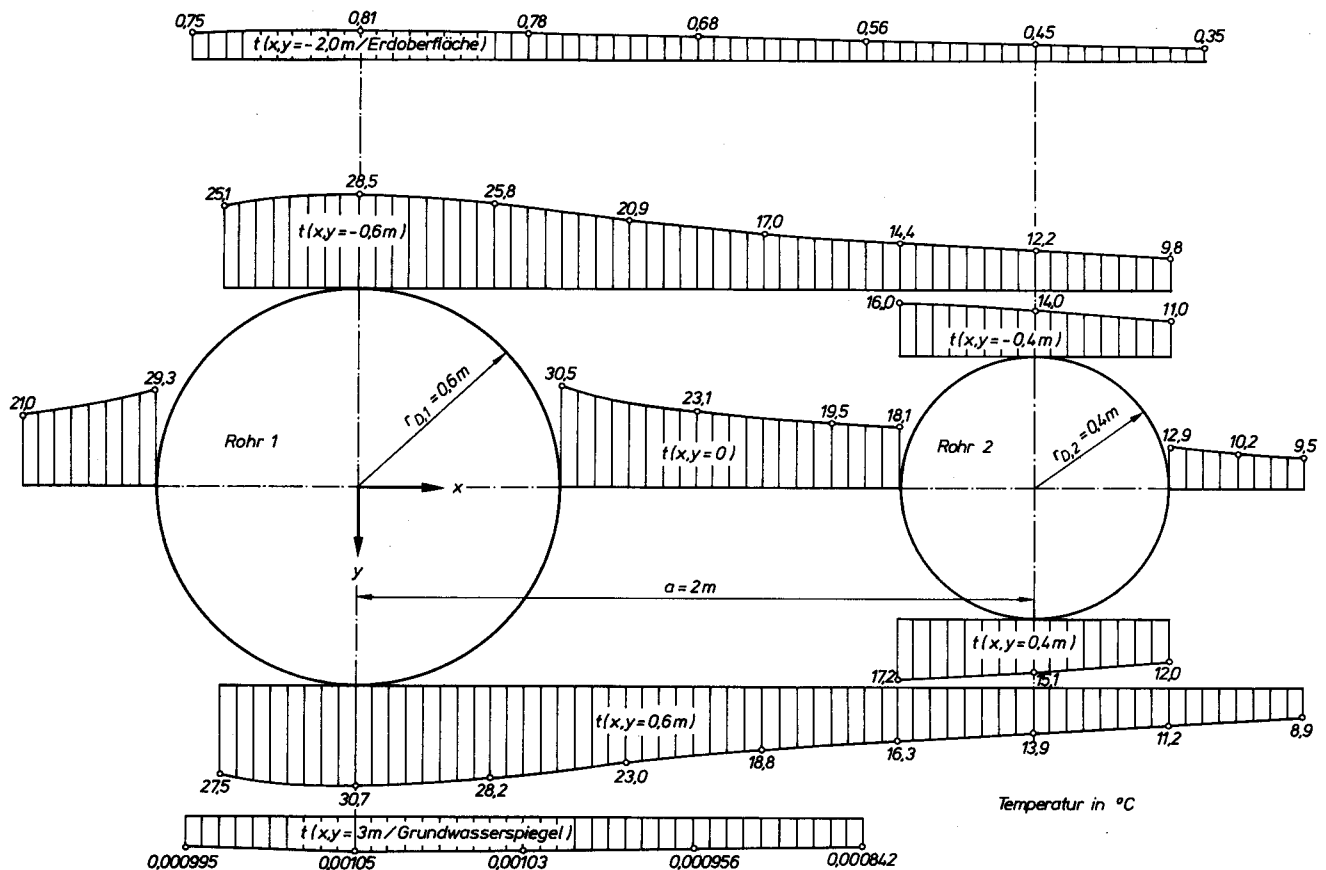


Bild 2.2.-18

Temperaturverläufe in signifikanten Tiefen des Erdreiches gemäß der Modellrechnung

jedoch sehr gut mit der Vorgabe überein. Eine Veränderung der Berechnungsgleichungen wird aus folgenden Gründen nicht angestrebt:

- In Wirklichkeit sind die Temperaturen am Außenmantel der Dämmung nicht konstant, da durch die umfangsabhängigen äußeren Wärmeleitwiderstände auch in der Dämmschicht eine Kombination von radialer und tangentialer Wärmeleitung auftritt. Als Folge müßten die rohrgewandten Seiten höhere Temperaturen als die nach außen zeigenden Flächen aufweisen und sich die oberen Mantelabschnitte durch niedrigere Temperaturwerte als die unteren auszeichnen. Diesen Tendenzen entsprechen die errechneten Temperaturen qualitativ vollkommen, d. h., man erreicht eine gute Anpassung an die Realität, ohne die zweidimensionale Wärmeleitung in der Dämmschicht betrachten zu müssen.
- Eine exakte quantitative Überprüfung hätte keinerlei praktische Bedeutung, da 80 bis 90% der Temperaturdifferenz (Fluid-Außenlufttemperatur) ohnehin im Dämmmantel abfallen und die mittlere Oberflächentemperatur des Mantels in guter Näherung wiedergegeben wird.

Akzeptiert man diese Grundlösung, können die Wärmeverlustströme berechnet werden. Da die Integration über die Rohrumfänge schwierig ist, wird der Wärmestrom durch die Plattenränder bestimmt und nach dem Verursacherprinzip den Rohren 1 und 2 zugeordnet. In [31] wurde bewiesen, daß man auch von der mittleren Temperatur — gebildet in der Rohrachsenebene $y = 0$ — ausgehen kann, wenn die entsprechenden Wärmeleitwiderstände Berücksichtigung finden. Es gelten also gemäß Bild 2.2.-19

$$\vartheta_{ma} \alpha_a = \vartheta_{mo} \bar{\alpha}_a; \quad \vartheta_{mi} \alpha_i = \vartheta_{mo} \bar{\alpha}_i.$$

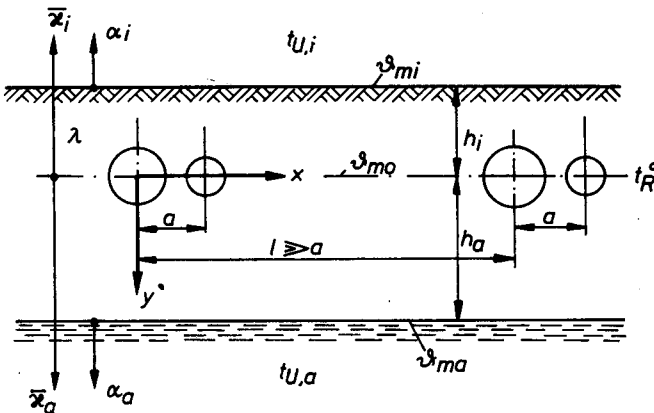


Bild 2.2.-19 Geometrische und wärmetechnische Größen des Berechnungsmodells

Die mittlere Temperatur im scheinbaren Verlegeintervall l folgt aus Gl. (2.2.-49) für $y = 0$

$$\vartheta_{mo} = \frac{1}{l} \int_0^l \left[-(A + B) \frac{\pi}{l} G_i + \sum_{s=1}^{\infty} \left\{ A \cos \left[\frac{2\pi s}{l} x \right] + B \cos \left[\frac{2\pi s}{l} (x - a) \right] \right\} \frac{1}{s} (1 + g_a + g_i) \right] dx. \quad (2.2.-53)$$

Da der Summenausdruck stets über eine ganzzahlige Periode 2π zu integrieren ist und das Ergebnis dadurch Null wird, verbleibt

$$\vartheta_{mo} = -(A + B) \frac{\pi}{l} G_i. \quad (2.2.-54)$$

Der Wärmeverluststrom des Rohrpaars beträgt [Substitution von G_i gemäß Gl. (2.2.-45)]

$$\begin{aligned} \dot{q}_{R, ges} &= \vartheta_{mo} (\bar{\alpha}_a + \bar{\alpha}_i) l = -(A + B) \frac{\pi}{l} \frac{-2\lambda}{\bar{\alpha}_a + \bar{\alpha}_i} (\bar{\alpha}_a + \bar{\alpha}_i) l \\ &= 2\pi\lambda(A + B). \end{aligned} \quad (2.2.-55)$$

Entsprechend der anfänglichen Superposition in Gl. (2.2.-49) werden den Rohren 1 und 2 die Anteile

$$\dot{q}_{R,1} = 2\pi\lambda A; \quad \dot{q}_{R,2} = 2\pi\lambda B \quad (2.2.-56)$$

zugeordnet.

Weiterhin ist der Einfluß ungleicher Umgebungstemperaturen zu untersuchen. Dabei muß man nicht unbedingt alle Konstanten für die veränderten Randbedingungen neu bestimmen, da der Wärmestrom infolge des Temperaturunterschiedes an den Plattenrändern superponiert werden kann. Im unbeheizten Erdreich würde sich in der Rohrebene die Temperatur t_R^0 (vgl. Bild 2.2.-19) einstellen

$$t_R^0 = \frac{\bar{\alpha}_i t_{U,i} + \bar{\alpha}_a t_{U,a}}{\bar{\alpha}_i + \bar{\alpha}_a}. \quad (2.2.-57)$$

Auf dieser Basis sind die Übertemperaturen neu zu definieren:

$$\vartheta_{mo,i} = t_{mo} - t_{U,i} = -(A + B) \frac{\pi}{l} G_i + t_R^0 - t_{U,i}$$

$$\vartheta_{mo,a} = t_{mo} - t_{U,a} = -(A + B) \frac{\pi}{l} G_i + t_R^0 - t_{U,a}.$$

Der Gesamtwärmestrom des Rohrpaars bleibt jedoch formal erhalten, denn es gilt nach einiger Umrechnung

$$\dot{q}_{R, ges} = (\bar{\alpha}_i \vartheta_{mo,i} + \bar{\alpha}_a \vartheta_{mo,a}) l = 2\pi\lambda(A + B).$$

Die Konstanten A und B ändern sich aber, da in den Gln. (2.2.-51) und (2.2.-52) die Übertemperaturen an der Rohrwand nunmehr durch

$$t_{w,1} - t_R^0 \quad \text{bzw.} \quad t_{w,2} - t_R^0$$

gegeben sind.

Bei wärmegeprägten Rohren gelten mit den Bezeichnungen nach Bild 2.2.-17 die bekannten Zusammenhänge

$$\begin{aligned} \dot{q}_{R,1} &= \frac{2\pi\lambda_{D,1}}{\ln \frac{r_{D,1}}{r_{R,1}}} (t_{F,1} - t_{w,1}) \\ \text{bzw.} & \end{aligned} \quad (2.2.-58)$$

$$t_{w,1} = t_{F,1} - \dot{q}_{R,1} \frac{\ln \frac{r_{D,1}}{r_{R,1}}}{2\pi\lambda_{D,1}}$$

$$\dot{q}_{R,2} = \frac{2\pi\lambda_{D,2}}{\ln \frac{r_{D,2}}{r_{R,2}}} (t_{F,2} - t_{W,2})$$

bzw.

$$t_{W,2} = t_{F,2} - \dot{q}_{R,2} \frac{\ln \frac{r_{D,2}}{r_{R,2}}}{2\pi\lambda_{D,2}} \quad (2.2.-59)$$

Die Verknüpfung der Gln. (2.2.-51), (2.2.-52), (2.2.-56) bis (2.2.-59) führt schließlich zur Berechnung der Wärmeverlustströme. Nachfolgend werden die erforderlichen Gleichungen zusammengestellt:

Abkürzungen

$$\bar{a} = \ln \frac{l}{2\pi r_{D,1}} - \frac{\pi}{l} G_1 + \sum + \frac{\lambda}{\lambda_{D,1}} \ln \frac{r_{D,1}}{r_{R,1}}$$

$$\bar{b} = \ln \frac{l}{2\pi r_{D,2}} - \frac{\pi}{l} G_1 + \sum + \frac{\lambda}{\lambda_{D,2}} \ln \frac{r_{D,2}}{r_{R,2}}$$

$$\bar{c} = \frac{1}{2} \ln \left(1 + \left(\frac{2h_i}{a} \right)^2 \right) + \ln \frac{l}{4\pi h_i} - \sum_1 - \frac{\pi}{l} G_1 + \sum_2$$

$$\sum = \sum_{s=1}^{\infty} \frac{1}{s} (g_a + g_i)$$

$$\sum_1 = \sum_{s=1}^{\infty} \frac{1}{s} e^{-\frac{4\pi h_i s}{l}}$$

$$\sum_2 = \sum_{s=1}^{\infty} \cos \left(\frac{2\pi s}{l} a \right) \frac{1}{s} \left(e^{-\frac{4\pi h_i s}{l}} + g_a + g_i \right)$$

$$\vartheta_{F,1} = t_{F,1} - \frac{\bar{x}_i t_{U,i} + \bar{x}_a t_{U,a}}{\bar{x}_i + \bar{x}_a}$$

$$\vartheta_{F,2} = t_{F,2} - \frac{\bar{x}_i t_{U,i} + \bar{x}_a t_{U,a}}{\bar{x}_i + \bar{x}_a}$$

Weiter gelten die unter Gl. (2.2.-45) zusammengefaßten Definitionen.

Gleichungssystem

$$A\bar{a} + B\bar{c} = \vartheta_{F,1} \quad (2.2.-60)$$

$$A\bar{c} + B\bar{b} = \vartheta_{F,2} \quad (2.2.-61)$$

Lösung

$$A = \frac{\vartheta_{F,1}\bar{b} - \vartheta_{F,2}\bar{c}}{\bar{a}\bar{b} - \bar{c}^2} = \frac{\dot{q}_{R,1}}{2\pi\lambda} \quad (2.2.-62)$$

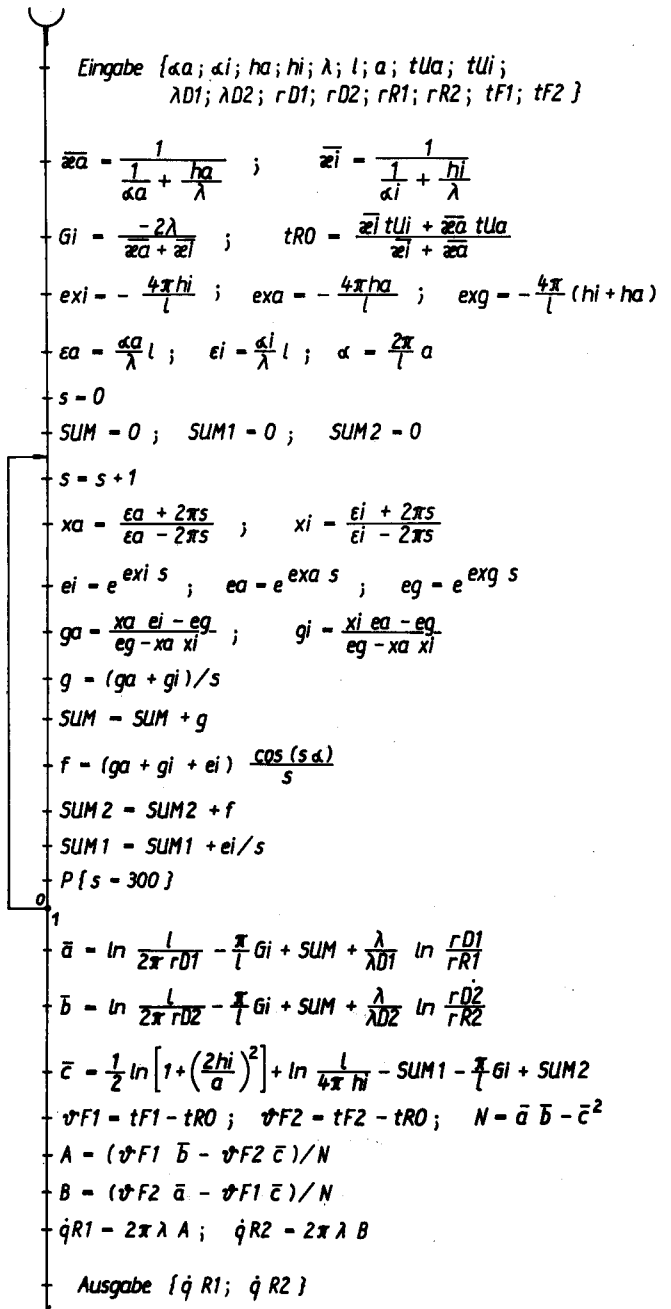
$$B = \frac{\vartheta_{F,2}\bar{a} - \vartheta_{F,1}\bar{c}}{\bar{a}\bar{b} - \bar{c}^2} = \frac{\dot{q}_{R,2}}{2\pi\lambda} \quad (2.2.-63)$$

Die Berechnung kann mit einem programmierbaren Taschenrechner durchgeführt werden. Grundlage dafür ist das Flußbild 2.2.-2.

Beispiel 3

Ein Rohrleitungspaar mit den Daten (Bezeichnungen entsprechen Bild 2.2.-17)

$$\begin{aligned} r_{R,1} &= 0,10 \text{ m}; & r_{D,1} &= 0,22 \text{ m}; & \lambda_{D,1} &= 0,047 \text{ W/m K}; \\ t_{F,1} &= 130 \text{ }^\circ\text{C} \\ r_{R,2} &= 0,10 \text{ m}; & r_{D,2} &= 0,20 \text{ m}; & \lambda_{D,2} &= 0,047 \text{ W/m K}; \\ t_{F,2} &= 70 \text{ }^\circ\text{C} \end{aligned}$$



Flußbild 2.2.-2

Spezifische Wärmeverlustströme zwei parallelliegender Rohrleitungen (QVER)

Ausgehend von den geometrischen und wärmetechnischen Daten, die in den Bildern 2.2.-17 und 2.2.-19 gekennzeichnet sind, lassen sich die Wärmeverlustströme pro Meter \dot{q}_{R1} und \dot{q}_{R2} für die wärmeisolierten Rohre 1 und 2 ausrechnen.

Einheiten: Temperaturen in $^\circ\text{C}$; Wärmeübergangskoeffizienten in $\text{W/m}^2 \text{K}$; Wärmeleitkoeffizienten in W/m K ; Längen, Radien und Tiefen in m; spezifische Wärmeverlustströme in W/m .

ist im Erdreich in einer Tiefe von $h_i = 2 \text{ m}$ und im gegenseitigen Abstand von $a = 0,64 \text{ m}$ verlegt. Die Grundwassertiefe beträgt 5 m ($h_a = 3 \text{ m}$). Weiterhin sollen die Annahmen gelten

$$\begin{aligned} \alpha_a &= 10000 \text{ W/m}^2 \text{K}; & \alpha_i &= 23 \text{ W/m}^2 \text{K}; \\ \lambda &= 1,2 \text{ W/m K} \\ t_{U,a} &= 10 \text{ }^\circ\text{C}; & t_{U,i} &= 0 \text{ }^\circ\text{C}; & l &= 100 \text{ m}. \end{aligned}$$

Es sind die Wärmeverlustströme pro Meter für die beiden Rohrleitungen zu bestimmen (Fall 1).

Weiterhin interessiert die Wärmeabgabe der Rohre 1 und 2, wenn diese jeweils allein verlegt sind (Fall 2 und

Fall 3). Die Berechnung soll aber mit dem Algorithmus für ein Rohrpaar erfolgen. Ein Fall 4 soll die Wärmeverlustströme für zwei gleiche Rohrleitungen vom Typ des Rohres 1 betrachten.

Die Ergebnisse sind den Werten für ein Einzelrohr gemäß Tabelle 2.2.-2 gegenüberzustellen.

In einem weiteren Aufgabenteil sollen die Wärmeströme des erstgenannten Rohrpaars bei Halbierung der Dämmschichtdicke und Variierung der Verlegetiefe (bei gleicher Grundwassertiefe) ermittelt werden.

Lösung

Mit Hilfe eines programmierbaren Taschenrechners wurden auf der Grundlage des Flußbildes 2.2.-2 folgende Ergebnisse ermittelt:

Fall	$\dot{q}_{R,1}$ W/m	$\dot{q}_{R,2}$ W/m
1	40,2	21,2
2	41,7	0,0
3	0,0	24,3
4	39,0	39,0

Um mit dem Algorithmus für ein Rohrpaar auch die Wärmeverlustströme für Einzelrohre berechnen zu können, wurden für die fiktiven Nachbarrohre

$$r_R = 10^{-6} \text{ m}; \quad r_D = 0,01 \text{ m}; \quad \lambda_D = 10^{-12} \text{ W/m K}$$

gesetzt.

In Tabelle 2.2.-2 findet man für die Einzelleitung (Rohr 1) den Wert

$$\dot{q}_R = 41,7 \text{ W/m}.$$

Es besteht also Übereinstimmung mit Fall 2.

Die Wärmeabgabe von Einzelrohren ist stets größer als bei paarweiser Verlegung.

Die Halbierung der Dämmdicken führt zu den Ausgangswerten

$$r_{D,1} = 0,16 \text{ m}; \quad r_{D,2} = 0,15 \text{ m}$$

und in Abhängigkeit der Verlegetiefen zu den Ergebnissen:

h_i m	h_a m	$\dot{q}_{R,1}$ W/m	$\dot{q}_{R,2}$ W/m
2	3	60,3	30,0
1,5	3,5	61,6	31,5
1	4	63,8	33,9
2	3	63,5	0,0 (Einzelrohr)
2	3	0,0	37,2 (Einzelrohr)

Die Unterschiede der Wärmeverlustströme von Einzelrohren und Rohrpaaren wachsen logischerweise mit abnehmender Dämmdicke.

Allgemeingültige Aussagen können aus den Ergebnissen der Beispielrechnung nicht gewonnen werden, da sich

die zahlreichen Einflußfaktoren sehr unterschiedlich auswirken.

Jeder spezielle Fall ist erneut zu berechnen. Der Programmablauf gestaltet sich absolut problemlos.

2.3. Pauschale Ermittlung der Temperaturänderungen in Netzen

2.3.1. Temperaturänderungsfunktion bei konstantem Massedurchsatz

Mit relativ einfachen Mitteln ist die Änderung der Vorlauftemperatur oder der Rücklauftemperatur der Abnehmer im Netz zu verfolgen und die Gesamt-Rücklauftemperatur am Eintritt des Wasserwärmers als Zeitfunktion zu bestimmen. Hinweise werden auch in [9] gegeben. Voraussetzungen sind allerdings konstante Masseströme und Temperaturabfälle an den Abnehmerpunkten.

Die Berechnungsmöglichkeiten für das Netz werden an der Netzgrafik Bild 2.3.-1 erläutert.

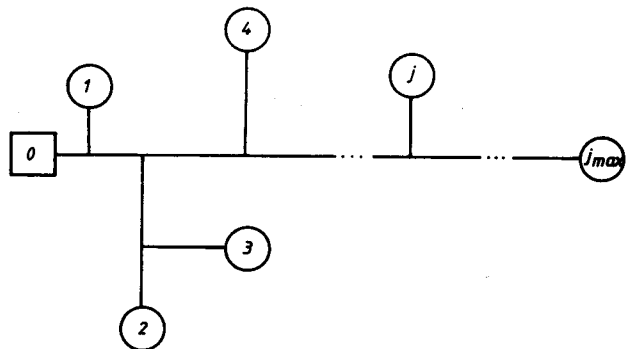


Bild 2.3.-1
Allgemeingültige Netzgrafik

Ändert sich die Vorlauftemperatur am Austritt des Wassererwärmers zur Zeit $\tau = 0$ von t_V^0 auf t_V' , so macht sich diese Veränderung erst nach der Zeit $\Delta\tau_1$ am Abnehmer 1, nach der Zeit $\Delta\tau_j$ am Abnehmer j usw. bemerkbar. Die Transportzeiten sind durch Gl. (2.1.-1) definiert. Entsprechend der Linearisierung der Abnahme (Bild 2.1.-1) würde der erste Abnehmer, der natürlich nicht mit $j = 1$ identisch sein muß, zur Zeit τ_1 erreicht und der letzte zur Zeit $\tau_1 + \Delta\tau_N$. Bei einem konstanten Temperaturabfall von Δt_A an jedem Abnehmer ergibt sich die Rücklauftemperatur zu

$$t_R^0 = t_V^0 - \Delta t_A \quad \text{oder} \quad t_R' = t_V' - \Delta t_A. \quad (2.3.-1)$$

Durch Mischung entsteht die Gesamt-Rücklauftemperatur t_R . Entsprechend der Enthalpiebilanz gilt

$$c\dot{m}_{\text{ges}} t_R = c\dot{m}' t_R' + c(\dot{m}_{\text{ges}} - \dot{m}) t_R^0. \quad (2.3.-2)$$

Dabei ist $\dot{m} = \dot{m}(\tau)$ die Massestromfunktion nach Abschnitt 2.1.1. Substituiert man Gl. (2.3.-1) in Gl. (2.3.-2), so folgt

$$c\dot{m}_{\text{ges}} t_R = c\dot{m}(t_V' - \Delta t_A) + c(\dot{m}_{\text{ges}} - \dot{m})(t_V^0 - \Delta t_A). \quad (2.3.-3)$$

Unter der Annahme, daß die Massestromfunktion eine lineare Abhängigkeit der Zeit darstellt, liefert das Einsetzen der Gl. (2.1.-9) die Rücklauftemperatur

$$t_R = \frac{t'_V - t''_V}{2 \Delta\tau_N} (\tau - 2\tau_i) + t''_V - \Delta t_A. \quad (2.3.-4)$$

Diese Gleichung gilt im Zeitintervall von $2\tau_i$ bis $2(\tau_i + \Delta\tau_N)$ einschließlich dieser Grenzen. Außerhalb des Zeitraumes sind die Rücklauftemperaturen aller Abnehmer gleich

$$\begin{aligned} t_R &= t''_V - \Delta t_A \quad \text{für } \tau < 2\tau_i \\ t_R &= t'_V - \Delta t_A \quad \text{für } \tau > 2(\tau_i + \Delta\tau_N). \end{aligned}$$

Komplizierter ist die Ermittlung der Rücklauftemperatur, wenn die Änderung der Vorlauftemperatur in kürzeren Zeitabständen als die maximale Transportzeit $2 \Delta\tau_N$ erfolgt. Gl. (2.3.-3) kann modifiziert geschrieben werden

$$cm_{ges} t_R = cm'(t'_V - \Delta t_A) + cm''(t''_V - \Delta t_A) + \dots + cm^0(t''_V - \Delta t_A). \quad (2.3.-5)$$

Dabei sind m' , m'' usw. die jeweils mit t'_V , t''_V usw. behafteten, aktuellen Massestromanteile ($m' = m'(\tau)$; $m'' = m''(\tau)$), wobei ($m^0 + m' + m'' + \dots$) zu jedem Betrachtungszeitpunkt gleich m_{ges} sein muß. Somit kann auch

$$t_R = \mu' t'_V + \mu'' t''_V + \dots + \mu^0 t''_V - \Delta t_A \quad (2.3.-6)$$

mit den dimensionslosen Massestromanteilen

$$\mu' = \frac{m'}{m_{ges}}; \quad \mu'' = \frac{m''}{m_{ges}} \quad \text{usw.}$$

geschrieben werden. Die μ -Werte lassen sich mit der Gl. (2.1.-9) als Zeitfunktion beschreiben. Dabei ist aber die Definition der Zeitkoordinate zu beachten, die bei jeder Änderung t''_V zu t'_V , t'_V zu t''_V usw. für die Berechnung des Massestromanteils mit $\tau = 0$ beginnt. Am einfachsten wird die Ermittlung der Anteile grafisch vorgenommen (vgl. 2.3.2., Beispiel 1).

Ein weiteres Problem ist die Bestimmung der Rücklauftemperatur bei konstanter Vorlauftemperatur, aber gleichzeitiger und gleichmäßiger Änderung der Temperatur am Abnehmeraustritt von t''_R auf t'_R . Für eine einmalige Änderung gilt

$$cm_{ges} t_R = cm' t'_R + c(m_{ges} - m) t''_R. \quad (2.3.-7)$$

und nach Substitution der Gl. (2.1.-8) für $\tau_i < \tau < \tau_i + \Delta\tau_N$

$$t_R = \frac{t'_R - t''_R}{\Delta\tau_N} (\tau - \tau_i) + t''_R. \quad (2.3.-8)$$

Bei sich überlagernden Änderungen der Rücklauftemperatur gilt analog zu Gl. (2.3.-6)

$$t_R = \mu' t'_R + \mu'' t''_R + \dots + \mu^0 t''_R. \quad (2.3.-9)$$

Die dimensionslosen Massestromanteile sind entsprechend Gl. (2.1.-8) zu bestimmen.

Die Gln. (2.3.-6) und (2.3.-9) gelten auch für nichtlineare Massestromfunktionen. Die partiellen Werte μ' , μ'' , ..., μ^0 sind dann beispielsweise einer Grafik zu entnehmen, in der die Massestromkurven $\dot{m} = \dot{m}(\tau) -$ jeweils äqui-

distant um die Zeitintervalle $\Delta\tau^*$, $\Delta\tau^{**}$ usw. verschoben — eingetragen sind. Die genannten Zeitintervalle stellen die Abstände zwischen den aufeinanderfolgenden Temperatursprüngen der Vorlauf- bzw. Rücklauftemperaturen dar.

Abschließend werden noch die Vorgänge gleitender Temperaturänderung bei weiterhin konstantem Massestrom betrachtet. Zur Lösung gibt es verschiedene Möglichkeiten. Am einfachsten ist eine grafisch-rechnerische Methode. Der vorhandene Temperaturverlauf $t = t(\tau)$ wird in diskrete Schritte zerlegt und die am Eintritt des Wärmebereitstellers vorliegende Temperatur auf der Grundlage der Gln. (2.3.-6) oder (2.3.-9) ermittelt. Der Lösungsweg ist dem Beispiel 1 in Abschnitt 2.3.2. nach dem Festlegen der Temperaturschritte völlig analog. Weiterhin kann die Lösung auf analytische Weise erfolgen. Bild 2.3.-2 zeigt den Verlauf der Vorlauftemperatur als Zeitfunktion $t_V = t_V(\tau)$. Zur Zeit τ soll die Rücklauftemperatur am Eintritt des Wassererwärmers

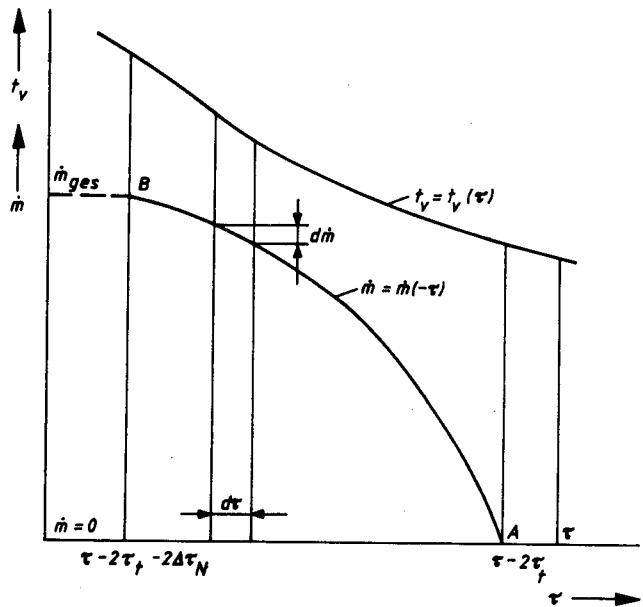


Bild 2.3.-2
Vorlauftemperatur- und Massestromfunktion

bei stets konstantem Temperaturabfall am Abnehmer $\Delta\tau_A$ ermittelt werden. Diese ergibt sich als Mischtemperatur verschiedener Austrittstemperaturen ($t_V(\tau) - \Delta t_A$). Das Rücklaufwasser der nächstgelegenen Abnehmer kommt mit der Temperatur $t_V(\tau - 2\tau_i) - \Delta t_A$, das der entferntesten Abnehmer mit $t_V(\tau - 2\tau_i - 2 \Delta\tau_N) - \Delta t_A$ an. Die Masseanteile folgen aus der Massestromfunktion $\dot{m} = \dot{m}(\tau)$, die im Bild 2.3.-2 zwischen den Punkten A und B als $\dot{m} = \dot{m}(-\tau)$ aufgetragen ist. Der integrale Mittelwert ergibt

$$t_R = \frac{1}{m_{ges}} \int_0^{m_{ges}} t_V(\tau) dm - \Delta t_A \quad (2.3.-10)$$

bzw. mit $d\dot{m} = f'(-\tau) d\tau$

$$t_R = \frac{1}{m_{ges}} \int_{\tau - 2\tau_i}^{\tau - 2\tau_i - 2\Delta\tau_N} t_V(\tau) f'(-\tau) d\tau - \Delta t_A. \quad (2.3.-11)$$

Bei einer Massestromfunktion [Gl. (2.1.-9)]

$\dot{m} = \dot{m}_{\text{ges}}(\tau - 2\tau_i)/(2 \Delta\tau_N)$ gilt für

$$f'(-\tau) = -\dot{m}_{\text{ges}}/2 \Delta\tau_N, \quad (2.3.-12)$$

und damit wird Gl. (2.3.-11)

$$t_R = \frac{1}{2\Delta\tau_N} \int_{\tau-2\tau_i-2\Delta\tau_N}^{\tau-2\tau_i} t_V(\tau) d\tau - \Delta t_A. \quad (2.3.-13)$$

Besonders einfach läßt sich das Integral lösen, wenn die Temperaturfunktion ebenfalls linear ist. Mit $t_V(\tau) = a + b\tau$ gilt für Gl. (2.3.-13)

$$\begin{aligned} t_R &= \frac{1}{2\Delta\tau_N} \left(a\tau + b \frac{\tau^2}{2} \right) \Big|_{\tau-2\tau_i-2\Delta\tau_N}^{\tau-2\tau_i} - \Delta t_A \\ &= a + b(\tau - 2\tau_i - \Delta\tau_N) - \Delta t_A. \end{aligned} \quad (2.3.-14)$$

Besteht die Temperaturkurve aus verschiedenen Funktionen mit aneinandergereihten Gültigkeitsbereichen oder enthält die stetige Funktion singuläre Punkte, dann ist die in Gl. (2.3.-13) enthaltene Funktion abschnittsweise zu integrieren. Es gilt dann beispielsweise bei drei Kurvenabschnitten mit zwei Knickpunkten bei τ^* und τ^{**} für einen Integrationsbereich von $(\tau - 2\tau_i - 2\Delta\tau_N)$ bis $(\tau - 2\tau_i)$, der die Knickpunkte τ^* und τ^{**} einschließt,

$$\begin{aligned} t_R &= \frac{1}{2\Delta\tau_N} \left[\int_{\tau-2\tau_i-2\Delta\tau_N}^{\tau^*} t_{V,1}(\tau) d\tau + \int_{\tau^*}^{\tau^{**}} t_{V,2}(\tau) d\tau \right. \\ &\quad \left. + \int_{\tau^{**}}^{\tau-2\tau_i} t_{V,3}(\tau) d\tau \right] - \Delta t_A. \end{aligned} \quad (2.3.-15)$$

Ausgehend von Gl. (2.3.-15), kann man z. B. auch die Rücklaufemperatur bei sprunghafter Änderung der Vorlaufemperatur von t_V^0 auf t_V' zum Zeitpunkt τ^* berechnen. Es ergeben sich

$$\begin{aligned} t_R &= \frac{1}{2\Delta\tau_N} \left[\int_{\tau-2\tau_i-2\Delta\tau_N}^{\tau^*} t_V^0 d\tau + \int_{\tau^*}^{\tau-2\tau_i} t_V' d\tau \right] - \Delta t_A \\ t_R &= t_V^0 \frac{\tau^* - \tau + 2\tau_i + 2\Delta\tau_N}{2\Delta\tau_N} + t_V' \frac{\tau - 2\tau_i - \tau^*}{2\Delta\tau_N} - \Delta t_A. \end{aligned} \quad (2.3.-16)$$

Erfolgte der Temperatursprung zur Zeit $\tau^* = 0$, so ergibt sich die früher bereits abgeleitete Berechnungsgleichung (2.3.-4).

Sollen Temperaturänderungen am Austritt der Abnehmer bis zum Eintritt in den Wärmebereitsteller verfolgt werden, so ändern sich der Integrand und — wegen der kürzeren Transportzeit — auch die Integrationsgrenzen. Analog zu den Gln. (2.3.-13) und (2.3.-15) gelten

$$t_R = \frac{1}{\Delta\tau_N} \int_{\tau-\tau_i-\Delta\tau_N}^{\tau-\tau_i} t_R(\tau) d\tau \quad (2.3.-17)$$

bzw. bei einem über die Knickpunkte hinausreichenden Integrationsbereich

$$\begin{aligned} t_R &= \frac{1}{\Delta\tau_N} \left[\int_{\tau-\tau_i-\Delta\tau_N}^{\tau^*} t_{R,1}(\tau) d\tau + \int_{\tau^*}^{\tau^{**}} t_{R,2}(\tau) d\tau \right. \\ &\quad \left. + \int_{\tau^{**}}^{\tau-\tau_i} t_{R,3}(\tau) d\tau \right]. \end{aligned} \quad (2.3.-18)$$

Eine ausführliche Darstellung wird im Beispiel 3 in Abschnitt 2.3.2. gegeben; dabei wird auch deutlich, welche Integrationsgrenzen in den Gln. (2.3.-15) und (2.3.-18) in Abhängigkeit von der Zeitkoordinate τ einzusetzen sind.

2.3.2. Beispiele

Beispiel 1

Das Netz in Beispiel 2.1.2. wird mit konstantem Masse-durchsatz und den folgenden Vorlauftemperaturen gefahren:

Zeit	Temperatur
... 7.15	$t_V^0 = 120^\circ\text{C}$
7.15 ... 7.30	$t_V' = 110^\circ\text{C}$
7.30 ...	$t_V'' = 100^\circ\text{C}$

Die Temperaturspreizung betrage für die genannten Betriebsbereiche stets $\Delta t_A = 60\text{K}$.

Es ist die Rücklaufemperatur t_R , die am Eintritt des Wassererwärmers ankommt, zu ermitteln.

Lösung

Zunächst werden die μ -Werte als Zeitfunktionen unter Verwendung der Gl. (2.1.-9) und des Beispiels 2.1.2. ermittelt. Es gilt

$$\mu = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{\text{ges}}} = \frac{\tau - 2\tau_i}{2\Delta\tau_N} = \frac{\tau - 2 \cdot 60}{2 \cdot 922}$$

mit τ in s. Dies bedeutet, daß eine Änderung der Vorlauf-temperatur nach $2\tau_i = 120\text{s} \cong 0,03\text{h}$ am Wassererwärmereintritt bemerkt wird und daß nach $2(\tau_i + \Delta\tau_N) = 1964\text{s} \cong 0,55\text{h}$ die Reaktion beendet ist. Da der Zusammenhang linear ist, kann die im Bild 2.3.-3 gezeigte Grafik aufgestellt werden.

Zuerst sind die Anfangs- und Endpunkte der Massestromfunktionen μ' und μ'' zu markieren. Sie liegen um jeweils $2\tau_i$ bzw. $2(\tau_i + \Delta\tau_N)$ zum Zeitpunkt, an dem die Änderung der Vorlaufemperatur erfolgte, versetzt. Die Verbindung der Punkte liefert die zwei parallelen Geraden μ' und μ'' . Die jeweils gültigen Abschnitte μ' , μ'' und μ^0 sind eingetragen. Mit Kenntnis dieser Werte kann nach Gl. (2.3.-6) der Verlauf der Rücklaufemperatur ermittelt werden. So gilt beispielsweise für 7.42 Uhr

$$\begin{aligned} t_R &= (0,48 \cdot 110 + 0,32 \cdot 100 + 0,20 \cdot 120)^\circ\text{C} - 60\text{K} \\ &= 48,8^\circ\text{C}. \end{aligned}$$

Zur Berechnung des gesamten Temperaturverlaufs sind notwendigerweise lediglich die Knickpunkte zu betrachten.

Man kann den Kurvenzug auch rein grafisch ermitteln, indem gemäß Bild 2.3.-3 die Temperaturkurve a zwischen

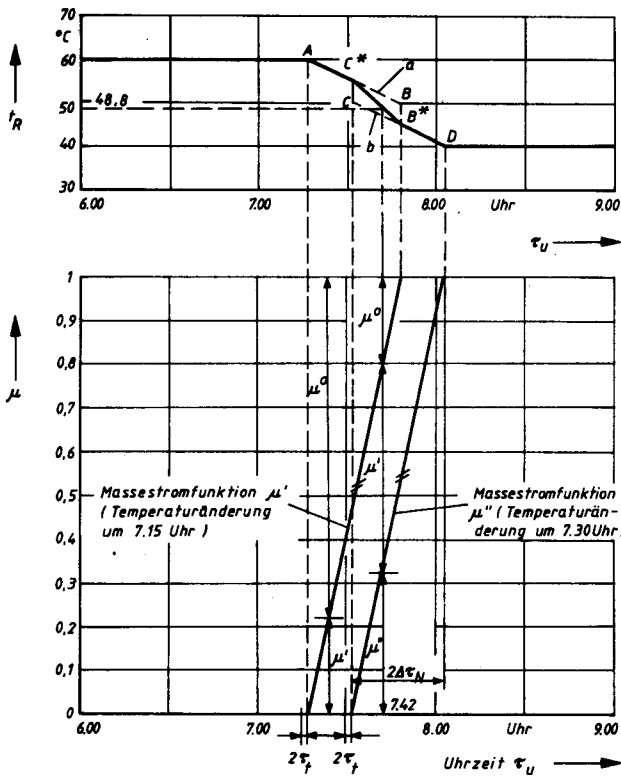


Bild 2.3.-3
Grafische Ermittlung des zeitlichen Verlaufs der Rücklaufftemperatur

60 und 50 °C so bestimmt wird, als ob eine weitere Temperaturänderung nicht folgt. Die Knickpunkte A und B können aus dem μ, τ_U -Schaubild hochgelotet werden. Anschließend wird die Temperaturkurve b zwischen 50 und 40 °C entwickelt, ohne die vorherige Temperaturänderung zu beachten, indem ebenfalls die Punkte C und D aus der unteren Grafik entnommen werden. Zwischen C* und B ist die Kurve a und zwischen C und B* die Kurve b nur fiktiv vorhanden, da zwischen C* und B* beide Vorlauftemperaturänderungen gleichzeitig die Rücklaufftemperatur beeinflussen. Wegen der linearen Änderungen von μ' und μ'' kann die Kurve t_R auch nur aus Geraden bestehen, so daß der Linienzug im Bild 2.3.-3 oben zwischen C* und B* durch eine Gerade zu schließen ist. Der Vergleich der rechnerischen Temperatur von $t_R = 48,8$ °C um 7.42 Uhr mit dem Diagramm zeigt Übereinstimmung.

Beispiel 2

Es wird wiederum das Netz in Beispiel 2.1.2. zugrunde gelegt und konstanter Massedurchsatz vorausgesetzt. Zur Zeit $\tau = 0$ wird die Austrittstemperatur der Abnehmer von 60 auf 70 °C erhöht. Die Temperaturkurve am Eintritt in den Wassererwärmer ist analytisch zu beschreiben.

Lösung

Nach Gl. (2.3.-8) und den Ergebnissen des Beispiels 2.1.2. gilt

$$t_R = \frac{70 - 60}{922} (\tau - 60) \text{ K} + 60 \text{ °C}$$

für

$$60 \text{ s} < \tau < 982 \text{ s}.$$

Weiterhin sind außerhalb der Unter- und Obergrenze

$$\begin{aligned} \tau < 60 \text{ s}; & \quad t_R = 60 \text{ °C} \\ \tau > 982 \text{ s}; & \quad t_R = 70 \text{ °C}. \end{aligned}$$

Beispiel 3

Die Abnehmer eines Netzes haben außentemperaturabhängige Steuerungen. Da die Heizungssysteme untereinander ähnlich sind, kann näherungsweise angenommen werden, daß sich die Abnehmeraustrittstemperaturen gleichzeitig und auch quantitativ gleich ändern. So sollen die Rücklaufftemperaturen bis 10.00 Uhr $t_{R,1} = 60$ °C und ab 13.00 Uhr $t_{R,3} = 44$ °C betragen; in der Zwischenzeit erfolgte ein linearer Temperaturabfall. Die in einer zentralen Wärmeübertragerstation ankommende Rücklaufftemperatur ist in Abhängigkeit von der Zeit zu ermitteln, wenn die Massestromfunktion

$$\mu = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{\text{ges}}} = \frac{\tau - 300}{2400} \quad \text{mit } \tau \text{ in s}$$

gilt ($\tau_1 = 0,08 \text{ h}$; $\Delta\tau_N = 0,67 \text{ h}$).

Lösung

Die Aufgabe soll zunächst rein analytisch auf der Grundlage der Gl. (2.3.-18) gelöst werden. Es gelten folgende Fundamentalwerte:

$$\begin{aligned} \tau &= 0 \quad \text{um } 0.00 \text{ Uhr} \\ \tau^* &= 10 \text{ h} \\ \tau^{**} &= 13 \text{ h} \\ t_{R,1} &= 60 \text{ °C} = \text{const. für } \tau^* < 10 \text{ h} \\ t_{R,3} &= 44 \text{ °C} = \text{const. für } \tau^{**} > 13 \text{ h} \end{aligned}$$

$$t_{R,2} = \left[\frac{44 - 60}{(13 - 10)} (\tau - 10) + 60 \right] \text{ °C}$$

$$t_{R,2} = 113,33 \text{ °C} - 5,33\tau \text{ K für } 10 \text{ h} < \tau < 13 \text{ h}$$

$$\begin{aligned} \text{Integrationsgrenzen: } \tau - \tau_1 - \Delta\tau_N &= \tau - 0,75 \text{ h} = \tau^0 \\ \tau - \tau_1 &= \tau - 0,08 \text{ h} = \tau^{00} \end{aligned}$$

Liegen τ^* oder τ^{**} innerhalb dieser Werte, so sind die entsprechenden Teilintegrale unter Beachtung dieser Zwischengrenzen zu bilden.

Für die in Gl. (2.3.-18) aufgeführten Integrale ergeben sich:

1. $\int_{\tau'}^{\tau''} 60 \text{ d}\tau = 60(\tau'' - \tau') \text{ K h}$
2. $\int_{\tau''}^{\tau'''} (113,33 - 5,33\tau) \text{ d}\tau = [133,33(\tau''' - \tau'') - 2,67(\tau'''^2 - \tau''^2)] \text{ K h}$
3. $\int_{\tau'''}^{\tau''''} 44 \text{ d}\tau = 44(\tau'''' - \tau''') \text{ K h}.$

Welche Integrale auszuwerten sind, verdeutlicht Bild 2.3.-4. Im einzelnen gelten:

$$\begin{aligned} \tau^0, \tau^{00} < \tau^*: & \quad \text{nur 1. Integral auswerten} & \quad \tau' = \tau^0; \tau'' = \tau^{00} \\ \tau^* < \tau^0, \tau^{00} < \tau^{**}: & \quad \text{nur 2. Integral auswerten} & \quad \tau'' = \tau^0; \tau''' = \tau^{00} \\ \tau^0, \tau^{00} > \tau^{**}: & \quad \text{nur 3. Integral auswerten} & \quad \tau''' = \tau^0; \tau'''' = \tau^{00} \end{aligned}$$

1. und 2. Integral auswerten $\tau' = \tau^0; \tau'' = \tau^*$;
 $\tau''' = \tau^{00}$

$$\left. \begin{matrix} \tau^* < \tau^0 < \tau^{**} \\ \tau^{00} > \tau^{**} \end{matrix} \right\} :$$

2. und 3. Integral auswerten $\tau'' = \tau^0; \tau''' = \tau^{**}$;
 $\tau'''' = \tau^{00}$

Dieses Beispiel ist im Bild 2.3.-4 eingetragen.

$$\left. \begin{matrix} \tau^0 < \tau^* \\ \tau^{00} > \tau^{**} \end{matrix} \right\} :$$

1., 2. und 3. Integral auswerten $\tau' = \tau^0; \tau'' = \tau^*$;
 $\tau''' = \tau^{**}; \tau'''' = \tau^{00}$

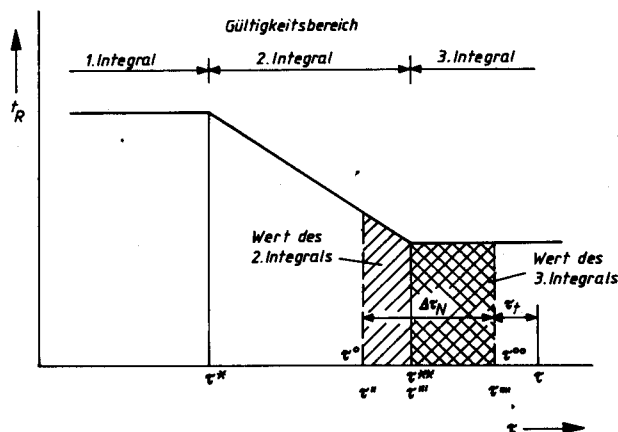


Bild 2.3.-4
 Schema für die auszuwertenden Integrale

Die Rücklauftemperaturen nach Gl. (2.3.-18) werden punktwise tabellarisch (Tabelle 2.3.-1) berechnet. Die Ergebnisse sind im Bild 2.3.-5 aufgezeichnet.

Anmerkung
 Anstelle der Integration wäre auch die Flächenermittlung z. B. durch Planimetrieren möglich.

2.3.3. Temperaturänderungsfunktion bei variablem Massedurchsatz

Erfolgen die Massestromänderungen an allen Abnehmern gleichzeitig und stets verhältnismäßig, dann können die in den Abschnitten 2.3.1. und 2.3.2. vorgestellten Lösungen in modifizierter Form angewendet werden. Die Gln. (2.3.-6) und (2.3.-9) gelten weiterhin, wobei lediglich die Ermittlung der dimensionslosen Massestromanteile μ neu festzulegen ist. Die Gln. (2.1.-8) und (2.1.-9), die lineare Massestromfunktionen beschreiben, gelten nur für ein begrenztes Intervall, welches

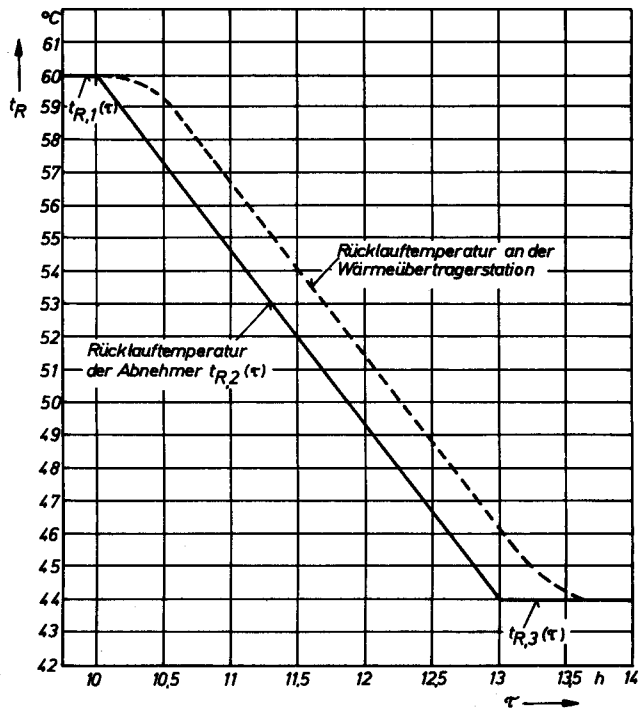


Bild 2.3.-5
 Zeitliche Verläufe der Rücklauftemperaturen

kleiner als die Zeitverschiebung im Netz ($2 \Delta\tau_N$ oder $\Delta\tau_N$) ist. Sie lauten bei Veränderungen, die das gesamte System (Vor- und Rücklauf) betreffen

$$\mu_1 = \frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_{ges,1}} = \frac{\tau - 2\tau_{t,1}}{2 \Delta\tau_{N,1}} \quad (2.3.-19)$$

und bei begrenzter Beeinflussung (Vor- oder Rücklauf)

$$\mu_1 = \frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_{ges,1}} = \frac{\tau - \tau_{t,1}}{\Delta\tau_{N,1}} \quad (2.3.-20)$$

Zur Zeit des Temperatursprungs sei $\tau = 0$. Ändern sich die Masseströme zum Zeitpunkt $\tau = \tau^+$ verhältnismäßig von $\dot{m}_{ges,1}$ auf $\dot{m}_{ges,2}$, dann ergeben sich damit auch neue Zeitverschiebungen im Netz:

$$\tau_{t,2} = \tau_{t,1} \frac{\dot{m}_{ges,1}}{\dot{m}_{ges,2}}; \quad \Delta\tau_{N,2} = \Delta\tau_{N,1} \frac{\dot{m}_{ges,1}}{\dot{m}_{ges,2}} \quad (2.3.-21)$$

Die Massestromfunktion steigt dann mit $(2 \Delta\tau_{N,2})^{-1}$ bzw. $(\Delta\tau_{N,2})^{-1}$ an, so daß für $\tau \geq \tau^+$ gelten:

$$\mu_2 = \frac{\tau^+ - 2\tau_{t,1}}{2 \Delta\tau_{N,1}} + \frac{\tau - \tau^+}{2 \Delta\tau_{N,2}} \quad (2.3.-22)$$

Tabelle 2.3.-1 Zeitbezogene Auswertung der Integrale

Zeit τ h	Integrationsgrenzen		Spezielle Grenzen				Werte der Integrale			Summe K h	t_R °C
	τ^0 h	τ^{00} h	τ' h	τ'' h	τ''' h	τ'''' h	1. K h	2. K h	3. K h		
10	9,25	9,92	9,25	9,92	—	—	40,20	—	—	40,20	60,0
10,5	9,75	10,42	9,75	10,00	10,42	—	15,00	24,70	—	39,70	59,3
11	10,25	10,92	—	10,25	10,92	—	—	38,06	—	38,06	56,8
11,5	10,75	11,42	—	10,75	11,42	—	—	36,27	—	36,27	54,1
12	11,25	11,92	—	11,25	11,92	—	—	34,48	—	34,48	51,5
12,5	11,75	12,42	—	11,75	12,42	—	—	32,69	—	32,69	48,8
13	12,25	12,92	—	12,25	12,92	—	—	30,90	—	30,90	46,1
13,5	12,75	13,42	—	12,75	13,00	13,42	—	11,14	18,48	29,62	44,2
14	13,25	13,92	—	—	13,25	13,92	—	—	29,48	29,48	44,0

bzw.

$$\mu_2 = \frac{\tau^+ - \tau_{t,1}}{\Delta\tau_{N,1}} + \frac{\tau - \tau^+}{\Delta\tau_{N,2}} \quad (2.3.-23)$$

Tritt zur Zeit $\tau = \tau^{++}$ eine erneute Massestromänderung auf, dann ergeben sich analog zu den vorhergehenden Gleichungen

$$\mu_3 = \frac{\tau^+ - 2\tau_{t,1}}{2\Delta\tau_{N,1}} + \frac{\tau^{++} - \tau^+}{2\Delta\tau_{N,2}} + \frac{\tau - \tau^{++}}{2\Delta\tau_{N,3}} \quad (2.3.-24)$$

und

$$\mu_3 = \frac{\tau^+ - \tau_{t,1}}{\Delta\tau_{N,1}} + \frac{\tau^{++} - \tau^+}{\Delta\tau_{N,2}} + \frac{\tau - \tau^{++}}{\Delta\tau_{N,3}} \quad (2.3.-25)$$

Erfolgt zu einem weiteren Zeitpunkt ein Temperatursprung, so wird zweckmäßigerweise von da aus die Zeitkoordinate neu gezählt. Die abgeleiteten Gleichungen (2.3.-19) bis (2.3.-25) gelten dann gleichermaßen. Die Überlagerung der Änderungsfunktionen wird im nachfolgenden Beispiel gezeigt.

2.3.4. Beispiel

Ein Netz wird infolge einer annähernd synchronen Steuerung in den Abnehmerstationen mengen- und temperaturvariabel betrieben. Die realen Fahrkurven können durch die im Bild 2.3.-6 dargestellten Treppenkurven

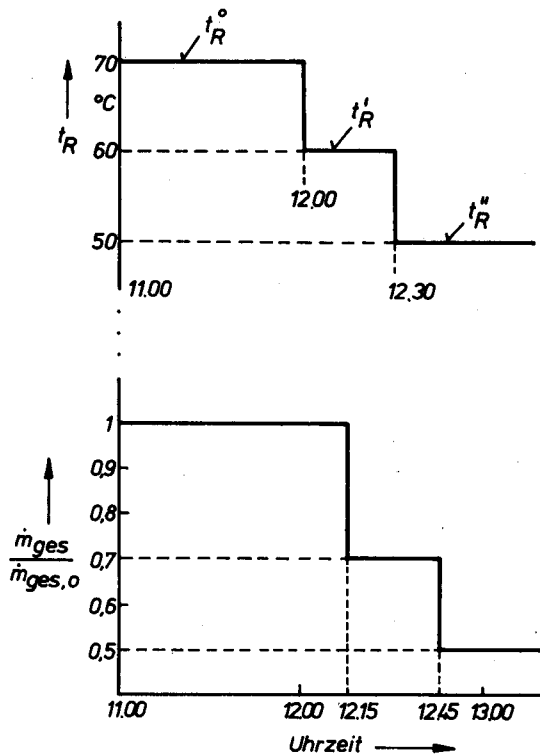


Bild 2.3.-6
Vorgegebene Temperatur- und Massestrom-Fahrkurven

approximiert werden. Im Ausgangszustand betragen die Zeitverschiebungen $\tau_{t,1} = 0,05$ h und $\Delta\tau_{N,1} = 0,5$ h. Es ist die Rücklauftemperatur am Eintritt in das Heizwerk zu ermitteln.

Lösung

Die erste Temperaturänderung erfolgt um 12.00 Uhr. Zur Kennzeichnung werden die zugehörigen Größen mit

dem Zeiger ' versehen. Zu dieser Zeit sei $\tau' = 0$ gesetzt. Nach Gl. (2.3.-20) gilt mit τ' in h

$$\mu'_1 = \frac{\tau' - 0,05}{0,5} = -0,1 + 2\tau'$$

bis zur Änderung des Massestroms zur Zeit $(\tau^+)' = 0,25$ h. Der dimensionslose Massestrom hat dann den Wert

$$(\mu_1^+)' = \frac{0,25 - 0,05}{0,5} = 0,4$$

erreicht. Nach der Änderung des Massestroms gelten gemäß Gl. (2.3.-21)

$$\tau'_{t,2} = 0,05 \frac{1}{0,7} \text{ h} = 0,07 \text{ h};$$

$$\Delta\tau'_{N,2} = 0,5 \frac{1}{0,7} \text{ h} = 0,71 \text{ h},$$

wodurch

$$\mu'_2 = \frac{0,25 - 0,05}{0,5} + \frac{\tau' - 0,25}{0,71} = 0,048 + 1,41\tau'$$

wird. Die Zeit, nach der die Reaktion auf den Temperatursprung beendet ist, beträgt

$$\tau' = \frac{1 - 0,048}{1,41} \text{ h} = 0,675 \text{ h}.$$

Die nächste Temperaturänderung erfolgt um 12.30 Uhr. Wird hier die Zeitkoordinate wiederum Null gesetzt (Zeiger ' '), ergeben sich analog zum vorherigen Berechnungsgang mit den neuen Ausgangswerten $\tau''_{t,1} = 0,07$ h und $\Delta\tau''_{N,1} = 0,71$ h:

$$\mu''_1 = \frac{\tau'' - 0,07}{0,71} = -0,1 + 1,41\tau''$$

Massestromänderung bei $(\tau^+)'' = 0,25$ h

$$(\mu_1^+)'' = \frac{0,25 - 0,07}{0,71} = 0,25$$

neue Zeitverschiebungen, bezogen auf die ursprünglichen Werte,

$$\tau''_{t,2} = 0,05 \frac{1}{0,5} \text{ h} = 0,1 \text{ h};$$

$$\Delta\tau''_{N,2} = 0,5 \frac{1}{0,5} \text{ h} = 1 \text{ h}$$

$$\mu''_2 = \frac{0,25 - 0,07}{0,71} + \frac{\tau'' - 0,25}{1} = \tau''.$$

Die Reaktion auf den zweiten Temperatursprung ist somit nach einer Stunde beendet, d. h. um 13.30 Uhr.

Die dimensionslosen Massestromfunktionen sind im Bild 2.3.-7 eingetragen. Um die Änderungen zu verdeutlichen, wurden die Kurven über ihren Geltungsbereich hinaus verlängert. Es sei auch darauf hingewiesen, daß μ'_2 und μ''_1 wegen des gleichen Anstiegs parallel verlaufen müssen.

Im weiteren wird aus dem μ, τ_U -Diagramm der Temperaturverlauf t_R am Eintritt des Wärmelieferers entwickelt. Dies ist rein rechnerisch nach Gl. (2.3.-9) möglich. Die Größen μ' , μ'' und μ^0 sind im Bild 2.3.-7 eingetragen. t_R ergibt sich beispielsweise um 12.37 Uhr

$$t_R = (0,85 \cdot 60 + 0,075 \cdot 50 + 0,075 \cdot 70) \text{ °C} = 60 \text{ °C}.$$

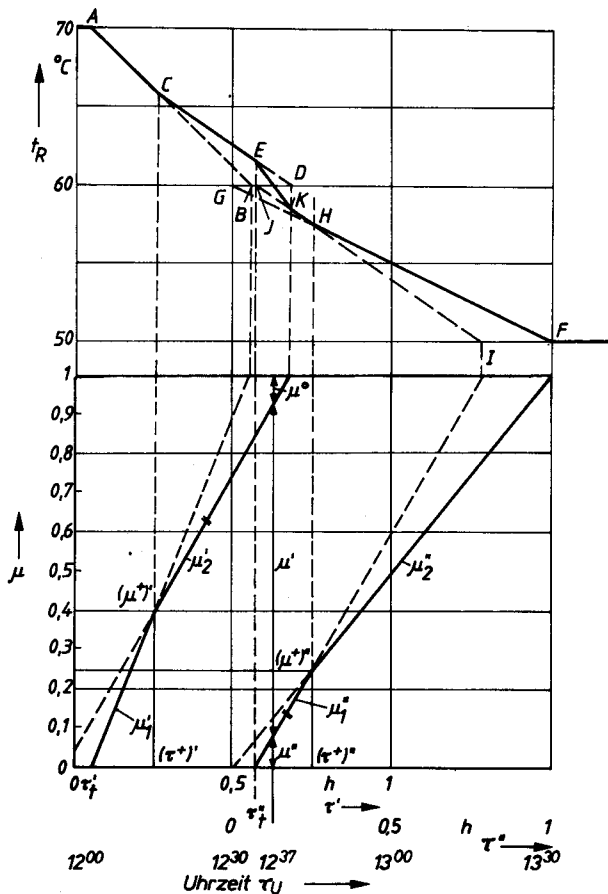


Bild 2.3.-7
Grafische Ermittlung der zeitabhängigen Rücklauf-temperatur am Eintritt zum Wärmelieferer

Der Temperaturverlauf kann aber auch grafisch in sehr anschaulicher Weise ermittelt werden. Bis zur Zeit τ_i' macht sich die Änderung der Abnehmeraustrittstemperaturen am Ende des Netzzurücklaufs noch nicht bemerkbar. Von der Stelle A bis B würde der Temperaturverlauf führen, wenn die Funktion μ_1' durchgängig gültig wäre. Infolge der Massestromänderung liegt jedoch an der Stelle C ein Knickpunkt. Der neue Endpunkt wäre D, wenn sowohl der Massestrom als auch die Abnehmer-temperaturen konstant blieben. Da aber zum Zeitpunkt τ_i'' der neue Temperatursprung auf 50 °C am Netzende bemerkbar wird, gilt die eingetragene Kurve nur bis zum Punkt E. Weiterhin liegt ab Punkt F die endgültige Rücklauf-temperatur von 50 °C an. Unter durchgängig konstanten Bedingungen ergäbe sich die Gerade von G nach F, wegen der Massestromänderung existiert jedoch bei H ein Knickpunkt. Der weitere Verlauf liegt — entsprechend der Kurve μ_1'' — zwischen I und J. Er hat aber nur bis K Gültigkeit, da von dort an rückwirkend noch der Einfluß der ersten Temperaturänderung vorhanden ist. Wegen der Linearitäten kann dann zwischen den Punkten E und K der Polygonzug durch eine Gerade geschlossen werden. Es ist deutlich sichtbar, wie die sprunghaften Temperaturänderungen durch die Transportvorgänge im Wärmenetz ausgeglichen werden.

2.4. Spezielle Ermittlung der Temperaturänderungen in Netzen

Obwohl die Ermittlung der Temperaturfunktion unter Verwendung der Massestromfunktion elegant und ein-

fach möglich ist, wie dies im Abschnitt 2.3. gezeigt wurde, sind die einzuhaltenden Grundbedingungen nicht immer praxisnah. Hauptsächlich sind dies

- konstanter Massedurchsatz im gesamten Netz
- gleiche Temperaturänderungen an allen Abnehmern bei zentraler Veränderung der Vorlauf-temperatur
- Anpassung der Abnehmer an die Außentemperatur, simuliert durch eine gleichzeitige und gleich große Änderung der Rücklauf-temperatur.

Diese Annahmen sind nur selten zu erfüllen, da Energieeinsparungen vor allem durch individuelle Abnehmer-reglungen vorgenommen werden müssen. Diese haben aber mengen- und temperaturvariable Fahrweisen zur Folge, wobei die Änderungen an den einzelnen Abnehmern durchaus nicht verhältnisgleich sind.

Weiterhin geht durch das Aufstellen der Massestrom-funktion, die als Ordnungsprinzip die Zeitkoordinate verwendet, die Identität des Abnehmers verloren. Die Temperaturabfälle in den einzelnen Rohrnetzstrecken können ebenfalls nicht beachtet werden, obwohl diese in Schwachlastzeiten mit geringem Massedurchsatz durch-aus beachtlich sein können.

Aus diesen Gründen wird im weiteren der Versuch ge-macht, ein geeignetes mathematisches Modell zu ent-werfen, das jedoch nur mit Hilfe einer EDV-Anlage aus-wertbar ist.

2.4.1. Algorithmus

Die Massestromverteilung in einem Wärmenetz ist durch die Entnahmestrome vorgegeben, d. h., jede Teilstrecke wird mit einem genau definierten Massestrom beauf-schlagt (vgl. Abschnitt 3.). Weiterhin ist die Temperatur als Zeitfunktion am Austritt des Wassererwärmers be-kannt. Da bei einer Nachrechnung natürlich auch die Netzgeometrie, die Durchmesser sowie die Dicke und Ausführung der Wärmedämmung vorliegen, kann durch schrittweise wiederholte Anwendung der Gl. (2.2.-25) der Temperaturverlauf in den einzelnen Rohrabschnitten des Netzes bestimmt werden.

Für das Vorgehen gibt es verschiedene Möglichkeiten. Genauigkeit, Rechenzeit, Speicherplatzbedarf und Ein-fachheit des Aufbaus sind gegeneinander abzuwägen. Im folgenden werden die Hauptprobleme und die gewähl-ten Lösungen sowie die dabei getroffenen Annahmen und Vereinfachungen dargelegt. Als Grundlage dient das im Abschnitt 1.2.3. beschriebene mathematische Mo-dell für die Netzstruktur.

Zunächst sei das *Verästlungssystem des Vorlaufs* be-trachtet. An der Einspeisestelle in ein verzweigtes Netz steht die Vorlauf-temperatur als Zeitfunktion $t_v(\tau)$ an. Der Einfachheit halber wird diese Vorlauf-temperatur punktweise in 15-Minuten-Intervallen vom tatsächlichen Kurvenverlauf abgegriffen und als t_{v0} eingegeben. Bei der rechnerischen Verfolgung des Temperaturverlaufs längs des Leitungssystems werden Zeitabschnitte $\Delta\tau_0$ festgelegt, in denen die eingespeiste Vorlauf-temperatur t_{v0} konstant ist. Der eingegebene Polygonzug-Tempera-turverlauf wird damit als Treppenkurve approximiert, wobei die in Intervallmitte $\Delta\tau_0/2$ geltenden Temperaturen als t_{v0} für den Zeitraum $\Delta\tau_0$ verbindlich sind. Eine grafische Darstellung der Zusammenhänge ist im Bild

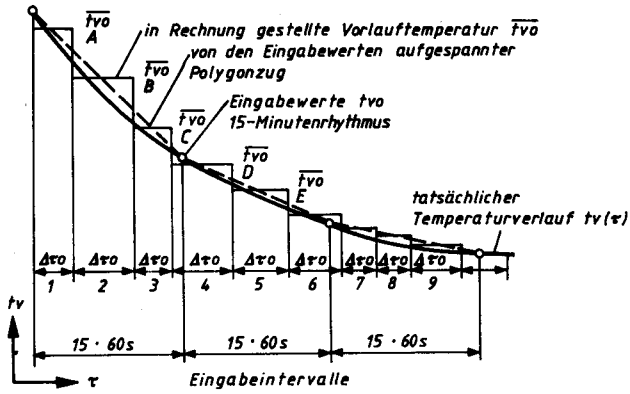


Bild 2.4.-1
Approximation einer vorgegebenen Temperaturfunktion durch eine Treppenkurve

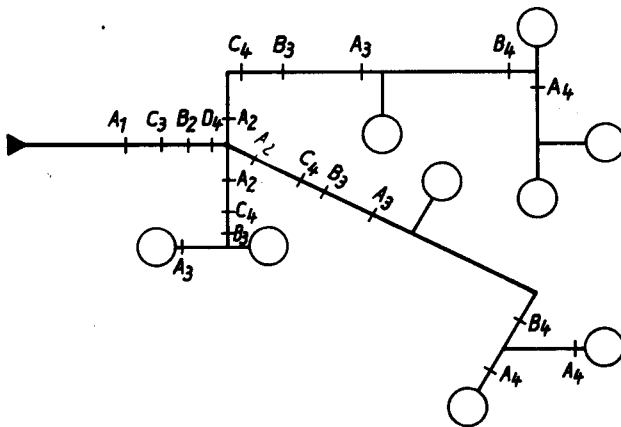


Bild 2.4.-2
Lage der Temperaturfronten nach den im Bild 2.4.-1 gegebenen Zeitabschnitten

2.4.-1 gegeben. Das Zeitintervall $\Delta\tau_0$ kann von Schritt zu Schritt verändert werden. Auf seine zweckmäßige Größe sei am Ende des Abschnitts eingegangen.

Prinzipiell wird zu Beginn eines jeden Zeitintervalls eine neue Temperaturfront in das Verteilungssystem „hineinwandern“. Bild 2.4.-2 zeigt die Lage der Temperaturfronten A, B, C und D (vgl. Bild 2.4.-1) am Ende des jeweiligen Zeitschritts 1, 2, 3 und 4. Letztere sind als Indizes angegeben. Die Abstände zwischen den einzelnen Punkten ergeben sich in Abhängigkeit von der Durchflußgeschwindigkeit, der Länge des Leitungsabschnitts und dem gewählten Zeitintervall. Die Anzahl der aktuellen Temperaturfronten kann somit über alle Grenzen hinaus wachsen, geht man dagegen bei der Betrachtung jeweils teilstreckenweise vor, d. h. von Knoten zu Knoten, dann erhielte man keine zeitsynchronen Schritte. Als Ausweg sei ein Kompromiß vorgeschlagen:

Für das Netz wird eine interne Struktur aufgebaut, wobei jede Teilstrecke i in $p_{max}[i]$ Intervalle unterteilt ist und nur die Durchgänge der Temperaturfronten an den Intervallgrenzen registriert werden. Um eine annähernd geometrische Streckenunterteilung zu erreichen, werden Teilstrecken, deren Länge l kleiner als 2,5 m ist, nicht weiter untergliedert ($p_{max} = 1$) und die Anzahl der Rohrabschnitte in Abhängigkeit von der Länge l (Angabe in m) nach

$$p_{max} = l^{0,435} \quad (2.4.-1)$$

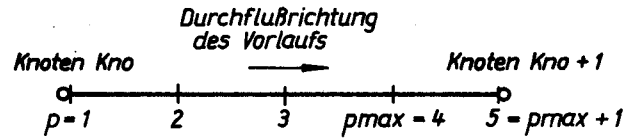
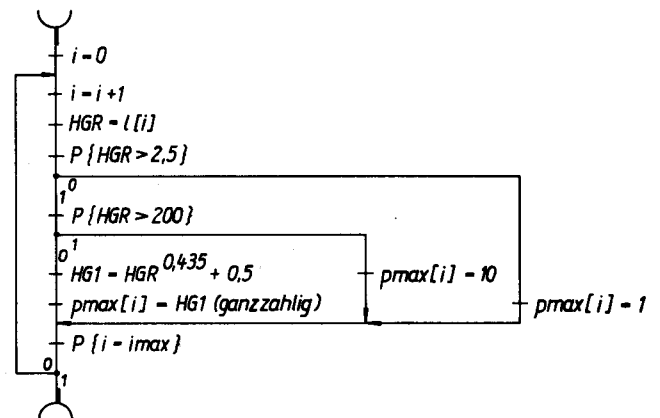


Bild 2.4.-3
Intervalleinteilung einer Teilstrecke

bestimmt, wobei auf ganze Zahlen zu runden ist. Begrenzt man die Teilstreckenlänge auf 200 m, dann ergibt sich die maximale Unterteilung zu 10 Abschnitten. Die Intervalleinteilung und die Bezeichnung der Intervallgrenzen sind im Bild 2.4.-3 dargestellt. Nach Gl. (2.4.-1) ergibt sich beispielsweise $p = 3,6$, d. h., es wurde eine Unterteilung in vier gleiche Intervalle vorgenommen. Die Numerierung der Grenzen beginnt mit $p = 1$ am Teilstreckenanfang und endet mit $p_{max} + 1$ am Teilstreckenende. Das Flußbild 2.4.-1 gibt den Aufbau der internen Struktur wieder.



Flußbild 2.4.-1
Interne Netzstruktur (STRUK)
Alle Teilstrecken werden zur Ermittlung des dynamischen Temperaturverlaufs mit einer internen Unterteilung in 1 bis 10 gleich lange Abschnitte versehen.
Einheiten: Länge in m.

Zur Verfolgung der Temperaturfronten im Netzvorlauf (Flußbild 2.4.-2) werden

- die Dichte an der Einspeisestelle zugrunde gelegt

$$\rho = 1006 - 0,26t_{vo} - 0,0022t_{vo}^2 \quad \text{in kg/m}^3 \quad (2.4.-2)$$

- der Exponent für die Abkühlung teilstreckenweise ermittelt

$$\text{Exp}[i] = - \frac{4kv[i]}{c\varrho d[i]} \quad \text{in s}^{-1} \quad (2.4.-3)$$

- die Transportzeit für jede Teilstrecke bestimmt

$$\Delta\tau[i] = \frac{l[i] \varrho \pi (d[i])^2}{4\dot{m}[i]} \quad \text{in s} \quad (2.4.-4)$$

- kv Wärmedurchgangskoeffizient der Rohrleitung, bezogen auf den Innendurchmesser, in $\text{W/m}^2 \text{K}$
- c spezifische Wärme bei konstantem Druck in Ws/kg K
- d Rohrinne Durchmesser in m
- l Teilstreckenlänge in m
- \dot{m} Massestrom in der Teilstrecke in kg/s .

Gl. (2.4.-3) wird nur für echte Teilstrecken $l[i] > 0$ und Gl. (2.4.-4) nur für mit einem Massestrom beaufschlagte

Teilstrecken $\bar{m}[i] \neq 0$ ausgewertet. Bei stehendem Wasser gelte $\Delta\tau[i] = 10^{10}$ s.

Im weiteren werden alle charakteristischen Punkte p aller Teilstrecken i betrachtet. Die Ordnung des Ablaufs erfolgt, indem alle Knoten Kno und alle echten Abnehmer Abn durchlaufen und dafür die Zuführungsteilstrecken $i = ikno[Kno]$ bzw. $i = iab[Abn]$ aufgesucht werden. Der untergeordnete Zyklus verläuft von $p = 1$ bis $pmax[i] + 1$ mit folgenden Schritten:

- Die Knotenpunkttemperaturen $tkv[Knoten]$ werden für alle nachfolgenden Werte $Knoten = Kno \dots Knomax$ gleich Null gesetzt.
- Ist die Vorlauftemperatur $tv[i, p] > 1$ (dies ist nach dem ersten Zeitintervall stets gegeben), wird die restliche Transportzeit in der Teilstrecke i zu

$$\Delta\tau i = \frac{\Delta\tau[i]}{pmax[i]} (pmax[i] + 1 - p) \quad (2.4.-5)$$

bestimmt und die Differenz zum vorgegebenen Zeitintervall $\Delta\tau o$

$$\Delta\tau R = \Delta\tau o - \Delta\tau i \quad (2.4.-6)$$

gebildet.

- Bei $\Delta\tau R \leq 0$ endet der Transportvorgang des bei p befindlichen Masseilchens vor dem Teilstrecken-

ende. Die Anzahl der durchlaufenen Intervalle ergibt sich zu

$$ap = \frac{\Delta\tau o}{\Delta\tau[i]} pmax[i], \quad (2.4.-7)$$

und nach Rundung auf eine ganze Zahl folgt der neue Standort

$$pn = p + ap. \quad (2.4.-7a)$$

Dort herrscht nach Gl. (2.2.-27) unter Verwendung der Gl. (2.4.-3) bei der Umgebungstemperatur $tu[i]$ die Medientemperatur

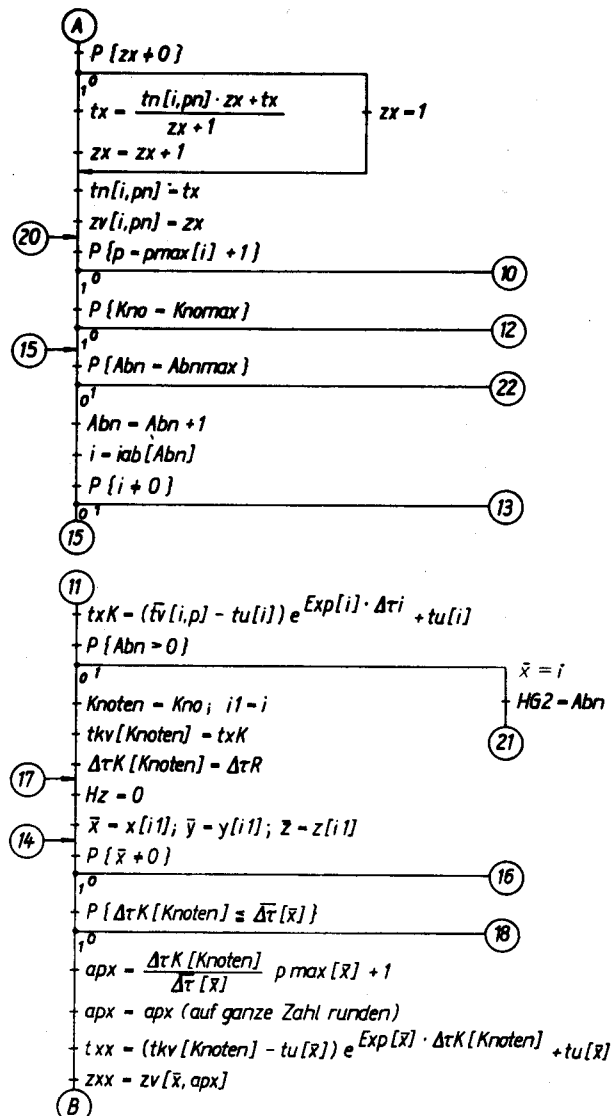
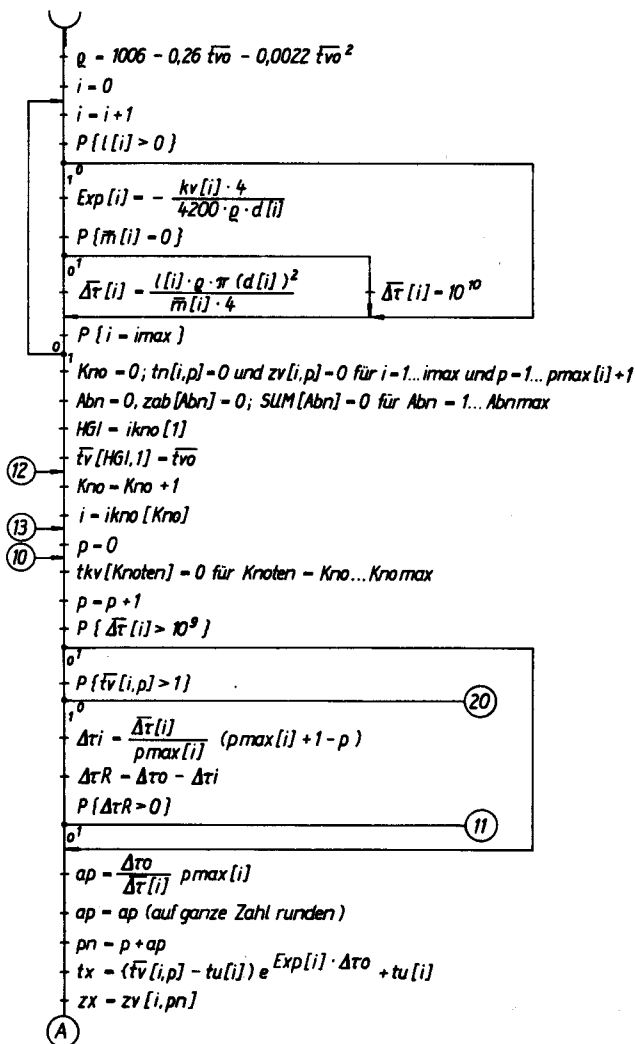
$$tx = (tv[i, p] - tu[i]) e^{Exp[i] \Delta\tau o} + tu[i]. \quad (2.4.-8)$$

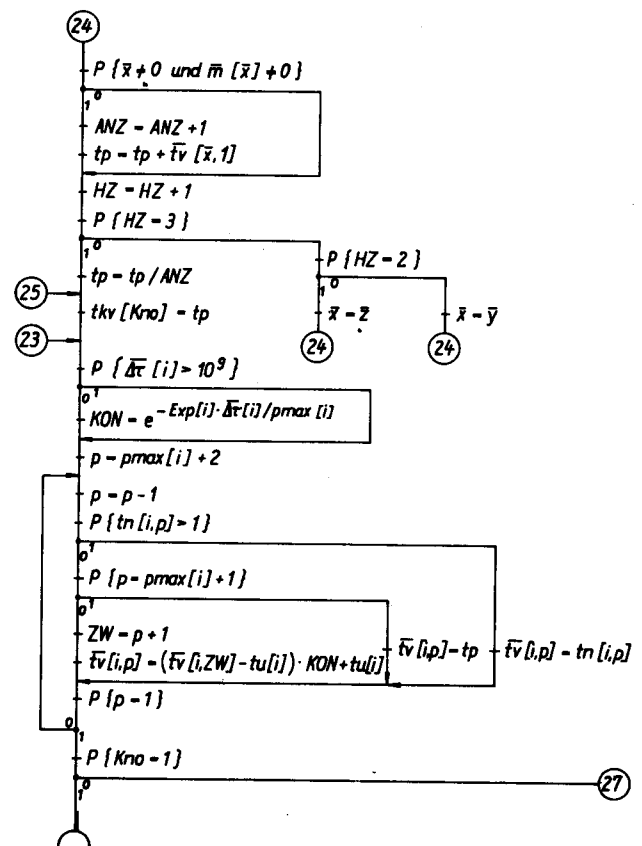
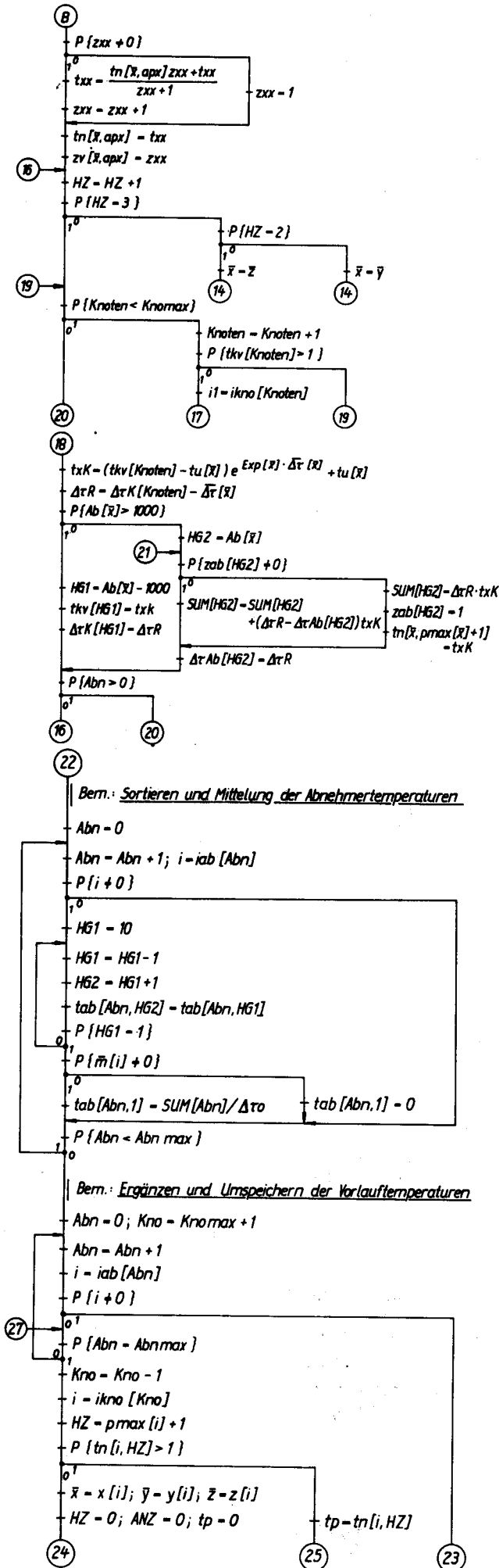
Mit einer Hilfsgröße $zv[i, p]$ wird gezählt, ob bereits eine Temperaturfront an der Stelle $p = pn$ endete. Wenn nein, dann gilt für die neue Vorlauftemperatur $tn[i, pn] = tx$.

Wenn ja, dann wird der arithmetische Mittelwert aus den bereits bei pn eingetroffenen Temperaturen

$$tn[i, pn] = \frac{tn[i, pn] zv[i, pn] + tx}{zv[i, pn] + 1} \quad (2.4.-10)$$

bestimmt. Diese einfache Mittelung erscheint wegen der Kleinheit der partiellen Teilstrecken gerechtfertigt. In jedem Fall ist $zv[i, pn]$ um einen Zähler zu erhöhen.





Flußbild 2.4.-2

Dynamischer Temperaturverlauf im Vorlauf (TEMPV)

Entsprechend der internen Struktur und der vorgegebenen Belastung wird die Temperaturverteilung im Vorlauf-Netzteil berechnet. Grundlage dafür ist die Ermittlung der Lage der sich zeitlich verändernden Temperaturfronten am Ende der jeweiligen Zeitintervalle infolge veränderlicher Einspeisetemperaturen, wobei von einer vorgegebenen Temperaturverteilung ausgegangen wird. Für jeden Teilstreckenabschnitt p werde nur eine Temperatur tv[i, p] definiert, die bei mehreren Temperaturfronten im Teilstreckenabschnitt durch den arithmetischen Mittelwert repräsentiert wird. Gleichzeitig erfolgt die Ermittlung der Knoten- und Abnehmertemperaturen tkv[Kno] bzw. tab[Abn]. Für jeden Abnehmer werden die zehn letzten Temperaturen gespeichert.

Basis für den Programmablauf ist die im Flußbild 1.2.-1 dargestellte Netzstruktur.

Einheiten: Temperaturen in °C; Masseströme in kg/s; Durchmesser und Längen in m; Wärmedurchgangskoeffizienten in W/m² K; Dichte in kg/m³; Zeitintervalle in s.

- Bei $\Delta\tau R > 0$ wird zunächst die Temperatur des strömenden Mediums am Knoten

$$tkv[Knoten] = (\bar{tv}[i, p] - tu[i]) e^{\text{Exp}[i] \Delta\tau i} + tu[i] \quad (2.4.-11)$$

berechnet und die noch verbleibende Transportzeit $\Delta\tau K[Knoten] = \Delta\tau R$ abgespeichert.

In zyklischer Vertauschung werden die abgehenden Teilstrecken (maximal x[i], y[i] und z[i]) betrachtet. Am Beispiel $\bar{x} = x[i]$ sei weiter erläutert:

- Ist $\Delta\tau K[Knoten] \leq \Delta\tau[\bar{x}]$, dann endet der Transport des Masseteilchens bei der Intervallgrenze

$$apx = \frac{\Delta\tau K[Knoten]}{\Delta\tau[\bar{x}]} pmax[\bar{x}] + 1 \quad (2.4.-13)$$

in der Teilstrecke \bar{x} . Dabei wird apx wieder auf eine ganze Zahl gerundet. Die zugehörige Temperatur beträgt dann

$$txx = (tkv[Knoten] - tu[\bar{x}]) e^{\text{Exp}[\bar{x}] \Delta\tau K[Knoten]} + tu[\bar{x}] \quad (2.4.-14)$$

Je nach dem Wert $zv[\bar{x}, apx]$ gelten analog zu Gl. (2.4.-9) bzw. (2.4.-10)

$$tn[\bar{x}, apx] = txx \quad (2.4.-15)$$

oder

$$tn[\bar{x}, apx] = \frac{tn[\bar{x}, apx] zv[\bar{x}, apx] + txx}{zv[\bar{x}, apx] + 1} \quad (2.4.-16)$$

- Ist $\Delta\tau K[Knoten] > \overline{\Delta\tau}[\bar{x}]$, wird zunächst die Temperatur am Ende der Teilstrecke \bar{x}

$$txK = (tkv[Knoten] - tu[\bar{x}]) e^{\text{Exp}[\bar{x}] \overline{\Delta\tau}[\bar{x}]} + tu[\bar{x}] \quad (2.4.-17)$$

ermittelt. Der neue Rest an Transportzeit ergibt sich zu

$$\Delta\tau R = \Delta\tau K[Knoten] - \overline{\Delta\tau}[\bar{x}]. \quad (2.4.-18)$$

- Am Ende der Teilstrecke \bar{x} kann sich wiederum ein Knotenpunkt oder ein Abnehmer befinden. Aufschluß gibt der Wert $Ab[i]$ (vgl. Schema 1 im Flußbild 1.2.-1). Es gelten:

$$Z = Ab[\bar{x}] > 1000 \rightarrow \text{Knoten mit der Nummer HG1} = Z - 1000 \quad (2.4.-19)$$

$$Z = Ab[\bar{x}] < 1000 \rightarrow \text{Abnehmer mit der Nummer HG2} = Z. \quad (2.4.-20)$$

Handelt es sich um einen Knoten, so werden die charakteristischen Werte

$$tkv[HG 1] = txK \quad (2.4.-21)$$

und

$$\Delta\tau K[HG 1] = \Delta\tau R \quad (2.4.-22)$$

abgespeichert.

Im Falle eines Abnehmers registriert der Hilfszähler $zab[Abn]$, ob im betrachteten Zeitintervall bereits ein Teilstrom den Abnehmer beaufschlagt hat. Ist der spezielle Wert $zab[HG 2] = 0$, dann werde

$$SUM[HG 2] = \Delta\tau R txK \quad (2.4.-23)$$

gebildet und die neue Abnehmertemperatur

$$tabn[Abn] = txK \quad (2.4.-24)$$

registriert. Sind bereits Masseströme am betrachteten Abnehmer eingetroffen, so muß die bestehende Summe ergänzt werden:

$$SUM[HG 2] = SUM[HG 2] + (\Delta\tau R - \Delta\tau Ab[HG 2]) txK. \quad (2.4.-25)$$

In beiden Fällen ist der jeweilige Transportzeitrest zu vermerken:

$$\Delta\tau Ab[HG 2] = \Delta\tau R. \quad (2.4.-26)$$

Bild 2.4.-4 verdeutlicht die Zusammenhänge. Da die Teilstrecken beginnend von der Einspeisestelle abgearbeitet werden, beaufschlagt rechnerisch der Massestrom den Abnehmer zuerst, der in Wirklichkeit zuletzt am Abnehmer eintrifft. Die spezifische Enthalpie ist proportional dem Wert

$$h = txK \Delta\tau R. \quad (2.4.-27)$$

Die Temperatur, die am Ende des Zeitintervalls vorliegt, wird gemäß Gl. (2.4.-24) gespeichert. Beim Fortschreiten zu höheren Teilstreckenzahlen findet man wiederum Masseelemente mit den dann aktuellen Werten txK und $\Delta\tau R$, die zur Kennzeichnung im

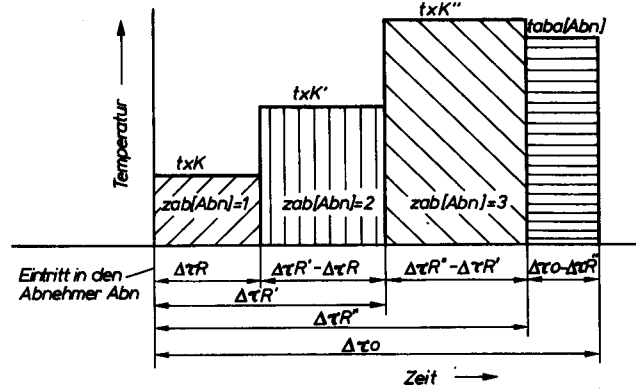


Bild 2.4.-4 Veranschaulichung der Transportzeitintervalle am Abnehmer

Bild mit txK' , txK'' und $\Delta\tau R'$, $\Delta\tau R''$ indiziert wurden. Die Erhöhung der Enthalpie ergibt sich dann schrittweise zu

$$h = h + txK'(\Delta\tau R' - \Delta\tau R) \quad (2.4.-28)$$

$$h = h + txK''(\Delta\tau R'' - \Delta\tau R'). \quad (2.4.-29)$$

- Anschließend werden alle Knoten mit einer höheren Nummer als der ursprünglich betrachtete abgefragt, ob noch ein $tkv[Knoten] > 1$ ist. Für diesen Fall wird die Temperaturfront noch so lange verfolgt, bis die gesamte Transportzeit verstrichen oder alles zu einem Abnehmer geflossen ist.

Schließlich werden alle $ikno$ und iab abgearbeitet. Bei letzteren ist der Ablauf vereinfacht, da bei einer Abnehmerteilstrecke keine Abzweige nachgeschaltet sein können.

Nach dem kompletten Durchgang erfolgt die Sortierung und Mittelung der Abnehmertemperaturen. Dabei werden natürlich nur die echten Abnehmer ($iab \neq 0$) mit einem Massezustrom ($\bar{m}[iab] \neq 0$) betrachtet. Grundsätzlich sind die Werte der letzten zehn Zeitintervalle $tab[Abn, HGZ]$ gespeichert. Der zeitliche Rückgriff kann bei der Ermittlung der Rücklauftemperaturen interessant sein.

Da jetzt eine neue Abnehmertemperatur ermittelt werden soll, sind die vorhandenen Speicherwerte zunächst umzusortieren ($tab[Abn, 10] = tab[Abn, 9]$; $tab[Abn, 9] = tab[Abn, 8]$ usw.). Dabei verschwindet der ehemals letzte Wert, und der erste Speicherplatz wird frei. Zur Berechnung der mittleren Temperatur am Abnehmer während des Zeitintervalls ist die vorhandene Enthalpiensumme nach Gl. (2.4.-25) zu ergänzen. Es handelt sich dabei um den Anteil, der bis zum Eintreffen der ersten Temperaturfront — im Bild 2.4.-4 ist dies txK'' — noch mit der Temperatur $taba[Abn]$ einströmt. Sie lag am Ende des vorangegangenen Zeitintervalls $\Delta\tau o'$ vor. Es gilt

$$SUM[Abn] = SUM[Abn] + (\Delta\tau o - \Delta\tau Ab[Abn]) taba[Abn]. \quad (2.4.-30)$$

In der bildlichen Darstellung war $\Delta\tau Ab[Abn] = \Delta\tau R''$, womit die zeitliche Kette geschlossen ist. Die neue Abnehmertemperatur beträgt schließlich

$$tab[Abn, 1] = \frac{SUM[Abn]}{\Delta\tau o}. \quad (2.4.-31)$$

Es konnte vereinfachend mit der modifizierten Enthalpie gearbeitet werden, da die Teilstrecken-Masseströme in-

nerhalb der Zeitintervalle keiner Schwankung unterliegen.

Abschließend wird in Vorbereitung auf die Betrachtung des neuen Zeitintervalls die mit Gl. (2.4.-24) gespeicherte letzte Abnehmereintrittstemperatur $\text{tabn}[\text{Abn}]$ als nunmehr alter Wert

$$\text{taba}[\text{Abn}] = \text{tabn}[\text{Abn}] \quad (2.4.-32)$$

aufgehoben.

Infolge der unterschiedlichen Transportzeiten und partiellen Teilstreckenlängen muß bei der Temperaturberechnung nicht notwendigerweise jeder Platz $\text{tn}[i, p]$ besetzt sein. Für die weiteren Betrachtungen macht sich deshalb ein Ergänzen und Umspeichern der Vorlauftemperaturen erforderlich. Als Ordnungsprinzip für die Abarbeitung werden alle Abnehmer $\text{Abn} = 1 \dots \text{Abnmax}$, danach alle Knoten $\text{Kno} = \text{Knomax} \dots 1$ durchgegangen, die Zuführungsteilstrecken aufgesucht und abwärts alle $p = \text{pmax} \dots 1$ durchlaufen. Als jeweils letzter Temperaturwert einer Teilstrecke gilt

- bei einer Abnehmereilstrecke

$$\text{tp} = \text{taba}[\text{Abn}] \quad (2.4.-33)$$

— bei einer Knotenpunktsteilstrecke

$$\text{tp} = \text{tn}[i, \text{pmax}[i] + 1]. \quad (2.4.-34)$$

Ist $\text{tn}[i, \text{pmax}[i] + 1]$ nicht besetzt, dann wird ein Mittelwert aus den Anfangstemperaturen der nachgeschalteten Teilstrecken $\bar{x} = x[i]$, $\bar{y} = y[i]$ und $\bar{z} = z[i]$ gebildet. Dabei finden natürlich nur die Teilstrecken Verwendung, in denen tatsächlich ein Massestrom fließt. Theoretisch müßten die zur Mittelung verwendeten Temperaturen gleich sein, infolge der Rundungen und der realen Schrittweiten könnten jedoch numerische Differenzen vorliegen. Es gilt bei drei Abzweigen

$$\text{tp} = (\overline{\text{tv}}[\bar{x}, 1] + \overline{\text{tv}}[\bar{y}, 1] + \overline{\text{tv}}[\bar{z}, 1])/3. \quad (2.4.-35)$$

Mit Kenntnis der Teilstrecken-Endtemperaturen tp an der Stelle $(\text{pmax} + 1)$ kann rekursiv auf den jeweils davor liegenden Punkt geschlossen werden, falls $\text{tn}[i, p]$ nicht belegt ist. Da das zugehörige Transportzeitintervall $\Delta\tau[i]/\text{pmax}[i]$ beträgt, gilt allgemein

$$\overline{\text{tv}}[i, p] = (\overline{\text{tv}}[i, p + 1] - \text{tu}[i]) e^{-\text{Exp}[i] \Delta\tau[i]/\text{pmax}[i]} + \text{tu}[i]. \quad (2.4.-36)$$

Anmerkung 1

Wird das Ergänzen der Vorlauftemperaturen für alle p -Unterteilungen nach jedem Berechnungszyklus vorgenommen, dann stehen auch stets die Temperaturen unmittelbar vor den Abnehmern $\overline{\text{tv}}[i, \text{pmax}[i] + 1]$ an. Da für die zugehörigen Masseteilchen die Transportzeit in der Teilstrecke $\Delta\tau_i = 0$ gilt, folgt $\Delta\tau = \Delta\tau_0$. Damit entfällt die Ergänzung in Gl. (2.4.-30); Gl. (2.4.-25) gibt die spezifische Enthalpiesumme bereits komplett wieder. Weiterhin sind die alten und neuen Abnehmereintrittstemperaturen $\text{taba}[\text{Abn}]$ und $\text{tabn}[\text{Abn}]$ identisch mit $\overline{\text{tv}}[i, \text{pmax}[i] + 1]$ und $\text{tn}[i, \text{pmax}[i] + 1]$. Die Gln. (2.4.-24), (2.4.-30), (2.4.-32) können damit entfallen, Gl. (2.4.-33) ist durch Gl. (2.4.-34) ersetzbar.

Im Rechenprogramm werden diese Vereinfachungen genutzt. Infolge des konsequenten Auffüllens aller $\overline{\text{tv}}[i, p]$ kann sich allerdings die Rechenzeit vergrößern.

Anmerkung 2

Mit dem vorliegenden Algorithmus kann auch die Abkühlung in ruhenden Flüssigkeiten rechnerisch verfolgt werden.

Wie im Zusammenhang mit Gl. (2.4.-4) erwähnt, gilt für $\bar{m}[i] = 0 \Delta\tau[i] = 10^{10}$ s. Damit rücken die Masseteilchen praktisch nicht weiter. Nach Gl. (2.4.-7)

ist $\text{ap} = 0$, und damit bleibt gemäß Gl. (2.4.-7a) $\text{pn} = p$. Aus den Gln. (2.4.-8) und (2.4.-9) folgt dann

$$\text{tn}[i, \text{pn}] = (\overline{\text{tv}}[i, p] - \text{tu}[i]) e^{\text{Exp}[i] \Delta\tau_0} + \text{tu}[i].$$

Diese Gleichung ist völlig identisch mit Gl. (2.2.-28), die die Abkühlung stehender Medien als Zeitfunktion beschreibt. Voraussetzungsgemäß müssen allerdings alle $\overline{\text{tv}}[i, p]$ bereits zu Beginn belegt sein. Die Gl. (2.4.-36) wird umgangen.

Abschließend werden die im Zeitintervall $\Delta\tau_0$ berechneten Temperaturen umgespeichert

$$\overline{\text{tv}}[i, p] = \text{tn}[i, p]. \quad (2.4.-37)$$

sowie zusätzlich die Knotenpunkttemperaturen herausgezogen

$$\text{tkv}[\text{Kno}] = \text{tp}. \quad (2.4.-38)$$

Beide Größen sowie alle Abnehmertemperaturen $\text{tab}[\text{Abn}]$ stehen für den Ausdruck zur Verfügung.

Damit ist die Ermittlung des Temperaturverlaufs am Ende des Zeitintervalls $\Delta\tau_0$ bekannt. Soll der Rechen-durchgang fortgesetzt werden, so sind vorab die Felder $\text{tn}[i, p]$, $\text{zv}[i, p]$, $\text{zab}[\text{Abn}]$ und $\text{SUM}[\text{Abn}]$ mit Null zu füllen.

Im weiteren wird das *Rücklauf-Verästelungssystem* betrachtet. Obwohl einige grundlegende Unterschiede zum Netzvorlauf infolge der entgegengesetzten Durchströmungsrichtung gegeben sind (mehrere Einspeisestellen, ein Austritt, Mischprodukte), kann man aber auch einige Teilalgorithmen weiterhin verwenden. (Verfolge Flußbild 2.4.-3.)

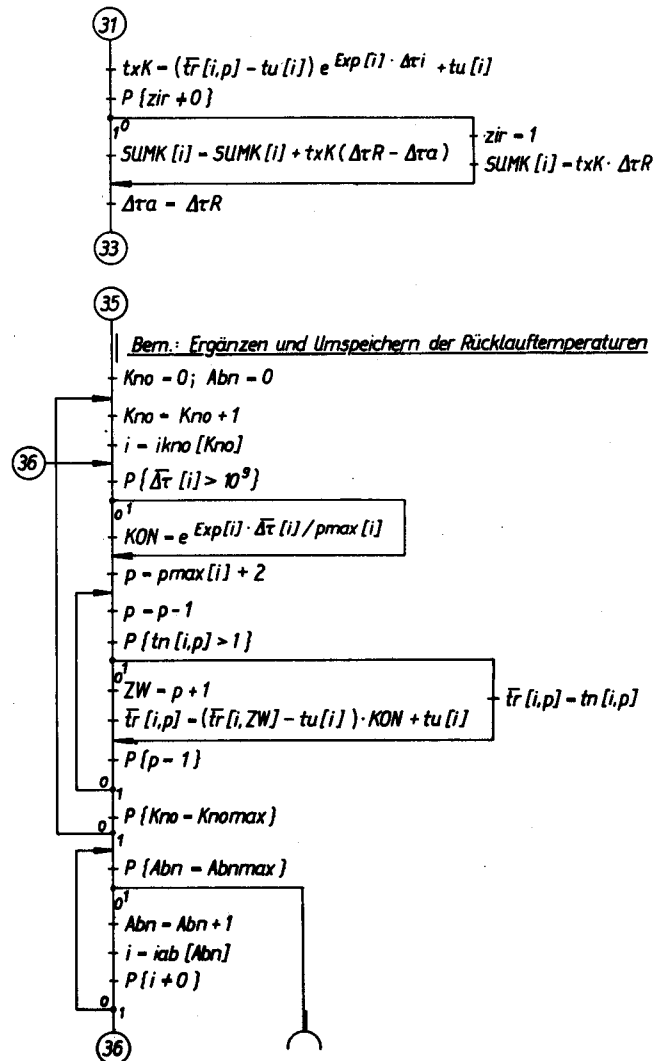
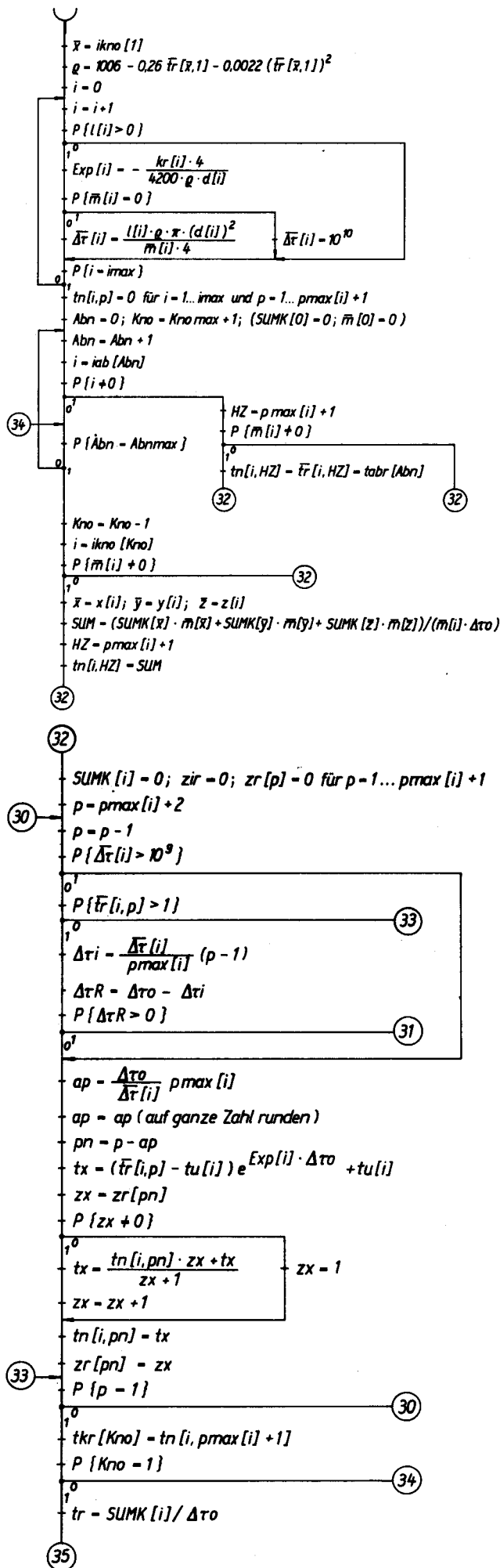
Die für das Vorlaufnetz gegebene Struktur — einschließlich der internen Unterteilung — wird vollkommen beibehalten. So beziehen sich im folgenden die Begriffe „Anfang“, „Ende“ usw. auch stets auf diese Struktur; dies ist möglich, da in der Regel die Rücklaufleitungen parallel zu den Vorlaufleitungen verlegt sind und die Abgänge an gleicher Stelle liegen. Wäre dies im Ausnahmefall nicht gegeben, so machte sich eine zweifache Eingabe der Netzgeometrie erforderlich. Weiterhin werden die Zeitschritte $\Delta\tau_0$ beibehalten, so daß sich üblicherweise an die Ermittlung des Temperaturverlaufs im Vorlaufnetz die des Rücklaufs anschließt. Zwischenzuschalten ist allerdings ein Abnehmersimulationsprogramm, welches die Rücklauftemperaturen für alle Abnehmer $\text{tabr}[\text{Abn}]$ angibt. Dieses kann auch die Masseströme mit einschließen. Weiterhin ist noch die Anfangstemperaturverteilung $\text{tr}[i, p]$ für alle Teilstrecken sowie deren Unterteilungsgrenzen von Interesse.

Für die weitere Berechnung werden die Gln. (2.4.-2) bis (2.4.-4) erneut ausgewertet und somit q , $\text{Exp}[i]$ und $\Delta\tau[i]$ für die Temperatur am Netzaustritt und die Wärmedurchgangskoeffizienten $\text{kr}[i]$ bestimmt. Anschließend erfolgt das Abarbeiten aller Teilstrecken $\text{iab}[\text{Abn}]$ für $\text{Abn} = 1 \dots \text{Abnmax}$ und danach aller Teilstrecken $\text{ikno}[\text{Kno}]$ für $\text{Kno} = \text{Knomax} \dots 1$ in folgenden Schritten:

- $\text{SUMK}[i]$ und $\text{zr}[p]$ für alle $p = 1 \dots (\text{pmax}[i] + 1)$ sind mit Null zu besetzen.

- Zuweisung der Rücklauftemperaturen am Ende der Abnehmereilstrecken $\text{HZ} = \text{pmax}[i] + 1$, die für das gesamte Zeitintervall $\Delta\tau_0$ gilt

$$\text{tn}[i, \text{HZ}] = \overline{\text{tr}}[i, \text{HZ}] = \text{tabr}[\text{Abn}]. \quad (2.4.-39)$$



Flußbild 2.4.-3
Dynamischer Temperaturverlauf im Rücklauf (TEMPR)

Analog der Untersuchung im Vorlauf-Netzteil wird auch im Rücklauf-Netzteil verfahren. Dabei wird allerdings von der zeitlichen Temperaturverteilung an den Abnehmeraustritten sowie der entsprechenden Anfangstemperaturverteilung im Netz ausgegangen. Die Ergebnisse sind die Temperaturen der Teilstreckenabschnitte $\bar{t}r [i, p]$, die Knotentemperaturen $tkr [Kno]$ und die Rücklauftemperatur an der Einspeisestelle tr . Es gelten die gleichen Grundlagen und Einheiten wie im Flußbild 2.4.-2.

- Ist die Rücklauftemperatur $\bar{t}r [i, p] > 1$, so wird der Weg der Masseteilchen bzw. der Temperaturfronten verfolgt. Dies geschieht für alle $p = pmax + 1$ bis $p = 1$. Zunächst wird die in der Teilstrecke mögliche Transportzeit bestimmt. Entsprechend Bild 2.4.-3 gilt

$$\Delta \tau i = \frac{\Delta \bar{t}r [i]}{pmax [i]} (p - 1) \quad (2.4.-40)$$

und für die Differenz zur Gesamttransportzeit

$$\Delta \tau R = \Delta \tau o - \Delta \tau i \quad (2.4.-41)$$

- Ist $\Delta \tau R \leq 0$, so endet der Transportweg innerhalb der Teilstrecke i , indem nach Gl. (2.4.-7) ap Intervalle der inneren Unterteilung zurückgelegt werden. Der Endpunkt ergibt sich zu

$$pn = p - ap, \quad (2.4.-42)$$

und die Medientemperatur hat dann den Wert

$$tx = (\bar{t}r [i, p] - tu [i]) e^{Exp [i] \Delta \tau o} + tu [i]. \quad (2.4.-43)$$

Dies ist direkt die neue Rücklauf­temperatur $tn[i, pn]$, oder falls dort bereits ein Transportvorgang endete, muß sie als Mittelwert gemäß Gl. (2.4.-10), wobei als Zähler $zr[pn]$ gilt, berechnet werden.

- Ist $\Delta\tau_R > 0$, so führt der Transportweg über den Knoten hinaus. Da sich dort eine Mischung mit anderen Masseströmen bei zeitversetzten Transportfronten vollzieht, gestaltet sich die mathematische Formulierung außerordentlich schwierig. Andererseits dürfte die Bestimmung der Abnehmeraustritts­temperaturen $tabr[Abn]$ sowie dessen Zeitechtheit wegen der Abnehmerindividualität mit einem relativ großen Fehler behaftet sein. Es erscheint deshalb vertretbar, an den Knotenpunkten stets eine Misch­temperatur an Hand der Enthalpiebilanz über das vorgegebene Zeitintervall $\Delta\tau_0$ zu bilden. Kalorisch betrachtet, entsteht dadurch kein Fehler, und die Echtheit zwischen Temperatur und Zeit kann durch Wahl der Intervalle beeinflußt werden. Zunächst berechnet sich die Medientemperatur unmittelbar vor dem Knoten zu

$$txK = (\bar{tr}[i, p] - tu[i]) e^{\text{Exp}[i]\Delta\tau_i} + tu[i]. \quad (2.4.-44)$$

Die Addition der modifizierten Enthalpie erfolgt jeweils begrenzt für die Teilstrecke. Da dort die Inter­vallgrenzen p nacheinander abgearbeitet werden, braucht man den vorangegangenen Transportzeitrest nicht als Feld zu speichern. Es genügt dafür eine Einzelgröße $\Delta\tau_a$. In Anlehnung an Bild 2.4.-4 gilt für den ersten Schritt

$$\text{SUMK}[i] = txK \Delta\tau_R \quad (2.4.-45)$$

und für die weiteren

$$\text{SUMK}[i] = \text{SUMK}[i] + txK(\Delta\tau_R - \Delta\tau_a), \quad (2.4.-46)$$

wobei jeweils

$$\Delta\tau_a = \Delta\tau_R \quad (2.4.-47)$$

umgespeichert wird. Eine Ergänzung der spezifischen Enthalpiesumme $\text{SUMK}[i]$ analog Gl. (2.4.-30) ist nicht erforderlich, da von vornherein von der in Anmerkung 1 vorgestellten Vereinfachung ausgegangen und $p = 1$ in die Auswertung einbezogen wird.

- Sind alle Abnehmerteilstrecken abgearbeitet, so werden die Teilstrecken zu den Knotenpunkten betrachtet. Die jeweiligen Eintritts­temperaturen an der Stelle $HZ = p_{\max}[i] + 1$ ergeben sich an Stelle der Gl. (2.4.-39) aus der Gesamtenthalpiebilanz um den Knoten

$$\begin{aligned} \bar{tr}[i, HZ] \\ = \frac{\text{SUMK}[\bar{x}] \bar{m}[\bar{x}] + \text{SUMK}[\bar{y}] \bar{m}[\bar{y}] + \text{SUMK}[\bar{z}] \bar{m}[\bar{z}]}{\bar{m}[i] \Delta\tau_0} \end{aligned} \quad (2.4.-48)$$

Der weitere Rechengang ist der obigen Beschreibung völlig analog. Als Knotenpunkt­temperaturen werden $tkr[Kno] = tr[i, HZ]$ ausgewiesen. Dies gilt auch für den Fall, daß $\bar{m}[i] = 0$ ist, allerdings wird die Berechnung von $\bar{tr}[i, HZ]$ dann nicht über die Enthalpiebilanz vorgenommen, sondern die Abkühlung für ein stehendes Medium berechnet (vgl. Anmerkung 2).

Schließlich wird die Rücklauf­temperatur des gesamten Systems

$$tr = \frac{\text{SUMK}[i]}{\Delta\tau_0} \quad (2.4.-49)$$

für $i = ikno[1]$ berechnet. Der Stillstand des gesamten Netzes werde dabei ausgeschlossen.

Zur Komplettierung sind die Rücklauf­temperaturen zu ergänzen und umzuspeichern. Der Durchgang aller Teilstrecken erfolgt wiederum an Hand der Knoten- und Abnehmer­nummern. Ist $tn[i, p] > 1$, dann gilt

$$\bar{tr}[i, p] = tn[i, p], \quad (2.4.-50)$$

ansonsten wird rekursiv

$$\bar{tr}[i, p] = (tn[i, p + 1] - tu[i]) e^{\text{Exp}[i]\Delta\tau[i]/p_{\max}[i]} + tu[i] \quad (2.4.-51)$$

ermittelt. Dadurch, daß die Abarbeitung bei $p_{\max}[i] + 1$ beginnt, werden die davor befindlichen Abschnitte p mit den umgerechneten neuen Knotentemperaturen aufgefüllt. Gedanklich eilen die Masseteilchen, die vorher am Knotendurchgang infolge der Bilanzbildung gehindert wurden, wieder nach. Damit ist ein qualitativer Ausgleich gegeben (vgl. Bild 2.4.-5).

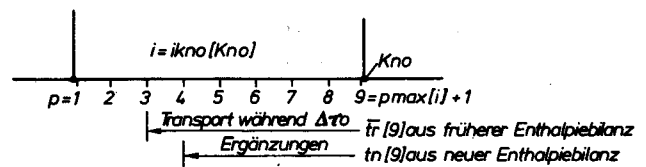


Bild 2.4.-5

Beispiel zur Ergänzung der Temperaturen $\bar{tr}[i, p]$ in einer Teilstrecke mit 8 Unterteilungen

Die Masseteilchen mit der Temperatur $\bar{tr}[9]$ haben beispielsweise während der Transportzeit $\Delta\tau_0$ den Weg bis zur Unterteilung $p = 3$ zurückgelegt. Die aktuellen Temperaturen der Punkte $p = 4 \dots 8$ sind somit zu ergänzen. Es wird dazu die aktuelle Temperatur $tn[9]$ verwendet.

Zur Ausgabe stehen $\bar{tr}[i, p]$, $tkr[Kno]$ und tr bereit. Bevor ein neues Zeitintervall abgearbeitet werden kann, ist das Feld $tn[i, p]$ mit Null zu besetzen.

Nachdem die Algorithmen und Vereinfachungen vorgestellt wurden, soll nochmals auf die *Wahl der Zeitintervalle* eingegangen werden. Für stehendes Heizmedium ist es praktisch gleichgültig, welche Größen die $\Delta\tau_0$ haben. Bei fließendem Wärmeträger sollten während der einzelnen Zeitintervalle möglichst mehrere partielle Teilstreckenabschnitte durchströmt werden. Denn würde beispielsweise der Transportweg im betrachteten Zeitraum nur $0,3 l[i]/p_{\max}[i]$ betragen, gäbe es infolge der Rundung rechnerisch überhaupt keine Massebewegung, obwohl sie existiert. Wäre andererseits das Zeitintervall sehr groß, dann gäbe es an den Abnehmern und an den Knoten des Rücklaufsystems infolge der Temperaturmittelung über die Enthalpiebilanz eine erhebliche Glättung der tatsächlichen Temperaturfunktion. In dieser Problematik liegt der eingangs beschriebene Kompromiß. Als praktische Empfehlung soll

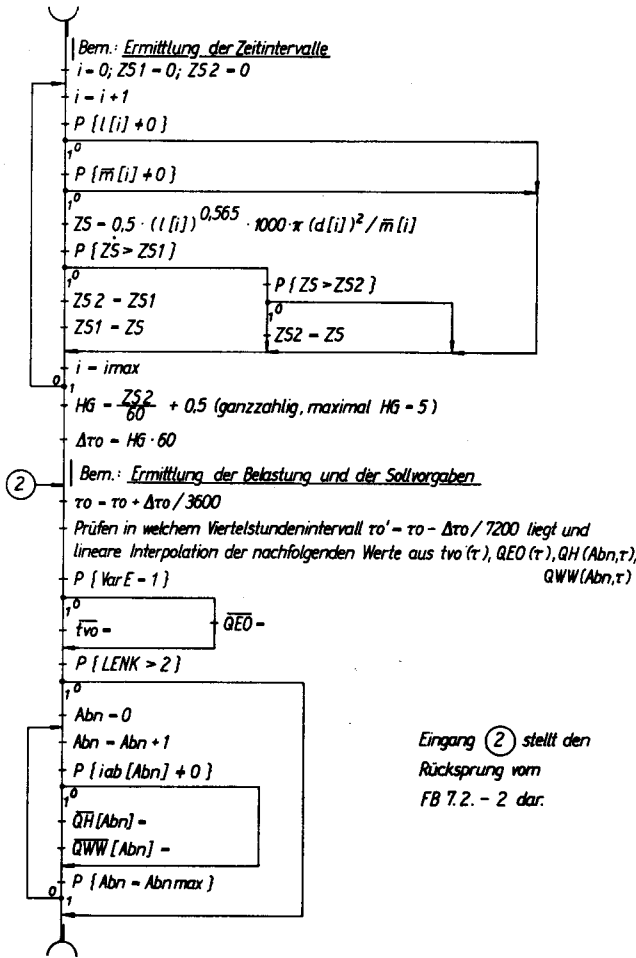
$$\Delta\tau_0 \geq 2 \frac{\Delta\tau[i]}{p_{\max}[i]} \quad (2.4.-52)$$

gelten. Substituiert man die Gln. (2.4.-1) und (2.4.-4), so ergeben sich

$$\Delta\tau_0 \geq \frac{(l[i])^{0,565} \cdot Q\pi(d[i])^2}{2\bar{m}[i]} \text{ in s} \quad (2.4.-53)$$

oder bei Verwendung der Geschwindigkeit w

$$\Delta\tau_0 \geq 2 \frac{(l[i])^{0,565}}{w[i]} \text{ in s.} \quad (2.4.-54)$$



Flußbild 2.4.-4
Zeitintervalle und Intervallbelastungen (ZEIT)

Es werden zunächst alle Teilstrecken-Unterteilungen (gemäß der internen Struktur) bezüglich der Transportzeiten untersucht. Während eines Transportzeitintervalls sollten wenigstens zwei Teilstrecken-Unterteilungen durchlaufen werden, wozu die zwei längsten Transportzeiten zu ermitteln sind. Die zweitgrößte Transportzeit für zwei Intervalle ZS 2 wird der weiteren Berechnung zugrunde gelegt und auf ganze Minuten gerundet. Sie darf fünf Minuten nicht überschreiten. $\Delta\tau_0$ stellt die Intervallzeit in Sekunden dar, τ_0 ist die Absolutzeit des Untersuchungszeitraums in Stunden.

Im zweiten Teil des Unterprogramms werden die Belastungen aus den viertelstündlichen Vorgaben durch lineare Interpolation ermittelt. Dies sind grundsätzlich die Wärmeströme der Abnehmer für Raumheizung QH[Abn] und für Warmwasserbereitung QWW[Abn] in kW sowie wahlweise die Einspeise-Temperatur *tvo* in °C oder der Einspeise-Wärmestrom QEO in kW. Die Abnehmerwerte sind nur zu ermitteln, wenn das Programm „ABNSIM“ nachgeschaltet ist. Es wird durch LENK gesteuert. Im weiteren gelten die Grundlagen und Einheiten wie im Flußbild 2.4.-2.

Der zugehörige Programmablaufplan ist im Flußbild 2.4.-4 dargestellt. Das Zeitintervall wird dabei stets auf ganze Minuten gerundet und auf maximal fünf Minuten begrenzt. Im Programm „ZEIT“ erfolgt zugleich die Berechnung der Temperatur- bzw. Belastungsstufen. Die im Viertelstundenrhythmus τ eingegebenen Parameter

tvo(τ) Vorlauftemperatur an der Einspeisestelle
 QEO(τ) Wärmestrom an der Einspeisestelle
 QH(Abn, τ) Wärmestrom der Abnehmeranlagen
 QWW(Abn, τ) Wärmeströme zusätzlicher Rücklaufauskühlungen, die den Abnehmeranlagen nachgeschaltet sind (z. B. Vorwärmer der Warmwasserbereitung)
 werden gemäß Bild 2.4.-1, bezogen auf die Zeitstufen $\Delta\tau_0$, interpoliert. (QEO wird nur bei Erzeugersimulation und VarE = 0 [vgl. Flußbild 1.3.-1] sowie QH bzw. QWW bei Abnehmersimulation [vgl. Flußbild 2.4.-5] betrachtet.)

2.4.2. Programmvarianten

Mit den vorgestellten Algorithmen können die im Bild 2.4.-6 vorgestellten drei Programmvarianten abgearbeitet werden.

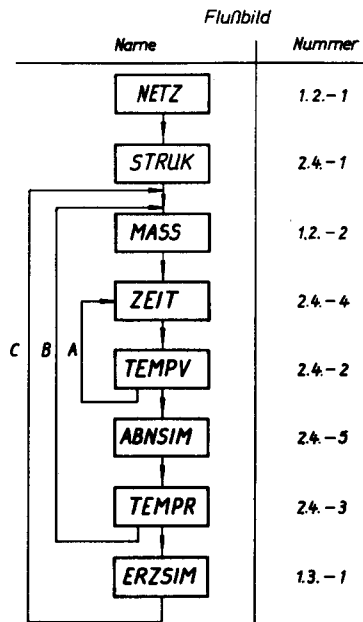


Bild 2.4.-6
Mögliche Verknüpfung von Unterprogrammen (Namen und Flußbildnummern sind angegeben) zu drei verschiedenen Programmvarianten, die der Ermittlung dynamischer Temperaturverläufe dienen

Variante A

Für vorgegebene Netzdaten (Geometrie und wärmetechnische Belastung) wird für selbsttätig ermittelte Zeitintervalle die Temperaturverteilung des Vorlauf-Netzteils einschließlich der Abnehmereintrittstemperaturen ermittelt. Die Vorlauftemperatur an der Einspeisestelle ist als Zeitfunktion *tvo*(τ) vorgegeben. Da die Masseströme unverändert bleiben, ändern sich die Zeitintervalle ebenfalls nicht, so daß eine Neuberechnung von $\Delta\tau_0$ entfällt (deshalb seitlicher Einsprung in ZEIT).

Variante B

Aufbauend auf Variante A, erfolgt eine Weiterführung durch Einschalten eines Abnehmersimulationsprogramms (siehe Ergänzung) und die Berechnung der Temperaturverteilung im Rücklauf-Netzteil. Die Nachrechnung der wärmetechnischen Verhältnisse am Abnehmer bewirkt auch Massestromänderungen. Deshalb ist die

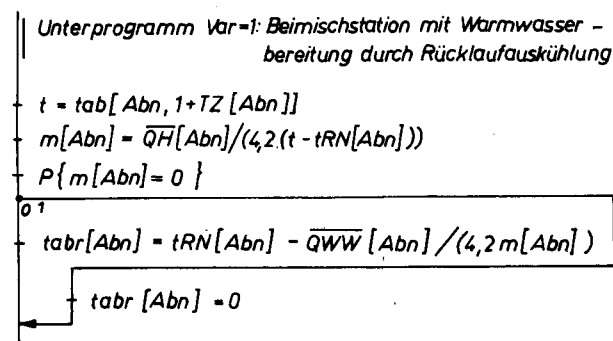
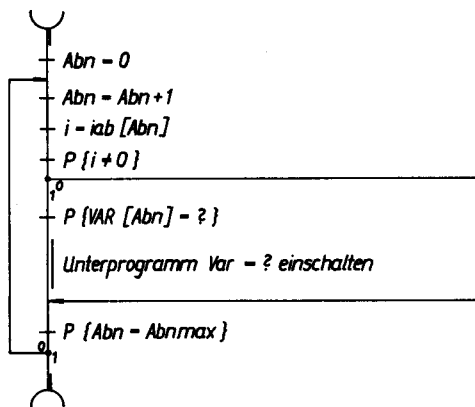
Ermittlung der Masseströme und auch der Zeitintervalle bei jedem Durchgang erneut erforderlich.

Variante C

Als Grundlage dient Variante B. Eine Erweiterung erfolgt nach der Berechnung der Temperaturverteilung im gesamten Netz durch die Erzeugersimulation. Hierbei können die verfügbaren Temperaturen und Leistungen als Zeitfunktionen $t_{vo}(\tau)$, $QEO(\tau)$ und als Maximalwerte t_{vmax} , $QEmax$ vorgegeben sein. Je nach Parameterkonstellation wird die Vorlauftemperatur oder der Wärmestrom für den nächsten Zeitschritt vorgegeben.

Ergänzung: Abnehmersimulation

Die Abnehmersimulation konnte im Abschnitt 1.1. aus didaktischen Gründen noch nicht als mathematisches Modell vorgestellt werden. Sie ist wegen der Individualität der Abnehmerschaltungen auch sehr vielgestaltig. So könnte sich beispielsweise bei indirekter Einspeisung das Aufstellen eines Rechenprogramms zur thermodynamischen Nachbildung von Wärmeübertragern erforderlich machen. Im Flußbild 2.4-5 ist dagegen ein relativ einfaches Beispiel für eine Abnehmersimulation eingebaut. Es handelt sich um eine Beimischstation mit Warmwasserbereitung nur durch Rücklaufauskühlung. Ausgehend von der Abnehmertemperatur nach Gl. (2.4.-31), unter Beachtung einer Zeitverschiebung von 0 bis 9 Zeitschritten TZ, ist die Temperatur $t = tab[Abn, 1 + TZ[Abn]]$ verfügbar. Der Massestrom berechnet sich



Flußbild 2.4-5
Abnehmersimulation (ABNSIM)

Ausgehend von den Abnehmer-Eintrittstemperaturen $tab[Abn, 1 + TZ[Abn]]$, unter Beachtung einer abnehmerbedingten Totzeit TZ, die allerdings nur qualitativ bewertbar ist, werden der Massestrom des Abnehmers $m[iab[Abn]]$ und die Abnehmeraustrittstemperatur $tabr[Abn]$ ermittelt. Diese Berechnung ist bezogen auf die Abnehmerschaltung Var, d. h. auf die Art und Weise des Anschlusses, durchzuführen.

Einheiten: Temperaturen in °C; Masseströme in kg/s; Wärmeströme in kW. Der Ablaufplan baut auf dem Flußbild 1.2.-1 (NETZ) auf.

aus dem erforderlichen Wärmestrom für die Heizung $\overline{QH[Abn]}$ in kW und der bekannten Anlagenrücklauftemperatur $tRN[Abn]$ (dies ist ebenfalls ein Eingabewert, z. B. 70 °C) analog Gl. (1.1.-14) zu

$$m[Abn] = \overline{QH[Abn]} / (4,2(t - tRN[Abn])) \text{ in kg/s.} \quad (2.4.-55)$$

Die Rücklauftemperatur des Abnehmers beträgt nach Gl. (1.1.-20) mit dem Wärmestrom zur Warmwasservorwärmung $\overline{QWW[Abn]}$ in kW

$$tabr[Abn] = tRN[Abn] - \overline{QWW[Abn]} / (4,2m[Abn]) \text{ in } ^\circ\text{C.} \quad (2.4.-56)$$

2.4.3. Beispiele

Für das im Bild 2.1.-2 dargestellte Netz, dessen Parameter in Tabelle 2.1.-1 detailliert aufgeführt sind, wurden dynamische Temperaturverläufe untersucht. Speziell wurden die Ergebnisse längs des Hauptstranges (Bild 2.4.-7) ausgewertet. Die Temperaturverläufe sind im Bild 2.4.-8 an der Einspeisestelle, an den passierenden Knotenpunkten und am Abnehmer 10 angegeben. Für die stets gleichen Zeitschritte gilt hier $\Delta\tau = 100$ s. Man sieht deutlich, wie sich die Temperaturänderungen zeitversetzt an den Knotenpunkten auswirken. Am Abnehmer machen sich diese während der ersten sieben Zeitintervalle überhaupt noch nicht bemerkbar.

Im Bild 2.4.-9 werden die Temperaturen in den einzelnen Abschnitten p innerhalb der Teilstrecken i untersucht. Die ebenfalls gleichen Zeitschritte haben hierbei eine Länge von $\Delta\tau = 25$ s. Die Lage der Temperaturfronten wird deutlich sichtbar. Die Stufenunterteilungen — beispielsweise am Punkt P — entstanden durch Mittelungen der während eines Intervalls eingetroffenen, qualitativ unterschiedlichen Temperaturfronten.

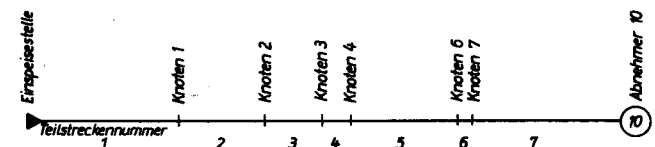


Bild 2.4.-7
Hauptstrang des im Bild 2.1.-2 dargestellten Netzes

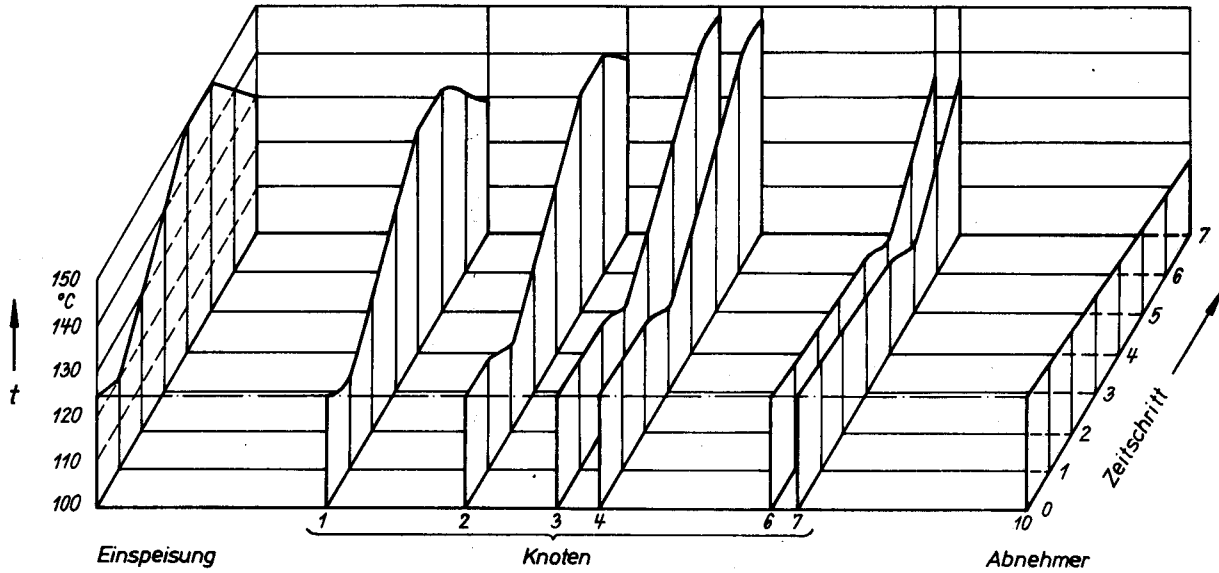


Bild 2.4.-8
 Temperaturen an der Einspeisestelle, an den Knotenpunkten und an einem Abnehmer als Zeitfunktion ($\Delta t_0 = 100$ s)
 Die Wärmedurchgangskoeffizienten k wurden sehr groß gewählt, damit die Temperaturabfälle deutlich sichtbar werden.

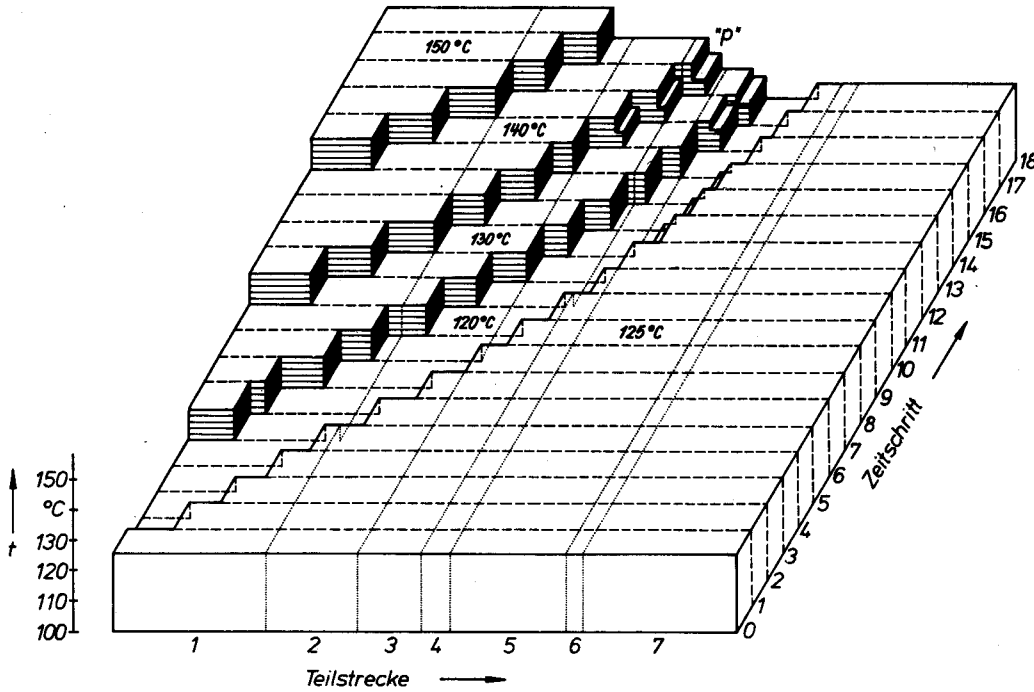


Bild 2.4.-9
 Temperaturen in den Teilstrecken einschließlich deren Unterteilungen als Zeitfunktionen ($\Delta t_0 = 25$ s)

3. Wärme- und Masseströme in Heizwassernetzen

Ziel der nachfolgenden Betrachtungen ist es, die für die Bemessung erforderlichen Wärmeleistungen und Masseströme zu bestimmen. Für die Ermittlung dieser Größen stehen Werte unterschiedlicher Aussagekraft, wie z. B. Projektwerte, Meßwerte, Erfahrungswerte, statistisch begründete Maximalwerte, Ergebnisse aus genauen theoretischen Berechnungen o. a. m., zur Verfügung. Demgegenüber gibt es eine Klassifikation von Standardwerten und Faktoren zu deren Verknüpfung. Aufgabe des Ingenieurs ist es, die gegebenen Größen zu beurteilen und den entsprechenden Standardwerten zuzuordnen. Hinweise werden in den Abschnitten 3.1. und 3.2. gegeben.

Besondere Probleme enthalten die Definitionen des Abnehmers und des Netzes bezüglich ihres Umfangs. So kann „Abnehmer“ ein Heizkörper einer Gebäudeheizungsanlage, ein Wohnblock, eine Hausanschlußstation, ein Industriewerk usw. und „Netz“ die Verrohrung im Gebäude, in einem Wohngebiet, innerhalb eines Fabrikgeländes oder im gesamten Fernwärmeversorgungsbe- reich einer Stadt sein. In der Regel werden die Grenzen nicht nach technischen, sondern nach nutzungsrechtlichen Gesichtspunkten festgelegt. Wegen dieser Flexibilität vergrößert sich der Umfang der Definitionen. Besteht beispielsweise ein Abnehmer aus mehreren, individuell regelbaren bzw. absperzbaren Aggregaten, Teilanlagen oder ähnlichem, dann ist bei zeitlich versetzter Leistungsanspruchnahme ein Gleichzeitigkeitsfaktor für den Abnehmer zu definieren. Werden mehrere Abnehmer zusammengefaßt, so ergibt sich für einen Netzknoten oder für die Einspeisestelle wiederum ein Gleichzeitigkeitsfaktor, der sich aber im Normalfall nicht aus den Gleichzeitigkeitsfaktoren der Abnehmer, sondern nur aus den zeitabhängigen Leistungsgrundwerten ermitteln läßt.

Nachfolgend werden die wichtigsten Standardwerte in Kurzform definiert.

Anschlußleistung des Abnehmers \dot{Q}_{An}

Es handelt sich dabei um die Summe der Nennleistungen aller beim Abnehmer installierten Wärmeverbrauchs- einrichtungen (Heizkörper, Aggregate usw.).

Normwärmeleistung des Abnehmers \dot{Q}_{Norm}

Sie stellt die notwendige Leistung aller Wärmever- brauchseinrichtungen dar, um die geforderten Funktio- nen bei maximaler Belastung gleichzeitig zu gewähr- leisten.

Ausnutzungsgrad des Abnehmers a_A

Er berechnet sich als Quotient aus Normwärmeleistung und Anschlußleistung zu

$$a_A = \frac{\dot{Q}_{Norm}}{\dot{Q}_{An}} \leq 1. \quad (3.0.-1)$$

Dieser Wert wird oftmals auch als Verbrauchsfaktor bezeichnet.

Wärmehöchstleistung des Abnehmers \dot{Q}_{max}

Sie stellt die tatsächlich auftretende maximale Leistung des Abnehmers dar. Der Wert ist in der Regel kleiner als die Normwärmeleistung, da die Wärmeverbrauchs- einrichtungen meistens nicht zeitgleich die volle Lei- stung benötigen.

Gleichzeitigkeitsfaktor des Abnehmers g_A

Er ergibt sich als Verhältnis von Wärmehöchstleistung zur Normwärmeleistung, jeweils bezogen auf den Ab- nehmer,

$$g_A = \frac{\dot{Q}_{max}}{\dot{Q}_{Norm}} \leq 1. \quad (3.0.-2)$$

Wärmehöchstleistung des Netzes $\dot{Q}_{max,N}$

Hierbei handelt es sich um die an einem Netzknoten oder an der Netzeinspeisestelle beim Zusammenschluß von n Abnehmern (mindestens zwei) maximal auftretende Wärmeleistung ohne Beachtung der Netz-Wärmever- luste. Der Wert $\dot{Q}_{max,N}$ ist in der Regel kleiner als die Summe der Wärmehöchstleistungen der angeschlossenen

Abnehmer $\sum_{i=1}^n \dot{Q}_{max,i}$, da diese Höchstwerte wiederum nicht zeitgleich wirken.

Gleichzeitigkeitsfaktor des Netzes g_N

Dieser ist das Verhältnis von Wärmehöchstleistung des Netzes zur Summe der Normwärmeleistungen der n Ab- nehmer

$$g_N = \frac{\dot{Q}_{max,N}}{\sum_{i=1}^n \dot{Q}_{Norm,i}} \leq 1. \quad (3.0.-3)$$

Der Gleichzeitigkeitsfaktor stellt bei dieser Definition eine Funktion des betrachteten Systems dar. Er wird in der Regel für die Einspeisestelle niedriger als für einen Netzknoten sein, der nur wenige Abnehmer zusammen- faßt.

Wärmeverlustleistung des Netzes $\dot{Q}_{verl,N}$

Es handelt sich hierbei um die maximal auftretenden Wärmeverluste der Rohrleitungen, die von den Abneh- mern bis zu einem bestimmten Netzknoten oder bis zur Einspeisestelle (gesamtes Netz) führen. Der Wert $\dot{Q}_{verl,N}$ ist also vom betrachteten System abhängig.

Gesamtwärmeleistung des Netzes $\dot{Q}_{ges,N}$

Hierunter wird die Summe aus Wärmehöchstleistung und Wärmeverlustleistung

$$\dot{Q}_{ges,N} = \dot{Q}_{max,N} + \dot{Q}_{verl,N} \quad (3.0.-4)$$

verstanden. Die Berechnung kann sowohl für einen Netz- knoten als auch für das gesamte Netz vorgenommen werden.

Verlustfaktor v

Er stellt das Verhältnis von Gesamtwärmeleistung zur Wärmehöchstleistung des Netzes

$$v_N = \frac{\dot{Q}_{ges,N}}{\dot{Q}_{max,N}} \geq 1 \quad (3.0.-5)$$

dar. Bezugspunkt kann wiederum ein Netzknoten oder die Einspeisestelle sein.

Geht man beispielsweise von n Abnehmern mit den Anschlußleistungen $\dot{Q}_{An,i}$, m Abnehmern mit den Normwärmeleistungen $\dot{Q}_{Norm,j}$ und p Abnehmern mit der gegebenen Wärmehöchstleistung $\dot{Q}_{max,k}$ aus, so berechnet sich die Gesamtwärmeleistung des Netzes zu

$$\dot{Q}_{ges,N} = v_N g_N \left(\sum_{i=1}^n a_i \dot{Q}_{An,i} + \sum_{j=1}^m \dot{Q}_{Norm,j} + \sum_{k=1}^p \frac{\dot{Q}_{max,k}}{g_{A,k}} \right). \quad (3.0.-6)$$

Auf die Ermittlung der im Netz fließenden Masseströme wird differenziert eingegangen, nachdem die Masseströme der Abnehmer systemabhängig analysiert worden sind.

3.1. Wärme- und Masseströme an den Abnehmern

Als Abnehmer in Netzen können Gebäudeheizungs- und Lüftungsanlagen sowie Warmwasserbereitungsanlagen auftreten. Es handelt sich dabei um Einzelanlagen oder um Kombinationen (vgl. Abschnitt 1.1.). Die Ermittlung der praktisch vorkommenden, maximalen Wärmeströme ist besonders sorgfältig vorzunehmen, da hier vielfach die Ursachen für eine Überdimensionierung des Netzes und der Erzeugeranlage liegen, die dann zu unnötigen Investitionen führen. Bedeutungsvoll und problematisch zugleich ist die Untersuchung, welche partiellen Abnehmer gleichzeitig angeschlossen werden müssen. Weitere Betrachtungen sind der Rücklaufemperatur zu widmen. Sie spielt die entscheidende Rolle bei der Ermittlung der Masseströme. Letztere bestimmen maßgeblich die Investitionsaufwendungen für die Netze und den Energieeinsatz für deren Betrieb. Um niedrige Masseströme zu erreichen, müssen niedrige Werte für die Wärmehöchstleistungen und niedrige Rücklaufemperaturen angestrebt werden.

Im weiteren erfolgt eine nähere Betrachtung der Einzelkomponenten, wobei Gebäudeheizungs- und Lüftungsanlagen zusammengefaßt behandelt werden. Grundsätzlich stellen die Empfehlungen nur Näherungen dar, da gegebene Werte nur mit verhältnismäßig geringem Aufwand beurteilt und evtl. korrigiert werden sollen. Weiter verbesserte Ergebnisse sind nur über eine exakte Anlagenbemessung selbst zu beziehen.

3.1.1. Gebäudeheizung

3.1.1.1. Wärmeleistung

Die Berechnung des Wärmebedarfs von Gebäuden folgt international unterschiedlichen Normen. Obwohl diese Ermittlungen relativ genau sind, liegt eine Reihe von Unsicherheitsfaktoren vor. So werden beispielsweise die Speichervorgänge sowie die inneren und äußeren Wärmeübergangskoeffizienten nur als pauschale Mittelwerte erfaßt. Die Lufttemperaturprofile und die flächenbezogenen Strahlungstemperaturen bleiben ebenso wie das Heizungssystem unberücksichtigt. Die bauphysikalischen und bautechnischen Annahmen, wie z. B. Wärmeleit-

fähigkeit, Fugendurchlässigkeit u. a. m., sind nicht absolut sicher. Schließlich wirken die äußeren meteorologischen Komponenten (Lufttemperatur, Wind, Sonneneinstrahlung), die in der Rechnung ebenfalls pauschal berücksichtigt werden, nicht zu jedem Zeitpunkt in der angesetzten Größe.

Da es auch zukünftig unmöglich sein wird, die genannten Unwägbarkeiten auszuschließen, bildet die genormte Wärmebedarfsberechnung die Basis für die Ermittlung des Gesamtwärmestroms der Gebäudeheizungs- bzw. Lüftungsanlage.

Anmerkung

Während der berechnete Wärmebedarf für Gebäude nach den früher gültigen Normen bei ordentlicher Bauausführung in der Regel um etwa 15% über dem sich in der Praxis einstellenden Wert lag, gilt dies nach den neuen Standards nicht mehr. Einerseits wurden die Berechnungsunterlagen präzisiert sowie einige Zuschläge gestrichen, und andererseits birgt die Bauausführung in der Regel keine zusätzlichen Reserven mehr in sich. Bereits geringe Baufehler wirken sich beträchtlich aus, da der Wärmebedarf infolge verbesserter Dämmung viel kleiner geworden ist.

Beurteilung der Projektwerte

Die in den Projekten angegebenen Anschlußleistungen sind in der Regel größer als die tatsächlich benötigten. Dies hat verschiedene Ursachen.

Subjektive Zuschläge werden vom Projektanten oftmals vorgesehen, da er den Annahmen oder den Berechnungsvorschriften nicht vertraut. Derartige Zuschläge sollten keinesfalls erfolgen, da man im nachhinein diese „Polster“ nicht mehr erkennen und korrigieren kann.

Objektive Zuschläge sind beispielsweise durch die Heizflächenauswahl und durch Unkenntnis der gleichzeitigen Belastung gegeben. Sie werden nachfolgend betrachtet.

Ausnutzungsgrad

Die Abstufung im Heizflächensortiment erfolgt etwa mit dem Faktor 1,1, d. h., die jeweils nächste Baugröße hat eine um 10% größere Leistung als die vorangegangene.

Bei der maschinellen Bemessung der Gebäudeheizungsanlagen läßt man bei der Auswahl der Heizflächen auch eine Minderleistung (bis 2%) zu. Bei manueller Auswahl wird erfahrungsgemäß stets die größere Heizfläche vorgesehen. Außerdem berücksichtigt man sehr oft die Rohrabkühlung im Abnehmersystem durch Zuschläge in der Größenordnung von 10%, subtrahiert den in den Raum abgegebenen Wärmestrom aber bei der Ermittlung der Heizflächen nicht.

Es wird eingeschätzt, daß der durch Gl. (3.0.-1) definierte Ausnutzungsgrad etwa folgende Werte annimmt:

$$\text{automatisierte Bemessung } a_A = 0,94 \dots 0,96 \quad (3.1.-1)$$

$$\text{manuelle Bemessung } a_A = 0,85 \dots 0,94 \quad (3.1.-2)$$

Voraussetzung ist allerdings, daß die Temperaturen in den Räumen durch individuelle Regelung auch den Soll-Werten entsprechen.

Gleichzeitigkeitsfaktor

Die bedeutendsten rechnerischen Reduzierungen des maximalen Wärmestroms erreicht man durch genaueste

Betrachtung der tatsächlichen Betriebszeit und der gegebenen Überlagerungen. Dies ist bei Industrie- und Gesellschaftsbauten unbedingt erforderlich. Hierbei sind auch Lüftungsanlagen unter Beachtung der reduzierten Außenluftstraten bei minimaler Außenlufttemperatur zu berücksichtigen. Es sollte stets ein *Belastungsdiagramm* (die Summenkurve der tatsächlich vorhandenen Heizlasten als Zeitfunktion) aufgestellt werden.

Wegen der objektspezifischen Besonderheiten können für den Industrie- und Gesellschaftsbau keine pauschalen Werte angegeben werden. Grundsätzliche Betrachtungen wurden in [11] für die *Einschaltwahrscheinlichkeit* von Heizkörpern im reinen Wohnungsbau angestellt. Die Grundüberlegung sei im folgenden kurz wiedergegeben. Im Ausgangszustand sind alle Abnehmer ans Netz angeschlossen. Entsprechend den individuellen Bedürfnissen schalten die Abnehmer über die gesamte Versorgungsperiode mit einer bestimmten Wahrscheinlichkeit nur einen Teil der Normwärmeleistung ein. Der für eine hinreichend sichere Versorgung erforderliche Bruchteil dieser theoretischen Gesamtlast — Wärmehöchstleistung \dot{Q}_{max} genannt — wurde nach folgendem Modell errechnet:

Insgesamt sind n Wohnungseinheiten mit je r Heizkörpern gleicher Leistung angeschlossen. Die Gesamtzahl der Heizkörper ist somit $H = nr$. Die Einschaltwahrscheinlichkeiten betragen p_i ($i = 1, \dots, H$). Sie sind für alle Wohnungseinheiten die gleichen. Damit genügt es; nur jeweils eine Heizkörpergruppe zu betrachten und aus diesen Ergebnissen das Gesamtverhalten zu ermitteln. Die i -te Gruppe umfaßt damit n Heizkörper, d. h. pro Wohnungseinheit einen. Die Zufallsgröße, die die Gesamtzahl der eingeschalteten Heizkörper der Gruppe i angibt, ist binomial verteilt. Die partiellen Gleichzeitigkeitsfaktoren φ_i bei der Versorgungszuverlässigkeit $P_v = 0,999$ (d. h. 99,9%) sind in Tabelle 3.1.-1 aufgeführt. Die Ergebnisse für veränderte Versorgungszuverlässigkeiten, z. B. 99% bzw. 99,99%, unterscheiden sich nur unbedeutend von den Tabellenwerten. Der Gleichzeitigkeitsfaktor für das Abnehmersystem berechnet sich dann zu

$$g_A = \frac{1}{H} \sum_{i=1}^H \varphi_i \quad (3.1.-3)$$

Die Anzahl der Heizkörper H muß nicht zwangsläufig der tatsächlichen Heizkörperzahl entsprechen; es kann

auch eine weitere Parzellierung vorgenommen werden. Dies ist mitunter zweckmäßig, wenn man beispielsweise Aussagen zur Einschaltwahrscheinlichkeit von Heizkörper-Teilleistungen auswerten will. Ein generell diffiziles Problem ist das Erfassen der Einschaltwahrscheinlichkeit selbst. Dieser Wert ist vor allem abhängig vom Energiebewußtsein der Bewohner und von finanziellen Stimuli.

Beurteilung von Kennwerten

In der Literatur werden oftmals spezifische Wärmebedarfswerte genannt. Sie sind auf verschiedene Bezugsparameter orientiert, z. B. auf 1 m² Wohnfläche, 1 m³ umbauten Raum, 1 Wohnungseinheit u. a. m. Vor der Rechnung mit derartigen Kenngrößen zur Ermittlung der Wärmehöchstleistung wird grundsätzlich gewarnt, da die Schwankungsbreite der Angaben zu groß und die Bezugsseinheiten zu klein sind. Es sei daran erinnert, daß gerade in den letzten Jahren durch das wärmedichtere Bauen die bisherigen Kennwerte ihre Gültigkeit verloren haben.

Als relativ sicher gelten lediglich Vergleichswerte für komplexe Wohnungsbaugebiete ähnlicher Struktur, wobei gleiche Gebäudetypen, eine ungefähr gleiche Wohnungsverteilung und Nachfolgeeinrichtungen analogen Umfangs Bedingung sind.

Anschlußleistung, Normwärmeleistung, Wärmehöchstleistung

Liegt ein Projekt für eine Gebäudeheizungsanlage vor, so ist die ausgewiesene Wärmeleistung als Anschlußleistung \dot{Q}_{An} aufzufassen, wenn zusätzlich keine speziellen Aussagen getroffen wurden. Die Normwärmeleistung, d. h. der Wert, der zur sollwertgerechten Beheizung benötigt wird, errechnet sich nach Gl. (3.0.-1), unter Verwendung der Angaben für a_A in den Gln. (3.1.-1) und (3.1.-2).

Ist mit einem gleichzeitigen Betrieb aller angeschlossenen Wärmeverbrauchseinrichtungen zu rechnen, so gilt $g_A = 1$, womit die Wärmehöchstleistung identisch der Normwärmeleistung ist. Bei zeitlich versetztem Betrieb muß die Wärmehöchstleistung nach dem Belastungsdiagramm bestimmt werden. Bei Wohnungsbauten ist eine Berechnung entsprechend Gl. (3.0.-2) — bei Bestimmung von g_A nach Gl. (3.1.-3) — möglich, wenn sta-

Tabelle 3.1.-1 Partielle Gleichzeitigkeitsfaktoren für den Wohnungsbau (nach [11])

n WE	Partielle Gleichzeitigkeitsfaktoren φ_i für die Einschaltwahrscheinlichkeiten p																	
	0,95	0,90	0,85	0,80	0,75	0,70	0,65	0,60	0,55	0,50	0,45	0,40	0,35	0,30	0,25	0,20	0,15	0,10
10	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0,90	0,90	0,90	0,80	0,80	0,70	0,60	0,60	0,50
50	1	1	0,98	0,96	0,92	0,88	0,84	0,80	0,76	0,72	0,66	0,62	0,56	0,50	0,46	0,38	0,32	0,26
100	1	0,98	0,95	0,91	0,88	0,83	0,79	0,75	0,70	0,65	0,60	0,55	0,50	0,45	0,39	0,33	0,27	0,20
200	0,99	0,96	0,92	0,89	0,84	0,80	0,75	0,71	0,66	0,61	0,56	0,51	0,46	0,40	0,35	0,29	0,24	0,17
500	0,98	0,94	0,90	0,85	0,81	0,76	0,71	0,67	0,62	0,57	0,52	0,47	0,42	0,36	0,31	0,25	0,20	0,14
1000	0,97	0,93	0,89	0,84	0,79	0,75	0,70	0,65	0,60	0,55	0,50	0,45	0,40	0,35	0,29	0,24	0,19	0,13
2000	0,97	0,92	0,87	0,83	0,78	0,73	0,68	0,63	0,58	0,53	0,48	0,43	0,38	0,33	0,28	0,23	0,17	0,12
4000	0,96	0,91	0,87	0,82	0,77	0,72	0,67	0,62	0,57	0,52	0,47	0,42	0,37	0,32	0,27	0,22	0,17	0,11
8000	0,96	0,91	0,86	0,81	0,77	0,72	0,67	0,62	0,57	0,52	0,47	0,42	0,37	0,32	0,27	0,21	0,16	0,11
12000	0,96	0,91	0,86	0,81	0,76	0,71	0,66	0,61	0,56	0,51	0,46	0,41	0,36	0,31	0,26	0,21	0,16	0,11
16000	0,96	0,91	0,86	0,81	0,76	0,71	0,66	0,61	0,56	0,51	0,46	0,41	0,36	0,31	0,26	0,21	0,16	0,11
20000	0,95	0,91	0,86	0,81	0,76	0,71	0,66	0,61	0,56	0,51	0,46	0,41	0,36	0,31	0,26	0,21	0,16	0,11
24000	0,95	0,91	0,86	0,81	0,76	0,71	0,66	0,61	0,56	0,51	0,46	0,41	0,36	0,31	0,26	0,21	0,16	0,11
28000	0,95	0,91	0,86	0,81	0,76	0,71	0,66	0,61	0,56	0,51	0,46	0,41	0,36	0,31	0,26	0,21	0,16	0,11
32000	0,95	0,91	0,86	0,81	0,76	0,71	0,66	0,61	0,56	0,51	0,46	0,41	0,36	0,31	0,26	0,21	0,16	0,11

tistisch gesicherte Einschaltwahrscheinlichkeiten raumbezogen vorliegen (vgl. Abschnitt 3.1.1.3., Beispiel 1). Da derartige Werte derzeit noch nicht bekannt sind, kann diese tatsächlich vorhandene Leistungsminderung leider noch nicht erfaßt werden.

3.1.1.2. Massestrom und Rücklauftemperatur

Die genannten Größen sind in Abhängigkeit von der Anschlußart zu ermitteln. Bei Vorhandensein eines Mengengrenzlers ist der maximale Massestrom allerdings bereits durch den eingestellten Wert determiniert.

Direkter, temperaturgleicher Anschluß

Die Gebäudeheizungsanlagen sind ohne zentrale Regelung direkt an das Netz angeschlossen. Der im Heizungsprojekte ausgewiesene Massestrom \dot{m}_A sollte auch den weiteren Netzberechnungen zugrunde gelegt werden ($\dot{m}_A \equiv \dot{m}_N$). In Wirklichkeit ist zwar bei Zweirohrheizungen und individueller Lastanpassung infolge der Drosselregelung eine Verringerung des Massestroms denkbar, die Einregulierung des Abnehmeranschlusses geht in der Praxis jedoch stets von dem projektierten Massestrom aus. Er wird durch Differenzdruckregler direkt auf diesen Wert begrenzt oder mit handbetätigten Drosselventilen auf der Grundlage von Mengemessungen (Blende oder Woltmanzähler) für die Auslegungsverhältnisse eingestellt. Eine Reduzierung des Massestroms wäre nur dann gerechtfertigt, wenn konkrete Aussagen zur Gleichzeitigkeit vorliegen, wobei sich diese auf die Abschaltung von parallel laufenden Stromkreisen beziehen müßte. Dies ist beispielsweise der Fall, wenn sich der zeitgleiche Betrieb von zwei Lüftungsanlagen ausschließt.

Problematisch gestaltet sich die Temperaturermittlung, da die dem Projekt zugrunde liegenden Berechnungen nicht bekannt sind. Meistens werden die Masseströme in den Heizflächenteilstrecken aus den tatsächlichen Heizflächenleistungen sowie der gewünschten Anlagenspreizung ermittelt, anschließend werden die Wärmeverluste der Rohrleitungen pauschal der Wärmeleistung zugeschlagen. Die Temperaturangaben werden häufig bei den Werten der gewünschten Spreizung belassen. In diesem Fall existiert dann ein Widerspruch bei der Bildung der Enthalpiebilanz. In einigen Fällen werden auch Vorlauf- und Rücklauftemperatur symmetrisch zu den vorgegebenen Auslegungswerten verändert. Da die jeweils angewendete Verfahrensweise unbekannt ist, wird für die Berechnung der geforderten Abnehmvorlauftemperatur t_V und der sich einstellenden Abnehmerrücklauftemperatur t_R eine Näherung empfohlen. Die genannten Temperaturen sind mit den Netztemperaturen $t_{V,N}$ und $t_{R,N}$ an der Abnehmergrenze identisch. Vereinfachend werde die mittlere Heizmedienübertemperatur als richtig beibehalten, da einige Heizflächen diese möglicherweise auslegungsgemäß benötigen. (Verbesserte Näherungen müßten dann direkten Bezug auf das spezielle Objekt und das installierte Heizungssystem nehmen.)

Ausgehend von der tatsächlichen Temperaturdifferenz

$$\Delta t = \frac{\dot{Q}_{\text{Norm}}}{c\dot{m}_A}, \quad (3.1.-4)$$

ergeben sich mit den im Projekt ausgewiesenen Vorlauf- und Rücklauftemperaturen der Gebäudeheizung t_V^+ bzw. t_R^+ die korrigierten Werte zu

$$t_{V,N} = t_V = \frac{t_V^+ + t_R^+}{2} + \frac{\Delta t}{2} \quad (3.1.-5)$$

$$t_{R,N} = t_R = \frac{t_V^+ + t_R^+}{2} - \frac{\Delta t}{2}. \quad (3.1.-6)$$

Direkter Anschluß mit Rücklaufbeimischung

Infolge der installierten, zentralen Abnehmerregelung wird aus dem Netz nur der Massestrom \dot{m}_N entnommen, der der reduzierten Wärmeleistung entspricht. Unter Beibehaltung der im Projekt ausgewiesenen Netzvorlauftemperatur an der Abnehmergrenze $t_{V,N}$ und der nach den Gln. (3.1.-4) und (3.1.-6) ermittelten Netzurücklauftemperatur $t_{R,N}$ [für den Massestrom \dot{m}_A in Gl. (3.1.-4) ist der Wert der Gebäudeheizungsanlage laut Projekt einzusetzen] folgt

$$\dot{m}_N = \frac{\dot{Q}_{\text{Norm}}}{c(t_{V,N} - t_{R,N})}. \quad (3.1.-7)$$

Indirekter Anschluß

Das Zwischenschalten eines Wärmeübertragers ermöglicht ohne genaue Nachrechnung keine Aussage zur Massestrom- und Rücklauftemperaturänderung bei einer Reduzierung der angeschlossenen Wärmeleistung. Sicher ist nur, daß beide Größen ebenfalls sinken. Um bei der hydraulischen Netzbemessung auf der sicheren Seite zu bleiben, werden jedoch die Netztemperaturen $t_{V,N}$ und $t_{R,N}$ bei den Projektwerten belassen. Der Massestrom ergibt dann

$$\dot{m}_N = \frac{\dot{Q}_{\text{Norm}}}{c(t_{V,N} - t_{V,R})}. \quad (3.1.-8)$$

Anmerkung

Bei einem Gleichzeitigkeitsfaktor $g_A < 1$ kann in den Gln. (3.1.-4), (3.1.-7) und (3.1.-8) \dot{Q}_{Norm} durch \dot{Q}_{max} substituiert werden. Es ist jedoch genauestens zu überprüfen, inwieweit die vereinfachten Annahmen bezüglich des Anlagensmassstroms \dot{m}_A [Gl. (3.1.-4)] und der Temperaturen unter diesen speziellen Bedingungen noch gelten oder einer Veränderung bedürfen.

3.1.1.3. Beispiele

Beispiel 1

Eine Gebäudeheizungsanlage für 200 Wohnungseinheiten wurde maschinell bemessen. Im Projekt ist ein Anschlußwert von $\dot{Q}_{An} = 1,21$ MW ausgewiesen. Die Normalwohnung in diesem zu versorgenden Block habe fünf Heizkörper mit den Leistungsanteilen: Bad 6%, Küche 10%, Schlafzimmer 26%, Kinderzimmer 25%, Wohnzimmer 33%. Nach statistischen Ermittlungen werde angenommen, daß die Wärmeabgabe der Heizfläche in der Küche nur von 60% der Nutzer voll in Anspruch genommen wird, während die übrigen eine Drosselung um 50% vornehmen. Die Heizung in den Schlafräumen werde dagegen von 10% voll betrieben, 30% nehmen den Betrieb bei Halblast vor, und 60% stellen die Beheizung völlig ab. Es ist der tatsächlich auftretende maximale Wärmestrom zu bestimmen.

Lösung

Gemäß Gl. (3.1.-1) wird der Ausnutzungsgrad $a_A = 0,95$ angenommen. Da es sich durchweg um Wohnungsbeheizung handelt, können Lastverschiebungen durch zeitlich unterschiedliche Nutzung nicht angenommen werden. Statt dessen werde der Gleichzeitigkeitsfaktor nach Gl. (3.1.-3) unter Zugrundelegen der verschiedenen Einschaltwahrscheinlichkeiten berechnet. Der Einfachheit halber wird angenommen, daß jede Wohnung 100 fiktive Heizkörper aufweist. Mit den obigen Daten ergibt sich dann die folgende Aufstellung:

Zimmer	Anzahl der Heizkörper	Einschaltwahrscheinlichkeit
Bad	6	1
Küche	5 } 10	1
	5 }	0,6
Schlafzimmer	13 } 26	0,1
	13 }	0,4
Wohnzimmer	33	1
Kinderzimmer	25	1
<hr/>		
Zusammenfassung	69 } 100	1
	5 }	0,6
	13 }	0,4
	13 }	0,1

Zur Erläuterung werde die Betriebsweise der im Schlafraum installierten Heizflächen näher betrachtet. Die Parzellierung ergibt 26 Heizflächen. Da die Laststufen „Voll“, „Halb“ und „Aus“ vorgegeben sind, wird die Aufteilung zu zweimal 13 gewählt.

10% der Bewohner schalten beide Gruppen ein, und 30% nehmen nur eine Gruppe in Betrieb. So ergeben sich die Einschaltwahrscheinlichkeiten zu 0,1 und $0,1 + 0,3 = 0,4$.

Mit den Werten der Tabelle 3.1.-1 ergibt sich Gl. (3.1.-3) zu

$$g_A = \frac{1}{100} (69 \cdot 1 + 5 \cdot 0,71 + 13 \cdot 0,51 + 13 \cdot 0,17)$$

$$g_A = 0,81$$

Schließlich folgt nach den Gln. (3.0.-1) und (3.0.-2) die Wärmehöchstlast

$$\dot{Q}_{\max} = 0,95 \cdot 0,81 \cdot 1,21 \text{ MW} = 0,93 \text{ MW}$$

Beispiel 2

Das manuell erstellte Projekt für eine Gebäudeheizungsanlage weist folgende Werte aus: $\dot{Q} = 250\,000 \text{ W}$; $t_V^+ = 110 \text{ °C}$; $t_R^+ = 70 \text{ °C}$; $\dot{m}_A = 1,38 \text{ kg/s}$.

Welche Daten sollte man näherungsweise für die Bemessung des Netzes ansetzen, das die genannte Heizungsanlage versorgt, wenn

- ein direkter, temperaturgleicher Anschluß
- ein direkter Anschluß mit Rücklaufbeimischung
- ein indirekter Anschluß vorgenommen werden soll?

In den Fällen b) und c) beträgt die Netzvorlauftemperatur $t_{V,N} = 130 \text{ °C}$, und im Fall c) wurde weiterhin die projektgemäße Auslegung für eine Netzrücklauftemperatur von $t_{R,N} = 80 \text{ °C}$ vorgenommen.

Lösung

Da keine Hinweise auf eine nicht zeitgleiche Belastung vorliegen, muß $g_A = 1$ gesetzt werden. Es kann somit eine Reduzierung der Anschlußleistung nur auf die Normwärmeleistung erfolgen. Dieser Wert ist im Sinne der Gl. (3.0.-2) der Wärmehöchstleistung \dot{Q}_{\max} identisch. Die im Projekt gegebenen Daten erfüllen nicht die Enthalpiebilanz $[\dot{m}_A c(t_V^+ - t_R^+) = 231\,840 \text{ W}]$. Dies und die Tatsache der manuellen Bemessung deuten auf pauschale nachträgliche Zuschläge zur Heizflächenleistung hin. Gemäß den Gln. (3.0.-1) und (3.1.-2) ergibt sich

$$\dot{Q}_{\text{Norm}} = 0,9 \cdot 250\,000 \text{ W} = 225\,000 \text{ W}$$

Die weiteren Betrachtungen erfolgen getrennt, jeweils bezogen auf die Art des Anschlusses.

Fall a

Die tatsächliche Temperaturdifferenz ergibt sich gemäß Gl. (3.1.-4) zu

$$\Delta t = \frac{225\,000}{4200 \cdot 1,38} \text{ K} = 38,8 \text{ K}$$

Damit betragen die näherungsweise Netz- und Anlagentemperaturen nach den Gln. (3.1.-5) bzw. (3.1.-6)

$$t_{V,N} = \frac{110 + 70}{2} \text{ °C} + \frac{38,8}{2} \text{ K} = 109,4 \text{ °C}$$

$$t_{R,N} = \frac{110 + 70}{2} \text{ °C} - \frac{38,8}{2} \text{ K} = 70,6 \text{ °C}$$

Der Massestrom entspricht dem Projektwert.

Fall b

Für die Netzvorlauftemperatur gelte nach Projektangabe $t_{V,N} = 170 \text{ °C}$, die Netzrücklauftemperatur entspricht dem Fall a mit $t_{V,R} = 70,6 \text{ °C}$. Damit errechnet sich der Massestrom, der zwischen Netz und Abnehmeranlage getauscht wird, nach Gl. (3.1.-7) zu

$$\dot{m}_N = \frac{225\,000}{4200(130 - 70,6)} \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 0,90 \text{ kg/s}$$

Fall c

Wie im Vorspann zu Gl. (3.1.-8) erläutert, werden $t_{V,N}$ und $t_{V,R}$ in erster Näherung gleich den Projektwerten angenommen. Der Massestrom hat dann den Wert

$$\dot{m}_N = \frac{225\,000}{4200(130 - 80)} \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 1,07 \text{ kg/s}$$

Beispiel 3

Die im Beispiel 1 vorgestellte Heizungsanlage ist als Einrohrsystem ausgeführt und über eine Hausanschlußstation, die eine Einrichtung zur Rücklaufbeimischung enthält, an das Netz angeschlossen. Letzteres wird mit einer Vorlauftemperatur von $t_{V,N} = 150 \text{ °C}$ betrieben. Es sei weiterhin angenommen, daß die im Beispiel 1 errechnete Wärmehöchstleistung statistisch gesichert ist.

Das Heizungssystem selbst wurde laut Rechnerausdruck für die Temperaturen $t_v^+ = 110\text{ °C}$, $t_r^+ = 67\text{ °C}$ ausgelegt. Es ist der Massestrom, der vom Netz an den Abnehmer übertragen wird, zu ermitteln.

Lösung

Der Massestrom in der Gebäudeheizungsanlage errechnet sich für den Auslegungszustand zu

$$\dot{m}_A = \frac{\dot{Q}_{An}}{c(t_v^+ - t_r^+)} = \frac{1,21 \cdot 10^6}{4200(110 - 67)} \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 6,7 \text{ kg/s}.$$

Dieser Wert ist bei einer Einrohrheizungsanlage auch bei Drosselung der Heizflächendurchströmung nahezu konstant, so daß sich bei der Wärmehöchstleistung eine Gebäuderücklauftemperatur von

$$t_r = t_v^+ - \frac{\dot{Q}_{max}}{\dot{m}c} = 110\text{ °C} - \frac{0,93 \cdot 10^6}{4200 \cdot 6,7} \text{ K} = 77\text{ °C}$$

ergibt. Da diese Temperatur identisch der Netzzrücklauftemperatur ist, folgt nach Gl. (3.1.-7)

$$\dot{m}_N = \frac{0,93 \cdot 10^6}{4200(150 - 77)} \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 3,0 \text{ kg/s}.$$

Es ist eine Eigenart des Systems, daß bei der Einsparung von Energie die Rücklauftemperatur ansteigt. Wegen derartiger spezifischer Eigenschaften muß der Anmerkung im Abschnitt 3.1.1.2. bei Berücksichtigung des Gleichzeitigkeitsfaktors g_A stets besondere Aufmerksamkeit gelten.

3.1.2. Technologische Verbraucher

3.1.2.1. Allgemeine technologische Verbraucher

Technologische Wärmeverbraucher können sowohl im Industrie- als auch im Gesellschaftsbau vorkommen. Es handelt sich beispielsweise um die Beheizung von Kochkesseln, Waschmaschinen, industriellen Bädern u. a. m. Die Angaben über die Wärmehöchstleistungen, Masseströme und Temperaturen sind sehr gewissenhaft vom technologischen Projektanten zu ermitteln, da nur dieser genau über die Verfahrensweise und den zeitlichen Ablauf Kenntnis hat. Spätere Korrekturen durch den Heizungsprojektanten sind nicht möglich.

3.1.2.2. Technologische Warmwasser-verbraucher

Die für industrielle Prozesse benötigten Warmwasserströme müssen vom technologischen Projektanten als Zeitfunktionen angegeben werden. Für gesellschaftliche Einrichtungen, wie Gaststätten, Heime, Schulen, Sporthallen u. ä., stehen dem Heizungs- und Sanitäringenieur in der Regel genügend Werte in der Literatur zur Verfügung. (Spezielle Angaben für den Wohnungsbau sind dem Abschnitt 3.1.3. zu entnehmen.) Nachdem Kenntnis über den zeitlichen Warmwasserstrom und die geforderten Temperaturen vorliegt, ist die zugehörige Wärmeleistung ebenfalls als Zeitfunktion zu ermitteln. Dabei sind zwei grundsätzliche Varianten zu unterscheiden.

Durchflußsystem

Bei dieser Variante verlaufen der geforderte Warmwasserstrom und die Wärmeleistung völlig synchron, so daß die Wärmehöchstleistung \dot{Q}_{max} sofort bestimmbar ist. Die zugehörigen Masseströme \dot{m}_N und die Netzzrücklauftemperatur $t_{r,N}$ können nur das Ergebnis der wärmetechnischen Berechnung des Wärmeübertragers sein.

Speichersystem

Der Einsatz eines Speichers führt zum Abbau der Warmwasserbedarfsspitzen und so zu einer Glättung der erforderlichen Wärmeleistung. Die in der Praxis oftmals vorgenommene Umrechnung des Spitzenwertes auf einen über eine fest vorgegebene Aufheizzeit verteilten konstanten Wärmestrom entspricht nicht der Wirklichkeit. Bessere Ergebnisse erhält man, wenn von der exakten Erfassung des physikalischen Zusammenhangs ausgegangen wird.

Überschläglich berechnet sind die Wärmeleistung bei Vernachlässigung des Wärmeverlustes nach der Gleichung

$$\dot{Q} = \dot{m}_{HW}c(t'_{HW} - t_{WW}) \left(1 - e^{-\frac{kA}{\dot{m}_{HW}c}}\right). \quad (3.1.-9)$$

\dot{m}_{HW} Heizmedienstrom

c spezifische Wärmekapazität

k Wärmedurchgangskoeffizient der Heizfläche

A Heizfläche

t'_{HW} Heizmedieneintrittstemperatur

t_{WW} Warmwassertemperatur.

Der Wert t_{WW} ist zeitabhängig. Es gilt der Zusammenhang

$$t'_{HW} - t_{WW} = (t'_{HW} - t'_{WW}) \left[\frac{t'_{HW} - t''_{WW}}{t'_{HW} - t'_{WW}} \right]^{\frac{\tau}{\Delta\tau}} \quad (3.1.-10)$$

τ aktuelle Heizzeit

$\Delta\tau$ erforderliche Gesamtheizzeit

t'_{WW} Warmwassertemperatur zu Beginn der Aufheizung ($\tau = 0$)

t''_{WW} Warmwassertemperatur am Ende der Aufheizzeit ($\tau = \Delta\tau$).

Schließlich gilt zusammenfassend

$$\dot{Q} = \dot{m}_{HW}c(t'_{HW} - t'_{WW}) \left[\frac{t'_{HW} - t''_{WW}}{t'_{HW} - t'_{WW}} \right]^{\frac{\tau}{\Delta\tau}} \left(1 - e^{-\frac{kA}{\dot{m}_{HW}c}}\right). \quad (3.1.-11)$$

Für den Fall, daß nicht der Heizmedienstrom \dot{m}_{HW} , sondern nur die aufzuwärmende Warmwassermenge m_{WW} bekannt ist, folgt aus

$$m_{WW} = \frac{\dot{m}_{HW} \Delta\tau \left(1 - e^{-\frac{kA}{\dot{m}_{HW}c}}\right)}{\ln \frac{t'_{HW} - t'_{WW}}{t'_{HW} - t''_{WW}}} \quad (3.1.-12)$$

der Wärmestrom zu

$$\dot{Q} = \frac{m_{WW}c}{\Delta\tau} \ln \frac{t'_{HW} - t'_{WW}}{t'_{HW} - t''_{WW}} (t'_{HW} - t'_{WW}) \left[\frac{t'_{HW} - t''_{WW}}{t'_{HW} - t'_{WW}} \right]^{\frac{\tau}{\Delta\tau}}. \quad (3.1.-13)$$

Da ein zusätzlicher Ausnutzungsgrad a_A nicht zu berücksichtigen ist, entspricht der zur Zeit $\tau = 0$ bei $t_{ww} = t'_{ww}$ vorliegende Wärmestrom \dot{Q} dem als Normwärmeleistung definierten Wert \dot{Q}_{Norm} . Bei Vorhandensein von nur einem Warmwasserbereiter gelten dann als Netzanschlußwerte:

$$g_A = 1; \quad \dot{Q}_{max} = \dot{Q}_{Norm}; \quad \dot{m}_N = \dot{m}_{HW}. \quad (3.1-14)$$

Die Rücklauftemperatur stellt dabei eine Zeitfunktion dar:

$$t_{R,N} = t_{V,N} - \frac{\dot{Q}(\tau)}{c\dot{m}_N}, \quad (3.1-15)$$

wobei üblicherweise $t_{V,N} \equiv t'_{HW}$ gilt. Das minimale $t_{R,N}$ ergibt sich für $\dot{Q}(\tau = 0) = \dot{Q}_{max}$.

Sind k Speicher im Abnehmerbereich vorhanden, so ist der Verlauf des Gesamtwärmestroms durch Addition der jeweils aktuellen Einzelwerte \dot{Q}_i zu berechnen:

$$\dot{Q}_{ges}(\tau) = \sum_{i=1}^k \dot{Q}_i. \quad (3.1-16)$$

Der dabei auftretende Maximalwert entspricht der gesuchten Wärmehöchstleistung \dot{Q}_{max} .

Der Gesamtmassestrom wird in analoger Weise bestimmt. Die Ermittlung gestaltet sich aber einfacher, da die \dot{m}_{HW} im Verlauf der Aufheizung konstant sind. Somit muß bei der Summenbildung nur geprüft werden, ob der Speicher gerade im Betrieb ist oder nicht. (Die Drosselung des Massestroms, die beispielsweise am Ende der Aufheizung bei Einsatz von direkt wirkenden Proportionalreglern auftritt, bleibe der Einfachheit halber unberücksichtigt.) Es gilt also

$$\dot{m}_{ges}(\tau) = \sum_{i=1}^k \dot{m}_{HW,i}; \quad \dot{m}_N = [\dot{m}_{ges}(\tau)]_{max} \quad (3.1-17)$$

mit dem Maximalwert \dot{m}_N .

Die Rücklauftemperatur stellt wiederum eine Zeitfunktion dar:

$$t_{R,N} = t_{R,V} - \frac{\dot{Q}_{ges}(\tau)}{c\dot{m}_{ges}(\tau)}. \quad (3.1-18)$$

Die Ermittlung der Wärmehöchstleistung wird durch das nachfolgende Beispiel verdeutlicht.

3.1.2.3. Beispiel

In einer Industriehalle befinden sich verschiedene Bäder, Trocknungs- und Lüftungsanlagen. Auf Grund des technologischen Ablaufs machen sich folgende Betriebszeiten erforderlich:

Uhrzeit	Abnehmer	Verfahren
	Bad 1	
5.00— 7.00		Aufheizen
9.00—...		Nachheizen
14.00—16.00		Aufheizen
18.00—...		Nachheizen

Uhrzeit	Abnehmer	Verfahren
	Bad 2	
7.00— 9.30		Aufheizen
15.30—18.00		Aufheizen
	Trockner 1	
6.00—12.00		Erzeugung von Heißluft
15.00—16.00		Erzeugung von Heißluft
18.00—22.00		Erzeugung von Heißluft
	Trockner 2	
7.00— 9.00		Erzeugung von Heißluft
10.00—12.00		Erzeugung von Heißluft
14.00—17.00		Erzeugung von Heißluft
19.00—22.00		Erzeugung von Heißluft
	Lüftungsanlage	
5.00— 7.00		Umluftbetrieb
7.00—10.00		Mischluftbetrieb I
10.00—13.00		Mischluftbetrieb II
13.00—22.00		Mischluftbetrieb I

Die technischen Daten der Abnehmer sind:

Bad 1: Aufheizen

$$\dot{m}_{HW} = 0,8 \text{ kg/s}; \quad t'_{ww} = 10 \text{ °C}; \quad t''_{ww} = 50 \text{ °C};$$

$$t'_{HW} = 100 \text{ °C}; \quad k = 400 \text{ W/m}^2 \text{ K}; \quad A = 8,5 \text{ m}^2$$

Nachheizen

$$t'_{ww} = 40 \text{ °C}$$

Bad 2: Aufheizen

$$\dot{m}_{ww} = 6000 \text{ kg}; \quad t'_{ww} = 10 \text{ °C}; \quad t''_{ww} = 60 \text{ °C};$$

$$t'_{HW} = 100 \text{ °C}; \quad \dot{m}_{HW} = 0,6 \text{ kg/s}$$

$$\text{Trockner 1: } \dot{Q} = 30 \text{ kW}; \quad \dot{m}_{HW} = 0,25 \text{ kg/s}$$

$$\text{Trockner 2: } \dot{Q} = 60 \text{ kW}; \quad \dot{m}_{HW} = 0,50 \text{ kg/s}$$

Lüftungsanlage:

Umluftbetrieb	120 kW	} $\dot{m}_{HW} = 1,3 \text{ kg/s}$
Mischluftbetrieb I	148 kW	
Mischluftbetrieb II	165 kW	

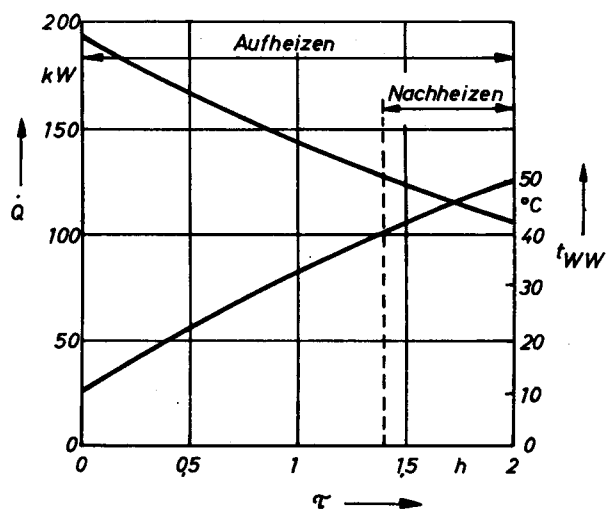


Bild 3.1.-1 Zeitlicher Verlauf des Wärmestroms und der Warmwassertemperatur während des Auf- und Nachheizens von Bad 1

Die beiden letzten Betriebsstufen enthalten bereits eine regenerative Wärmerückgewinnung.

Es sind die für die Bäder benötigten Wärmeströme zu ermitteln und das Belastungsdiagramm für die gesamte Betriebszeit aufzustellen. Dabei sei angenommen, daß die Bäder keine Wärme nach außen abgeben und durch Kapselung keine Verdunstung erfolgt. Weiterhin ist der Gesamtmassestrom als Zeitfunktion aufzustellen und der Verlauf der Rücklauftemperatur überschläglich zu ermitteln.

Lösung

Zunächst wird Bad 1 betrachtet. Die Aufheizzeit beträgt stets $\Delta\tau = 2$ h. Damit nimmt Gl. (3.1.-11) folgende Form an:

$$\dot{Q} = 0,8 \cdot 4180(100 - 10) \left[\frac{100 - 50}{100 - 10} \right]^{\tau/2} \times \left(1 - e^{-\frac{400 \cdot 8,5}{0,8 \cdot 4180}} \right) \text{ W}$$

Um das Nachheizen beurteilen zu können, wird parallel auch der Temperaturverlauf nach Gl. (3.1.-10) ermittelt:

$$t_{\text{ww}} = 100 \text{ °C} - (100 - 10) \left[\frac{100 - 50}{100 - 10} \right]^{\tau/2} \text{ K}$$

Die Auswertung beider Gleichungen ergibt:

τ in h	0	0,5	1	1,5	2
\dot{Q} in kW	192,1	165,8	143,2	123,6	106,7
t_{ww} in °C	10	22,3	32,9	42,1	50

Die Ergebnisse sind im Bild 3.1.-1 aufgezeichnet. Dabei wird deutlich, daß die Temperatur 40 °C (Beginn des Nachheizens) beim Erstaufheizen einer Betriebsdauer von $\tau = 1,4$ h entspricht. Das heißt, die Nachheizung dauert 0,6 h. Der erforderliche Wärmestrom ist analog dem des Zeitabschnitts von $\tau = (1,4 \dots 2)$ h.

Die Aufheizzeit für Bad 2 beträgt jeweils $\Delta\tau = 2,5$ h. Der Wärmestrom ist nach Gl. (3.1.-13) zu berechnen:

$$\dot{Q} = \frac{6000 \cdot 4180}{2,5 \cdot 3600} \ln \frac{100 - 10}{100 - 60} (100 - 10) \left[\frac{100 - 60}{100 - 10} \right]^{\frac{\tau}{2,5}}$$

Die Auswertung liefert:

τ in h	0	0,5	1	1,5	2	2,5
\dot{Q} in kW	203,4	172,9	147,0	125,0	106,3	90,4

Nach Kenntnis dieser Werte kann das *Belastungsdiagramm* entwickelt werden. Zweckmäßigerweise trägt man zuerst die konstanten und die geradlinig verlaufenden Lasten auf und ergänzt zum Schluß die gekrümmten Kurvenverläufe. Die Aufzeichnung erfolgte im Bild 3.1.-2. Die Auswertung zeigt, daß bis auf eine Ausnahme die technologisch bedingten Wärmeströme einigermaßen gut aufeinander abgestimmt sind. Abgeändert werden sollte auf jeden Fall die Überlagerung von 15.30 bis 16.00 Uhr. Entweder die Aufheizung des Bades 2 beginnt erst ab 16.00 Uhr, oder die Aufheizung des Bades 1 wird um 0,5 Stunden vorgezogen. Die erstgenannte

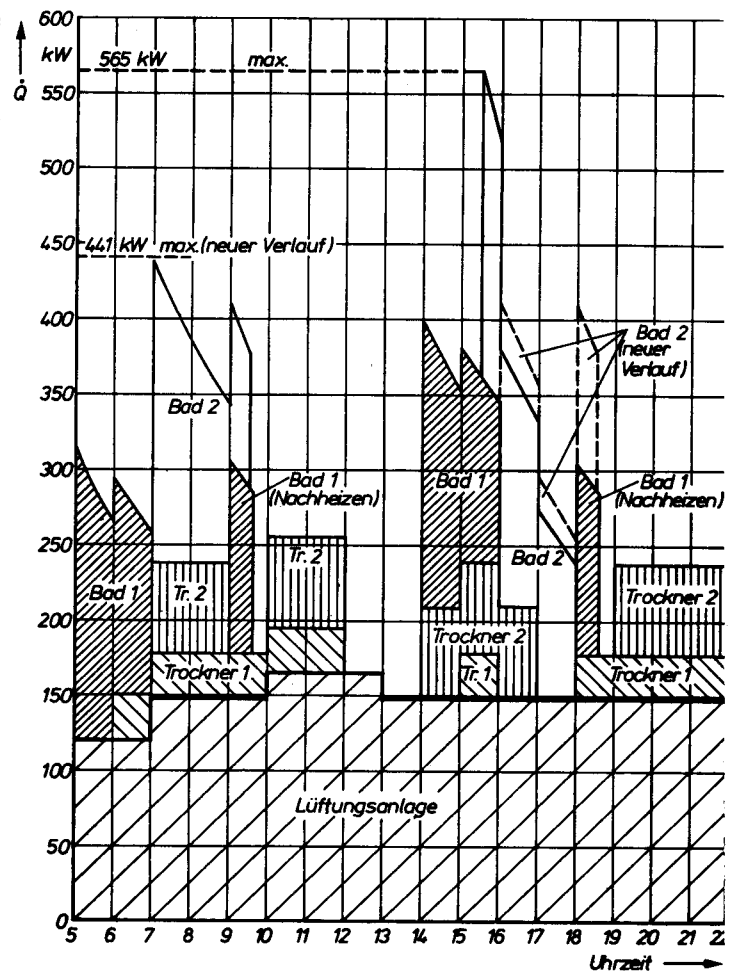


Bild 3.1.-2 Belastungsdiagramm Wärmestrom als Zeitfunktion

Variante wurde im Bild 3.1.-2 gestrichelt eingezeichnet. Die *Wärmehöchstleistung* kann dadurch von $\dot{Q}_{\text{max}} = 565$ kW auf 441 kW, d. h. um 28%, gesenkt werden. Das Beispiel zeigt deutlich, wie bedeutungsvoll eine Harmonisierung der Belastung ist.

Der *Gleichzeitigkeitsfaktor* für den betrachteten Abnehmer ergibt

$$g_A = \frac{\dot{Q}_{\text{max}}}{\dot{Q}_{\text{Norm}}} = \frac{441}{192,1 + 203,4 + 30 + 60 + 165} = 0,68$$

Die Ermittlung des *Gesamtmassestroms* kann durch einfache Summierung gemäß Gl. (3.1.-17) vorgenommen werden. Die jeweils betriebenen Aggregate sind aus Bild 3.1.-2 sofort erkennbar. Dabei wird auf den „neuen Verlauf“ zurückgegriffen.

Beispielsweise ergibt sich um 14.00 Uhr eine sprungartige Veränderung des Massestroms von $\dot{m}_{\text{ges}} = 1,3$ kg/s (Lüftungsanlage) auf $\dot{m}_{\text{ges}} = (1,3 + 0,5 + 0,8)$ kg/s = 2,6 kg/s (Lüftungsanlage, Trockner 2, Bad 1). Diese schrittweise Berechnung liefert schließlich den im Bild 3.1.-3 aufgezeichneten Verlauf.

Danach können mit Hilfe von Gl. (3.1.-18) die Rücklauftemperaturen berechnet werden. Es ergeben sich beispielsweise für 7.00 Uhr mit den Werten aus den Bildern 3.1.-2 und 3.1.-3

$$t_{\text{r.N}} = 100 \text{ °C} - \frac{257 \cdot 10^3}{4200 \cdot 2,35} \text{ K} = 74,0 \text{ °C}$$

$$t_{R,N} = 100 \text{ °C} - \frac{441 \cdot 10^3}{4200 \cdot 2,65} \text{ K} = 60,4 \text{ °C}.$$

Die Ergebnisse sind im Bild 3.1.-4 aufgetragen.

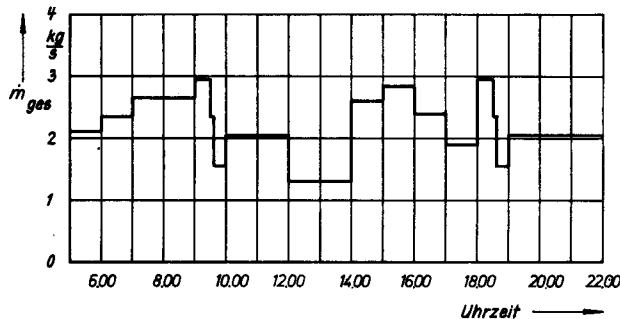


Bild 3.1.-3
Zeitlicher Verlauf des Gesamtmassestroms

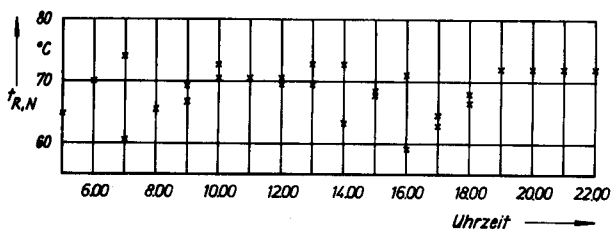


Bild 3.1.-4
Erwartete Rücklauftemperaturen des gesamten Abnehmerbereiches

3.1.3. Warmwasserbereitung für Wohnbauten

3.1.3.1. Wärmehöchstleistung

Da der Wärmestrom für die Warmwasserbereitung in Wohngebieten einen wesentlichen Anteil des maximal benötigten Gesamtwärmestroms ausmacht, kommt der genauen Ermittlung größte Bedeutung zu. Für die Spitzenwerte der Verbraucher liegen von verschiedenen Autoren Werte vor. Erste Normen bzw. Standards sind ausgearbeitet. Eine Reihe dieser Angaben wurde ausgewertet, gemittelt und teilweise extrapoliert. Eine Auswahl der Werte ist im Bild 3.1.-5 wiedergegeben. Obwohl die einzelnen Autoren im allgemeinen nicht mitteilen, unter welchen Voraussetzungen die Messungen oder die theoretisch ermittelten Gleichungen Gültigkeit haben, muß man annehmen, daß es sich durchweg um Momentanwerte handelt. Dies bedeutet, daß die Angaben für die großen Wohnungszahlen vermutlich Extrapolationen darstellen (vgl. auch Abschnitt 3.2.2.).

Weiterhin wird stets fraglich bleiben, inwieweit Messungen überhaupt repräsentativ sind, da die Einflußfaktoren Verbrauchergewohnheiten, Mieterstruktur, sanitärtechnischer Ausstattungsgrad, anstehender Wasserdruck, Fernsehprogramm u. a. m. territorial oder zeitlich unterschiedlich sind. Aus diesem Grund wird die Mittelung mehrerer Meßpunkte bei Ausscheiden der Extremwerte für die sicherste Methode gehalten, wobei allerdings im speziellen Anwendungsfall stets eine gewisse Unsicherheit verbleibt.

Im Bild 3.1.-5 sind die empfohlenen Bedarfskurven eingezeichnet. Da es sich um gleichartige Abnehmer han-

delt, ist der Gleichzeitigkeitsfaktor nur eine Funktion der zu versorgenden Wohnungszahlen n . Damit kann sofort die Wärmehöchstleistung \dot{Q}_{\max} angegeben werden. Bei der Versorgung von Wohnungen ist es auch üblich, mit spezifischen Werten $\dot{q}_{\max} = \dot{Q}_{\max}/n$ zu arbeiten. Die analytische Fassung der Maximalwerte lautet für $n = 10$ bis 1000 Wohnungseinheiten:

Speichersystem

$$\dot{Q}_{S, \max} = 6,79n^{0,78} \quad \text{in kW} \quad (3.1.-19)$$

$$\dot{q}_{S, \max} = 6,79n^{-0,22} \quad \text{in kW/WE} \quad (3.1.-20)$$

Durchflußsystem

$$\dot{Q}_{D, \max} = 19,72n^{0,64} \quad \text{in kW} \quad (3.1.-21)$$

$$\dot{q}_{D, \max} = 19,72n^{-0,36} \quad \text{in kW/WE} \quad (3.1.-22)$$

Entsprechend den Literaturangaben von [12] und [13] sowie aus der Extrapolation der genannten Formeln über den angegebenen Geltungsbereich hinaus, folgt, daß sich im Bereich von 1000 bis 2000 Wohnungseinheiten die Spitzenwerte des Speicher- und des Durchflußsystems angleichen.

Als Bedarfswerte sind entsprechend Bild 3.1.-5 für $n > 1000$ Wohnungseinheiten

$$\dot{Q}_{S/D, \max} = 2,69n^{0,92} \quad \text{in kW} \quad (3.1.-23)$$

$$\dot{q}_{S/D, \max} = 2,69n^{-0,08} \quad \text{in kW/WE} \quad (3.1.-24)$$

anzunehmen.

In [11] wurde von MÜHLMANN eine theoretische Bestimmung von Gleichzeitigkeitsfaktoren vorgenommen. Als Grundlagen dienten von der Bedienungstheorie erarbeitete Methoden. Speziell wurde das „ERLANGSCHE Modell“ benutzt, das bei der Projektierung von Fernmeldeanlagen Verwendung findet. Die Berechnungen ergaben etwa bei $n = 1000$ WE eine Erhöhung gegenüber den Gln. (3.1.-19) und (3.1.-21), wenn die Spitzenwerte im Bereich von 20 bis 200 WE als gesichert angenommen werden. Für 10000 WE würde Gl. (3.1.-23) wieder genaue Werte liefern.

3.1.3.2. Zeitlicher Wärmeleistungsverlauf

Außer der Wärmehöchstleistung \dot{Q}_{\max} ist der zeitliche Verlauf des erforderlichen Wärmestroms von besonderem Interesse. Auf der Grundlage dieser Charakteristik sind dann weitere Überlegungen zur Gleichzeitigkeit für ein ganzes Versorgungsgebiet unter Beachtung der unterschiedlichen Transportzeiten möglich.

Ausgehend von verschiedenen Veröffentlichungen, Normen und Analysen von Verbrauchsmessungen [14, 15, 16] wird der zeitliche Wärmestrom des Abnehmers als GAUSSSCHE Normalverteilung — auch Glockenkurve genannt — beschrieben. Die in [15] und [16] vorgelegte Version verwendet zwei überlagerte Normalverteilungen.

Im Hinblick auf die spätere mathematische Weiterentwicklung der Gleichungen wird nur eine einfache Glockenkurve der Form

$$\dot{Q}(\tau) = \dot{Q}_{\max} e^{-(a\tau)^2} \quad (3.1.-25)$$

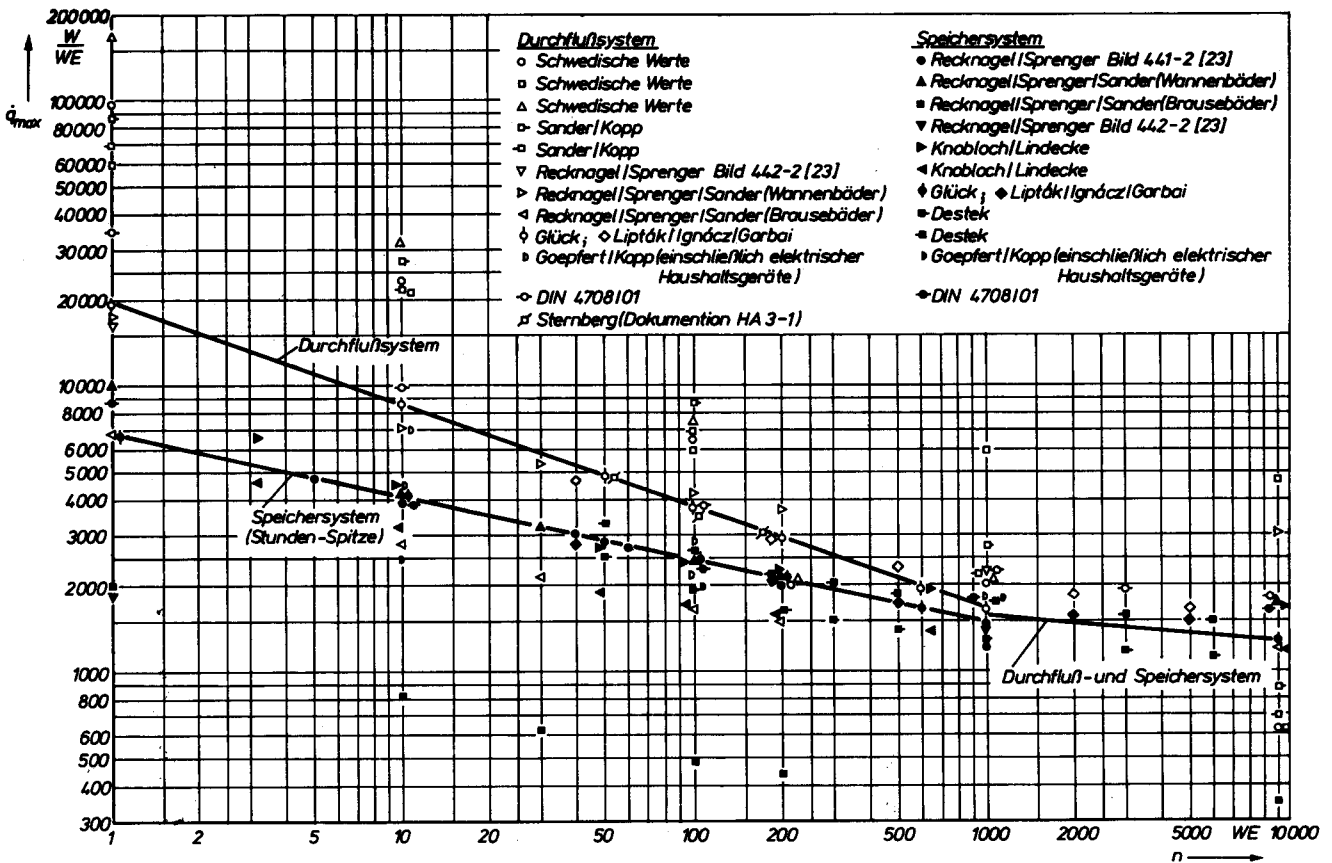


Bild 3.1-5
Zusammenstellung von spezifischen Wärmeleistungswerten \dot{q}_{max} (Wärmestrom pro Wohnungseinheit) für die Warmwasserbereitung von Wohnbauten in Abhängigkeit von den Wohnungszahlen n

betrachtet. Die Verteilung liegt dabei symmetrisch zur Zeit $\tau = 0$ und erstreckt sich über einen Verbrauchszeitraum von $-\infty < \tau < +\infty$.

Weiterhin stellen \dot{Q}_{max} den Maximalwert und a einen charakteristischen Parameter der Normalverteilung dar. Beide Größen sind von der zu versorgenden Wohnungszahl n abhängig, so daß eigentlich $\dot{Q}(n, \tau)$ gilt. Im weiteren wird zweckmäßigerweise auf die spezifische Leistung für eine Wohnung

$$\dot{q}(n, \tau) = \frac{\dot{Q}(n, \tau)}{n} \tag{3.1-26}$$

bezogen. Dies ist lediglich eine Rechengröße, die als Mittelwert für eine Wohnung gilt, wenn ein Bereich von n Wohnungseinheiten versorgt wird. Die analoge Definition gelte für den Spitzenwert

$$\dot{q}_{max}(n) = \dot{q}(n, \tau = 0) = \frac{\dot{Q}_{max}(n)}{n} \tag{3.1-27}$$

Werden in Gl. (3.1-25) die Gln. (3.1-26) und (3.1-27) substituiert, folgt

$$\dot{q}(n, \tau) = \dot{q}_{max}(n) \cdot e^{-(a\tau)^2}, \tag{3.1-28}$$

woraus, über die gesamte Verbrauchsperiode integriert, die Gesamtwärmemenge berechenbar ist:

$$q_P(n) = \int_{-\infty}^{\infty} \dot{q}_{max}(n) \cdot e^{-(a\tau)^2} d\tau \tag{3.1-29}$$

Ein Exkurs in die Mathematik liefert sofort

$$q_P(n) = \dot{q}_{max}(n) \frac{\sqrt{\pi}}{a} \tag{3.1-30}$$

Der charakteristische Parameter a ergibt sich dann zu

$$a = \sqrt{\pi} \frac{\dot{q}_{max}(n)}{q_P(n)} \tag{3.1-31}$$

Die Schwierigkeit besteht in der Festlegung der Größen \dot{q}_{max} und q_P .

Zunächst wird auf die in [16] getroffenen Festlegungen zur Bestimmung des Koeffizienten a zurückgegriffen.

Für die Leistungsspitze gilt

$$\dot{q}_{max}^* = 35 \text{ kW} \left[\Phi^* \left(0,04 \frac{1 + \sqrt{n}}{\sqrt{n}} \right) + \frac{1}{\sqrt{n}} \Phi^* \left(0,6 \frac{1 + \sqrt{n}}{\sqrt{n}} \right) \right], \tag{3.1-32}$$

wobei Φ^* die Werte der Normalverteilung nach der Definition

$$\Phi^*(x) = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \int_0^x e^{-t^2} dt,$$

die z. B. in [17] tabelliert sind, darstellen. Werden Tabellen für das Fehlerintegral verwendet, die auf der Definition

$$\Phi(x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^x e^{-\frac{t^2}{2}} dt$$

aufgebaut sind, so gilt die Umrechnung

$$\Phi^*(x) = 2\Phi(x\sqrt{2}).$$

Tabellen für $\Phi(x)$ finden sich beispielsweise in [18] und [19].

Die mittlere Gesamtwärmemenge einer Verbrauchsperiode — bezogen auf eine Wohnungseinheit — errechnet sich zu

$$q_p^* = 21 \cdot 10^6 \text{ Ws} \left(1 + \frac{1}{\sqrt{n}}\right). \quad (3.1.-33)$$

Die Ergebnisse der Gln. (3.1.-32) und (3.1.-33) sowie der daraus folgende charakteristische Parameter a sind in Tabelle 3.1.-2 zusammengestellt. Für den später noch

Tabelle 3.1.-2 Charakteristischer Parameter a nach Gl. (3.1.-31) und seine Ausgangswerte

n in WE	10	100	1000	3000	5000	10000
\dot{q}_{\max}^* in kW	10,12	3,85	2,26	1,97	1,88	1,79
\dot{q}_{\max}^* in MWs	27,6	23,1	21,7	21,4	21,3	21,2
a in 10^{-3} s^{-1}	0,652	0,295	0,185	0,163	0,156	0,150
a in h^{-1}	2,35	1,06	0,67	0,59	0,56	0,54

auszuwertenden Bereich von $n = 2000 \dots 10000$ WE gilt die Approximation

$$a = 0,947n^{-0,06} \quad \text{in } \text{h}^{-1}. \quad (3.1.-34)$$

Während in Ermangelung besserer Erkenntnisse der Koeffizient a verwendet wird, kann sich dem Spitzenwert \dot{q}_{\max}^* in den weiteren Berechnungen nicht angeschlossen werden. Statt dessen werden die Gln. (3.1.-19) bis (3.1.-24) verwendet. Damit gilt zusammenfassend für den zeitlichen Verlauf

$$\dot{q}(n, \tau) = \dot{q}_{\max}(n) e^{-(a\tau)^2} \quad (3.1.-35)$$

und speziell im Bereich $n = 2000 \dots 10000$ WE

$$\dot{q}(n, \tau) = 2,69 n^{-0,08} e^{-(0,947 n^{-0,06} \tau)^2} \quad \text{in kW/WE} \quad (3.1.-36)$$

mit der laufenden Zeitkoordinate τ in h. Die Ergebnisse der letzten Gleichung sind in Tabelle 3.1.-3 aufgeführt und in den Bildern 3.1.-6 und 3.1.-7 aufgezeichnet.

Tabelle 3.1.-3 Spezifische Wärmeströme $\dot{q}(n, \tau)$ in kW/WE in Abhängigkeit von den Wohnungszahlen n und der Zeit τ gemäß Näherungsgleichung (3.1.-36)

τ	n in WE				
	2000	4000	6000	8000	10000
h					
5	0	0	1	1	1
4	5	7	9	10	11
3	57	70	78	84	89
2	347	368	379	387	393
1,5	651	657	659	660	660
1	1021	995	978	966	957
0,8	1163	1121	1096	1078	1065
0,6	1286	1230	1197	1174	1157
0,4	1382	1314	1275	1248	1228
0,3	1418	1345	1304	1275	1254
0,2	1443	1367	1324	1295	1272
0,1	1459	1381	1337	1307	1284
0	1464	1385	1341	1311	1288

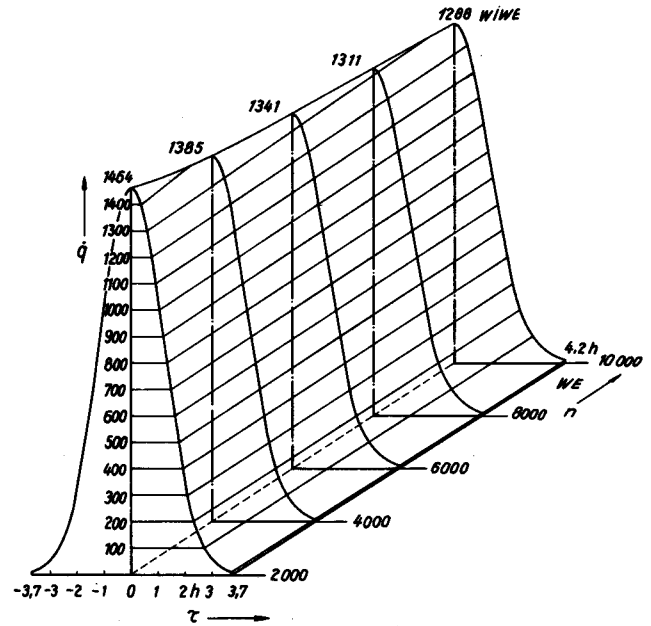


Bild 3.1.-6 Zeitlicher, spezifischer Wärmeleistungsverlauf der Warmwasserbereitung in Abhängigkeit von den angeschlossenen Wohnungen

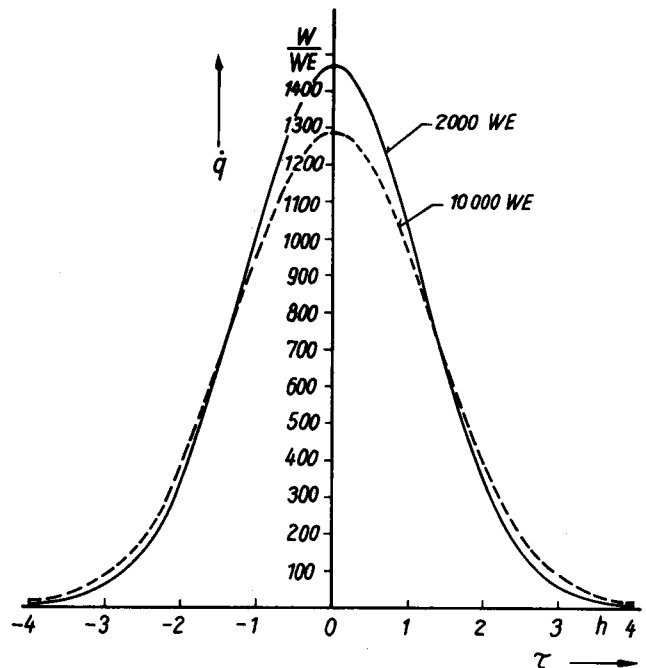


Bild 3.1.-7 Gegenüberstellung des zeitlichen, spezifischen Wärmeleistungsverlaufs der Warmwasserbereitung für 2000 und 10000 Wohnungseinheiten

Es ist deutlich sichtbar, daß mit steigenden Wohnungszahlen der spezifische Maximalwert sinkt und die Verbrauchsperiode sich vergrößert. Die Periodendauer ist nach der Definition [16] die Zeitspanne, in der 99% der Gesamtwärmemenge (identisch mit dem Flächeninhalt unter der Glockenkurve) verbraucht wurden.

3.1.3.3. Massestrom und Rücklauftemperatur

Die Berechnung dieser Größen ist in entscheidendem Maße von der konstruktiven Lösung der Warmwasserbereitung abhängig. Für die parallel zu den Heizungs-

systemen angeschlossenen Warmwasserbereitungsanlagen nach dem Durchfluß- bzw. Speicherprinzip gelten in vollem Umfang die Darlegungen im Abschnitt 3.1.2.2. Warmwasserbereitungssysteme, die den Gebäudeheizungssystemen nachgeschaltet sind, werden in der Regel so ausgelegt, daß bei maximaler Belastung der Heizungsanlage die Warmwasserbereitung vollständig durch die Rücklaufauskühlung des Netzmassesstroms \dot{m}_N in einem Gegenströmer realisiert wird (Hausanschlußstation). In diesem Fall ist \dot{m}_N durch die Gl. (3.1.-7) determiniert und gilt als Einstellwert für den Mengengrenzer. Die in Gl. (3.1.-7) verwendete Netzurücklauftemperatur $t_{r,N}$ steht dann vor dem Eintritt in den Wassererwärmer an. Sie muß bei dieser Schaltung über der benötigten Warmwassertemperatur liegen. Das Rücklaufwasser wird synchron auf die Temperatur

$$t_{r,N}^* = t_{r,N} - \frac{\dot{Q}(\tau)}{c\dot{m}_N} \quad (3.1.-37)$$

abgekühlt. Die niedrigste Austrittstemperatur ergibt sich bei der Wärmehöchstleistung \dot{Q}_{\max} .

3.1.3.4. Beispiel

Eine Gebäudeheizungs- und Warmwasserbereitungsanlage für ein Wohngebäude mit $n = 200$ WE wird von einem Netz über eine Hausanschlußstation mit Wärmeenergie versorgt. Nach Überprüfung des Anschlußwertes gemäß Abschnitt 3.1.1. ergaben sich folgende Daten: $\dot{m}_N = 4,4$ kg/s, $t_{r,N} = 68$ °C. Die Warmwasserbereitung erfolgt im Durchflußsystem und soll bei maximaler Heizlast nur durch Rücklaufauskühlung gedeckt werden.

Es ist die minimale Netzurücklauftemperatur $t_{r,N}^*$ zu ermitteln.

Lösung

Die Wärmehöchstleistung der Warmwasserbereitung errechnet sich nach Gl. (3.1.-21) zu

$$\dot{Q}_{D,\max} = 19,72 \cdot 200^{0,64} \text{ kW} = 585,6 \text{ kW} .$$

Gemäß Gl. (3.1.-37) folgt dann

$$t_{r,N}^* = 68 \text{ °C} - \frac{585600}{4180 \cdot 4,4} \text{ K} = 36,2 \text{ °C} .$$

Dieser Wert tritt natürlich nur sehr kurzzeitig auf.

3.2. Wärme- und Masseströme an den Netzknoten und an der Einspeisung

Die Wärme- und Masseströme der einzelnen Abnehmer vereinigen sich an den Knotenpunkten des Rohrleitungssystems. Im Abschnitt 3.1. wurde auf die Abnehmercharakteristiken eingegangen. In der Regel sind die Wärmeströme an feste Zeitabläufe gekoppelt, z. B. bei technologischen Prozessen und bei der Nutzung von gesellschaftlichen Einrichtungen, oder ihre Größe ist an eine bestimmte Wahrscheinlichkeit gebunden, wie z. B. die Raumheizung oder der Warmwasserbedarf von Wohngebäuden.

Bei ganz exakter Erfassung müßten für jeden Netzknoten ein Belastungsdiagramm oder ein neuer Gleichzeitigkeitsfaktor $g_{N,k}$ bestimmt werden. Außerdem sind die Wärmeverluste des Rohrnetzes zu berücksichtigen. Dies geschieht nach rechnerisch ermittelten Werten oder pauschal unter Verwendung der Gl. (3.0.-5) mit einem Verlustfaktor

$$v_N = 1,02 \dots 1,05 . \quad (3.2.-1)$$

Die differenzierte, knotenpunktweise Ermittlung des Gleichzeitigkeitsfaktors $g_{N,k}$ ist sehr aufwendig und entspricht deshalb nicht der üblichen Bemessungspraxis. Andererseits muß aber auch darauf hingewiesen werden, daß das Aufsuchen von Reserven durch genauere Berechnungsalgorithmen stets mühevoll sein wird. Es ist deshalb zwischen Aufwand und möglicher Einsparung objektbezogen abzuwägen. Die Problematik gestaltet sich besonders kompliziert, wenn die Belastungen Zeitfunktionen darstellen, da deren Wirken von den unterschiedlichen Transportzeiten des Heizmediums zu den Abnehmern überlagert wird. Die Transportzeiten sind weiterhin abhängig von den Massedurchsätzen. Bei Abnehmern mit massevariabler Leistungsregelung sind die Masseströme und damit auch die Transportzeiten wiederum Funktionen der Wärmeströme. In diesen Fällen muß die Ermittlung der Masse- und Wärmeströme parallel verlaufen. Bezieht man noch die Abkühlung des Heizmediums in den einzelnen Teilstrecken des Netzes ein, die wiederum vom Massedurchsatz abhängig ist, so könnte die aktuelle Massestromverteilung nur iterativ ermittelt werden. Die sich wiederholenden Berechnungen wären nur mit einer EDV-Anlage realisierbar. Der aufgezeigte Zusammenhang gilt für Knotenpunkte und für die Einspeisestelle am Netzanfang gleichermaßen.

Entfällt die Knotenpunktanalyse, so wird das Netz möglicherweise überdimensioniert; bei fehlender Reduzierung an der Einspeisestelle entstehen jedoch bedeutend größere volkswirtschaftliche Verluste infolge der Überdimensionierung der Erzeugerkapazität.

Für die praktische Bemessung wird folgender Kompromißvorschlag unterbreitet:

- Die Masseströme werden durch Addition der Abnehmerwerte ermittelt. Es handelt sich dabei um die Masseströme \dot{m}_N , die im Abschnitt 3.1. definiert wurden. Sie sind entsprechend der technischen Ausführung der Abnehmeranlage dem im Heizungsprojekt ausgewiesenen Wert identisch oder aber unter Einbeziehung der Gleichzeitigkeit im Abnehmerbereich reduziert.
- Die ermittelte Massestromverteilung stellt die Grundlage für die hydraulische Netzbemessung dar. Damit können alle Abnehmer bezüglich des Heizmediums gleichzeitig versorgt werden. Dieses Vorgehen scheint gerechtfertigt, da sonst die hydraulische Bemessung für eine mögliche Vielzahl von Belastungsvarianten durchgeführt werden müßte und der Betrieb für eventuell veränderte Gleichzeitigkeitsbedingungen möglicherweise nicht in vollem Umfang durchführbar wäre.
- Die Gesamtwärmeleistung an der Einspeisestelle ist dagegen unter Beachtung der gleichzeitigen Belastung zu ermitteln. Die setzt sich aus $\dot{Q}_{\max,N}$ und

$\dot{Q}_{\text{verl},N}$ additiv zusammen. Die einzelnen Summanden der Netzwärmehöchstleistung werden mit $\dot{Q}_{N,k}^*$ bezeichnet und in den Abschnitten 3.2.1.1. und 3.2.2.1. näher betrachtet. Sofern diese Zeitfunktionen $\dot{Q}_{N,k}^*(\tau)$ darstellen, ist $\dot{Q}_{\text{max},N}$ mit Hilfe eines Belastungsdiagramms zu bestimmen.

Besondere Aufmerksamkeit muß auch der Überprüfung der verschiedenen Betriebsbedingungen gelten, damit die möglichen Teillastzustände auch technisch beherrscht und mit dem geringsten Energieaufwand realisiert werden können. Dies betrifft beispielsweise die Staffelung der Umwälzpumpen, der Wärmeübertrager, der Meßeinrichtungen u. a. m. Für die spezielle Ermittlung der Belastungsvarianten soll folgendes Vorgehen gelten:

- Einige typische Varianten einer gleichzeitigen Belastung sind zu untersuchen. Dabei müssen vor allem Abnehmerkombinationen, die in ihrer Gesamtheit oder zu einem großen Teil abschaltbar sind, berücksichtigt werden. Die Masseströme und die angeschlossenen Wärmeleistungen sind entsprechend den technischen Gegebenheiten zu reduzieren. Die Nachrechnung der Temperaturverteilung (vgl. Abschnitt 2.4.) im Netz ist ohne weiteres möglich, da die dafür benötigten Daten der jeweiligen Belastungsvariante (\dot{m}_j ; \dot{Q}_j ; $t_{R,N,j}$) relativ genau ermittelt werden können.
- Bezieht sich die Reduzierung der gleichzeitigen Belastung auf eine Vielzahl von Abnehmern, ohne daß eine genaue örtliche und zeitliche Zuordnung vorliegt, wie z. B. bei den Wärmeströmen für die Warmwasserbereitung in Wohnungen, so sollte die tatsächliche Gesamtbelastung auf alle anteiligen Abnehmer als Mittelwert umgelegt werden. Für diese Verhältnisse ist dann auch die Temperaturverteilung zu bestimmen.

Zusammenfassend kann festgestellt werden, daß bei einer Bemessung des Netzes einschließlich der Umwälzpumpen nach den vorgenannten Grundsätzen die Festlegung der Teilstreckendurchmesser relativ einfach möglich ist und daß im praktischen Betrieb stets hydraulische Reserven vorhanden sein dürften. Davon kann gegebenenfalls bei späteren geringfügigen Erweiterungen des Versorgungsbereichs ohne Neuverlegung von Haupttrassen gezehrt werden; dies ist — wie die Praxis häufig zeigt — kein zu unterschätzender Vorteil.

Die Bemessung der Wärmebereitstellung (Erzeugeranlage, Wärmeübertragerstation usw.) wird für die voraussichtlich tatsächlich auftretende Gesamtwärmeleistung vorgenommen. Eine Reserve an Leistungskapazität ist ökonomisch nicht zu vertreten. Bei eventuellen Erweiterungen müssen geeignete Kapazitäten errichtet werden.

Die Zusammenstellung der vorgeschlagenen Belastungsannahmen des Netzes ist im Komplexbeispiel (Abschnitt 3.3.1.) verdeutlicht.

3.2.1. Gebäudeheizung und technologische Verbraucher

3.2.1.1. Wärmeleistung

Die Ermittlung der Netzwärmeleistung $\dot{Q}_{\text{max},N}$ baut sich selbstverständlich auf den Wärmeleistungen der Abnehmer auf. Die Angaben sind jedoch differenziert zu werten. Als Hauptkriterien gelten, inwieweit im gegebenen Abnehmerwärmestrom ein Gleichzeitigkeitsfaktor eingerechnet wurde und ob die einzelnen Leistungsanteile rekonstruierbar sind. Weiter können der Einfachheit halber gleichgeartete Abnehmer zu Komplexabnehmern zusammengefaßt werden. Sie zeichnen sich durch gleiche Abnehmercharakteristiken und gleiche Transportzeiten zur Einspeisestelle aus, falls die Abnehmerleistungen Zeitfunktionen darstellen. Bei stets konstanten Belastungen ist das Zusammenfassen zu Abnehmerkomplexen beliebig. Nachfolgend werden die typischen Abnehmergruppen vorgestellt.

Abnehmer mit vorgegebener Normwärmeleistung oder zeitabhängig vorgegebener Wärmeleistung

Hierzu gehören *Gebäudeheizungsanlagen*, deren Normwärmeleistungen \dot{Q}_{Norm} gemäß Gl. (3.0.-1) gegeben sind, und *Warmwasserspeicher*, deren Leistungsaufnahme $\dot{Q}(\tau)$ durch die Gln. (3.1.-11) bzw. (3.1.-13) definiert wird. Zusätzlich können natürlich die Betriebszeit oder auch die Leistung eingeschränkt sein, die bei Heizungssystemen, aufbauend auf \dot{Q}_{Norm} , zu berücksichtigen sind. Die ermittelten Belastungen $\dot{Q}_{N,k}^*$ stellen dann einen Summanden k der Netzwärmeleistung dar.

Abnehmer mit vorgegebener Wärmehöchstleistung

Die Angabe eines solchen Wertes schließt nach Gl. (3.0.-2) die Berücksichtigung eines Gleichzeitigkeitsfaktors ein. So werden bei *Industrie- und Gesellschaftsbauten* bzw. ganzen Komplexen die Wärmehöchstleistungen üblicherweise mit Hilfe von Belastungsdiagrammen analog dem Beispiel 3.1.2.3. bestimmt. Die dort ermittelte Wärmehöchstleistung des Abnehmers \dot{Q}_{max} , die meistens auch in den Wärmelieferverträgen gebunden wird, gilt dann als Belastungswert für das Netz. Dies kann natürlich eine Überdimensionierung enthalten, da die in Rechnung gestellte Wärmehöchstleistung des Abnehmers sich nicht zwangsläufig mit der Belastungsspitze des Netzes überlagert. Da der Projektant des Netzes aber nicht tiefgründig die Abnehmercharakteristik analysieren kann und die vertraglich gebundene Anschlußleistung in der Regel zeitunabhängig ($g_A = 1$) bereitzustellen ist, wird die angegebene Wärmehöchstlast \dot{Q}_{max} als Summand der Netzwärmehöchstleistung $\dot{Q}_{N,k}^*$ betrachtet. Ist im Ausnahmefall die Wärmeleistung des Komplexabnehmers als Zeitfunktion $\dot{Q}_{N,k}^*(\tau)$ gegeben, so kann dies natürlich detailliert berücksichtigt werden (Belastungsdiagramm zur Ermittlung von $\dot{Q}_{\text{max},N}$ aufstellen).

Es ist auch möglich, daß für die Raumheizung von *Wohngebäuden* die Wärmehöchstleistung \dot{Q}_{max} angegeben wird. Bei Kenntnis der Einschaltwahrscheinlichkeiten φ ergab sich nach Gl. (3.1.-3) ein Gleichzeitigkeitsfaktor g_A , mit dem gemäß Gl. (3.0.-2) die Normwärmeleistung reduziert wurde (vgl. Beispiel 1 im Abschnitt 3.1.1.3.).

Dieser Gleichzeitigkeitsfaktor ist für einen größeren Versorgungskomplex k neu zu ermitteln. Bei entsprechend vergrößerter Heizkörperzahl H_k ergibt sich nach Gl. (3.1.-3) der Faktor g_k . Der Summand zur Berechnung der Netzwärmehöchstleistung $\dot{Q}_{N,k}^*$ berechnet sich am genauesten als Produkt von g_k und der Summe der Normwärmeleistungen der zum Komplex k gehörigen Wohnbauten.

Damit sind grundsätzlich alle Werte zur Bestimmung von $\dot{Q}_{\max,N}$ bereitgestellt. Sind die Wärmeleistungen der Komplexabnehmer Zeitfunktionen $\dot{Q}_{N,k}^*(\tau)$, müssen bei der Aufstellung des Belastungsdiagramms allerdings noch

$$t_{R,E} = t_{V,E} - \frac{\dot{Q}_{\text{ges},N}}{cm'_{\text{ges},N}} \quad (3.2.-4)$$

3.2.1.3. Beispiel

Ein Wohngebiet mit 980 Wohnungseinheiten wird über ein Vierleitersystem versorgt. Es ist für das Netz, das die Gebäudeheizungssysteme versorgt, das Belastungsdiagramm des Wärmestroms an der Einspeisestelle zu ermitteln. Im einzelnen sind sieben Wohngruppen mit je 140 Wohnungseinheiten sowie nachfolgende gesellschaftliche Einrichtungen mit folgenden charakteristischen Daten angeschlossen:

Nr.	Objekt	\dot{Q}_{Norm} kW	$\Delta\tau_j$ min	Betriebszeit
1	Kinderkrippe und Kindergarten	240	5	5.00 ... 18.00
2	Schule	650	6	6.00 ... 13.00
3	Einkaufszentrum	50	3	8.00 ... 17.30
4	Dienstleistungszentrum	80	2	8.30 ... 18.00
5	Gaststätte	100	4	10.00 ... 23.00
6	Reparaturstützpunkt	240	1	14.00 ... 20.00
7	Sporthalle	40	5	15.00 ... 21.00
	Wohnungseinheit (Mittelwert)	5,3	1 ... 5	0.00 ... 24.00

die unterschiedlichen Transportzeiten von der Einspeisestelle zu den Abnehmern $\Delta\tau_k$ Berücksichtigung finden. Soll beispielsweise die Belastung zu einem Zeitpunkt τ_1 errechnet werden, so sind die Leistungen der Komplexabnehmer k zur Zeit $\tau = \tau_1 - \Delta\tau_k$ zu summieren.

Die Beispiele 3.2.1.3. und 3.3.1. zeigen detailliert die genannten Zusammenhänge.

3.2.1.2. Massestrom und Rücklauftemperatur

Die Masseströme der Abnehmer werden für den jeweiligen Belastungsfall addiert. Für die hydraulische Netzdimensionierung bzw. für volle Belastung gilt (Abnehmer $j = 1 \dots n$)

$$\dot{m}_{\text{ges},N} = \sum_{j=1}^n \dot{m}_{N,j} \quad (3.2.-2)$$

Die Masseströme entsprechen den Gln. (3.1.-7), (3.1.-8), (3.1.-14) bzw. (3.1.-17). Bei Teillastzuständen infolge nicht zeitgleicher Belastung verringern sich die Masseströme in Abhängigkeit von den Abnehmersystemen. Die hauptsächlichen Einflussfaktoren sind in den Abschnitten 3.1.1.2. und 3.1.2.2. diskutiert. Für die zur Netzwärmehöchstleistung $\dot{Q}_{\max,N}$ gehörigen Masseströme $\dot{m}'_{N,j}$ ergibt sich dann analog zu Gl. (3.2.-2) der Gesamtmassestrom zu

$$\dot{m}'_{\text{ges},N} = \sum_{j=1}^n \dot{m}'_{N,j} \quad (3.2.-3)$$

Weiterhin gilt $\dot{m}'_{\text{ges},N} \leq \dot{m}_{\text{ges},N}$.

Mit Kenntnis der zueinandergehörigen Größen $\dot{Q}_{\text{ges},N}$ und $\dot{m}'_{\text{ges},N}$ kann für stationäre Betriebsbedingungen die Rücklauftemperatur an der Einspeisestelle $t_{R,E}$ berechnet werden. Bei einer Vorlauftemperatur an der Einspeisestelle von $t_{V,E}$ folgt

Während die Beheizung der Wohnbauten bei minimalen Außentemperaturen durchgehend erfolgt, werden die gesellschaftlichen Einrichtungen in den angegebenen Betriebszeiten voll und außerhalb dieser Zeiträume reduziert mit etwa $0,4\dot{Q}_{\text{Norm}}$ beheizt. Innerhalb der etwa einständigen Anheizphase ist mit $1,2\dot{Q}_{\text{Norm}}$ zu rechnen.

Da in den Wohnbauten Einrohrheizungssysteme mit Umgehungsleitungen und in den übrigen Objekten nachgerüstete Bypassregelungen installiert sind, bleiben im gleitend gefahrenen Netz die Masseströme annähernd konstant. Damit bleiben auch die angegebenen Transportzeiten unabhängig von der Wärmeenergieentnahme gleich.

Bei der Aufstellung des Belastungsdiagramms sind die Netzwärmeverluste mit 4% von $\dot{Q}_{\max,N}$ in Rechnung zu stellen.

Lösung

Um das Belastungsdiagramm ermitteln zu können, werden zunächst die Wärmeleistungen der gesellschaftlichen Einrichtungen während der Betriebspausen und der Anheizphasen tabellarisch bestimmt:

Nr.	\dot{Q}_{Norm} kW	$0,4\dot{Q}_{\text{Norm}}$ kW	$1,2\dot{Q}_{\text{Norm}}$ kW
1	240	96	288
2	650	260	780
3	50	20	60
4	80	32	96
5	100	40	120
6	240	96	288
7	40	16	48

Für den Wohnungsbau ergibt sich eine Normwärmeleistung von $\dot{Q}_{\text{Norm}} = 5194 \text{ kW}$. Gemäß Aufgabenstellung ist hierfür ein Gleichzeitigkeitsfaktor nicht zu berücksichtigen. Die zeitliche Belastung soll im weiteren stundenweise errechnet werden. Dabei mögen folgende Vereinfachungen gelten:

- Die Transportzeiten $\Delta\tau_j$ werden wegen der vorhandenen Kleinheit nicht berücksichtigt.
- Die zur gegebenen Uhrzeit ermittelte Wärmeleistung gilt stets für die nachfolgenden Belastungen oder — mathematisch gesagt — „rechtsseitig“.
- Die Lastveränderungen, die nicht zu vollen Stunden erfolgen, werden der Einfachheit halber nicht differenziert betrachtet.

Die rechnerische Ermittlung wird bei einer Vielzahl von Abnehmern der grafischen Methode vorgezogen, da diese rationeller und genauer möglich ist.

3.2.2. Warmwasserbereitung für Wohnbauten

3.2.2.1. Wärmeleistung

Die zeitlichen Verläufe der Warmwasserbereitung sind im Abschnitt 3.1.3.2. angegeben. Exakt beziehen sich diese Angaben auf die Gesamtheit aller Abnehmer, so daß beispielsweise Gl. (3.1.-36) eigentlich nur in der Form $\dot{Q} = n\dot{q}(n, \tau)$ ohne Beachtung der Transportzeiten gilt. Um deren Einfluß auf die Senkung der Maximallast abschätzen zu können, wird in Ermangelung einer exakten Theorie angenommen, daß die Wärmeströme zu gleichen Anteilen den einzelnen Verbrauchern j zugeordnet sind. Die besondere Problematik besteht darin, daß sich einerseits der Gleichzeitigkeitsfaktor auf den gesamten Versorgungskomplex k bezieht, andererseits auf Grund der unterschiedlichen Transportzeiten zu

Wärmeleistungen der Objekte ($\dot{Q}_{N,k}^*$)

Uhrzeit τ_U	Wohnungsbau kW	1 kW	2 kW	3 kW	4 kW	5 kW	6 kW	7 kW	$\dot{Q}_N(\tau)$ kW
23 ... 4	5194	96	260	20	32	40	96	16	5754
5	5194	288	260	20	32	40	96	16	5946
6	5194	240	780	20	32	40	96	16	6418
7	5194	240	650	20	32	40	96	16	6288
8	5194	240	650	60	32	40	96	16	6328
9	5194	240	650	50	96	40	96	16	6382
10	5194	240	650	50	80	120	96	16	6446
11	5194	240	650	50	80	100	96	16	6426
12	5194	240	650	50	80	100	96	16	6426
13	5194	240	260	50	80	100	96	16	6036
14	5194	240	260	50	80	100	288	16	6228
15	5194	240	260	50	80	100	240	48	6212
16	5194	240	260	50	80	100	240	40	6204
17	5194	240	260	50	80	100	240	40	6204
18	5194	96	260	20	32	100	240	40	5982
19	5194	96	260	20	32	100	240	40	5982
20	5194	96	260	20	32	100	96	40	5838
21	5194	96	260	20	32	100	96	16	5814
22	5194	96	260	20	32	100	96	16	5814

Der Kurvenverlauf ist im Bild 3.2.-1 aufgezeichnet. Die Wärmehöchstleistung des Netzes liegt zwischen 10.00 und 11.00 Uhr. Sie beträgt $\dot{Q}_{\text{max},N} = 6,446 \text{ MW}$. Die Gesamtwärmeleistung ergibt sich dann unter Beachtung der Netzwärmeverluste nach Gl. (3.0.-5) zu

$$\dot{Q}_{\text{ges},N} = 1,04 \cdot 6,446 \text{ MW} = 6,7 \text{ MW} .$$

den einzelnen Abnehmern $\Delta\tau_j$ bei zeitabhängigen Belastungen $\dot{Q}_j(\tau)$ sich das Zusammenfassen zu Abnehmerkomplexen eigentlich verbietet. Da die Wärmeströme der Abnehmer, bezogen auf eine Wohnungseinheit, gemäß Definition (3.1.-35) einen völlig gleichen Verlauf aufweisen und für Wohngebiete in erster Näherung laut Abschnitt 2.1.3. die Transportzeiten zu den einzelnen

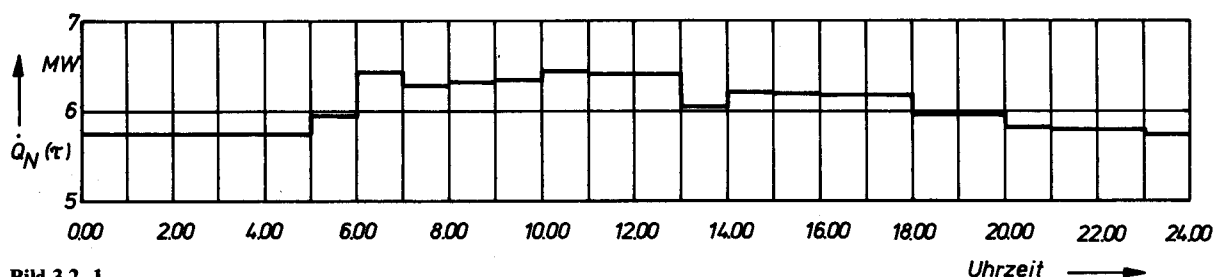


Bild 3.2.-1 Belastungsdiagramm zum Beispiel 3.2.1.3.

Abnehmern durch eine lineare Gleichung beschrieben werden können, ist eine analytische Formulierung der beiden Komponenten möglich. Das heißt, es kann eine Zusammenfassung der Verbraucher zu einem Komplexabnehmer k vorgenommen und somit eine aufwendige Ermittlung unter Verwendung eines Belastungsdiagramms über alle Einzelverbraucher j umgangen werden.

Der Gesamtwärmestrom $\dot{Q}_{N,k}^*$ für den Versorgungskomplex k zur Zeit τ_0 ergibt sich durch Summation über alle gleichartigen Abnehmer j zu

$$\dot{Q}_{N,k}^*(\tau_0) = \int_0^{j_{\max}} \dot{q}(\tau_0 - \Delta\tau_j) dj. \quad (3.2-5)$$

Durch Substitution der Gl. (3.1.-28) erhält man weiter

$$\dot{Q}_{N,k}^*(\tau_0) = \dot{q}_{\max} \int_0^{j_{\max}} e^{-[a(\tau_0 - \Delta\tau_j)]^2} dj. \quad (3.2-6)$$

Mit dem Übergang zu unendlich feiner Abnehmerstruktur kann analog zu Gl. (2.1.-8) eine Abnehmerfunktion in Abhängigkeit von der Zeit aufgestellt werden:

$$j = \frac{j_{\max}}{\Delta\tau_N} (\tau - \tau_t),$$

woraus die Zeitkoordinate nach Bild 3.2.-2 folgt:

$$\tau = \tau_0 - \tau_t - \frac{j}{j_{\max}} \Delta\tau_N = \tau_0 - \Delta\tau_j. \quad (3.2-7)$$

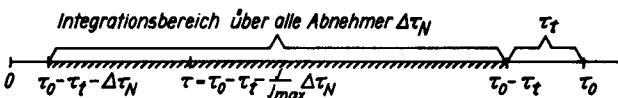


Bild 3.2.-2
Zeitkoordinate und deren Komponenten

Das Einsetzen in Gl. (3.2.-6) liefert dann

$$\dot{Q}_{N,k}^*(\tau_0) = \dot{q}_{\max} \int_0^{j_{\max}} e^{-\left[a \left(\tau_0 - \tau_t - \Delta\tau_N \frac{j}{j_{\max}} \right) \right]^2} dj. \quad (3.2-8)$$

Zur Lösung des Integrals wird

$$\frac{\mu}{\sqrt{2}} = a \left(\tau_0 - \tau_t - \Delta\tau_N \frac{j}{j_{\max}} \right) \quad (3.2-9)$$

substituiert. Daraus ergeben sich der Differentialquotient

$$\frac{d\mu}{dj} = -a \sqrt{2} \frac{\Delta\tau_N}{j_{\max}} \quad (3.2-10)$$

und die Grenzen

$$\mu_1 = \sqrt{2} a (\tau_0 - \tau_t) \quad \text{für } j = 0$$

$$\mu_2 = \sqrt{2} a (\tau_0 - \tau_t - \Delta\tau_N) \quad \text{für } j = j_{\max}. \quad (3.2-11)$$

Die Gl. (3.2.-8) erhält dann die Form

$$\dot{Q}_{N,k}^*(\tau_0) = -\dot{q}_{\max} \frac{j_{\max}}{\sqrt{2} a \Delta\tau_N} \int_{\mu_2}^{\mu_1} e^{-\frac{\mu^2}{2}} d\mu. \quad (3.2-12)$$

Unter Verwendung der Verteilungsfunktion der Normalkurve [19]

$$\Phi(x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^x e^{-\frac{t^2}{2}} dt$$

ergibt sich die Lösung zu

$$\dot{Q}_{N,k}^*(\tau_0) = \dot{q}_{\max} \frac{j_{\max}}{a \Delta\tau_N} \sqrt{\pi} [\Phi(\mu_1) - \Phi(\mu_2)]. \quad (3.2-13)$$

Die Aufteilung des Integrals zwischen den Grenzen μ_1 bis μ_2 in zwei Terme mit den Grenzen 0 bis μ_1 und 0 bis μ_2 ist im Bild 3.2.-3 als Fläche A dargestellt. Es

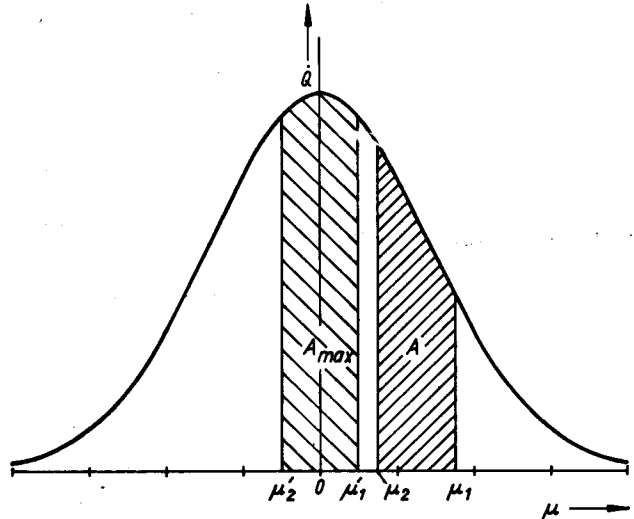


Bild 3.2.-3
Integrationsgrenzen und zugehörige Flächen des Integrals

leuchtet sofort ein, daß diese Fläche ein Maximum wird, wenn bei gleicher Differenz $\Delta\mu = \mu_1 - \mu_2$ die beiden Grenzen μ'_1 und μ'_2 symmetrisch zur Achse $\mu = 0$ angeordnet sind. Es gelten damit

$$\mu'_1 = \frac{\mu_1 - \mu_2}{2} \quad (3.2-14)$$

$$\mu'_2 = -\frac{\mu_1 - \mu_2}{2},$$

woraus entsprechend den Gln. (3.2.-11)

$$\mu'_1 = \frac{a \Delta\tau_N}{\sqrt{2}} \quad (3.2-15)$$

$$\mu'_2 = -\frac{a \Delta\tau_N}{\sqrt{2}}$$

folgen. Aus Symmetriegründen ergibt Gl. (3.2.-13) die maximale Wärmeleistung zu

$$\dot{Q}_{N,k}^*_{\max} = \dot{q}_{\max} \frac{j_{\max}}{a \Delta\tau_N} 2 \sqrt{\pi} \Phi \left(\frac{a \Delta\tau_N}{\sqrt{2}} \right). \quad (3.2-16)$$

Unter Beachtung, daß die maximale Abnehmerzahl j_{\max} der Wohnungsanzahl n entspricht, nimmt Gl. (3.2.-16) bei Substitution der Gl. (3.1.-24) im Bereich von $n = 1000 \dots 10000$ WE die Form

$$\dot{Q}_{N,k}^*_{\max} = \dot{q}_{S/D, \max} n v \quad (3.2-17)$$

an. Der Minderungsfaktor

$$v = \frac{2\sqrt{\pi}}{a \Delta\tau_N} \Phi\left(\frac{a \Delta\tau_N}{\sqrt{2}}\right) \quad (3.2.-18)$$

ist in Abhängigkeit vom Term $(a \Delta\tau_N/2)$ in Tabelle 3.2.-1 angegeben. Die prozentuale Reduzierung des maximalen Wärmestroms infolge der Netz-Transportzeit berechnet sich zu

$$\Delta\dot{Q} = (1 - v) 100\% \quad (3.2.-19)$$

Tabelle 3.2.-1 Minderungsfaktor v nach Definitionsgleichung (3.2.-18)

$\frac{a \Delta\tau_N}{\sqrt{2}}$	v
0,01	1,0000
0,1	0,998
0,2	0,994
0,3	0,985
0,4	0,974
0,5	0,960
0,6	0,943
0,7	0,924
0,8	0,903
0,9	0,880
1,0	0,856

Der Faktor a kann nach Gl. (3.1.-34) oder Tabelle 3.1.-2 ermittelt werden. Die Zeitverschiebung im Wärmenetz $\Delta\tau_N$ ist nach Abschnitt 2.1.1. zu errechnen. Als grober Überschlag gelten die Angaben im Bild 2.1.-5. Die Auswertung zeigt, daß selbst bei sehr großen Wohngebieten lediglich eine Reduzierung um etwa 1% erreichbar ist. Die Ursachen für die geringen rechnerischen Minderungen werden durch das Beispiel in Abschnitt 3.2.2.3. verdeutlicht.

Zusammenfassend ist festzustellen, daß der für die Netz-wärmehöchstleistung $\dot{Q}_{\max,N}$ in Rechnung zu stellende Summand $\dot{Q}_{N,k}^*$ der Abnehmergruppe k (Gesamtheit der Warmwasserbereitungsanlagen des Wohnungsbaus) durch Gl. (3.2.-13) als Zeitfunktion und mit Gl. (3.2.-17) der Maximalwert gegeben ist. Die Größe $\dot{q}_{S/D,\max}$ stellt eine Funktion der zu versorgenden Wohnungszahlen n dar. Somit enthält $\dot{q}_{S/D,\max}(n)$ bereits den jeweiligen Gleichzeitigkeitsfaktor bei Vernachlässigung der Transportzeiten im Netz. Werden diese in Ansatz gebracht, so erfolgt eine durch den Faktor v bewirkte weitere Reduzierung. Diese ist jedoch in der Regel unbedeutend.

3.2.2.2. Massestrom und Rücklaufemperatur

Die im Abschnitt 3.2.1.2. zu den vorgenannten Problemen gemachten Ausführungen gelten auch hier voll inhaltlich. Für die hydraulische Netzbemessung sind die vollen Abnehmermassenströme $\dot{m}_{N,j}$ einzusetzen, wenn eine spezielle Entnahme für das Warmwasserbereitungssystem vorhanden ist. Bei Systemen, die nur die Auskühlung des Rücklaufs der Gebäudeheizung ausnutzen, existiert kein zusätzlicher Massestrom. Dies wurde auch bereits im Abschnitt 3.1.3.3. dargelegt.

Für die Berechnung der Rücklaufemperatur an der Einspeisestelle gelten die Gln. (3.2.-3) und (3.2.-4) allgemein. Falls die Warmwasserbereitungssysteme eine separate Heizmedienentnahme besitzen, so sind nur die zur anteiligen Netz-wärmehöchstleistung [Gl. (3.2.-17)] gehörigen Masseströme $\dot{m}'_{N,j}$ einzusetzen. In erster Näherung ist dabei \dot{Q}_{\max} gleichmäßig auf alle angeschlossenen Abnehmer aufzuteilen.

3.2.2.3. Beispiel

Für die Wohnbauten eines Neubaugebietes ($n = 6500$ WE) sind der Wärmestrom für die Warmwasserbereitung als Zeitfunktion ohne Beachtung der Zeitverschiebung und der maximale Wärmestrom bei $\Delta\tau_N = 1500$ s überschläglich zu ermitteln.

Wie ändert sich der maximale Wärmestrom, wenn bei Sommerbetrieb sich $\Delta\tau_{N,s}$ auf 4900 s erhöht?

Lösung

Die Berechnung des zeitlichen Wärmestroms, bezogen auf die gesamte Abnehmergruppe k , kann sofort nach den Gln. (3.1.-26) und (3.1.-36) vorgenommen werden. Es gilt

$$\dot{Q}(\tau) = 2,69 \cdot 6500^{0,92} e^{-(0,947 \cdot 6500 - 0,06\tau)^2} \text{ kW}$$

Die Auswertung ergibt

τ in h	0	$\pm 0,125$	$\pm 0,25$	$\pm 0,5$
$\dot{Q}(\tau)$ in kW	8662	8620	8495	8011
τ in h	± 1	± 2	± 3	± 4
$\dot{Q}(\tau)$ in kW	6336	2480	519	58

Die Ergebnisse sind im Bild 3.2.-4 aufgezeichnet.

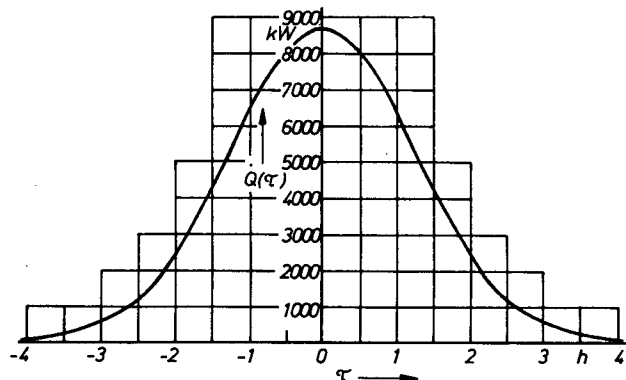


Bild 3.2.-4 Zeitlicher Wärmestrom für die Warmwasserbereitung

Der maximale Wärmestrom bei Berücksichtigung der Zeitverschiebung infolge des Transportvorgangs im Wärmenetz berechnet sich nach Gl. (3.2.-17), und der zugehörige Minderungsfaktor ist Tabelle 3.2.-1 zu entnehmen. Um diese Tabelle benutzen zu können, muß der Term $(a \Delta\tau_N/\sqrt{2})$ berechnet werden. Die Konstante a ergibt sich aus Tabelle 3.1.-2 durch Interpolation für 6500 WE zu $a = 0,154 \cdot 10^{-3} \text{ s}^{-1}$. Damit folgt weiter

$$\frac{a \Delta\tau_N}{\sqrt{2}} = \frac{0,154 \cdot 10^{-3} \cdot 1500}{\sqrt{2}} = 0,163$$

und nach Tabelle 3.2.-1 ist $v = 0,995$. Die maximale Wärmeleistung des Abnehmerkomplexes k liegt somit nur um 0,5% niedriger als der Wert $\dot{Q}(\tau)$ für $\tau = 0$, d. h.

$$\dot{Q}_{N,k,max}^* = 8662 \cdot 0,995 \text{ kW} = 8619 \text{ kW}.$$

Die rechnerische Verkleinerung ist so gering, weil die Kurve $\dot{Q}(\tau)$ im Bereich von $\tau = -0,5 \Delta\tau_N \dots +0,5 \Delta\tau_N$ mit $\Delta\tau_N = 0,42 \text{ h}$ relativ flach verläuft.

Zur Veranschaulichung soll der maximale Wärmestrom bei Beachten der Zeitverschiebung an Hand der Bedarfskurve $\dot{Q}(\tau)$ abgeleitet werden. Bild 3.2.-5 zeigt diese

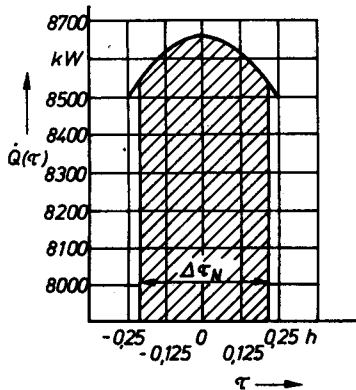


Bild 3.2.-5
Symmetrischer Ausschnitt aus dem zeitlichen Wärmestromverlauf

Kurve im interessierenden Bereich stark vergrößert dargestellt. Unter der Voraussetzung, daß sich die Wärmeströme über alle Abnehmer und damit über alle vorhandenen Transportzeiten gleichmäßig verteilen, ist der Mittelwert von $\dot{Q}(\tau)$ im Bereich von $-0,21$ bis $+0,21 \text{ h}$ zu ermitteln. Näherungsweise gilt damit

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{N,k,max}^* &= [0,0625 \cdot (8662 + 8650) \\ &\quad + 0,0625(8650 + 8620) \\ &\quad + 0,0625(8620 + 8560) \\ &\quad + 0,0225(8560 + 8530)] \frac{1}{0,42} \text{ kW} \\ &= 8618 \text{ kW}. \end{aligned}$$

Für die Verhältnisse bei Sommerbetrieb ist der Rechengang zu wiederholen. Es gelten

$$a \Delta\tau_N = \frac{0,154 \cdot 10^{-3} \cdot 4900}{\sqrt{2}} = 0,534$$

und nach Tabelle 3.2.-1

$$v = 0,95.$$

Damit ergibt sich der maximale Wärmestrom für die Warmwasserbereitung im Sommer zu

$$\dot{Q}_{N,k,max,S}^* = 8229 \text{ kW}.$$

3.3. Komplexbeispiel und Schlußfolgerungen

3.3.1. Komplexbeispiel

Ein Netz mit den Auslegungstemperaturen $130 \text{ °C}/70 \text{ °C}$ versorgt ein Wohngebiet mit 7200 Wohnungen und zahlreichen gesellschaftlichen Bauten mit Wärme. Es

handelt sich dabei um ein Zweileiternetz, welches strahlenförmig von einer im Zentrum des Wohngebietes liegenden Wärmeübertragerstation zu den Abnehmern führt. Im einzelnen sind folgende Daten bekannt:

Abnehmer $j = 1 \dots 20$

(Wohnungsbau, 5 Geschosse, 3000 WE)

Über 20 Hausanschlußstationen werden jeweils 150 WE versorgt. Die Projektwerte der sekundärseitig angeschlossenen Zweirohrheizungen (maschinell berechnet) lauten: $\dot{Q}_{An} = 825 \text{ kW}$; $t_V^+/t_R^+ = 108 \text{ °C}/68 \text{ °C}$; $\dot{m}_A = 4,91 \text{ kg/s}$. Statistische Erhebungen ergaben weiterhin für diesen Typ, daß die Einschaltwahrscheinlichkeit der Heizflächen in den Schlafzimmern 65% beträgt. Die dort installierte Heizleistung ist etwa ein Viertel des Anschlußwertes der Wohnung.

Abnehmer $j = 21 \dots 50$

(Wohnungsbau, 11 Geschosse, 4200 WE)

Für je 140 WE ist eine Hausanschlußstation eingesetzt. Insgesamt sind dies 30 Stück. Die Projektwerte der nachgeschalteten, maschinell berechneten Einrohrheizungen sind: $\dot{Q}_{An} = 728 \text{ kW}$; $t_V^+/t_R^+ = 110 \text{ °C}/72 \text{ °C}$; $\dot{m}_A = 4,56 \text{ kg/s}$. Es wurde festgestellt, daß zahlreiche Bewohner die in den Küchen und Schlafräumen installierten Heizkörper abschalten. Die statistische Ermittlung ergab die Einschaltwahrscheinlichkeiten $p_{Küche} = 0,90$ und $p_{Schlafz.} = 0,80$. Die Leistungsanteile der installierten Heizflächen betragen für die Küche 10% und das Schlafzimmer 20%.

Die Warmwasserbereitung der beiden Abnehmergruppen erfolgt durch die Hausanschlußstationen, die bei Heizungsvollast nur mit der Auskühlung des Heizungsrücklaufs arbeiten. Der zukünftige Betreiber ermittelte für ein bestehendes, im Aufbau vergleichbares Wohngebiet, daß pro Wohnung im Mittel eine tägliche Warmwassermenge von 144 l/d verbraucht wird. Die Temperatur des Warmwassers am Austritt der Stationen betrug dabei 60 °C . Der Tagesgang konnte grob quantifiziert werden:

- Morgenspitze von 5.00 bis 8.00 Uhr relativ gleichmäßig; keine gesetzmäßig erkennbaren Erhebungen; 30% des Tagesverbrauchs
- Tagesverbrauch von 8.00 Uhr bis 17.00 Uhr relativ gleichmäßig; 20% des Tagesverbrauchs
- Abendspitze von 17.00 bis 21.00 Uhr mit markanter Erhebung um 19.00 Uhr; Maximalwert wurde nicht fixiert, 50% des Tagesverbrauchs.

Abnehmer $j = 51 \dots 55$

(Schulen mit Turnhallen; 5 Objekte)

Das Projekt wurde automatisiert bearbeitet. Es gelten für die Zweirohrheizungsanlage: $\dot{Q}_{An} = 700 \text{ kW}$; $t_V^+/t_R^+ = 110 \text{ °C}/69 \text{ °C}$; $\dot{m}_A = 4,07 \text{ kg/s}$. Die Lüftungs- und Warmwasserbereitungsanlage ist für $130 \text{ °C}/70 \text{ °C}$ ausgelegt; die Leistungen betragen 120 kW und 100 kW.

Die Nutzung der Schulen und Turnhallen erstreckt sich über den Zeitraum von 7.00 bis 20.00 Uhr. Weiterhin gelten folgende Festlegungen:

6.00 bis 7.00 Uhr

- Heizungsanlage wird mit etwa 120% Leistung zum Aufheizen der Anlage und des Gebäudes betrieben;

Lüftungsanlage 100%; Warmwasserbereitung ist in diesem Zeitraum abgeschaltet.

7.00 bis 14.00 Uhr

— Heizungs-, Lüftungs- und Warmwasserbereitungsanlage arbeiten mit der Auslegungsleistung.

14.00 bis 20.00 Uhr

— Heizungsanlage wird mit einer Last von etwa 60% betrieben, da nur spezielle Raumgruppen beheizt werden. Die Lüftungs- und Warmwasserbereitungsanlage arbeitet voll.

20.00 bis 6.00 Uhr

— Betrieb der Heizungsanlage mit Nachtabsenkung (etwa 60%).

Abnehmer j = 56 ... 62

(Kindergärten/Kinderkrippen, 7 Objekte)

Die manuell projektierte Zweirohrheizung weist folgende Werte auf: $\dot{Q}_{An} = 300 \text{ kW}$; $t_v^+/t_r^+ = 110 \text{ }^\circ\text{C}/70 \text{ }^\circ\text{C}$; $\dot{m}_A = 1,61 \text{ kg/s}$. Parallel wird eine Lüftungs- und Warmwasserbereitungsanlage mit den Leistungswerten 60 kW und 70 kW bei den Auslegungsparametern $130 \text{ }^\circ\text{C}/70 \text{ }^\circ\text{C}$ betrieben. Die Erfahrung mit diesem Gebäudetyp zeigte, daß auf Grund des vorhandenen Speichervermögens die Anlage von 18.00 bis 5.00 Uhr abgeschaltet werden kann und zur Aufheizung lediglich die Lüftung mit Umluft zu betreiben ist.

Abnehmer j = 63 (Schwimmhalle)

Einzelheiten über die wärmetechnischen Einrichtungen in diesem Objekt sind nicht bekannt. Es besteht lediglich ein Wärmeliefervertrag mit den Angaben $\dot{Q}_{max} = 1800 \text{ kW}$ und $t_v^+/t_r^+ = 130 \text{ }^\circ\text{C}/60 \text{ }^\circ\text{C}$.

Abnehmer j = 64 (Altersheim)

Zu diesem Gebäude liegen nur die Planungsangaben $\dot{Q}_{max} = 1200 \text{ kW}$ und $t_v^+/t_r^+ = 130 \text{ }^\circ\text{C}/70 \text{ }^\circ\text{C}$ vor.

Abnehmer j = 65 (Waschzentrale)

Die Hauptwärmeverbraucher sind vier 5000-l-Boiler mit einer installierten Heizfläche von je $6,7 \text{ m}^2$. Die Aufheizzeit von einer Anfangstemperatur $20 \text{ }^\circ\text{C}$ auf eine Endtemperatur von $80 \text{ }^\circ\text{C}$ beträgt 3 Stunden. Der Wärmedurchgangskoeffizient ist mit $350 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ und der Massestrom mit $1,2 \text{ kg/s}$ pro Warmwasserbereiter anzunehmen. Das Betriebsregime schreibt vor, daß in den Zeiträumen von 5.00 bis 8.00 Uhr und von 17.00 bis 21.00 Uhr die Boiler nicht und außerhalb dieser Zeiten nur je zwei Stück zu betreiben sind. Die Lüftungsanlage (150 kW) und das Zweirohrheizungssystem (20 kW) arbeiten durchgängig. Beide Systeme werden ohne Beimischung mit dem Fernheizmedium ($130 \text{ }^\circ\text{C}$) beaufschlagt und sollen projektgemäß eine Rücklauftemperatur von $70 \text{ }^\circ\text{C}$ erreichen. Eine eingebaute Wärmerückgewinnungsanlage gestattet, die Leistung der Lüftung auf 40% des Projektwertes zu reduzieren.

Abnehmer j = 66 (Apotheke, Ambulanz)

Das manuell erarbeitete Projekt enthält folgende Werte: Heizung 520 kW; Lüftung 40 kW, Warmwasserbereitung 140 kW. Der Anschluß erfolgt über eine Hausanschlußstation, die durch Rücklaufauskühlung auch die Warmwasserbereitung übernimmt. Das Heizungssystem soll bei den Auslegungstemperaturen $110 \text{ }^\circ\text{C}/70 \text{ }^\circ\text{C}$ und die Lüftungsanlage mit $130 \text{ }^\circ\text{C}/70 \text{ }^\circ\text{C}$ arbeiten.

Die Anlagen sollen nur zwischen 6.00 und 18.00 Uhr betrieben werden. Eine erhöhte Leistung zum Aufheizen ist wegen unterschiedlicher Anfangszeiten der Einrichtungen nicht erforderlich.

Abnehmer j = 67, 68

(Versorgungszentren, 2 Objekte)

Für diese Objekte sind Wärmehöchstleistungen von 800 kW und die Temperaturen $130 \text{ }^\circ\text{C}/60 \text{ }^\circ\text{C}$ vertraglich vereinbart. Weitere Einzelheiten sind nicht bekannt.

Abnehmer j = 69, 70 (Gaststätten, 2 Objekte)

Der zukünftige Nutzer hat an den gleichen Objekten, die ebenfalls in einem Neubaugebiet betrieben werden, Messungen der erforderlichen Wärme- und Masseströme vorgenommen. Es gelten pro Objekt für die angegebenen Zeiträume:

τ in h	5.00 bis 10.00	10.00 bis 14.00	14.00 bis 16.00	16.00 bis 22.00
$\dot{Q}(\tau)$ in kW	240	510	410	350
$\dot{m}(\tau)$ in kg/s	0,96	1,51	1,21	1,20

Abnehmer j = 71 (Mehrzweckgebäude)

Dieses Objekt ist ein Experimentalbau, in dem mehrere moderne Heizungssysteme (Niedertemperatur-Flächenheizungen), Wärmerückgewinnungsanlagen und Lüftungsanlagen mit gesteuerter Einschränkung der Außenluftfrate bei niedrigen Außenlufttemperaturen installiert werden. Als Wärmehöchstleistung sind 520 kW und als Rücklauftemperatur $30 \text{ }^\circ\text{C}$ zu planen.

Folgende Aufgaben sind zu lösen:

- Bestimmung der Wärmehöchstleistung des Netzes
- Ermittlung der Gesamtwärmeleistung des Netzes
- Gesamtmassestrom des Netzes
- Überschlägliche Berechnung der Rücklauftemperatur an der Einspeisestelle.

Lösung

Zunächst sind die Belastungsannahmen zusammenzustellen. Da ein genauer Lageplan sowie die Transportzeiten zu den Abnehmern fehlen, kann deren Einfluß nicht berücksichtigt werden. Auf Grund der zentralen Lage der Wärmeübertragerstation können die Transportzeitunterschiede zwischen den einzelnen Objekten auch nicht allzu groß sein. Nach Bild 2.1.-5 sind Größenordnungen von $\Delta\tau_N \approx 15 \text{ min}$ zu erwarten. Damit können gemäß den Aussagen im Abschnitt 3.2.1.1. die Abnehmer zu Abnehmerkomplexen zusammengefaßt werden, wenn ihre Abnehmercharakteristiken gleich sind. Somit bilden beispielsweise alle fünf Schulen einen Abnehmerkomplex. Im weiteren werden diese Abnehmerkomplexe k einzeln betrachtet.

k = 1 (Wohnungsbau — 5 Geschosse)

Da die Auslegungstemperaturen der Gebäudeheizungsanlagen, die Gleichzeitigkeitsfaktoren und die Heizungssysteme sich von denen der Elfgeschossler unterscheiden, ist die Zusammenfassung zu einem Komplex nicht möglich.

Der Ausnutzungsgrad des Abnehmers wird nach Gl.

(3.1.-1) mit $a_A = 0,95$ angesetzt. Damit ergibt sich pro Abnehmerstation nach Gl. (3.0.-1)

$$\dot{Q}_{\text{Norm}} = 0,95 \cdot 825 \text{ kW} = 784 \text{ kW}.$$

Eine weitere Abminderung ist bei Berücksichtigen der Einschaltwahrscheinlichkeit des Heizkörpers im Schlafzimmer möglich. Der Einfachheit halber werden pro Wohnung vier gleich große Heizkörper angesetzt, somit ergeben sich pro Anschlußstation $H = 150 \cdot 4 = 600$ Stück.

Aus Tabelle 3.1.-1 folgt für $n = 150$ WE $\varphi_i = 0,77$ als Interpolationswert, so daß Gl. (3.1.-3) liefert:

$$g_A = \frac{1}{600} (450 \cdot 1 + 150 \cdot 0,77) = 0,94.$$

Nach Gl. (3.0.-2) errechnet sich die Wärmehöchstleistung des Abnehmers (Hausanschlußstation) zu

$$\dot{Q}_{\text{max}} = 0,94 \cdot 784 \text{ kW} = 737 \text{ kW}.$$

Bezogen auf den gesamten Abnehmerkomplex (vgl. Abschnitt 3.2.1.1.) mit $n_k = 3000$ WE und $H_k = 20 \cdot 600 = 12000$ Heizkörpern, ergibt sich nach Tabelle 3.1.-1 $\varphi_{i,k} \approx 0,68$ und

$$g_{k=1} = \frac{1}{12000} (9000 \cdot 1 + 3000 \cdot 0,68) = 0,92.$$

Der zur Berechnung der Netzwärmehöchstleistung zu beachtende Summand hat dann den Wert

$$\dot{Q}_{N,k=1}^* = 0,92 \cdot 20 \cdot 784 \text{ kW} = 14426 \text{ kW}.$$

Zur Ermittlung des Massestroms muß ebenfalls schrittweise vorgegangen werden. Zunächst ist nach Gl. (3.1.-7) der zwischen Netz- und Hausanschlußstation fließende Massestrom \dot{m}_N zu berechnen. Unter der Voraussetzung, daß der projektmäßige Wert $\dot{m}_A = 4,91$ kg/s eingeregelt wird, danach aber die Beheizung entsprechend den Raum-Soll-Temperaturen erfolgt, ergibt sich die tatsächliche Temperaturspreizung nach Gl. (3.1.-4) zu

$$\Delta t = \frac{784}{4,2 \cdot 4,91} \text{ K} = 38,0 \text{ K}.$$

Damit läßt sich näherungsweise die Netzzücklauftemperatur nach Gl. (3.1.-6) bestimmen:

$$t_{R,N} = t_R = \frac{108 + 68}{2} \text{ °C} - \frac{38,0}{2} \text{ K} = 69 \text{ °C}.$$

Gemäß der Anmerkung im Abschnitt 3.1.1.2. wird in Gl. (3.1.-7) \dot{Q}_{max} statt \dot{Q}_{Norm} eingesetzt. Die Abschaltung einiger Heizkörper in einem Zweirohrsystem bedeutet eine Verringerung der Sekundärwassermenge, wobei eine Abhängigkeit von Rohrnetz- und Pumpenkennlinie besteht. Es wird angenommen, daß der für $t_{R,N}$ berechnete Wert auch hierfür gilt. Somit wird

$$\dot{m}_N = \frac{0,94 \cdot 784}{4,2(130 - 69)} \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 2,88 \text{ kg/s}.$$

Mit der Gleichzeitigkeit, die für den Abnehmerkomplex berechnet wurde, ergibt sich bei fiktiver gleichmäßiger Verteilung auf die Einzelabnehmer $j = 1 \dots 20$

$$\dot{m}'_{N,j} = \frac{0,92 \cdot 784}{4,2(130 - 69)} \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 2,82 \text{ kg/s}.$$

$k = 2$ (Wohnungsbau — 11 Geschosse)

Analog zum vorangegangenen Komplex erfolgt der Rechengang. Es wird wiederum $\varphi_A = 0,95$ gewählt, so daß

$$\dot{Q}_{\text{Norm}} = 0,95 \cdot 728 \text{ kW} = 692 \text{ kW}$$

gilt. Zur Berücksichtigung der Einschaltwahrscheinlichkeit für Küche und Schlafzimmer werde eine fiktive Heizkörperanzahl von 10 angenommen, wobei alle eine gleich große Leistung haben. Es ergeben sich damit $H = 1400$ Stück. Nach Tabelle 3.1.-1 folgen die partiellen Gleichzeitigkeitsfaktoren $\varphi_{\text{Küche}} = 0,97$ und $\varphi_{\text{Schlafz.}} = 0,90$ und der des Abnehmers nach Gl. (3.1.-3) zu

$$g_A = \frac{1}{1400} (980 \cdot 1 + 140 \cdot 0,97 + 280 \cdot 0,90) = 0,98.$$

Damit ergibt sich die Wärmehöchstleistung für die Anschlußstation

$$\dot{Q}_{\text{max}} = 0,98 \cdot 692 \text{ kW} = 678 \text{ kW}.$$

Unter Bezugnahme auf den Abnehmerkomplex sind die partiellen Gleichzeitigkeitsfaktoren neu zu berechnen. Im einzelnen gelten:

$$n_k = 4200 \text{ WE}; \quad H_k = 42000;$$

$$\varphi_{\text{Küche},k} = 0,91; \quad \varphi_{\text{Schlafz.},k} = 0,82$$

und

$$\begin{aligned} \varphi_A &= \frac{1}{42000} (29400 \cdot 1 + 4200 \cdot 0,91 + 8400 \cdot 0,82) \\ &= 0,96. \end{aligned}$$

Der für die Netzwärmehöchstleistung anteilige Summand beträgt dann

$$\dot{Q}_{n,k=2}^* = 0,96 \cdot 30 \cdot 692 \text{ kW} = 19930 \text{ kW}.$$

Bei Einregulierung von $\dot{m}_A = 4,56$ kg/s und bei Vorliegen der Normwärmeleistung ist mit der Temperaturspreizung von

$$\Delta t = \frac{692}{4,2 \cdot 4,56} \text{ K} = 36,1 \text{ K}$$

zu rechnen.

Nach Gl. (3.1.-5) ergibt sich in erster Näherung dann eine Netzzücklauftemperatur von

$$t_{V,N} = t_V = \frac{110 + 72}{2} \text{ °C} + \frac{36,1}{2} \text{ K} = 109,1 \text{ °C}$$

und nach Gl. (3.1.-6) eine Netzzücklauftemperatur von

$$t_{R,N} = t_R = \frac{110 + 72}{2} \text{ °C} - \frac{36,1}{2} \text{ K} = 73,0 \text{ °C}.$$

Das Abschalten einiger Heizkörper in einem Einrohrsystem mit Umgehungsleitung führt zur Erhöhung der Abnehmerrücklauftemperatur. Bei näherungsweise konstantem Massestrom ergibt die Temperaturspreizung

$$\Delta t^0 = \frac{678}{4,2 \cdot 4,56} \text{ K} = 35,4 \text{ K}.$$

Da die ermittelte Vorlauftemperatur von 109 °C aus funktionellen Gründen beibehalten werden muß, beträgt die Rücklauftemperatur

$$t_{R,N}^0 = t_R^0 = 109,1 \text{ °C} - 35,4 \text{ K} = 73,7 \text{ °C}.$$

Damit ergibt sich der vom Netz entnommene Massestrom

$$\dot{m}'_N = \frac{0,98 \cdot 692}{4,2(130 - 73,7)} \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 2,87 \text{ kg/s}$$

Bezogen auf den gesamten Abnehmerkomplex ($j = 21$ bis 50), reduziert sich der spezifische Wert weiter. Es gelten dann die Mittelwerte

$$\Delta t' = \frac{0,96 \cdot 692}{4,2 \cdot 4,56} \text{ K} = 34,7 \text{ K};$$

$$t'_{R,N} = t'_{R'} = 109,1 \text{ }^\circ\text{C} - 34,7 \text{ K} = 74,4 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\dot{m}'_{N,j} = \frac{0,96 \cdot 692}{4,2 \cdot (130 - 74,4)} \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 2,84 \text{ kg/s}$$

$k = 3$ (Wohnungsbau — Warmwasserbereitung)

Zunächst müssen die in der Aufgabenstellung getroffenen Annahmen genau quantifiziert werden. Dabei interessiert die Wärmeleistung als Zeitfunktion. Ein zur Heizungsanlage paralleler Massestrom existiert nicht, da die Warmwasserbereitung bei Vollast der Heizungsanlage vollkommen durch Abkühlung des Rücklaufwassers der Gebäudeheizung gedeckt wird. Die pro Wohnungseinheit an einem Tag verbrauchte Wärmemenge beträgt gemäß Angabe

$$Q_{\text{WW}} = 144 \cdot (60 - 10) \cdot 4,20 \frac{\text{kWs}}{\text{d}} = 30240 \text{ kWs/d}$$

Davon werden in der Morgenspitze 30% \cong 9072 kWs, im Verlaufe des Tages 20% \cong 6048 kWs und während der Abendspitze 50% \cong 15120 kWs verbraucht. Es ergeben sich die zeitabhängigen Netzbelastungen:

5.00 bis 8.00 Uhr

$$\dot{Q}_{N,k=3}^* = \frac{9072 \cdot 7200}{3 \cdot 3600} \text{ kW} = 6048 \text{ kW}$$

8.00 bis 17.00 Uhr

$$\dot{Q}_{N,k=3}^* = \frac{6048 \cdot 7200}{9 \cdot 3600} \text{ kW} = 1344 \text{ kW}$$

17.00 bis 21.00 Uhr

Der Spitzenwert der Wärmeleistung werde nach Gl. (3.1.-23) bestimmt. Er lautet

$$\dot{Q}_{\text{max}} = 2,69 \cdot 7200^{0,92} \text{ kW} = 9517 \text{ kW}$$

Bei einer symmetrisch liegenden Leistungsspitze berechnet sich der Verbrauch im gegebenen Zeitintervall auf der Grundlage von Gl. (3.1.-25) zu

$$Q = \int_{-t_1}^{+t_1} \dot{Q}_{\text{max}} e^{-(a\tau)^2} d\tau$$

Mit

$$\frac{t^2}{2} = (a\tau)^2 \quad \text{bzw.} \quad t = \sqrt{2} a\tau$$

ergibt sich

$$\frac{dt}{d\tau} = \sqrt{2} a \quad \text{und} \quad t_1 = \sqrt{2} a\tau_1$$

sowie

$$Q = \frac{1}{\sqrt{2}a} \int_{-t_1}^{+t_1} \dot{Q}_{\text{max}} e^{-\frac{t^2}{2}} dt = \frac{2\dot{Q}_{\text{max}}}{\sqrt{2}a} \int_0^{t_1} e^{-\frac{t^2}{2}} dt$$

Durch Substitution des Fehlerintegrals (vgl. Abschnitt 3.1.3.2.) folgt schließlich

$$Q = \frac{2}{a} \dot{Q}_{\text{max}} \sqrt{\pi} \Phi(\sqrt{2} a\tau_1)$$

Leider läßt sich a (Parameter der Verteilung) nicht explizit darstellen. Er wird iterativ bestimmt. Es gilt die Zahlenwertgleichung

$$7200 \cdot 15120 = \frac{2}{a} 9517 \sqrt{\pi} \Phi(\sqrt{2} a \cdot 2 \cdot 3600)$$

$$a = \frac{\Phi(10182a_0)}{3227}$$

Bezug nehmend auf Tabelle 3.1.-2 wird als erste Schätzung $a_0 = 0,150 \cdot 10^{-3} \text{ s}^{-1}$ angenommen. Man erhält $a = 0,135 \cdot 10^{-3} \text{ s}^{-1}$. Diesen Wert als a_0 verwendet, ergibt $a = 0,129 \cdot 10^{-3} \text{ s}^{-1}$. In Weiterführung des Verfahrens kommt die Iteration bei $a = 0,122 \cdot 10^{-3} \text{ s}^{-1}$ zum Stehen. Dieser Exponent ist kleiner als der in Tabelle 3.1.-2 zur angegebenen Wohnungszahl gehörige Wert. Die Glockenkurve verläuft somit bei gleichem Maximalwert flacher, d. h., die Wärmeleistungen sind beiderseits der Symmetrieachse höher, als im Abschnitt 3.1.3.2. angenommen. Der errechnete Exponent wird deshalb weiterhin verwendet. Es ergibt sich die Leistungskurve

$$\dot{Q}_{N,k=3}^* = 9517 e^{-[0,122 \cdot 10^{-3}(\tau-19)3600]^2} \text{ kW}$$

wobei für τ die Uhrzeit zwischen 17.00 und 21.00 Uhr einzusetzen ist. Die Auswertung liefert:

τ in h	17	17,5	18	18,5	19
	21	20,5	20	19,5	
$\dot{Q}_{N,k=3}^*$ in kW	4400	6166	7847	9069	9517

Den gesamten Kurvenverlauf $\dot{Q}_{N,k=3}^*(\tau)$ zeigt Bild 3.3.-1. Obwohl dieser hypothetisch ist, dürfte er zur Ermittlung der Netzwärme höchstleistung genügen.

$k = 4$ (Schulen und Turnhallen)

Der Ausnutzungsgrad sei nach Gl. (3.1.-1) wieder mit $a_A = 0,95$ gewählt. Dies möge sicherheitshalber aber nur für die Gebäudeheizung gelten. Somit beträgt die Normwärmeleistung

$$\dot{Q}_{\text{Norm}} = 0,95 \cdot 700 \text{ kW} = 665 \text{ kW}$$

Weiterhin sind

$$0,6 \dot{Q}_{\text{Norm}} = 399 \text{ kW} \quad (14.00 \text{ bis } 6.00 \text{ Uhr})$$

$$1,2 \dot{Q}_{\text{Norm}} = 798 \text{ kW} \quad (6.00 \text{ bis } 7.00 \text{ Uhr})$$

Günstig wirkt sich das Abschalten der Warmwasserbereitung während des Aufheizens der Gebäudeheizung aus. Da über die Betriebsweise des Lüftungs- und Warmwasserbereitungssystems keine detaillierten Aussagen vorliegen, müssen die gegebenen Werte unverändert in Ansatz kommen. Zusammenfassend gelten für fünf Schulen:

τ in h	6.00	7.00	14.00	20.00
	bis	bis	bis	bis
	7.00	14.00	20.00	6.00
$\dot{Q}_{N,k=4}^*$ in kW	4590	4425	3095	1995

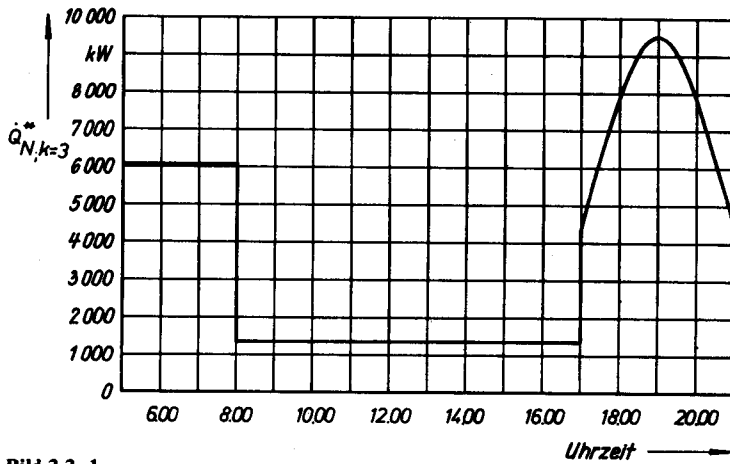


Bild 3.3.-1

Wärmestrom für die Warmwasserbereitung der Wohnungen als Zeitfunktion auf der Grundlage der Angaben im Beispiel und der vorgestellten Hypothese

Zur Berechnung des Massestroms ist zunächst die Temperaturspreizung der Gebäudeheizung zu bestimmen. Nach Gl. (3.1.-4) ergibt sich

$$\Delta t = \frac{665}{4,2 \cdot 4,07} \text{ K} = 38,9 \text{ K}.$$

Überschläglich folgt nach Gl. (3.1.-6) die Rücklauftemperatur

$$t_{R,N} = t_R = \frac{110 + 69}{2} \text{ °C} - \frac{38,9}{2} \text{ K} = 70,1 \text{ °C}.$$

Dieser Wert stimmt mit der Angabe für die Lüftungs- und Warmwasserbereitungsanlage überein, so daß die Gesamtmenge pro Objekt aus dem Netz

$$\dot{m}_N = \frac{665 + 120 + 100}{4,2(130 - 70)} \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 3,51 \text{ kg/s}$$

beträgt. Auf diesen Wert ist der Mengenbegrenzer einzustellen. Der bei Wärmehöchstleistung des Netzes auftretende Massestrom $\dot{m}'_{N,j}$ wird nach Ermittlung von $\dot{Q}_{\max,N}$ bestimmt.

k = 5 (Kindergärten, Kinderkrippen)

Die Überprüfung der Daten zeigt keine Erfüllung der Enthalpiebilanz. Gemäß Gl. (3.1.-2) werde $a_A = 0,9$ gewählt, so daß

$$\dot{Q}_{\text{Norm}} = 0,9 \cdot 300 \text{ kW} = 270 \text{ kW}$$

folgt. Der Summand für die Netzwärmehöchstleistung beträgt für den Abnehmerkomplex

$$\dot{Q}_{N,k=5}^* = (270 + 60 + 70) \cdot 7 \text{ kW} = 2800 \text{ kW}.$$

Unter Annahme, daß der im Projekt ausgewiesene Massestrom in der praktisch ausgeführten Anlage auch tatsächlich umgewälzt wird, gilt für die Temperaturspreizung nach Gl. (3.1.-4)

$$\Delta t = \frac{270}{4,2 \cdot 1,61} \text{ K} = 39,9 \text{ K}.$$

Die Rücklauftemperatur hat dann nach Gl. (3.1.-6) den Wert

$$t_{R,N} = t_R = \frac{110 + 70}{2} \text{ °C} - \frac{39,9}{2} \text{ K} = 70,1 \text{ °C}.$$

Da diese Temperatur nahezu mit dem nicht überprüf- baren Projektwert für die Lüftung und Warmwasser-

bereitung zusammenfällt, ergibt sich der objektbezogene Massestrom aus dem Wärmenetz zu

$$\dot{m}_N = \frac{270 + 60 + 70}{4,2(130 - 70)} \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 1,59 \text{ kg/s}.$$

Dies verkörpert wiederum den Einstellwert für den Mengenbegrenzer. Er ist gleich $\dot{m}'_{N,j=56\dots62}$, da während der Betriebszeit eine konstante Lastannahme vorliegt.

k = 6 (Schwimmhalle)

Die angegebene Leistung ist als Wärmehöchstleistung vertraglich gebunden und muß als anteilige Netzbelastung

$$\dot{Q}_{N,k=6}^* = 1800 \text{ kW}$$

betrachtet werden. Der zugehörige Massestrom beträgt

$$\dot{m}_N = \frac{1800}{4,2 \cdot (130 - 60)} \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 6,12 \text{ kg/s}.$$

Der Wert ist mit $\dot{m}'_{N,j=63}$ identisch, da keine Angaben über den tatsächlichen Belastungsverlauf vorliegen.

k = 7 (Altersheim)

Leider ist keine Detaillierung der Wärmeleistung und keine Aussage über die Betriebscharakteristik vorhanden, so daß die angegebenen Planungswerte als durchgängig vorhandene Belastung zu werten sind. Es gelten

$$\dot{Q}_{N,k=7}^* = 1200 \text{ kW}$$

$$\dot{m}_N = \dot{m}'_{N,j=64} = \frac{1200}{4,2(130 - 70)} \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 4,76 \text{ kg/s}.$$

k = 8 (Waschzentrale)

Zunächst werde die Aufheizung der Boiler untersucht. Nach Gl. (3.1.-11) gilt

$$\begin{aligned} \dot{Q}(\tau) &= 1,2 \cdot 4,2(130 - 20) \left(\frac{130 - 80}{130 - 20} \right)^{1/3} \\ &\quad \times \left(1 - e^{-\frac{350 \cdot 6,7}{1,2 \cdot 4200}} \right) \text{ kW} \\ &= 206,3 \cdot 0,4545^{1/3} \text{ kW} \quad \text{mit } \tau \text{ in h.} \end{aligned}$$

Die Auswertung liefert:

τ	in h	0	1	2	3
$\dot{Q}(\tau)$	in kW	206,3	158,7	121,9	93,8

Da im voraus der Ladezustand der Boiler als Zeitfunktion nicht bekannt ist, muß mit der maximalen Leistung im Zeitraum von 8.00 bis 17.00 Uhr gerechnet werden.

Die Wärmeleistungen für Heizung und Lüftung werden zusammengefaßt betrachtet. Eine Reduzierung des ohnehin kleinen Heizungsanteils erfolgt nicht, die Lüftung ist stets in Kombination mit der Wärmerückgewinnung zu betreiben. Damit ergeben sich für den Abnehmerkomplex:

τ	in h	5.00 bis 8.00	8.00 bis 17.00	17.00 bis 21.00
$\dot{Q}_{N,k=8}^*$	in kW	80	493	80

Die Masseströme für die Boiler sind vorgegeben ($2 \cdot 1,2$ kg/s), und für Raumheizung und Lüftung ergibt sich

$$\dot{m} = \frac{20 + 150}{4,2(130 - 70)} \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 0,67 \text{ kg/s}.$$

Damit beträgt der netzseitige Anschlußwert

$$\dot{m}_N = 3,07 \text{ kg/s}.$$

Der in Rechnung zu stellende Massestrom $\dot{m}'_{N,j}$ ist zeitabhängig. Es gelten für 5.00 bis 8.00 und 17.00 bis 21.00 Uhr

$$\dot{m}'_{N,j=65} = 0,67 \text{ kg/s}$$

$$8.00 \text{ bis } 17.00 \text{ Uhr}$$

$$\dot{m}'_{N,j=65} = 3,07 \text{ kg/s}.$$

$k = 9$ (Apotheke, Ambulanz)

Entsprechend Gl. (3.1.-2) wird $a_A = 0,9$ gesetzt, woraus für die Heizung

$$\dot{Q}_{\text{Norm}} = 0,9 \cdot 520 \text{ kW} = 468 \text{ kW}$$

folgt. Die anteilige Wärmehöchstleistung im Zeitraum von 6.00 bis 18.00 Uhr ergibt sich durch Addition der Anschlußleistungen für die Lüftung und Warmwasserbereitung

$$\dot{Q}_{N,k=9}^* = (468 + 40 + 140) \text{ kW} = 648 \text{ kW}.$$

Da der Massestrom im Gebäudesystem unbekannt ist, muß im weiteren auf die im Projekt angegebene Rücklauftemperatur von 70°C bezogen werden. Es gilt unter Einbeziehen der Lüftung für den von der Hausanschlußstation entnommenen Massestrom

$$\dot{m}_N = \frac{468 + 40}{4,2(130 - 70)} \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 2,02 \text{ kg/s}.$$

Dieser Wert ist identisch mit $\dot{m}'_{N,j=65}$. Auf ihn wird der Mengenbegrenzer eingestellt.

$k = 10$ (Versorgungszentren)

Da leider keinerlei Detaillierung bezüglich des Belastungsverlaufes vorliegt, muß der gegebene Wert in voller Größe als Summand für die Netzwärmeleistung gelten:

$$\dot{Q}_{N,k=10}^* = 2 \cdot 800 \text{ kW} = 1600 \text{ kW}.$$

Der Massestrom beträgt für die Objekte $j = 67$ und 68

$$\dot{m}_N = \dot{m}'_{N,j} = \frac{800}{4,2(130 - 60)} \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 2,72 \text{ kg/s}.$$

$k = 11$ (Gaststätten)

Bei diesem Komplexabnehmer handelt es sich um die genaueste Darstellung des Belastungsverlaufes. Während die Wärmeleistung $\dot{Q}_{N,k}^*$ für beide Gaststätten, d. h. den Abnehmerkomplex, angegeben wird, bleibt $\dot{m}'_{N,j}$ weiterhin objektbezogen ($j = 69, 70$):

τ	in h	5.00 bis 10.00	10.00 bis 14.00	14.00 bis 16.00	16.00 bis 22.00
--------	------	----------------	-----------------	-----------------	-----------------

$\dot{Q}_{N,k=11}^*$	in kW	480	1020	820	700
----------------------	-------	-----	------	-----	-----

$\dot{m}'_{N,j}$	in kg/s	0,96	1,51	1,21	1,20
------------------	---------	------	------	------	------

$k = 12$ (Mehrzweckgebäude)

Gemäß Angaben gelten

$$\dot{Q}_{N,k=12}^* = 520 \text{ kW}$$

und

$$\dot{m}_N = \dot{m}'_{N,j=71} = \frac{520}{4,2(130 - 30)} \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 1,24 \text{ kg/s}.$$

Wärmehöchstleistung des Netzes

Zu deren Bestimmung ist der Belastungsverlauf aufzustellen. Dies wird rechnerisch vorgenommen, wobei zu den angegebenen Zeiten jeweils die rechtsseitigen Daten, d. h. die unmittelbar nach dem genannten Zeitpunkt gültigen Wärmeleistungen $\dot{Q}_{N,k}^*$, addiert werden. (Tabellarische Berechnung siehe Seite 108.)

Die Wärmehöchstleistung des Netzes beträgt danach

$$\dot{Q}_{\text{max},N} = 54,122 \text{ MW}.$$

Sie liegt zwischen 6.00 und 7.00 Uhr an.

Die Zahlenwerte der Tabelle zeigen deutlich, wie pauschale Leistungsannahmen (beispielsweise $k = 6$ und $k = 7$) den gesamten Tagesgang belasten und welcher großer Einfluß durch die Warmwasserbereitung hervorgerufen wird. Im Bild 3.3.-2 ist der Belastungsverlauf grafisch in Stufenform dargestellt. Er zeigt die relativ gute Ausgeglichenheit des Tagesgangs.

Im Vergleich zur ermittelten Wärmehöchstleistung sollen die in der Aufgabenstellung gegebenen Anschlußwerte addiert werden. Es gilt

$$\sum_{k=1}^{12} \dot{Q}_{A,n,k} = (3000 \cdot 5,5 + 4200 \cdot 5,2 + 9517 + 5 \cdot 920 + 7 \cdot 430 + 1800 + 1200 + 493 + 700 + 2 \cdot 800 + 2 \cdot 510 + 520) \text{ kW} = 62,800 \text{ MW}.$$

Das Verhältnis der Wärmehöchstleistung zur Summe der Anschlußwerte ergibt 0,86, d. h.,

infolge der genauen Analyse war eine Reduzierung der erforderlichen Leistung an der Einspeisestelle um 14% möglich.

Der Faktor 0,86 stellt übrigens das Produkt aus dem Gleichzeitigkeitsfaktor des Netzes g_N und einem mittleren Ausnutzungsgrad der Gesamtheit aller Abnehmer $a_{A,\text{mittel}}$ dar.

Gesamtwärmeleistung des Netzes

Zur Wärmehöchstleistung sind noch die Netzverluste zu addieren. Dies erfolgt im vorliegenden Beispiel pauschal nach Gl. (3.0.-5) unter Verwendung des in Gl. (3.2.-1) enthaltenen Faktors $v_N = 1,03$. Es gilt

$$\dot{Q}_{\text{ges},N} = 1,03 \cdot 54,122 \text{ MW} = 55,75 \text{ MW}.$$

Tabelle zur Ermittlung der Wärmehöchstleistung des Netzes

Abnehmer- komplex k	$\dot{Q}_{N,k}^*$ in kW																
	5.00	6.00	7.00	8.00	9.00	10.00	11.00	12.00	13.00	14.00	15.00	16.00	17.00	18.00	19.00	20.00	21.00
1								14426									
2								19930									
3	6048	6048	6048	1344	1344	1344	1344	1344	1344	1344	1344	1344	4400	7847	9517	7847	4400
4	1995	4590	4425	4425	4425	4425	4425	4425	4425	3095	3095	3095	3095	3095	3095	1995	1995
5	2800	2800	2800	2800	2800	2800	2800	2800	2800	2800	2800	2800	2800	—	—	—	—
6								1800									
7								1200									
8	80	80	80	493	493	493	493	493	493	493	493	493	80	80	80	80	80
9	—	648	648	648	648	648	648	648	648	648	648	648	648	—	—	—	—
10								1600									
11	480	480	480	480	480	1020	1020	1020	1020	820	820	700	700	700	700	700	700
12								520									
$\sum_{k=1}^{12} \dot{Q}_{N,k}^* =$	50879	54122	53957	49666	49666	50206	50206	50206	50206	48676	48676	48556	51199	51198	52868	50098	46651

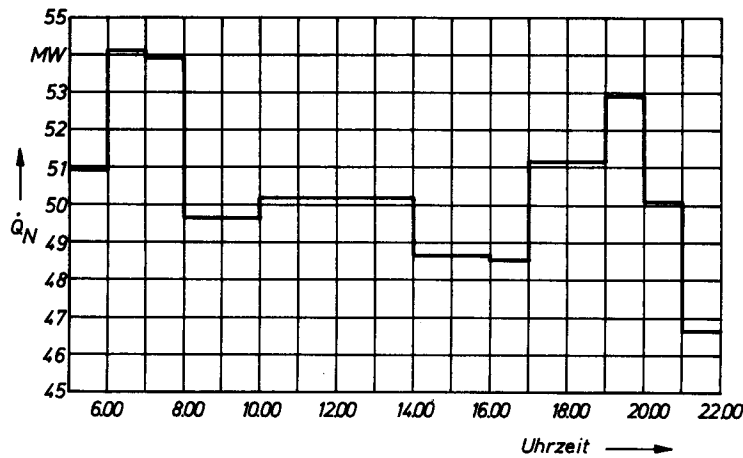


Bild 3.3.-2
Belastungsdiagramm — Wärmestrom als Zeitfunktion

Gesamtmassestrom des Netzes bei Auslegung

Für die hydraulische Bemessung des Rohrleitungssystems sollen gemäß Abschnitt 3.2. die maximalen Masseströme der Abnehmer bei zeitgleicher Belastung zugrunde gelegt werden. Damit ergibt sich nach Gl. (3.2.-2) ein Gesamtmassestrom an der Einspeisestelle von

$$\begin{aligned} \dot{m}'_{\text{ges},N} &= (20 \cdot 2,88 + 30 \cdot 2,87 + 5 \cdot 3,51 + 7 \cdot 1,59 \\ &\quad + 6,12 + 4,76 + 3,07 + 2,02 + 2 \cdot 2,72 \\ &\quad + 2 \cdot 1,51 + 1,24) \text{ kg/s} = 198,05 \text{ kg/s} . \end{aligned}$$

Masseströme im Netz bei Wärmehöchstleistung

Für thermodynamische Nachrechnungen sind die Abnehmer-Masseströme $\dot{m}'_{N,j}$, die bei maximaler Wärmeleistung auftreten, zu addieren. Diese Werte wurden bei der Betrachtung der einzelnen Abnehmerkomplexe schon bereitgestellt. Eine Ausnahme bildeten lediglich die Schulen, da noch nicht die Zeit der Wärmehöchstleistung bekannt war. Im Zeitraum von 6.00 bis 7.00 Uhr erfolgt die Aufheizung des Schulgebäudes, die Wärmeleistung ist höher als der Normalwert. Dies muß aber zu Lasten der Rücklauf Temperatur gehen, da durch den Mengenbegrenzer \dot{m}_N nicht überschritten werden kann. Damit gilt zur betrachteten Zeit $\dot{m}'_{N,j=51\dots55} = \dot{m}_N = 3,51 \text{ kg/s}$. Nach Gl. (3.2.-3) ergibt sich

$$\begin{aligned} \dot{m}'_{\text{ges},N} &= (20 \cdot 2,82 + 30 \cdot 2,84 + 5 \cdot 3,51 + 7 \cdot 1,59 \\ &\quad + 6,12 + 4,76 + 0,67 + 2,02 + 2 \cdot 2,72 \\ &\quad + 2 \cdot 0,96 + 1,24) \text{ kg/s} = 192,45 \text{ kg/s} . \end{aligned}$$

Überschlägliche Rücklauf Temperatur

Ausgehend von der Gesamtwärmeleistung $\dot{Q}_{\text{ges},N}$ und dem tatsächlichen Höchstwert des Massestroms $\dot{m}'_{\text{ges},N}$, folgt nach Gl. (3.2.-4) die Rücklauf Temperatur an der Einspeisestelle zu

$$t_{r,E} = 130 \text{ }^\circ\text{C} - \frac{55,75 \cdot 10^6}{4200 \cdot 192,45} \text{ K} = 61 \text{ }^\circ\text{C} .$$

Der im Vergleich zu den Rücklauf Temperaturen der Gebäudeheizungen niedrige Wert wird vor allem durch die nachgeschalteten Warmwasserbereitungssysteme hervorgerufen.

Die Berechnung von $t_{r,E}$ enthält eine kleine Unkorrektheit, da hier die Vorlauf Temperatur an der Einspeisestelle $t_{v,E}$ ebenso mit $130 \text{ }^\circ\text{C}$ angesetzt wurde, wie dies am Eintritt der Abnehmer erfolgte. Die Ursache ist in der pauschalen, abschließenden Berücksichtigung der Wärmeverluste zu suchen. Da die ermittelte Rücklauf Tem-

peratur infolge der zahlreichen Annahmen ohnehin nur eine erste Näherung darstellt, ist diese Vereinfachung völlig bedeutungslos.

3.3.2. Schlußfolgerungen

Aus den Einzelbetrachtungen und den Beispielen wurde deutlich, daß bei der Ermittlung der Wärme- und Masseströme nie die Exaktheit der Bemessung eines technischen Aggregats oder gar der Lösung einer Mathematikaufgabe erreichbar ist. Es überlagern sich beispielsweise zufällige Ereignisse relativ geringer Zahl, so daß auch mit den Methoden der Wahrscheinlichkeitsrechnung in der Regel nur Ergebnisse mit sehr großen Streubereichen folgen. Da man dennoch nicht einfach die Summe aller Anschlußwerte bilden darf, sondern im volkswirtschaftlichen Interesse eine möglichst starke Reduzierung vornehmen sollte, ist den nachfolgenden Punkten besondere Beachtung zu schenken.

Technisches Niveau der Anlagen

Wesentliche Voraussetzung für eine geringe Leistungsaufnahme der Wärmeverbraucher ist ein gutes technisches Niveau der Anlagen. Dazu gehören beispielsweise die exakte Auslegung der Anlage, die individuelle Regelung der Einzelabnehmer, die Aufteilung der Anlage in Abnehmergruppen mit gleicher Betriebscharakteristik, der Einbau von Wärmerückgewinnungsanlagen, eine möglichst intensive Auskühlung des Rücklaufs, die Einschränkung des Außenluftanteils bei niedrigen Temperaturen, der Einbau von Leistungs- oder Mengenbegrenzern und bei größeren Abnehmern die komplexe Regelung und Steuerung mit den Mitteln der Gebäudeautomation.

Qualität der Angaben

Generell sollten keine Pauschal-Anschlußwerte genannt werden. Im Komplexbeispiel ist es augenscheinlich, wie diese Angaben den Belastungsverlauf durchweg ungünstig beeinflussen. Deshalb sind die Leistungsangaben in den Projekten mit größter Sorgfalt zu treffen und die Betriebsweise festzulegen, so daß für jedes Objekt eine individuelle Abnehmercharakteristik $[\dot{Q}(\tau); \dot{m}(\tau)]$ gegeben werden kann. Der Projektant des Netzes sollte unbedingt auf detaillierten Angaben bestehen und somit auch eventuell nachträgliche Präzisierungen der Projektwerte der anzuschließenden Objekte fordern.

Verantwortungsbewußter Verbrauch

Die erforderlichen Leistungen sind auf die notwendige Größe zu begrenzen. Sofern dies nicht durch entsprechende Tarife stimuliert wird, ist an das Verantwortungsbewußtsein der Nutzer zu appellieren, sparsam und überlegt Energie zu entnehmen. Hierzu gehört beispielsweise auch das Abschalten der Heizungsanlagen bereits vor dem Ende der Benutzungszeit von Gebäuden oder Räumen. Die entsprechende Zeitdifferenz richtet sich nach dem Speichervermögen des jeweiligen Objektes.

Bemessungsverfahren

Es sollte keinesfalls das Ziel sein, alle Reserven durch neuere Bemessungsverfahren grundsätzlich zu liquidieren. Vielmehr wurde vorgeschlagen, die hydraulische Netzbemessung unter Zugrundelegung der maximalen Masseströme vorzunehmen, die Wärmehöchstleistung des Netzes dagegen auf den erforderlichen Mindestwert zu beschränken. Diese zunächst konträr wirkenden Festlegungen wurden im Abschnitt 3.2. begründet. Die Hauptargumente sind:

Die ohnehin aufwendige Netzbemessung darf nicht noch weiter kompliziert werden, da sonst eine Vielzahl von möglichen Massestromverteilungen zu betrachten wäre. Bei Veränderungen der Bebauungskonzeption bzw. für geringfügige Erweiterungen müssen zumindest in den Haupttrassen Reserven vorhanden sein, um erneuten Tiefbauaufwand im fertiggestellten Versorgungsgebiet weitestgehend zu vermeiden.

Die Gesamtwärmeleistung ist wegen der außerordentlich hohen Investitionen für die Wärmebereitstellung möglichst genau zu ermitteln. Geringfügige Leistungserhöhungen sind, wie die bisherige Praxis zeigte, in der Regel beispielsweise durch veränderte Betriebsregime oder Restriktionen im Abnehmerbereich abzufangen. Erfolgt eine spätere Vergrößerung des Versorgungsgebietes, so muß die Wärmebereitstellungsanlage ohnehin erweitert werden. Dies ist kein Nachteil, da aus volkswirtschaftlichen Gründen große Anlagen sowieso in nutzungs-fähige Teilabschnitte zu untergliedern und diese zeitlich versetzt zu errichten sind.

Zur Präzisierung der Wärmehöchstleistung von Wohngebieten müssen vor allem die Einschaltwahrscheinlichkeiten der Heizflächen raum- und bautenbezogen ermittelt und die Warmwasser-Verbrauchskurven objektbezogen gemessen sowie beide Aussagen statistisch abgesichert werden. Die Ergebnisse stellen die Eingangsgrößen für die wahrscheinlichkeitstheoretischen Modelle, die vorhanden sind, dar. Weitere Untersuchungen sollten der Spitzenlastsenkung durch Einbeziehen der Netzspeicherung gewidmet werden (vgl. auch Abschnitt 4.).

Risikobereitschaft

Die Wärmehöchstleistungen und damit die Investitionen lassen sich senken, wenn Auftraggeber, Projektant, Betreiber und Nutzer verantwortungsbewußt handeln. Dies beginnt bei einer exakten Planung sowie am Festhalten der Bebauungskonzeption und endet bei der detaillierten Festlegung von Nutzungsgruppen in den Gebäuden, von Betriebsregimen u. a. m. Weiterhin sollten auch von den Betreibern, die die spezifischen Eigenschaften der Gebäude und die speziellen Nutzungsgewohnheiten aus ihrer Erfahrung am besten kennen, entsprechende Hinweise über Verbrauchswerte, Betriebscharakteristiken und mögliche Restriktionen in die Aufgabenstellung des Investitionsauftraggebers einfließen; denn das Risiko bezüglich der Lastannahmen ist von allen Partnern zu tragen.

Operative Maßnahmen

Es liegt durchaus im volkswirtschaftlichen Interesse, wenn bei der Ermittlung der Wärmehöchstleistung eines Netzes ein reduzierter Betrieb ausgewählter Objekte bei Erreichen bestimmter Netzbelastungen eingeplant wird. Diese Abnehmer haben dann operativ die „Vollbeheizung“ beispielsweise auf eine „Frostfreiheizung“ zu reduzieren. Das Einbeziehen solcher Maßnahmen in die zu treffenden Lastannahmen ist vom Auftraggeber in Zusammenarbeit mit dem Betreiber, Nutzer und Projektanten festzulegen.

4. Wärmespeicherung in Heizwassernetzen

Ziel der Wärmespeicherung in Netzen ist es, den zeitlichen Verlauf der Wärmehöchstleistung zu glätten und damit den Investitionsaufwand für die Wärmebereitstellung zu senken. Dies ist technisch möglich, wenn außerhalb der Spitzenbelastung der Netzvorlauf oder der Netzurücklauf oder aber beide auf eine höhere Temperatur, als für den jeweiligen Betriebszustand erforderlich, gebracht werden. Diese Enthalpieerhöhung kann dann bei der maximalen Wärmeentnahme genutzt werden. Weiterhin ist zeitweilig auch eine Unterkühlung des Rücklaufs unter die normale Betriebstemperatur möglich. Um diese Betriebsabläufe überhaupt praktizieren zu können, sind natürlich einige technische Voraussetzungen zu schaffen.

4.1. Schaltungstechnische Lösungen und thermodynamische Approximationen

Die Netzspeicherung läßt sich durch eine Vielzahl von Schaltungsvarianten und Betriebsregimes ermöglichen. Da sich die Betrachtungen aber nur auf Netze im Abnehmerbereich, z. B. Wohngebietsnetze, beziehen und keine spürbare Erhöhung von Investitionskosten auftreten soll, ergeben sich auch zahlreiche Restriktionen, die den möglichen Lösungsbereich einschränken. Nachfolgend werden die typischen Schaltungsvarianten der Abnehmer, des Netzes und der Erzeuger unter dem Aspekt des Lade- und Entladeverhaltens betrachtet. Durch beispielhafte quantitative Betrachtungen soll versucht werden, charakteristische Parameter zu finden, die sich für eine Linearisierung eignen, so daß sich die dynamischen Speichervorgänge näherungsweise durch einfache Funktionen beschreiben lassen.

4.1.1. Wärmeabnehmer

Variante 1: Wärmeübertrager mit konstanter \dot{Q} -Entnahme (Bild 4.1.-1)

Eine Gebäudeheizungsanlage oder ein technologischer Verbraucher werden indirekt von einem Netz versorgt. Für den Auslegungsfall sind der Massestrom \dot{m}_N^+ und die

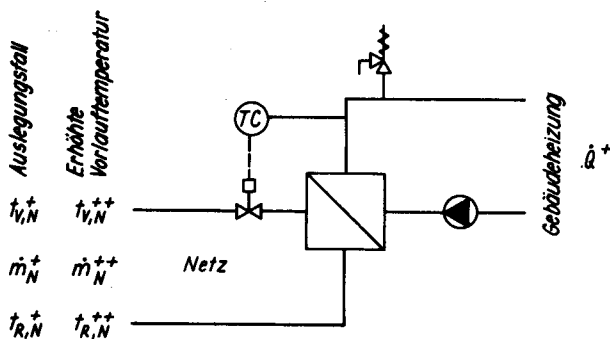


Bild 4.1.-1
Wärmeübertrager mit konstanter Wärmestromentnahme

Netzurücklauftemperatur $t_{r,N}^+$ konstant. Mit steigender Netzvorlauftemperatur $t_{v,N}^+$ sinken $t_{r,N}^+$ und \dot{m}_N^+ . Der genaue Zusammenhang ist nur durch eine Nachrechnung mit einem Rechenprogramm (siehe [2]) zu erfassen. Rechnet man in erster Näherung für relativ kleine Parameteränderungen mit einem unveränderten Wärmedurchgangskoeffizienten k gegenüber dem Auslegungszustand, so ist der Term $(kA/\dot{C}_s)^+$ ebenfalls konstant. Dabei bedeuten A die Heizfläche des Wärmeübertragers und \dot{C}_s die Wärmekapazität des Sekundärmediums ($\dot{m}_s c$). Verändert haben sich bei der Erhöhung der Netzvorlauftemperatur das Verhältnis der Wärmekapazitätsströme $(\dot{C}_s/\dot{C}_p)^{++}$, bezogen auf den Auslegungsfall $(\dot{C}_s/\dot{C}_p)^+$, und die Betriebscharakteristik Φ . Für sie gelten im Auslegungsfall analog zu Gl. (1.1.-17)

$$\Phi^+ = \frac{t_s'' - t_s'}{(t_p')^+ - t_s'} \quad (4.1.-1)$$

und im betrachteten Betriebsfall

$$\Phi^{++} = \frac{t_s'' - t_s'}{(t_p')^{++} - t_s'}, \quad (4.1.-2)$$

wobei t_s'' , t_s' die konstanten Sekundäraustritts- bzw. Sekundäreintrittstemperaturen und $(t_p')^{++}$ die Primäreintrittstemperatur, die im Auslegungsfall $(t_p')^+$ beträgt, darstellen. Der funktionelle Zusammenhang $\Phi = \Phi[(kA/\dot{C}_s), (\dot{C}_s/\dot{C}_p)]$ ist im Bild 1.1.-29 in Diagrammform gegeben. Bei einer Erhöhung der Netzvorlauftemperatur $t_{v,N}^+ \equiv (t_p')^{++}$ stellt sich ein neues, berechenbares Φ^{++} ein. Das zugehörige $(\dot{C}_s/\dot{C}_p)^{++}$ kann für das bekannte $(kA/\dot{C}_s)^+$ sofort abgelesen werden, so daß der neue, aus dem Netz entnommene Massestrom

$$\dot{m}_N^{++} = \dot{m}_p = \dot{m}_N^+ \frac{(\dot{C}_s/\dot{C}_p)^+}{(\dot{C}_s/\dot{C}_p)^{++}} \quad (4.1.-3)$$

beträgt. Die Netzurücklauftemperatur folgt aus der Enthalpiebilanz zu

$$t_{r,N}^{++} = t_{v,N}^{++} - \frac{\dot{Q}^+}{\dot{m}_N^{++} c} = t_{v,N}^{++} - \frac{(\dot{C}_s/\dot{C}_p)^+}{(\dot{C}_s/\dot{C}_p)^{++}} (t_{v,N}^+ - t_{r,N}^+). \quad (4.1.-4)$$

Das thermodynamische Verhalten der Wärmeübertrager wirkt der gewünschten Netzspeicherung entgegen, da während des Betriebs mit hohen Vorlauftemperaturen der Vorlauf aufgeheizt und der Rücklauf infolge der niedrigeren Austrittstemperaturen entspeichert wird (vgl. Abschnitt 4.1.1.1., Beispiel 1). Bei sinkenden Vorlauftemperaturen (Entladung des Vorlauf-Netzteils) steigen bei konstanter Belastung die Rücklauftemperaturen an.

Variante 2: Warmwasserbereiter nach dem Speicherverfahren (Bild 4.1.-2)

Ein konstanter Netzwasserstrom \dot{m}_N^+ heizt während einer vorgegebenen Zeitdauer $\Delta\tau$ das im Speicher befindliche Wasser m_{ww} von t_{ww}' auf t_{ww}'' auf. Die thermodynamischen Vorgänge sind in [2] detailliert beschrieben. Ein besonderes Merkmal ist die Zeitabhängigkeit des Wärmestroms infolge der Temperaturerhöhung im Boiler. Die entsprechenden Wärmestromverläufe werden durch die Gln. (3.1.-11) und (3.1.-13) beschrieben. Die Änderung der Temperaturdifferenz erfährt eine Überlagerung durch die zusätzliche Änderung der Netzvorlauftemperatur während der Netzlade- bzw. Netzentladevorgänge. Für den jeweiligen Betrachtungszeitpunkt

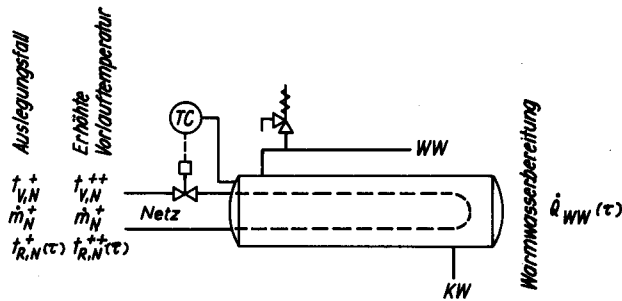


Bild 4.1.-2
Warmwasserbereiter (Speicher) mit zeitlich veränderter Wärme-
stromentnahme

τ ergeben sich der aus dem Netz entnommene Wärme-
strom

$$\dot{Q}_{WW}(\tau) = kA \frac{t'_{HW} - t''_{HW}}{\ln \frac{t'_{HW} - t_{WW}}{t''_{HW} - t_{WW}}} = \dot{C}_{HW}(t'_{HW} - t''_{HW}) \quad (4.1.-5)$$

und die Heizmedienaustrittstemperatur

$$t''_{HW} = t_{WW} + (t'_{HW} - t_{WW}) e^{-\frac{kA}{\dot{C}_{HW}}} \quad (4.1.-6)$$

Die Warmwassertemperatur berechnet sich in Abhängig-
keit von der Heizzeit τ nach Gl. (3.1.-10):

$$t_{WW} = t'_{HW} - (t'_{HW} - t'_{WW}) \left[\frac{t'_{HW} - t''_{WW}}{t'_{HW} - t'_{WW}} \right]^{\frac{\tau}{\Delta\tau}} \quad (4.1.-7)$$

Für die gesamte Aufheizzeit $\Delta\tau$ gilt die Beziehung

$$\Delta\tau = \frac{C_{WW}}{\dot{C}_{HW}} \frac{\ln \frac{t'_{HW} - t'_{WW}}{t'_{HW} - t''_{WW}}}{1 - e^{-\frac{kA}{\dot{C}_{HW}}}} \quad (4.1.-8)$$

Die Bezeichnungen entsprechen denen im Abschnitt 3.1.
Im hier vorliegenden Fall gelten die Identitäten

- $t'_{HW} = t_{V,N}$ Heizmedieneintrittstemperatur
- $t''_{HW} = t_{R,N}$ Heizmedienaustrittstemperatur
- t_{WW} Warmwassertemperatur
- t'_{WW} Warmwassertemperatur zu Beginn der Auf-
heizung ($\tau = 0$)
- t''_{WW} Warmwassertemperatur am Ende der Auf-
heizung ($\tau = \Delta\tau$)
- k Wärmedurchgangskoeffizient der Heizfläche
- A Heizfläche
- C_{WW} Wärmekapazität des aufzuwärmenden
Warmwassers ($m_{WW}c$)
- \dot{C}_{HW} Wärmekapazitätsstrom des Heizmediums
($\dot{m}_{HW}c$).

Ändert sich die Netzvorlauftemperatur sprungförmig
von $t_{V,N}^+ \equiv (t'_{HW})^+$ auf $t_{V,N}^{++} \equiv (t'_{HW})^{++}$, dann sind die ange-
gebenen Gleichungen wiederholt anzusetzen. Dabei
ist die am Ende der ersten Periode erreichte Warmwasser-
temperatur t_{WW} gleich der Anfangstemperatur t'_{WW} der
zweiten Periode. Die Heizzeiten sind jeweils neu zu zäh-
len. Bei einer kontinuierlichen Parameteränderung ist es
ausreichend genau, diese in diskrete Schritte zu zerlegen
und dazwischen die Ergebnisse linear zu interpolieren.
Der Aufwand für eine exakte Integration erscheint für den
vorliegenden Fall ungerechtfertigt hoch und müßte bei
einem Netztemperaturverlauf mit singulären Punkten
ohnehin in getrennten Geltungsbereichen erfolgen.

Eine Veränderung des Massestroms $\dot{m}_N^+ = \dot{m}_{HW}$ ist nicht
zu betrachten, da dieser den Auslegungsfall verbindlich
kennzeichnet. Eine praktische Bemessung wird im Ab-
schnitt 4.1.1.1., Beispiel 2, vorgestellt.

**Variante 3: Beimischstation mit konstanter \dot{Q} -Entnahme
(Bild 4.1.-3)**

Durch derartige Schaltungen können beispielsweise Ge-
bäudeheizungsanlagen direkt an Netze angeschlossen
werden. Beträgt der Wärmestrom im Auslegungsfall \dot{Q}^+ ,
dann ergibt sich der aus dem Netz entnommene Masse-
strom im Auslegungsfall zu

$$\dot{m}_N^+ = \frac{\dot{Q}^+}{c(t_{V,N}^+ - t_{R,N}^+)} \quad (4.1.-9)$$

und bei erhöhter Netzvorlauftemperatur folgt

$$\dot{m}_N^{++} = \frac{\dot{Q}^+}{c(t_{V,N}^{++} - t_{R,N}^+)} \quad (4.1.-10)$$

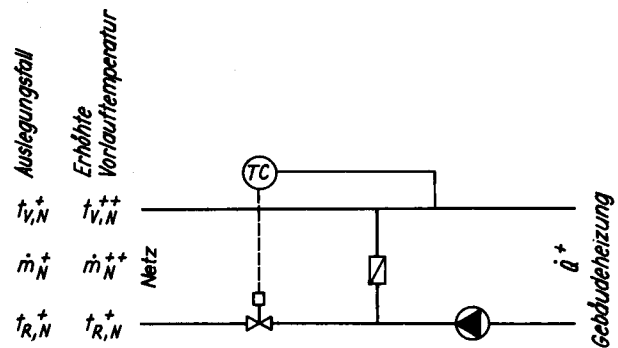


Bild 4.1.-3
Beimischstation mit konstanter Wärmestromentnahme

Bemerkenswert ist die bei konstanter Wärmeentnahme
stets gleichbleibende Rücklauftemperatur, d. h., die Än-
derung der Vorlauftemperatur führt nur zur Veränderung
des Massestroms \dot{m}_N^+ auf \dot{m}_N^{++} .

**Variante 4: Beimischstation mit konstanter \dot{Q} -Entnahme
und zeitabhängiger Rücklaufabkühlung (Bild 4.1.-4)**

Obwohl bei direktem Anschluß der Heizungsanlagen die
niedrigsten Rücklauftemperaturen, die technisch möglich
sind, erreicht werden, ist man bestrebt, zur hydraulischen
Entlastung des Netzes die Temperatur des Netzurücklaufs

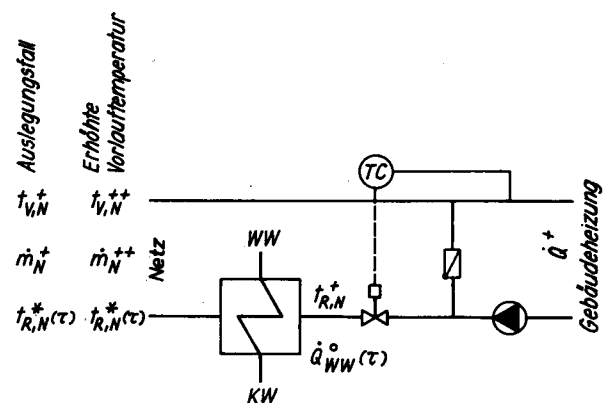


Bild 4.1.-4
Beimischstation mit konstanter Wärmestromentnahme für die
Gebäudeheizung und nachgeschalteter, unregelter Warmwasser-
bereitung

durch Einschalten weiterer Niedertemperaturverbraucher abzusenken. Besonders eignen sich dazu Vorwärmer der Warmwasserbereitung. Der aufzuwärmende Kaltwasserstrom stellt eine Zeitfunktion dar, so daß sich die Netzrücklauftemperatur schließlich belastungsabhängig ergibt. Die Charakteristik ist sehr vorteilhaft. Die Netzaufladung wird in den Zeiten geringer Warmwasserentnahme vorgenommen, d. h., der Rücklauf fließt mit relativ hoher Temperatur (fast $t_{R,N}^+$) zum Wärmebereiter zurück. Während der Warmwasser-Spitzenentnahme erreicht man die größte Abkühlung des Rücklaufs. Er kann somit zusätzlich entspeichert werden.

Der aus dem Netz entnommene Massestrom ergibt sich lediglich aus den Forderungen des angeschlossenen Heizungssystems nach den Gln. (4.1.-9) und (4.1.-10). Dabei charakterisiert $t_{R,N}^+$ die Rücklauftemperatur der Gebäudeheizung im Auslegungsfall.

Wird im Vorwärmer ein Wärmestrom $\dot{Q}_{ww}(\tau)$ übertragen, so stellt sich schließlich die endgültige Netzrücklauftemperatur

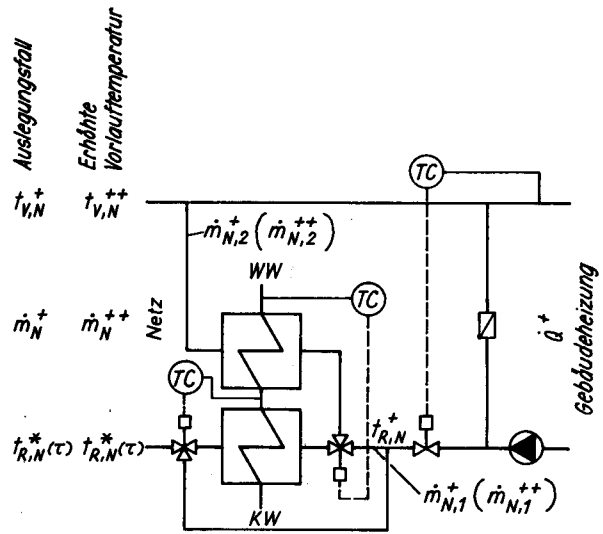
$$t_{R,N}^* = t_{R,N}^+ - \frac{\dot{Q}_{ww}^0(\tau)}{cm_N^+} \quad \text{bzw.} \quad t_{R,N}^* = t_{R,N}^+ - \frac{\dot{Q}_{ww}(\tau)}{cm_N^{++}} \quad (4.1.-11)$$

ein. Problematisch ist das Bestimmen des Wärmestroms $\dot{Q}_{ww}(\tau)$, da die Umrechnung der Wärmeübertragerleistung, ausgehend von einem definierten Bezugszustand bei verändertem primär- und sekundärseitigem Massestrom, die Annahme eines konstanten Wärmedurchgangskoeffizienten eigentlich verbietet. Da weiterhin zwischen $t_{V,N}(\tau)$ und $\dot{Q}_{ww}(\tau)$ nur ein sehr lockerer stochastischer Zusammenhang besteht, wäre eine exakte Leistungsberechnung des Wärmeübertragers jedoch auch unrealistisch. Ein Beispiel für eine erste Näherung ist im Abschnitt 4.1.1.1., Beispiel 3, gegeben.

Variante 5: Beimischstation mit konstanter \dot{Q} -Entnahme und Warmwasserbereitung durch Rücklaufabkühlung und Vorlaufanzapfung nach dem Vorrangprinzip zur Nachwärmerbeheizung (Bild 4.1.-5)

Die Besonderheit gegenüber Variante 4 besteht darin, daß das Warmwasser je nach Bedarf in den Gegenstrom-Wärmeübertragern auf die genau definierte Endtemperatur aufgewärmt wird. Dabei muß man zwei grundsätzlich verschiedene Fälle unterscheiden.

- In der Regel ist der Vorwärmer so bemessen, daß er beim Heizmedienstrom \dot{m}_N^+ und der Temperatur $t_{R,N}^+$ den gesamten Warmwasserstrom $\dot{m}_{ww,max}$ aufheizt. Bei geringeren Wärmeströmen als \dot{Q}^+ verkleinert sich der aus dem Netz entnommene Massestrom, und die Rücklauftemperatur aus der Gebäudeheizung sinkt. Die parallele Entnahme aus dem Vorlauf beginnt. Eine reduzierte Analogie gibt es auch während der Netzaufladungen und -entladungen, da infolge der erhöhten Netzvorlauftemperatur der Massestrom $\dot{m}_N^{++} < \dot{m}_N^+$ ist. Die Rücklauftemperatur beträgt jedoch weiterhin $t_{R,N}^+$. Abhängig von der Auslegung, treten unterschiedliche Reaktionen auf.
 - Bei großem \dot{m}_N^+ und hohem $t_{R,N}^+$ ergibt sich eine relativ große mittlere logarithmische Temperaturdifferenz Δt_m zwischen Heizmedium und aufzuwärm-



	Fall 1		Fall 2
	Untervariante a	Untervariante b	
Auslegungsfall	$\dot{m}_{N,1}^+ = \dot{m}_N^+$ $\dot{m}_{N,2}^+ = 0$		$\dot{m}_{N,1}^+ > 0$ $\dot{m}_{N,2}^+ > 0$ $\dot{m}_N^+ = \dot{m}_{N,1}^+ + \dot{m}_{N,2}^+$
Erhöhte Vorlauftemperatur	$\dot{m}_{N,1}^{++} = \dot{m}_N^{++}$ $\dot{m}_{N,2}^{++} = 0$	$\dot{m}_{N,1}^{++} < \dot{m}_{N,1}^+$ $\dot{m}_{N,2}^{++} > 0$ $\dot{m}_N^{++} = \dot{m}_{N,1}^{++} + \dot{m}_{N,2}^{++}$ $\dot{m}_N^{++} < \dot{m}_N^+$	$\dot{m}_{N,1}^{++} > 0$ $\dot{m}_{N,2}^{++} > 0$ $\dot{m}_N^{++} = \dot{m}_{N,1}^{++} + \dot{m}_{N,2}^{++}$

Bild 4.1.-5 Beimischstation mit konstanter Wärmestromentnahme für die Gebäudeheizung und zweistufiger, geregelter Warmwasserbereitung nach dem Durchflußprinzip

mendem Wasserstrom $\dot{m}_{ww,max}$. Das Anheben der Netzvorlauftemperatur $t_{V,N}^+$, die den Netzwasserstrom auf \dot{m}_N^{++} reduziert, hat dann keinen merklichen Einfluß auf Δt_m . Oftmals reichen die Reserven der Wärmeübertragerheizflächen aus, die beispielsweise durch die Sprünge in der Wärmeübertrager-Typenreihe gegeben sind, um die Verkleinerung von Δt_m zu kompensieren. Es führt deshalb in der Regel nicht zu einer Erhöhung der Investitionskosten, wenn dem Vorschlag — den Vorwärmer für $t_{R,N}^+$ und \dot{m}_N^{++} [nach Gl. (4.1.-10) mit $t_{V,N}^+$] zu bemessen — Folge geleistet wird. Die rechnerischen Betrachtungen vereinfachen sich dadurch sehr, da außer den Gln. (4.1.-9) und (4.1.-10) für alle Warmwasser-Entnahmen $\dot{m}_{ww}(\tau)$ gilt:

$$t_{R,N}^* = t_{R,N}^+ - \frac{\dot{Q}_{ww}(\tau)}{cm_N^{++}} \quad (4.1.-11a)$$

Der entnommene Massestrom \dot{m}_N^{++} liegt somit auch bei erhöhter Netzvorlauftemperatur unter dem Auslegungswert \dot{m}_N^+ . Die Vorrangschaltung spricht nicht an.

- Völlig verändert sind die Verhältnisse bei kleinem \dot{m}_N^+ und niedrigem $t_{R,N}^+$. Hier ergibt sich ein niedriges Δt_m , das durch ein weiter verringertes \dot{m}_N^{++} stark abnimmt, wodurch die Heizfläche der Wärmeübertrager merklich vergrößert werden müßte. Mitunter sind dann die nutzbaren Enthalpieströme sogar kleiner

als die benötigten, so daß überhaupt keine technische Lösung mehr möglich ist. Generell sind die Auslegungsdaten als Bemessungsgrundwerte zu verwenden. Liegt eine geringe Überdimensionierung vor, dann können gemäß [2] die maximale Leistung der Warmwasserbereitung bei vermindertem Massedurchsatz \dot{m}_N^{++} ermittelt und näherungsweise nach Abschnitt 3.1.3.2. die Zeiträume einer uneingeschränkten Warmwasserversorgung ohne Vorlaufanzapfung bestimmt werden. Darüber hinaus wird aus dem Netzvorlauf ein zusätzlicher Massestrom \dot{m}_N^{++} entnommen und über den Nachwärmer sowie nach Mischung mit dem Heizungsrücklauf $\dot{m}_{N,1}^{++}$ über die Vorwärmer geleitet. Der gesamte aus dem Netz entnommene Massestrom beträgt

$$\dot{m}_N^{++} = \dot{m}_{N,1}^{++} + \dot{m}_{N,2}^{++} \quad (4.1.-12)$$

Dieser Massestrom wird wegen der erhöhten Vorlauf-temperatur unter dem Wert \dot{m}_N^+ liegen.

Die endgültige Netzurücklauf-temperatur ergibt sich dann zu

$$t_{R,N}^* = t_{V,N}^{++} - \frac{\dot{Q}_{ww}(\tau) + \dot{Q}^+}{c\dot{m}_N^{++}} \quad (4.1.-13)$$

wobei meistens nur die Verhältnisse für $\dot{Q}_{ww}(\tau) = \dot{Q}_{ww}^+$, d. h. die maximale Belastung, betrachtet werden.

2. Mit sinkendem Wärmebedarf infolge verbesserter Wärmedämmung der Gebäude und bei niedrigeren Rücklauf-temperaturen aus der Heizungsanlage ergeben sich kleine Masseströme $\dot{m}_{N,1}^+$. Es ist damit bereits im Auslegungszustand erforderlich, bei maximal aufzuwärmendem Massestrom $\dot{m}_{ww,max}$ einen Teilstrom des Netz-wassers $\dot{m}_{N,2}^+$ über den Nachwärmer und nach Mischung mit $\dot{m}_{N,1}^+$ über die Vorwärmer zu leiten. Der Gesamt-massestrom im Auslegungsfall beträgt somit

$$\dot{m}_N^+ = \dot{m}_{N,1}^+ + \dot{m}_{N,2}^+ \quad (4.1.-14)$$

Mit Erhöhen der Vorlauf-temperatur auf $t_{V,N}^{++}$ verringert sich der Massestrom durch die Heizungsanlage auf $\dot{m}_{N,1}^{++}$, so daß zur Absicherung der Warmwasserbereitung im Vollastfall $\dot{m}_{N,2}^{++} > \dot{m}_{N,2}^+$ entnommen werden muß. Wegen der höheren Vorlauf-temperatur gilt jedoch für die Gesamt-masseströme $\dot{m}_N^+ > \dot{m}_N^{++}$.

Eine ausführliche Betrachtung der quantitativen Verhält-nisse ist im Abschnitt 4.1.1.1., Beispiel 4, vorgestellt.

Variante 6: Beimischstation mit konstanter \dot{Q} -Entnahme und Warmwasserbereitung durch Rücklaufabkühlung und paralleler Vorlaufanzapfung zur Speicherbeheizung (Bild 4.1.-6)

Diese Schaltung stellt eine Ergänzung der Variante 4 dar, wobei die Nachheizung des Warmwassers auf die endgültige Temperatur in einem nachgeschalteten Speicher vorgenommen wird. Die Anordnung ist zweck-mäßig dort einzusetzen, wo der Warmwasserbedarf gene-rell sehr groß ist, so daß er durch die alleinige Rücklauf-abkühlung nicht gedeckt werden kann oder ein stark diskontinuierlicher Warmwasserstrom bereitgestellt wer-den muß. Weiterhin ist diese Schaltung auch als Ersatz für Variante 5, Fall 2, möglich, d. h., wenn beispielsweise

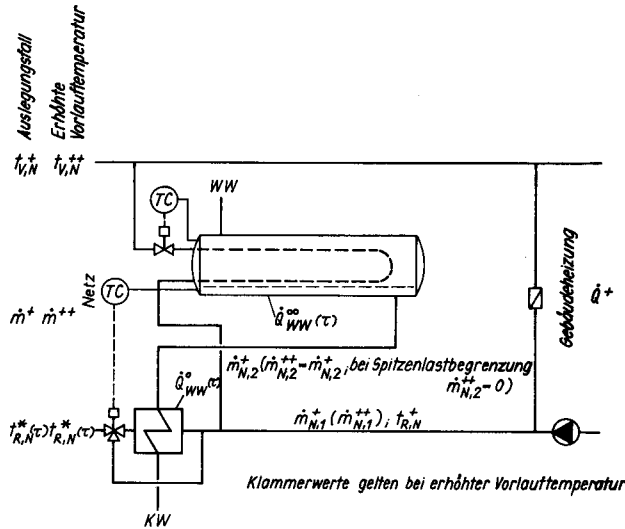


Bild 4.1.-6 Beimischstation mit konstanter Wärmestromentnahme für die Gebäudeheizung und zweistufiger, geregelter Warmwasserbereitung nach dem kombinierten Durchfluß-Speicher-Prinzip

die Rücklauf-temperatur eines Niedertemperatur-Hei-zungssystems die Bereitstellung der geforderten Warm-wasseraustritts-temperatur t_{ww}'' nicht gestattet.

Der Gesamt-massestrom setzt sich bei Auslegung additiv aus dem der Gebäudeheizung $\dot{m}_{N,1}^+$ und einem den Boiler beaufschlagenden Massestrom $\dot{m}_{N,2}^+$ zusammen:

$$\dot{m}_N^+ = \dot{m}_{N,1}^+ + \dot{m}_{N,2}^+ \quad (4.1.-15)$$

Die übertragenen Wärmeströme werden analog zu den Masseströmen summiert. Daraus kann dann die Rück-lauf-temperatur, die auch zeitabhängig ist, gebildet wer-den. Es gilt

$$t_{R,N}^* = t_{V,N}^+ - \frac{\dot{Q}_{ww}^0(\tau) + \dot{Q}_{ww}^{\infty}(\tau) + \dot{Q}^+}{c\dot{m}_N^+} \quad (4.1.-16)$$

Ist die Vorlauf-temperatur auf $t_{V,N}^{++}$ gesteigert, so sinkt der Massestrom durch die Heizungsanlage auf $\dot{m}_{N,1}^{++}$, während der Massestrom $\dot{m}_{N,2}^+$ wegen der festen Einregulierung erhalten bleibt. Es ergibt sich somit

$$\dot{m}_N^{++} = \dot{m}_{N,1}^{++} + \dot{m}_{N,2}^+ \quad (4.1.-17)$$

woraus die Netzurücklauf-temperatur unter Beachtung, daß die Wärmeströme $\dot{Q}_{ww}^0(\tau)$ und $\dot{Q}_{ww}^{\infty}(\tau)$ auch eine Ver-änderung erfahren haben, folgt:

$$t_{R,N}^* = t_{V,N}^{++} - \frac{\dot{Q}_{ww}^0(\tau) + \dot{Q}_{ww}^{\infty}(\tau) + \dot{Q}^+}{c\dot{m}_N^{++}} \quad (4.1.-18)$$

Bei der Bemessung treten all die Probleme auf, die auch bei den Varianten 2, 3 und 4 relevant waren. Eine Auswer-tung ist nur für genau definierte Vorgaben und nicht all-gemeingültig möglich.

Abschließend sei bemerkt, daß die Schaltungsvariante 6 am besten für eine steuerbare Spitzenlastbegrenzung ge-eignet ist. So könnte man beispielsweise während der höchsten Belastung bei genügend großem Speicher-volumen den Boilerdurchfluß abstellen ($\dot{m}_{N,2}^{++} = 0$) und damit die Nachwärmung unterbinden [$\dot{Q}_{ww}^{\infty}(\tau) = 0$]. Die Gln. (4.1.-17) und (4.1.-18) gelten bei entsprechender Beachtung.

4.1.1.1. Beispiele

Beispiel 1

Eine Gebäudeheizung mit den Auslegungsdaten $90\text{ °C}/70\text{ °C}$ und $\dot{Q}^+ = 500\text{ kW}$ wird indirekt an ein Wärmenetz mit den Auslegungswerten $t_{V,N}^+ = 130\text{ °C}$, $t_{R,N}^+ = 80\text{ °C}$ angeschlossen. In erster Näherung soll berechnet werden, welche Primärücklauftemperatur und welcher Massestrom \dot{m}_N^{++} sich einstellen, wenn $t_{V,N}^{++}$ auf 140 °C und später auf 150 °C gesteigert wird und die sekundäre Belastung bestehenbleibt.

Lösung

Die beschriebene Anlage entspricht der Variante 1. Zunächst ist die Betriebscharakteristik Φ^+ für den Auslegungsfall und die beiden zu betrachtenden Betriebsfälle zu ermitteln. Die Gl. (4.1.-1) und (4.1.-2) liefern im einzelnen:

$$\Phi^+ = \frac{90 - 70}{130 - 70} = 0,33$$

$$\Phi_1^{++} = \frac{90 - 70}{140 - 70} = 0,29$$

$$\Phi_2^{++} = \frac{90 - 70}{150 - 70} = 0,25.$$

Der Wert $(kA/\dot{C}_s)^+$ kann aus der Wärmebilanz ermittelt werden. Es gilt

$$kA \Delta t_m = \dot{C}_s (t_s'' - t_s')$$

und

$$\left(\frac{kA}{\dot{C}_s}\right)^+ = \frac{t_s'' - t_s'}{\Delta t_m} = \frac{90 - 70}{\frac{(130 - 90) - (80 - 70)}{\ln \frac{130 - 90}{80 - 70}}} = 0,92.$$

Dieser für den Auslegungsfall berechnete Wert wird näherungsweise auch für die übrigen Betriebszustände als gültig angenommen.

Das Verhältnis der Wärmekapazitätsströme ergibt sich aus der Enthalpiebilanz der Medienströme zu

$$\frac{\dot{C}_s}{\dot{C}_p} = \frac{t_p' - t_p''}{t_s'' - t_s'}$$

woraus speziell für den Auslegungsfall

$$\left(\frac{\dot{C}_s}{\dot{C}_p}\right)^+ = \frac{130 - 80}{90 - 70} = 2,5$$

folgt. Die errechneten Daten markieren im Diagramm 1.1.-29 einen Schnittpunkt. Die übrigen Verhältnisse $(\dot{C}_s/\dot{C}_p)^{++}$ ergeben sich aus den Werten Φ_1^{++} und Φ_2^{++} sowie $(kA/\dot{C}_s)^+$ zu

$$\left(\frac{\dot{C}_s}{\dot{C}_p}\right)_1^{++} = 3,1; \quad \left(\frac{\dot{C}_s}{\dot{C}_p}\right)_2^{++} = 3,8.$$

Die aus dem Netz entnommenen Masseströme berechnen sich nach Gl. (4.1.-3). Zuvor ist allerdings der Netz-Massestrom im Auslegungsfall zu ermitteln. Er ergibt sich zu

$$\dot{m}_N^+ = \frac{\dot{Q}^+}{c(t_{V,N}^+ - t_{R,N}^+)} = \frac{500}{4,2(130 - 80)} \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 2,38 \text{ kg/s}.$$

Damit gelten weiter für Betriebsfall 1

$$(\dot{m}_N^+)_1 = 2,38 \frac{2,5 \text{ kg}}{3,1 \text{ s}} = 1,92 \text{ kg/s}$$

und für Betriebsfall 2

$$(\dot{m}_N^+)_2 = 2,38 \frac{2,5 \text{ kg}}{3,8 \text{ s}} = 1,57 \text{ kg/s}.$$

Schließlich sind nach Gl. (4.1.-4) die Rücklauftemperaturen zu berechnen:

$$(t_{R,N}^{++})_1 = 140\text{ °C} - \frac{3,1}{2,5} 50 \text{ K} = 78,0\text{ °C}$$

$$(t_{R,N}^{++})_2 = 150\text{ °C} - \frac{3,8}{2,5} 50 \text{ K} = 74,0\text{ °C}.$$

Die Ergebnisse sind im Bild 4.1.-7 aufgezeichnet. Man erkennt aus dieser Darstellung, daß näherungsweise für den Massestrom eine lineare Interpolation möglich ist.

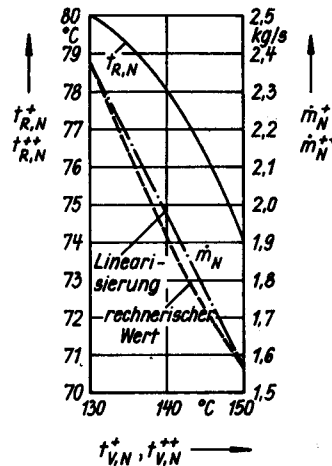


Bild 4.1.-7

Rücklauftemperaturen und Masseströme in Abhängigkeit von der Netzvorlauftemperatur (Ergebnisse des Beispiels 1)

Beispiel 2

Ein Warmwasserbereiter mit 3000 l Fassungsvermögen soll von $t_{\text{ww}}' = 10\text{ °C}$ auf $t_{\text{ww}}'' = 50\text{ °C}$ mit einem Massestrom von $\dot{m}_{\text{HW}} = 0,2\text{ kg/s}$ aufgeheizt werden. Die Eintrittstemperatur des Heizmedienstroms ist von den Betriebsbedingungen abhängig:

Fall a: $(t_{\text{HW}}^+)' = 130\text{ °C}$;

Fall b: $(t_{\text{HW}}^+)^{++} = 140\text{ °C}$;

Fall c: $(t_{\text{HW}}^+)^{++} = 150\text{ °C}$;

Fall d: $0,6\text{ h}$ lang $(t_{\text{HW}}^+)' = 130\text{ °C}$;
 $0,5\text{ h}$ lang $(t_{\text{HW}}^+)^{++} = 140\text{ °C}$;
 restliche Zeit $(t_{\text{HW}}^+)^{++} = 150\text{ °C}$.

Die Heizfläche beträgt $A = 6\text{ m}^2$, und der Wärmedurchgangskoeffizient ist näherungsweise anzunehmen mit $k = 350\text{ W/m}^2\text{ K}$.

Für die vier genannten Betriebsfälle sind die Temperaturverläufe des Warmwassers im Boiler und des Heizmediums am Austritt sowie die übertragenen Wärmeströme zu ermitteln.

Lösung

Bevor die mittlere Warmwassertemperatur im Warmwasserbereiter berechnet werden kann, ist nach Gl. (4.1.-8) die Gesamtaufheizzeit festzustellen. Es gelten für

Fall a:

$$\Delta\tau_a = \frac{4,2 \cdot 3000}{4,2 \cdot 0,2} \frac{\ln \frac{130 - 10}{130 - 50}}{1 - e^{-\frac{350 \cdot 6}{4200 \cdot 0,2}}} \text{ s} = 1,84 \text{ h}$$

Fall b:

$$\Delta\tau_b = \frac{4,2 \cdot 3000}{4,2 \cdot 0,2} \frac{\ln \frac{140 - 10}{140 - 50}}{1 - e^{-\frac{350 \cdot 6}{4200 \cdot 0,2}}} \text{ s} = 1,67 \text{ h}$$

Fall c:

$$\Delta\tau_c = \frac{4,2 \cdot 3000}{4,2 \cdot 0,2} \frac{\ln \frac{150 - 10}{150 - 50}}{1 - e^{-\frac{350 \cdot 6}{4200 \cdot 0,2}}} \text{ s} = 1,53 \text{ h}$$

Damit sind die Temperaturverläufe des Warmwassers im Boiler, des Heizmediums am Austritt und der aus dem Netz entnommene Wärmestrom berechenbar. Es ergeben sich entsprechend den Gln. (4.1.-7), (4.1.-6) und (4.1.-5) für

Fall a:

$$t_{\text{ww}} = 130 \text{ °C} - (130 - 10) \text{ K} \left[\frac{130 - 50}{130 - 10} \right]^{\frac{\tau}{1,84}}$$

$$(t''_{\text{HW}})^+ \equiv t''_{\text{R,N}} = t_{\text{ww}} + (130 - t_{\text{ww}}) e^{-\frac{350 \cdot 6}{4200 \cdot 0,2}}$$

$$\dot{Q}_{\text{ww}} = 4200 \cdot 0,2 [130 - (t''_{\text{HW}})^+]$$

τ in h	0	0,3	0,6	0,9
t_{ww} in °C	10,0	17,7	24,9	31,6
$(t''_{\text{HW}})^+$ in °C	19,9	26,9	33,5	39,7
$\dot{Q}_{\text{ww}}(\tau)$ in kW	92,5	86,6	81,1	75,9

τ in h	1,2	1,5	1,8	1,84
t_{ww} in °C	37,9	43,8	49,3	50,0
$(t''_{\text{HW}})^+$ in °C	45,4	50,9	55,9	56,6
$\dot{Q}_{\text{ww}}(\tau)$ in kW	71,0	66,4	62,2	61,7

Fall b:

$$t_{\text{ww}} = 140 \text{ °C} - (140 - 10) \text{ K} \left[\frac{140 - 50}{140 - 10} \right]^{\frac{\tau}{1,67}}$$

$$(t''_{\text{HW}})^{++} \equiv t''_{\text{R,N}} = t_{\text{ww}} + (140 - t_{\text{ww}}) e^{-\frac{350 \cdot 6}{4200 \cdot 0,2}}$$

$$\dot{Q}_{\text{ww}} = 4200 \cdot 0,2 [140 - (t''_{\text{HW}})^{++}]$$

τ in h	0	0,3	0,6	0,9
t_{ww} in °C	10	18,3	26,1	33,4
$(t''_{\text{HW}})^{++}$ in °C	20,7	28,3	35,4	42,1
$\dot{Q}_{\text{ww}}(\tau)$ in kW	100,2	93,8	87,8	82,2

τ in h	1,2	1,5	1,67
t_{ww} in °C	40,2	46,6	50,0
$(t''_{\text{HW}})^{++}$ in °C	48,4	54,2	57,4
$\dot{Q}_{\text{ww}}(\tau)$ in kW	76,9	72,0	69,4

Fall c:

$$t_{\text{ww}} = 150 \text{ °C} - (150 - 10) \text{ K} \left[\frac{150 - 50}{150 - 10} \right]^{\frac{\tau}{1,53}}$$

$$(t''_{\text{HW}})^{++} \equiv t''_{\text{R,N}} = t_{\text{ww}} + (150 - t_{\text{ww}}) e^{-\frac{350 \cdot 6}{4200 \cdot 0,2}}$$

$$\dot{Q}_{\text{ww}}(\tau) = 4200 \cdot 0,2 [150 - (t''_{\text{HW}})^{++}]$$

τ in h	0	0,3	0,6	0,9
t_{ww} in °C	10	18,9	27,3	35,1
$(t''_{\text{HW}})^{++}$ in °C	21,5	29,7	37,4	44,6
$\dot{Q}_{\text{ww}}(\tau)$ in kW	107,9	101,1	94,6	88,6

τ in h	1,2	1,5	1,53
t_{ww} in °C	42,5	49,3	50,0
$(t''_{\text{HW}})^{++}$ in °C	51,3	57,6	58,2
$\dot{Q}_{\text{ww}}(\tau)$ in kW	82,9	77,6	77,1

Die Ergebnisse sind grafisch im Bild 4.1.-8 dargestellt. Zur Ermittlung des Falls d gibt es zwei Möglichkeiten: die schrittweise analytische Betrachtung und die aus den bisherigen Ergebnissen entwickelte grafische Lösung.

Die erste Phase der Beheizung wurde als Fall a bereits analytisch ermittelt, d. h., die Ergebnisse für $\tau = 0; 0,3; 0,6$ h gelten auch für den Fall d. Mit der am Ende vorliegenden Warmwassertemperatur $t_{\text{ww}} = 24,9 \text{ °C}$ und der neuen Heizmedien-Eintrittstemperatur $(t''_{\text{HW}})^{++} \equiv t''_{\text{R,N}} = 140 \text{ °C}$ ergibt Gl. (4.1.-8) die neue Aufheizzeit, wenn wieder von $\tau = 0$ mit der Zählung begonnen wird und die Endtemperatur $t_{\text{ww}} = 50 \text{ °C}$ bei unveränderter Heizmedientemperatur erreicht werden soll:

$$\Delta\tau' = \frac{4,2 \cdot 3000}{4,2 \cdot 0,2} \frac{\ln \frac{140 - 24,9}{140 - 50}}{1 - e^{-\frac{350 \cdot 6}{4200 \cdot 0,2}}} \text{ s} = 1,12 \text{ h}$$

Diesen Wert kann man auch aus der Grafik entnehmen, indem für Fall b die zu $t_{\text{ww}} = 24,9 \text{ °C}$ gehörige Zeit $\tau = 0,55$ h aufgesucht und die Differenz zur Gesamtaufheizzeit $\Delta\tau' = (1,67 - 0,55) \text{ h} = 1,12 \text{ h}$. Die Kurven für t_{ww} , t''_{HW} und \dot{Q}_{ww} entsprechen in der zweiten Aufheizphase [$(t''_{\text{HW}})^{++} = 140 \text{ °C}$] dann den Werten des Falls b im früheren Zeitbereich von $\tau = (0,55 \dots 1,05) \text{ h}$. Die Endtemperatur beträgt schließlich $t_{\text{ww}} \approx 37 \text{ °C}$.

Rechnerisch ergibt sich nach Gl. (4.1.-7)

$$t_{\text{ww}} = 140 \text{ °C} - (140 - 24,9) \text{ K} \left[\frac{140 - 50}{140 - 24,9} \right]^{\frac{0,5}{1,12}} = 36,9 \text{ °C}$$

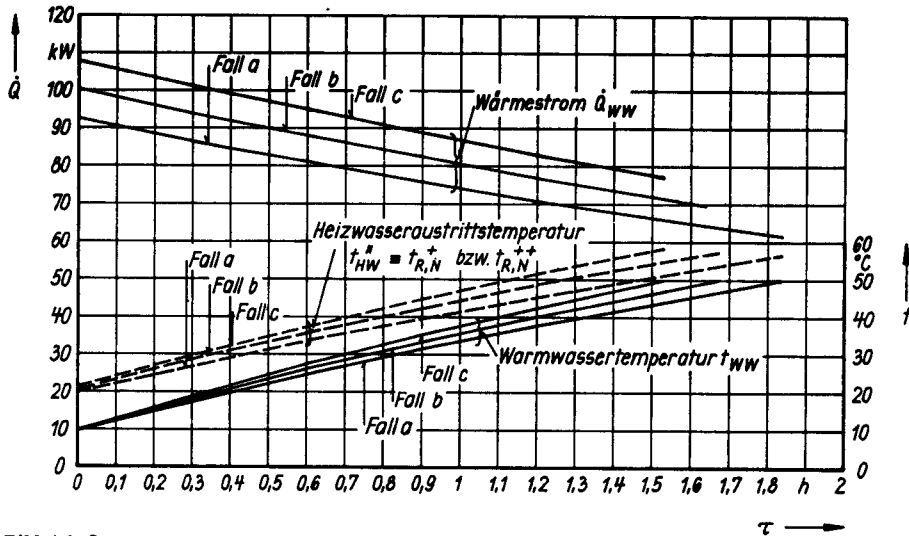


Bild 4.1.-8. Wärmestromentnahme, Heizwasseraustrittstemperatur und Warmwassertemperatur für die Betriebsfälle a, b und c in Abhängigkeit von der Aufheizzeit (Ergebnisse des Beispiels 2)

Weiterhin gelten entsprechend den Gln. (4.1.-6) und (4.1.-5)

$$(t'_{HW})^{++} \equiv t'_{R,N}{}^{++} = 36,9\text{ °C} + (140 - 36,9)\text{ K} e^{-\frac{350 \cdot 6}{4200 \cdot 0,2}}$$

$$= 45,4\text{ °C}$$

$$\dot{Q}_{ww} = 4200 \cdot 0,2(140 - 45,4)\text{ W} = 79,5\text{ kW}$$

Beide Werte stimmen mit Fall b für $\tau = 1,05\text{ h}$ überein.

Die Betrachtung der dritten Aufheizphase mit $t'_{HW} = 150\text{ °C}$ verläuft völlig analog. Es ergibt sich nach Gl. (4.1.-8)

$$\Delta\tau'' = \frac{4,2 \cdot 3000}{4,2 \cdot 0,2} \frac{\ln \frac{150 - 36,9}{150 - 50}}{1 - e^{-\frac{350 \cdot 6}{4200 \cdot 0,2}}}\text{ s} = 0,56\text{ h}$$

Diese Aufheizzeit kann wiederum durch Differenzbildung aus Bild 4.1.-8 entnommen werden. Die Gesamtaufheizzeit für den abgestuften Betrieb (Fall d) beträgt

$$\Delta\tau = (0,6 + 0,5 + 0,56)\text{ h} = 1,66\text{ h}$$

Die Temperatur- und Wärmestromverläufe der dritten Phase sind dem Fall c identisch, wobei vom Endpunkt des Aufheizvorgangs ($t_{ww} = 50\text{ °C}$) auszugehen ist.

Die zum Fall d gehörigen Kurvenverläufe sind im Bild 4.1.-9 dargestellt. Während die Kurve $t_{ww}(\tau)$ an den Heizgrenzen $\tau = 0,6\text{ h}$ und $\tau = 1,1\text{ h}$ Knickpunkte aufweist, haben die übrigen Kurven an den Grenzen deutliche Absätze, die durch die unterschiedlichen t'_{HW} verursacht wurden. Wie im Bild eingezeichnet, ist der Wärmestrom in erster Näherung linearisierbar.

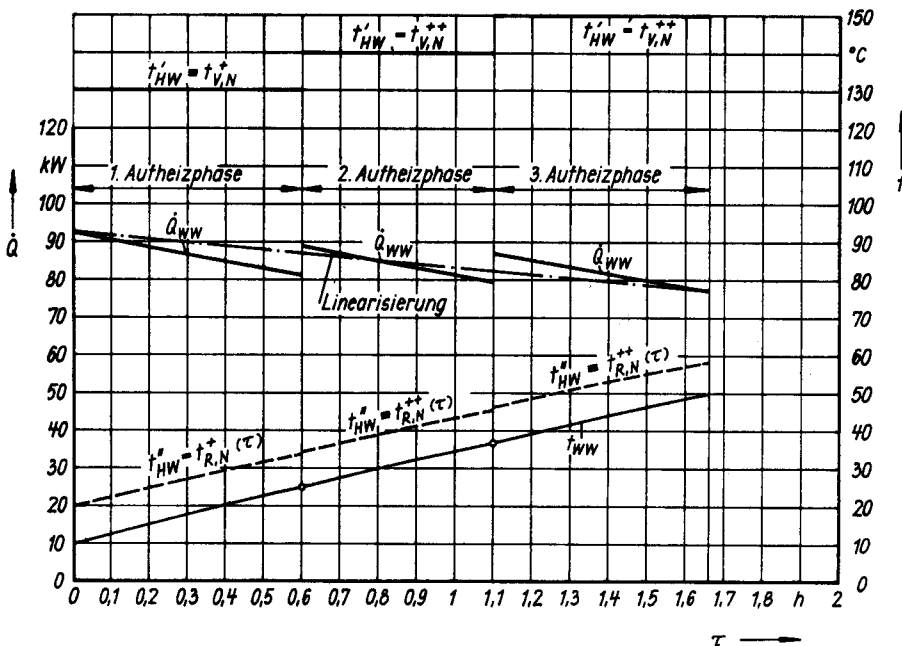


Bild 4.1.-9 Wärmestromentnahme, Heizwassereintritts- und -austrittstemperatur sowie Warmwassertemperatur für den Betriebsfall d in Abhängigkeit von der Aufheizzeit (Ergebnisse des Beispiels 2)

Beispiel 3

Ein industrieller Wärmeverbraucher entnimmt über eine nach Bild 4.1.-4 geschaltete Anschlußstation einen Wärmestrom von $\dot{Q}^+ = 1$ MW für die Raumheizung. Die technologisch benötigte Warmwassermenge schwankt zwischen $\dot{m}_{\text{ww}} = 2000$ kg/h und $\dot{m}_{\text{ww}} = 4000$ kg/h. Diese Wassermenge wird als Kaltwasser durch den im Rücklauf angeordneten Rohrbündelwärmeübertrager der Heizfläche $A = 6,9$ m² gesetzt.

Im Auslegungsfall wurden folgende Werte gemessen:

$$t_{\text{v},\text{N}}^+ = 130 \text{ °C}; \quad t_{\text{r},\text{N}}^+ = 65 \text{ °C}; \quad t'_{\text{ww}} = 10 \text{ °C};$$

$$t_{\text{r},\text{N}}^* = 55 \text{ °C}; \quad \dot{m}_{\text{ww}} = 4000 \text{ kg/h}.$$

Der Wärmedurchgangskoeffizient ist sowohl von den Temperaturen als auch von den Massedurchsätzen abhängig. Dominierenden Einfluß zeigte die sekundärseitig durchgesetzte Wassermenge. Näherungsweise gilt für den speziellen Wärmeübertrager die Beziehung

$$k = k^+ \left(\frac{\dot{m}_{\text{ww}}}{\dot{m}_{\text{ww}}^+} \right)^{0,72}.$$

Es soll überprüft werden, welche Temperatur- und Leistungswerte sich bei einer Steigerung der Primärvorlauf-temperatur auf 140 °C bzw. 150 °C einstellen, wenn im Fall a $\dot{m}_{\text{ww}} = 4000$ kg/h und im Fall b $\dot{m}_{\text{ww}} = 2000$ kg/h beträgt.

Lösung

Zunächst werden für den Auslegungsfall die fehlenden Parameter ermittelt. Nach Gl. (4.1.-9) ergibt sich für den Massestrom

$$\dot{m}_{\text{N}}^+ = \frac{10^6}{4200(130 - 65)} \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 3,66 \text{ kg/s}.$$

Die im Wärmeübertrager getauschte Wärmemenge beträgt

$$\dot{Q}_{\text{ww}}^{\circ} = 3,66 \cdot 4200 \cdot (65 - 55) \text{ W} = 153,7 \text{ kW}.$$

Am Austritt der Vorwärmstufe wird damit eine Temperatur

$$t_{\text{ww}} = t'_{\text{ww}} + \frac{\dot{Q}_{\text{ww}}^{\circ}}{c \dot{m}_{\text{ww}}} = 10 \text{ °C} + \frac{153700 \cdot 3600}{4200 \cdot 4000} \text{ K}$$

$$= 42,9 \text{ °C}$$

erreicht. Die mittlere logarithmische Temperaturdifferenz ergibt sich dann zu

$$\Delta t_{\text{m}} = \frac{45 - 22,1}{\ln \frac{45}{22,1}} \text{ K} = 32,2 \text{ K},$$

woraus der Wärmedurchgangskoeffizient im Auslegungsfall folgt:

$$k^+ = \frac{\dot{Q}_{\text{ww}}^{\circ}}{A \Delta t_{\text{m}}} = \frac{153700}{6,9 \cdot 32,2} \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ K}} = 692 \text{ W/m}^2 \text{ K}.$$

Die Steigerung der Vorlauftemperatur auf 140 °C bzw. 150 °C führt zur Reduzierung des Massestroms:

$$(\dot{m}_{\text{N}}^+)_1 = \frac{10^6}{4200(140 - 65)} \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 3,17 \text{ kg/s}$$

$$(\dot{m}_{\text{N}}^+)_2 = \frac{10^6}{4200(150 - 65)} \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 2,80 \text{ kg/s}.$$

Die iterative Ermittlung der Austrittstemperaturen kann durch Einführen der Betriebscharakteristik vermieden werden (vgl. Abschnitt 1.1.3.4., Bild 1.1.-29). Der Wärmedurchgangskoeffizient wird nach der in der Aufgabenstellung gegebenen Formel korrigiert.

Nachfolgend sind die Ergebnisse für die vier möglichen Varianten zusammengestellt:

$t_{\text{v},\text{N}}^{++}$ °C	\dot{m}_{N}^{++} kg/s	\dot{m}_{ww} kg/h	$(\dot{C}_s/\dot{C}_p)^{++}$	k W/m ² K	kA/\dot{C}_s	Φ^{++}
140	3,17	4000	0,35	692	1,02	0,59
		2000	0,18	420	1,24	0,68
150	2,80	4000	0,40	692	1,02	0,58
		2000	0,20	420	1,24	0,68

Aufbauend auf der Definitionsgleichung für Φ [Gl. (4.1.-2)] und unter Beachtung, daß die Primäreintrittstemperatur stets 65 °C und die Sekundäreintrittstemperatur stets 10 °C beträgt, ergibt sich für die Sekundäraustrittstemperatur

$$t_{\text{ww}} = \Phi^{++}(65 - 10) \text{ K} + 10 \text{ °C}.$$

Damit gelten weiter für die Betriebsfälle:

$$t_{\text{v},\text{N}}^{++} = 140 \text{ °C} \quad \text{und} \quad t_{\text{v},\text{N}}^{++} = 150 \text{ °C};$$

$$\dot{m}_{\text{ww}} = 4000 \text{ kg/h}$$

$$t_{\text{ww}} = 42,5 \text{ °C} \quad \text{bzw.} \quad t_{\text{ww}} = 41,9 \text{ °C}$$

Betriebsfälle:

$$t_{\text{v},\text{N}}^{++} = 140 \text{ °C} \quad \text{und} \quad t_{\text{v},\text{N}}^{++} = 150 \text{ °C};$$

$$\dot{m}_{\text{ww}} = 2000 \text{ kg/h}$$

$$t_{\text{ww}} = 47,4 \text{ °C}.$$

Damit lassen sich die übertragenen Wärmeströme berechnen. Es ergeben sich zusammengefaßt:

$t_{\text{v},\text{N}}^+$ bzw. $t_{\text{v},\text{N}}^{++}$ °C	\dot{m}_{ww} kg/h	$\dot{Q}_{\text{ww}}^{\circ}$ kW
130	4000	153,7
140	4000	151,7
150	4000	148,9
140	2000	87,3
150	2000	87,3

In erster Näherung kann man feststellen, daß die Wärmeströme nur vom sekundärseitigen Massestrom abhängig sind, d. h. von der Belastung des Wärmeübertragers und kaum von der Netzvorlauftemperatur.

Beispiel 4

An eine Hausanschlußstation, die nach Bild 4.1.-5 geschaltet ist, sind $n = 200$ Wohnungseinheiten angeschlossen. Der spezifische Heizwärmestrom beträgt im Fall a $\dot{q} = 6$ kW/WE und im Fall b $\dot{q} = 5,1$ kW/WE. Für die Warmwasserbereitung berechnet sich der

Wärmestrom nach Gl. (3.1.-21). Die Temperaturparameter der Heizungsanlage liegen im Fall a mit 110 °C/70 °C und im Fall b mit 110 °C/60 °C fest. Die Primärvorlauftemperatur beträgt im Auslegungsfall $t_{V,N}^+ = 130$ °C; sie wird zeitweise zur Netzaufladung bis auf 150 °C gesteigert. Die Warmwassertemperatur am Austritt der Station soll $t_{WW}'' = 45$ °C betragen. Das Kaltwasser steht mit $t_{WW}' = 10$ °C an.

Es sind die erforderlichen Werte kA für die Vorwärmer zu berechnen, wenn die Erwärmung des Wasserstroms \dot{m}_{WW} nur durch die Rücklaufauskühlung des Netzrücklaufs erfolgen soll, wobei die Netzvorlauftemperaturen 130 °C, 140 °C und 150 °C gelten mögen. Weiterhin ist zu prüfen, bis zu welchem Wärmestrom \dot{Q}_{WW} die für den Auslegungsfall $t_{V,N}^+$ bemessenen Vorwärmer ohne Primärvorlauf-Anzapfung bedarfsgerecht arbeiten, wenn der Wert kA konstant ist und eine Reserve von 25% enthält.

Lösung

Die aus dem Netz entnommene Wassermenge berechnet sich nach Gl. (4.1.-10). Es ergeben sich folgende Werte:

$t_{V,N}^+$ bzw. $t_{V,N}^{++}$ in °C	Fall a		Fall b			
	130	140	150	130	140	150
\dot{m}_N^+ bzw. \dot{m}_N^{++} in kg/s	4,76	4,08	3,57	3,47	3,04	2,70

Die erforderliche Spitzenleistung zur Warmwasserbereitung läßt sich nach Gl. (3.1.-21) zu

$$\dot{Q}_{WW} = 19,72 \cdot 200^{0,64} \text{ kW} = 586 \text{ kW}$$

ermitteln. Weiter folgt dann nach den Gln. (4.1.-11) bzw. (4.1.-11a)

$$t_{R,N}^* = t_{R,N}^+ - \frac{\dot{Q}_{WW}}{c \cdot \dot{m}_N^+} \quad \text{bzw.} \quad t_{R,N}^* = t_{R,N}^+ - \frac{\dot{Q}_{WW}}{c \cdot \dot{m}_N^{++}}$$

$t_{R,N}^*$ in °C	Fall a		Fall b		
	40,7	35,8	30,9	19,8	14,1

Die Variante Fall b $t_{V,N}^{++} = 150$ °C ist technisch nicht realisierbar, da $t_{R,N}^* < t_{WW}'$ sein müßte.

Die mittleren logarithmischen Temperaturdifferenzen berechnen sich nach der Gleichung

$$\Delta t_m = \frac{(t_{R,N}^+ - t_{WW}'') - (t_{R,N}^* - t_{WW}')}{\ln \frac{t_{R,N}^+ - t_{WW}''}{t_{R,N}^* - t_{WW}'}}$$

woraus der Term

$$kA = \frac{\dot{Q}_{WW}}{\Delta t_m}$$

ermittelt wird. Es gelten die Werte

	Fall a		Fall b			
	27,8	25,4	22,9	12,2	8,4	—
Δt_m in K	21,1	23,1	25,6	48,0	69,8	—
kA in kW/K						

Geht man von der vorhandenen Reserve aus, so existiert im

Fall a

$$kA' = 1,25 \cdot 21,1 \text{ kW/K} = 26,4 \text{ kW/K}$$

Fall b

$$kA' = 1,25 \cdot 48,0 \text{ kW/K} = 60,0 \text{ kW/K}$$

Dies bedeutet, daß im Fall a die Warmwasserspitze auch bei dem zu $t_{V,N}^+ = 150$ °C gehörigen, geringen Heizmedienstrom nur durch die Vorwärmer abgedeckt werden kann. Im Fall b ist dies schon bei $t_{V,N}^+ = 140$ °C nicht mehr möglich. Um die tatsächliche Grenze zu erfassen, wird für $t_{V,N}^+ = 140$ °C und $t_{V,N}^+ = 150$ °C der Warmwassermassestrom variiert und die Warmwasseraustrittstemperatur ermittelt. Zur Berechnung findet die Betriebscharakteristik Φ^{++} (vgl. Abschnitt 1.1.3.4., Bild 1.1.-29) Verwendung. Die Ergebnisse sind nachfolgend zusammengestellt:

$t_{V,N}^{++}$ °C	\dot{m}_N^{++} kg/s	\dot{m}_{WW} kg/s	$(\dot{C}_s/\dot{C}_p)^{++}$	kA'/\dot{C}_s	Φ^{++}	t_{WW}' °C
140	3,04	4,0	1,32	3,57	0,68	44,0
		3,8	1,25	3,76	0,71	45,5
		3,6	1,18	3,97	0,74	47,0
		3,4	1,12	4,20	0,77	48,5
150	2,70	4,0	1,48	3,57	0,63	41,5
		3,8	1,41	3,76	0,66	43,0
		3,6	1,33	3,97	0,69	44,5
		3,4	1,26	4,20	0,72	46,0

Geht man davon aus, daß $\dot{Q}_{WW} = 586$ kW die maximale Leistungsspitze darstellt, entspricht dies einem maximalen Massestrom von

$$\dot{m}_{WW, \max} = \frac{586 \text{ kg}}{4,2 \cdot 35 \text{ s}} = 3,99 \text{ kg/s}$$

Die zeitliche Verteilung möge der Gl. (3.1.-25) entsprechen, wobei der Parameter a aus Tabelle 3.1.-2 durch grafische Interpolation zu $a = 0,9 \text{ h}^{-1}$ entnommen wurde. Es gilt

$$\dot{m}_{WW} = \dot{m}_{WW, \max} e^{-(at)^2}$$

woraus

$$\tau = \frac{1}{a} \sqrt{\ln \frac{\dot{m}_{WW, \max}}{\dot{m}_{WW}}}$$

folgt. Diese Zeit τ gibt die Hälfte des Zeitintervalls an, in dem die Bedarfswünsche nicht erfüllt werden können. Es ergeben sich näherungsweise für

$$t_{V,N}^+ = 140 \text{ °C}$$

$$\tau_1 = \frac{1}{0,9} \sqrt{\ln \frac{3,99}{3,8}} \text{ h} = 0,25 \text{ h}$$

$$t_{V,N}^+ = 150 \text{ °C}$$

$$\tau_2 = \frac{1}{0,9} \sqrt{\ln \frac{3,99}{3,50}} \text{ h} = 0,40 \text{ h}$$

Diese Ergebnisse besagen, daß während des Zeitraumes der Spitzenbelastung ($\Delta\tau_1 \approx 0,5 \text{ h}$ bzw. $\Delta\tau_2 \approx 0,8 \text{ h}$)

infolge der erhöhten Vorlauftemperatur und der gewählten Wärmeübertragerfläche die Aufheizung des Warmwasserstroms nicht allein durch die Rücklaufabkühlung möglich ist. Der Nachwärmer wird automatisch in Betrieb gehen und den Vorlauf zusätzlich anzapfen.

Abschließend ist festzustellen, daß die Aussagen zur Variante 5, Fall 1, auch quantitativ voll bestätigt werden. Bei großen Netzentnahmestromen \dot{m}_N — verursacht durch hohe Rücklauftemperaturen aus dem Heizungssystem und großen Wärmebedarf — reichen die vorhandenen Reserven bei der Bemessung der Wärmeübertrager in der Regel aus, um auch die Warmwasserspitzenleistung bei erhöhter Netzvorlauftemperatur abzusichern. Dies ist bei niedrigen Werten \dot{m}_N , welche zukünftig beim Einsatz von Niedertemperaturheizungssystemen und infolge verbesserter Wärmedämmung der Gebäude üblich sein werden, nicht mehr gegeben.

4.1.1.2. Schlußfolgerungen

In den Bildern 4.1.-1 bis 4.1.-6 werden typische Abnehmerschaltungen gezeigt. Ausgehend von den Auslegungsparametern, wurde untersucht, wie die Abnehmerstationen auf erhöhte Netzvorlauftemperaturen reagieren und welche Konsequenzen sich für den Betrieb des Wärmenetzes ergeben. Zusammengefaßt gilt:

- Abnehmer mit indirektem Anschluß zeichnen sich bei Erhöhung der Vorlauftemperatur durch Senkung der Masseströme und Senkung der Rücklauftemperaturen aus. Unter Annahme eines konstanten Wärmedurchgangskoeffizienten genügt es, in erster Näherung zwei Betriebspunkte (Auslegungsfall und Betrieb bei höchster Vorlauftemperatur) zu betrachten und die Masseströme linear zur Vorlauftemperatur zu interpolieren.
- Bei Warmwasserbereitern nach dem Speicherbetrieb führt die Erhöhung der Netzvorlauftemperatur zu einer Steigerung des Wärmestroms und damit zur Verkürzung der Aufheizzeit. Bei einer kontinuierlichen Temperaturerhöhung genügt es, die Wärmeströme zu Beginn und am Ende des Aufheißvorgangs linear über die Zeit zu mitteln.
- Abnehmer mit direktem Anschluß und Rücklaufbeimischung lassen sich am einfachsten beurteilen, da eine Veränderung der Vorlauftemperatur nur zu einer Änderung des Massestroms führt. Die Rücklauftemperatur wird nur von der Abnehmeranlage bestimmt und ändert sich bei konstanter Belastung nicht.
- Rücklauf-Beimischanlagen mit zusätzlicher Rücklaufauskühlung reagieren auf die Erhöhung der Netzvorlauftemperatur sehr gedämpft. Merklich veränderte Wärmeströme und Rücklauftemperaturen ergeben sich nur bei einer veränderten sekundärseitigen Beaufschlagung des Wärmeübertragers. Diese sind speziell zu berechnen.
- Bei direktangeschlossenen Beimischstationen zur Beheizung von Wohnbauten mit gekoppelter Warmwasserbereitung nach dem Durchflußprinzip kann der aus dem Netz entnommene Massestrom im Auslegungsfall die Warmwasserbereitung völlig gewährleisten, aber auch eine ständige parallele Anzapfung

des Netzvorlaufs erforderlich machen. In beiden Fällen gilt, daß bei erhöhter Netzvorlauftemperatur der im Auslegungsfall entnommene Gesamtmassestrom näherungsweise gleichbleibt oder geringfügig unterschritten wird.

- Direkt angeschlossene Beimischstationen mit einer gekoppelten Warmwasserbereitung nach dem kombinierten Durchfluß- und Speicherprinzip reagieren auf die Erhöhung der Netzvorlauftemperatur mit einer Verringerung des Netzwasserstroms. Diese kommt im Vollastfall allerdings nur durch die Reduzierung des durch die Heizungsanlage gesetzten Teilstroms zustande. Bei genügend großem Speicher besteht die Möglichkeit, die Beheizung des Boilers in der Spitzenzeit zu unterlassen.

4.1.2. Heizwassernetz

Ein typisches Netz in Verästelungsform wird im Bild 4.1.-10 gezeigt. Je nachdem, ob nur der Netzvorlauf oder auch der Netzurücklauf auf Temperaturen, die über dem Auslegungswert liegen, gebracht werden soll, sind auch die technischen Maßnahmen unterschiedlich. Die Besonderheiten werden in den nachfolgenden beiden Abschnitten vorgestellt. Zur Definition der einzelnen Größen diene das im Bild 4.1.-11 gezeigte einfache Netz. Es kann sich dabei auch um einen direkt am Einspeisepunkt angeschlossenen Teil eines Netzes handeln.

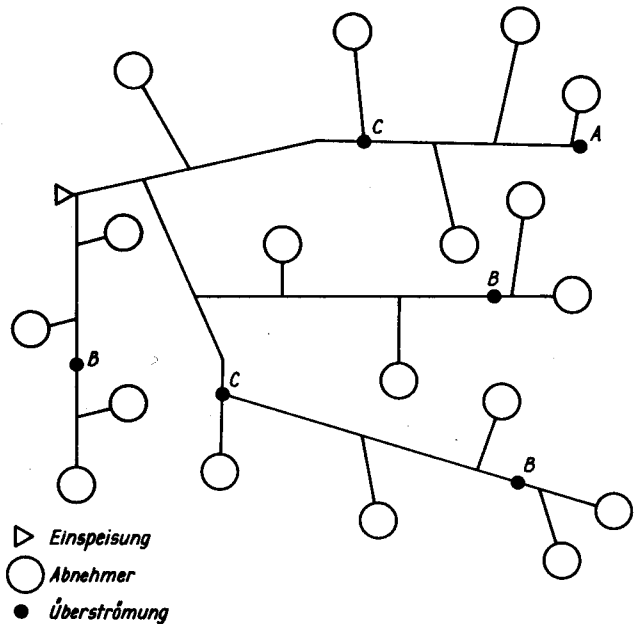


Bild 4.1.-10

Netz in Verästelungsform mit einer Einspeisung und mehreren Überströmungen vom Vor- zum Rücklauf

Die mit „+“ gekennzeichneten Werte stellen die Auslegungsdaten dar, und die mit „+ +“ versehenen Größen gelten während der Netzaufladung mit erhöhter Vorlauftemperatur, wobei ein jeweils quasistationärer Netzzustand vorausgesetzt wird. Im einzelnen bedeuten:

- $t_{V,E}$ Vorlauftemperatur am Einspeisepunkt
- $t_{V,N,i}$ Vorlauftemperatur am Abnehmer i
- $t_{R,E}$ Rücklauftemperatur am Einspeisepunkt
- $t_{R,N,i}$ Rücklauftemperatur am Abnehmer i
- $t_{R,i}$ Rücklauftemperatur in der Teilstrecke i

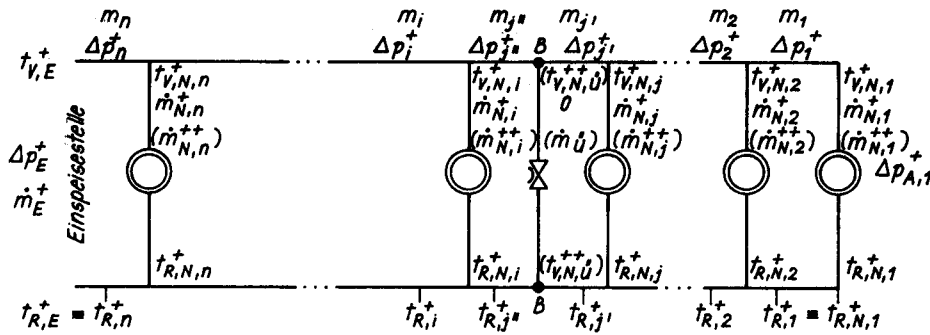


Bild 4.1.-11

Einfaches Netz bzw. Teil eines Netzes mit einer Überströmung und Zusammenstellung der charakteristischen Netzgrößen (Die Betriebswerte bei erhöhter Vorlauftemperatur sind analog den Abnehmer-Masseströmen mit dem Zeiger „+“ zu versehen.)

- Δp_E Differenzdruck am Einspeisepunkt (eventuell einschließlich des Wärmebereitstellers)
- $\Delta p_{A,i}$ Differenzdruck am Abnehmer i
- Δp_i Differenzdruck in der Teilstrecke i der Verteilungsleitung (Vorlauf- und Rücklaufleitung)
- \dot{m}_E Massestrom am Einspeisepunkt
- $\dot{m}_{N,i}$ Massestrom durch den Abnehmer i
- \dot{m}_0 Massestrom durch die Überströmeinrichtung (im Auslegungsfall gilt stets $\dot{m}_0 = 0$)
- m_i Wassermasse in der Teilstrecke i (Vor- und Rücklauf); $m_i = m_{V,i} + m_{R,i}$
- z_i Faktor, der die Wärmespeicherkapazität der Rohrleitung berücksichtigt.

Bei den Untersuchungen zur Netzspeicherung ist es nicht erforderlich, den Temperaturabfall in den Verteilungsleitungen zu betrachten. Somit gilt stets $t_{V,E} \equiv t_{V,N,i}$. Die Rücklauftemperatur an der Einspeisestelle $t_{R,E}$ ergibt sich aus der Enthalpiebilanz über alle Abnehmer-Austrittszustände. Sind alle $t_{R,N,i}$ gleich ($t_{R,N,1} = t_{R,N,2} = t_{R,N,i} = t_{R,N,n}$), dann entspricht $t_{R,E}$ natürlich auch diesem Wert.

4.1.2.1. Wärmespeicherung im Vorlauf

Um im Vorlauf Wärmeenergie zu speichern, wird an der Einspeisestelle eine erhöhte Vorlauftemperatur ($t_{V,E}^+ > t_{V,E}$) ins Netz gefahren. Da die geregelten Abnehmer — wie im Abschnitt 4.1.1. ausführlich beschrieben — dann weniger Netzwasser entnehmen, verringert sich der umgewälzte Massestrom. Um die Größenordnung abschätzen zu können, seien zwei Fälle betrachtet.

Bei direkter Einspeisung ergab sich nach Gl. (4.1.-9), bezogen auf den Abnehmer i , die Einspeisemenge für den Auslegungsfall $\dot{m}_{N,i}^+$ und nach Gl. (4.1.-10) der Massestrom bei erhöhter Vorlauftemperatur $\dot{m}_{N,i}^{++}$. Die Veränderung werde durch das Massestromverhältnis

$$\mu_i = \frac{\dot{m}_{N,i}^{++}}{\dot{m}_{N,i}^+} = \frac{t_{V,N,i}^+ - t_{R,N,i}^+}{t_{V,N,i}^{++} - t_{R,N,i}^+} = \frac{t_{V,E}^+ - t_{R,N,i}^+}{t_{V,E}^{++} - t_{R,N,i}^+} \quad (4.1.-19)$$

charakterisiert. Die Steigerung der Netzvorlauftemperatur von $t_{V,E}^+ = 130 \text{ °C}$ auf $t_{V,E}^{++} = 150 \text{ °C}$ bei konstanter Rücklauftemperatur $t_{R,N,i}^+ = 70 \text{ °C}$ ergibt

$$\mu_i = 0,75.$$

Werden Warmwasserboiler i eingesetzt, so schalten diese nach erfolgter Aufheizung ab. Die Anschlußwerte der

vorrangig im Gesellschaftsbau eingesetzten Anlagen dürften nach [22] 10% des Gesamtanschlußwertes nicht überschreiten. Für diesen Anteil gilt als Minimum

$$\mu_i = 0.$$

Berücksichtigt man beide Ergebnisse, so folgt, daß der mittlere Massestrom, bezogen auf den Auslegungswert, bis auf durchschnittlich

$$\bar{\mu} = \frac{\dot{m}^{++}}{\dot{m}^+} = 0,7$$

sinken kann. Damit erhöht sich natürlich auch die Transportzeit im Wärmenetz. Nach Gl. (2.1.-3) verhält sich die Zeitdifferenz umgekehrt proportional zum Massestrom. In Auswertung des im Bild 2.1.-5 dargestellten Diagramms ergeben sich Transportzeiterhöhungen von maximal 7 bis 17 Minuten, wenn von $\Delta\tau_N = 1000 \text{ s}$ bzw. 2400 s ausgegangen wird. Diese Zeitverschiebungen sind so klein, daß es für die Aufladung des Vorlaufs nicht erforderlich ist, den Defizitmassestrom von maximal 30% durch zusätzliche Überströmeinrichtungen vom Netzvorlauf zum Netzzrücklauf zu ergänzen.

Speicherwärme. Die maximal im Netzvorlauf gespeicherte Wärme berechnet sich zu

$$Q_{S,V} = c(t_{V,E}^{++} - t_{V,E}^+) \sum_{i=1}^n m_{V,i} \cdot z_i, \quad (4.1.-20)$$

wenn c die spezifische Wärmekapazität und $m_{V,i}$ die in den Vorlaufteilstrecken i gespeicherten Wassermassen darstellen. Der Faktor z_i berücksichtigt die Speicherwärme in den Wandungen der Stahlrohrleitungen. Er ist in Tabelle 2.2.-1 angegeben.

4.1.2.2. Wärmespeicherung im Rücklauf

Wie in Abschnitt 4.1.1. gezeigt, führt eine erhöhte Netzvorlauftemperatur bei geregelten Abnehmern nicht zu erhöhten Rücklauftemperaturen. In den meisten Fällen bleiben die Temperaturen des ins Netz zurückfließenden Wassers gleich (direkte Einspeisung mittels Beimischstation nach Variante 3) oder ergeben kleinere Werte (indirekte Einspeisung mittels Wärmeübertrager nach Variante 1). Nur bei Warmwasserspeichern (Variante 2) erhöhen sich mit steigenden Netzvorlauftemperaturen auch die Austrittstemperaturen geringfügig [vgl. Gl. (4.1.-6)].

Um den Netzurücklauf aufzuheizen, ist es also erforderlich, Wasser aus dem Netzvorlauf direkt in die Rücklaufleitungen einzuspeisen. Mögliche Überströmeinrichtungen sind an den Netzpunkten *A*, *B* oder *C* in den Bildern 4.1.-10 und 4.1.-11 eingetragen. Bezüglich der Anordnung dieser Überströmungen und des dort transportierten Massestroms können verschiedene Restriktionen gelten.

Massestrombegrenzung. Der im Auslegungsfall umzuwälzende Gesamtmassestrom \dot{m}_E^+ soll auch während des Aufladezustandes nicht überschritten werden. Damit sind die installierten Pumpen auch für den Ladevorgang ausreichend, und die elektrische Leistung für den Pumpenbetrieb bedarf keiner Erhöhung. Die maximale Überströmmenge berechnet sich als Differenz zwischen dem Massestrom des Auslegungszustandes und dem, der sich bei erhöhter Vorlauftemperatur einstellen würde:

$$\dot{m}_U \leq \dot{m}_E^+ - \dot{m}_E^{++} = \dot{m}_E^+(1 - \bar{\mu}) \quad (4.1.-21)$$

Weiterhin ergibt die Enthalpiebilanz des Gesamtmassestroms bei direkter Einspeisung mittels Beimischstationen

$$\dot{m}_E^+ t_{R,E}^{++} = \dot{m}_U t_{V,E}^{++} + (\dot{m}_E^+ - \dot{m}_U) t_{R,E}^+ \quad (4.1.-22)$$

Nach Substitution der Gl. (4.1.-21) und (4.1.-19) folgt für $\bar{\mu} = \bar{\mu}_i$

$$\dot{m}_E^+ t_{R,E}^{++} = \dot{m}_E^+ t_{V,E}^{++} + \dot{m}_E^+ \frac{t_{V,E}^+ - t_{R,N,i}^+}{t_{V,E}^{++} - t_{R,N,i}^+} (t_{R,E}^+ - t_{V,E}^{++}) \quad (4.1.-23)$$

Unter Annahme, daß $t_{R,N,i}^+ = t_{R,E}^+$ gilt, ergibt sich die Rücklauftemperatur am Einspeisepunkt:

$$t_{R,E}^{++} = t_{R,E}^+ + (t_{V,E}^{++} - t_{V,E}^+) \quad (4.1.-24)$$

Dies bedeutet, daß die Temperatur des Rücklaufs maximal um dieselbe Differenz wie die des Vorlaufs angehoben werden kann. Das gleiche Ergebnis erhält man auch, wenn von einer indirekten Einspeisung mit $t_{R,N,i}^{++} < t_{R,N,i}^+$ ausgegangen wird.

Hydraulische Begrenzung. Um die hydraulische Netzauslegung nicht zu beeinflussen, wäre es am zweckmäßigsten, wenn an den Abnehmern *i*, die infolge der erhöhten Vorlauftemperatur einen verringerten Massestrom $\dot{m}_{N,i}^{++} < \dot{m}_{N,i}^+$ entnehmen, der entsprechende Differenzstrom zum Vollastwert $(\dot{m}_{N,i}^+ - \dot{m}_{N,i}^{++})$ überströmt. In der Summe ergäbe sich wiederum die in Gl. (4.1.-21) berechnete Überströmmenge. Üblicherweise wird sich die Überströmung auf einige Stellen beschränken, beispielsweise auf die Stelle *B* des im Bild 4.1.-11 dargestellten Netzes. Bei Normalbetrieb ist die Überströmleitung geschlossen, während der Aufladung strömt der Massestrom \dot{m}_U vom Vor- zum Rücklauf.

Die hydraulische Nebenbedingung besagt, daß der Anschlußdifferenzdruck Δp_E^+ nicht überschritten werden soll. Formelmäßig bedeutet dies an Hand des genannten Bildes

$$\Delta p_E^{++} = (\Delta p_{A,1}^+ + \Delta p_1^+) \mu_1^2 + \Delta p_2^+ \left[\frac{\sum_{i=1}^2 \mu_i \dot{m}_{N,i}^+}{\sum_{i=1}^2 \dot{m}_{N,i}^+} \right]^2 + \dots$$

$$\begin{aligned} &+ \Delta p_{j'}^+ \left[\frac{\sum_{i=1}^j \mu_i \dot{m}_{N,i}^+}{\sum_{i=1}^j \dot{m}_{N,i}^+} \right]^2 + \Delta p_{j''}^+ \left[\frac{\dot{m}_U + \sum_{i=1}^j \mu_i \dot{m}_{N,i}^+}{\sum_{i=1}^j \dot{m}_{N,i}^+} \right]^2 \\ &+ \Delta p_i^+ \left[\frac{\dot{m}_U + \sum_{i=1}^i \mu_i \dot{m}_{N,i}^+}{\sum_{i=1}^i \dot{m}_{N,i}^+} \right]^2 + \dots \\ &+ \Delta p_n^+ \left[\frac{\dot{m}_U + \sum_{i=1}^n \mu_i \dot{m}_{N,i}^+}{\sum_{i=1}^n \dot{m}_{N,i}^+} \right]^2 \leq \Delta p_E^+, \quad (4.1.-25) \end{aligned}$$

wenn der entscheidende Abnehmerdruckverlust durch $\Delta p_{A,1}^+$ gegeben ist.

Die bei Druckgleichheit $\Delta p_E^{++} = \Delta p_E^+$ zulässige Überströmung \dot{m}_U ist leider nicht explizit berechenbar.

Kennlinienbegrenzung. Versorgt die Umwälzpumpe nur ein Netz, dann sollten die Kriterien Massestrombegrenzung und hydraulische Begrenzung durch die von der Pumpenkennlinie gegebene Begrenzung ersetzt werden. Da die geöffneten Überströmeinrichtungen die Netzkennlinie verändern, sind bei gleicher Pumpe größere Umwälzmengen $\dot{m}_E^{++} > \dot{m}_E^+$ realisierbar. Qualitativ sind die Verhältnisse im Bild 4.1.-12 dargestellt. Die Antriebsleistung kann je nach Pumpenkennlinie allerdings ansteigen. Die Überströmmenge nimmt dann Werte an, die über denen der Gl. (4.1.-21) liegen.

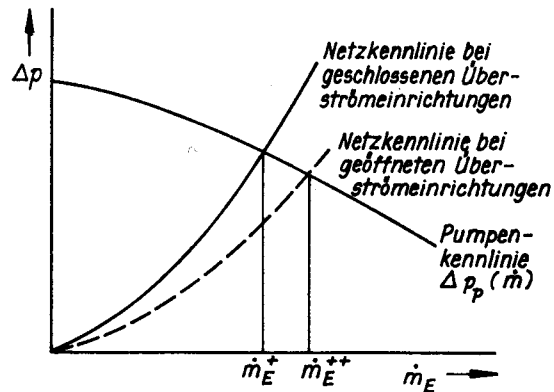


Bild 4.1.-12 Ermittlung des Netz-Massestroms in Abhängigkeit von der Öffnung der Überströmeinrichtung

Als Berechnungsgrundlage für \dot{m}_U dient weiterhin die Gl. (4.1.-25), wobei für den Grenzwert Δp_E^+ der Pumpendruck gemäß Kennlinie $\Delta p_p(\dot{m})$ einzusetzen ist. In die Teilstrecke *n* ist der hydraulische Widerstand der Wärmelieferanlage einzurechnen.

Die Ermittlung des zulässigen \dot{m}_U ist auch bei dieser Restriktion nur iterativ möglich.

Thermische Begrenzung. Da die Drücke in den Rücklaufleitungen sehr oft unter dem zur Vorlauftemperatur gehörigen Sättigungsdruck liegen, ist die Rücklauftemperatur auf $t_{R,zul}$ begrenzt. Sie muß im Zusammenhang mit

dem Druckverlauf (vgl. Abschnitt 5.) unter Beachten einer Sicherheitstoleranz gewählt werden. Liegt $t_{R,zul}$ unter $t_{V,E}^{++}$, dann verbieten sich natürlich Überströmeinrichtungen am Netzende, so z. B. die Verbindung *A* im Bild 4.1.-10. An den Stellen *B* darf nur soviel Vorlaufwasser überströmen, bis $t_{R,zul}$ erreicht ist. Die Temperaturermittlung folgt aus der Enthalpiebilanz. Gemäß Bild 4.1.-10. An den Stellen *B* darf nur so viel Vorlaufwasser laufeinbindung der Überströmleitung

$$\left(\dot{m}_{\dot{U}} + \sum_{i=1}^j \dot{m}_{N,i}^{++}\right) t_{R,j}^{++} = \dot{m}_{\dot{U}} t_{V,E}^{++} + \sum_{i=1}^j \dot{m}_{N,i}^{++} t_{R,N,i}^{++}, \quad (4.1.-26)$$

und mit $t_{R,j}^{++} = t_{R,zul}$ folgt

$$\dot{m}_{\dot{U}} \leq \frac{\sum_{i=1}^j \dot{m}_{N,i}^{++} t_{R,N,i}^{++} - t_{R,zul} \sum_{i=1}^j \dot{m}_{N,i}^{++}}{t_{R,zul} - t_{V,E}^{++}}. \quad (4.1.-27)$$

Für gleiche Abnehmerrücklauftemperaturen $t_{R,N,1}^{++} = t_{R,N,i}^{++} = t_{R,N,n}^{++} = t_{R,N}^{++}$ vereinfacht sich die Gl. (4.1.-27) zu

$$\dot{m}_{\dot{U}} \leq \frac{t_{R,N}^{++} - t_{R,zul}}{t_{R,zul} - t_{V,E}^{++}} \sum_{i=1}^j \dot{m}_{N,i}^{++}. \quad (4.1.-28)$$

Die Rücklauftemperatur an der Einspeisestelle würde unter diesen Bedingungen

$$t_{R,E}^{++} = \frac{\frac{t_{R,N}^{++} - t_{R,zul}}{t_{R,zul} - t_{V,E}^{++}} \sum_{i=1}^j \dot{m}_{N,i}^{++} + t_{R,N}^{++} \sum_{i=1}^n \dot{m}_{N,i}^{++}}{\frac{t_{R,N}^{++} - t_{R,zul}}{t_{R,zul} - t_{V,E}^{++}} \sum_{i=1}^j \dot{m}_{N,i}^{++} + \sum_{i=1}^n \dot{m}_{N,i}^{++}} \quad (4.1.-29)$$

betragen. Die Grenzwertbildung für $t_{R,zul} \rightarrow t_{V,E}^{++}$ ergibt $t_{R,E}^{++} = t_{V,E}^{++}$, und für $t_{R,zul} \rightarrow t_{R,N}^{++}$ folgt $t_{R,E}^{++} = t_{R,N}^{++}$. Beide Ergebnisse leuchten sofort ein.

Wie die aufgeführten Restriktionen zeigen, hängt der zulässige Massestrom $\dot{m}_{\dot{U}}$ von zahlreichen Faktoren, wie Einbauort, Temperatur und Druckparameter, ab. Der jeweils kleinste ermittelte Wert ist realisierbar. Die praktische Handhabung wird im Beispiel 1 des Abschnitts 4.1.2.4. deutlich gezeigt.

Der für ein Liniennetz dargestellte Verfahrensweg kann auf verzweigte Netze ohne weiteres übertragen werden. Es ist lediglich am Netzknoten die hydraulische Abgeglichenheit durch Variation der Überströmmengen herzustellen oder bei Differenzen der Nachweis zu führen, daß die eventuellen Drucküberschüsse an den betreffenden Abnehmern gedrosselt werden können. Die Mischtemperaturen sind über die Enthalpiebilanzen zu ermitteln.

Schaltungsmöglichkeiten. Im Bild 4.1.-13 ist eine temperaturgeregelte Abnehmerstation dargestellt. Die Überströmung des Defizitbetrags ($\dot{m}_N^+ - \dot{m}_N^{++}$) erfolgt mit Hilfe einer Mengenregelung, die den Gesamtmassestrom des Abnehmers konstant hält. Damit würden die Restriktionen Massestrombegrenzung und hydraulische Begrenzung verwirklicht. (Installierte man für das Einwegstellventil im Abnehmerstromkreis ein Zweiwegstellventil, so wäre damit in der Regel kein konstanter Massestrom zu verwirklichen.)

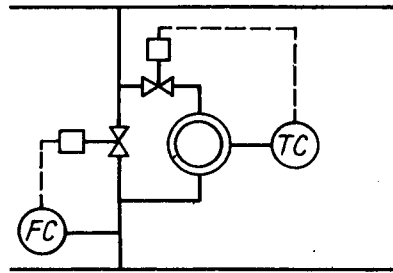


Bild 4.1.-13 Schematische Schaltung einer Überströmeinrichtung, die den Abnehmer-Entnahmestrom konstant hält

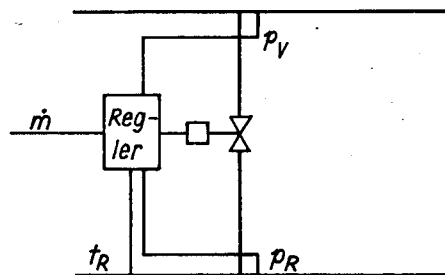


Bild 4.1.-14 Schematische Schaltung einer Überströmeinrichtung, die die Überströmmenge in Funktion des Differenzdrucks, der Rücklauftemperatur und eines charakteristischen Massestroms in Abhängigkeit von vorgegebenen Prioritäten regelt

Üblicherweise werden spezielle, nicht an Abnehmer gebundene Überströmeinrichtungen eingesetzt. Die technisch einfachste Lösung zeigt Bild 4.1.-14. Der zentrale Regler oder Mikroprozessor verarbeitet mehrere Meßgrößen, so daß die jeweils spezifischen Restriktionen eingehalten werden können. Im Bild sind dies beispielsweise der Differenzdruck des nachgeschalteten Netzteils, die Rücklauftemperatur und der Massestrom. Die Regelgrößen werden von markanten Netzstellen, der Einspeisestelle oder direkt vom Abnehmer entnommen. Die entsprechenden Soll-Werte können auch Funktionen von weiteren Führungsgrößen sein, z. B. ist der erforderliche Differenzdruck abhängig vom notwendigen Massestrom und damit von der Vorlauftemperatur. Einige spezielle Betriebsregime werden im Abschnitt 4.2. behandelt.

Strömt Vorlaufwasser bei Unterschreiten des Sättigungsdrucks in die Rücklaufleitung, sind besondere konstruktive Vorkehrungen erforderlich. Eine Möglichkeit besteht im Einleiten des Wassers hoher Temperatur über Düsen, wobei die Druckverteilung so gewählt werden sollte, daß in den Düsenzuleitungen noch keine Kavitation erfolgen kann. Eine weitere — allerdings technisch sehr aufwendige — Lösung ist das Angleichen der Temperaturen in einem Wärmeübertrager, bevor die Medienströme gemischt werden.

Die Überströmeinrichtungen sind konstruktiv stets so auszubilden, daß die zum Betrieb erforderliche Druckdifferenz gleich der Differenz zwischen Vorlauf- und Rücklaufdruck ist, die sich bei der rechnerischen Ermittlung, ausgehend vom Netzende, ergibt.

Die maximal im Rücklauf gespeicherte Wärme berechnet sich analog der Gl. (4.1.-20), wobei allerdings die in-

folge der Beimischung von Teilstrecke zu Teilstrecke unterschiedlichen Temperaturen $t_{R,i}^{++}$ zu beachten sind. Somit gilt

$$Q_{S,R} = c \sum_{i=1}^n m_{R,i} z_i (t_{R,i}^{++} - t_{R,i}^+) \quad (4.1-30)$$

Die Temperaturen für die Teilstrecken i , die nach der Einbindung der Überströmeinrichtung liegen, folgen aus einer Enthalpiebilanz analog der Gl. (4.1.-26) zu

$$t_{R,i}^{++} = \frac{\dot{m}_{\dot{U}} t_{V,E}^{++} + \sum_{i=1}^i \dot{m}_{N,i}^{++} t_{R,N,i}^{++}}{\dot{m}_{\dot{U}} + \sum_{i=1}^i \dot{m}_{N,i}^{++}} \quad (4.1.-31)$$

4.1.2.3. Vereinfachte Maximierung der Speicherwärme

Während der Netzvorlauf nach entsprechender Transportzeit bis zum letzten Abnehmer auf die erhöhte Netzvorlaufstemperatur gebracht werden kann, ist eine Temperaturerhöhung im Netzurücklauf nur von einer Überströmeinrichtung bis zur Einspeisestelle hin möglich. Befindet sich die Überströmeinrichtung in der Nähe des Netzendes, dann ist der Massestrom $\dot{m}_{\dot{U}}$ wegen der hydraulischen und gegebenenfalls auch wegen der thermischen Begrenzung relativ gering, die Speichermasse auf Grund der langen Rücklaufleitung jedoch groß. Bei Überströmungen in der Nähe der Einspeisestelle können große Ströme $\dot{m}_{\dot{U}}$ realisiert werden, die aufheizbare Wassermenge ist aber verhältnismäßig klein. Die Wirksamkeit der Einflüsse sei durch das Beispiel 1 in Abschnitt 4.1.2.4. demonstriert.

Die günstigste Anordnung der Überströmeinrichtung stellt ein Optimierungsproblem dar. Eine rechnerische Lösung mit den klassischen Mitteln der Infinitesimalrechnung ist dabei leider nicht möglich, da die meisten Einflußgrößen nicht ohne weiteres in differenzierbare Funktionen überführbar sind. Man könnte durch Variantenvergleiche, die am zweckmäßigsten mit Hilfe eines EDV-Programms erarbeitet werden, eine Lösung finden. Dagegen sprechen der hohe Aufwand, die relativ geringe Anwendung und die Tatsache, daß die Anordnung der Überströmeinrichtung aus technischen Gründen stets nur auf bestimmte Stellen beschränkt bleibt. Außerdem sei darauf hingewiesen, daß im Rücklauf oft nur weniger Wärme als im Vorlauf gespeichert werden kann.

Ein numerisches Verfahren zur Ermittlung der maximalen Speicherwärme, das unter gewissen Randbedingungen anwendbar ist, soll nachfolgend vorgestellt werden. Zuerst werden aus didaktischen Gründen ein Liniennetz und später ein verzweigtes Netz betrachtet.

Liniennetz mit einer Überströmung

Für *direkt angeschlossene Beimischstationen*, deren Netzurücklaufstemperatur stets konstant und für alle Abnehmer gleich ist ($t_{R,N,1}^{++} = t_{R,N,n}^{++} = t_{R,N,1}^+ = \dots = t_{R,N,n}^+$), gilt, daß auch alle Teilstreckentemperaturen des Netzurücklaufs ($t_{R,1}^+ = \dots = t_{R,n}^+$) und die Rücklaufstemperatur an der Einspeisestelle $t_{R,E}^+$ diesem Wert entsprechen. Damit ist auch das Massestromverhältnis nach Gl. (4.1.-19)

für alle Abnehmer bei erhöhter Vorlaufstemperatur gleich ($\mu_1 = \dots = \mu_n = \mu$).

Aufgrund dieser Tatsache ergibt sich die in der Teilstrecke i des Netzurücklaufs speicherbare Wärme zu

$$Q_{S,R,i} = m_{R,i} z_i c (t_{R,i}^{++} - t_{R,i}^+) \\ = m_{R,i} z_i c \left[\frac{t_{V,E}^{++} \dot{m}_{\dot{U}} + t_{R,E}^+ \mu \sum_{i=1}^i \dot{m}_{N,i}^{++}}{\dot{m}_{\dot{U}} + \mu \sum_{i=1}^i \dot{m}_{N,i}^{++}} - t_{R,E}^+ \right] \quad (4.1.-32)$$

Die Bezeichnungen entsprechen den einleitenden Festlegungen in Abschnitt 4.1.2. Die Zuordnung der Größen sowie die Numerierung sind im Bild 4.1.-11 dargestellt.

Für Teilstrecken i , die zwischen 1 und j liegen, gilt $\dot{m}_{\dot{U}} = 0$, woraus sofort $Q_{S,R,i} = 0$ folgt. Das heißt, Gl. (4.1.-32) ist formal auf alle Teilstrecken anwendbar. Die Umformung ergibt die einfachere Form

$$Q_{S,R,i} = m_{R,i} z_i c \frac{\dot{m}_{\dot{U}}}{\dot{m}_{\dot{U}} + \mu \sum_{i=1}^i \dot{m}_{N,i}^{++}} (t_{V,E}^{++} - t_{R,E}^+) \quad (4.1.-33)$$

Während die Wassermasse in der jeweiligen Teilstrecke $m_{R,i}$ und die Temperaturdifferenz ($t_{V,E}^{++} - t_{R,E}^+$) vorgegebene Größen sind, kann die relative Überströmung

$$\xi_i = \frac{\dot{m}_{\dot{U}}}{\dot{m}_{\dot{U}} + \mu \sum_{i=1}^i \dot{m}_{N,i}^{++}} \quad (4.1.-34)$$

in Abhängigkeit von der Lage der Überströmeinrichtung (Teilstrecke j) variiert werden. Mit steigendem i wächst die Summe des Massestroms $\sum_{i=1}^i \dot{m}_{N,i}^{++}$, wodurch das relative Massestromverhältnis sinkt. Allgemein gilt

$$\xi_{i+1} < \xi_i$$

Ist der Wert ξ_i bekannt, so kann relativ einfach auf ξ_{i+1} geschlossen werden. Schrittweise ergibt sich

$$\frac{1}{\xi_{i+1}} = \frac{\dot{m}_{\dot{U}} + \mu \sum_{i=1}^i \dot{m}_{N,i}^{++} + \mu \dot{m}_{N,i+1}}{\dot{m}_{\dot{U}}} \quad (4.1.-35)$$

und nach Substitution von Gl. (4.1.-34)

$$\xi_{i+1} = \frac{\xi_i}{1 + (1 - \xi_i) \frac{\dot{m}_{N,i+1}^{++}}{\sum_{i=1}^i \dot{m}_{N,i}^{++}}} \quad (4.1.-36)$$

Diese relative Überströmung ist durch verschiedene Randbedingungen begrenzt. Grundsätzlich gelten die in Abschnitt 4.1.2.2. fixierten Restriktionen, die allerdings auf den neu definierten Parameter ξ umzurechnen sind. Im einzelnen gelten:

Massestrombegrenzung. Soll der Gesamtmassestrom $\dot{m}_{\dot{U}}^+$ an der Einspeisestelle nicht überschritten werden, dann entspricht dies, ausgehend von Gl. (4.1.-21), der Beziehung

$$\xi_n = \frac{\dot{m}_{\dot{U}}}{\dot{m}_{\dot{U}} + \mu \sum_{i=1}^n \dot{m}_{N,i}^+} \leq \frac{\dot{m}_E^+(1-\mu)}{\dot{m}_E^+(1-\mu) + \mu \dot{m}_E^+} = 1 - \mu. \quad (4.1.-37)$$

Hydraulische Begrenzung. Die Randbedingung Gl. (4.1.-25), die den Differenzdruck an der Einspeisestelle auf den Auslegungswert begrenzt ($\Delta p_E^{++} \leq \Delta p_E^+$), wird modifiziert dargestellt. Dabei ist die Überströmleitung im Bild 4.1.-11 nicht innerhalb der Teilstrecke j , sondern *direkt am Abnehmer j* angeordnet. Es gilt

$$\Delta p_E^{++} = \mu^2 \left(\Delta p_{A,1}^+ + \sum_{i=1}^j \Delta p_i^+ \right) + \sum_{i=j}^n \Delta p_i^+ \left[\frac{\dot{m}_{\dot{U}} + \mu \sum_{i=1}^i \dot{m}_{N,i}^+}{\sum_{i=1}^i \dot{m}_{N,i}^+} \right]^2 \leq \Delta p_E^+. \quad (4.1.-38)$$

Der Klammerausdruck ist mit den Abkürzungen μ und ξ_i darstellbar. Es gilt die mit der Definitionsgleichung (4.1.-34) gewonnene Umrechnung

$$\frac{\dot{m}_{\dot{U}} + \mu \sum_{i=1}^i \dot{m}_{N,i}^+}{\sum_{i=1}^i \dot{m}_{N,i}^+} = \frac{\mu}{1 - \xi_i}. \quad (4.1.-39)$$

Die Gl. (4.1.-38) nimmt dann die Form an

$$\Delta p_E^{++} = \mu^2 \left[\Delta p_{A,1}^+ + \sum_{i=1}^j \Delta p_i^+ + \sum_{i=j}^n \Delta p_i^+ \frac{1}{(1 - \xi_i)^2} \right] \leq \Delta p_E^+. \quad (4.1.-40)$$

Ausgehend von $\xi_{i=j}$ an der Überströmstelle, sind schrittweise die nachfolgenden Werte ξ_{i+1} nach Gl. (4.1.-36) zu ermitteln. Eine Lösung für ξ_j ist nur durch wiederholte Rechnung möglich.

Kennlinienbegrenzung. Es gelten weiterhin die entsprechenden Aussagen des Abschnitts 4.1.2.2. Das heißt, die Gl. (4.1.-37) entfällt, und zur Berechnung der Rohrnetzkenlinie ist Gl. (4.1.-40) zu verwenden.

Thermische Begrenzung. Unter den hier vorliegenden Bedingungen kann Gl. (4.1.-28)

$$\dot{m}_{\dot{U}} \leq \frac{t_{R,E}^+ - t_{R,zul}}{t_{R,zul} - t_{V,E}^+} \mu \sum_{i=1}^j \dot{m}_{N,i}^+ \quad (4.1.-41)$$

geschrieben werden. Nach kurzer Zwischenrechnung folgt für die relative Überströmmenge an der Stelle j

$$\xi_j \leq \frac{t_{R,zul} - t_{R,E}^+}{t_{V,E}^+ - t_{R,E}^+}. \quad (4.1.-42)$$

Dieser Grenzwert gilt unabhängig von der Lage der Überströmstelle innerhalb des Netzes.

Speicherwärme. Ausgehend von Gl. (4.1.-33) und der in Gl. (4.1.-34) definierten Abkürzung, ergibt sich die im Rücklauf gespeicherte Wärmemenge zu

$$Q_{S,R} = c(t_{V,E}^{++} - t_{R,E}^+) \sum_{i=1}^n m_{R,i} z_i \xi_i. \quad (4.1.-43)$$

In den Teilstrecken vor der Überströmstelle $i = 1 \dots (j-1)$ ist $\xi_i = 0$, so daß physikalisch richtig die entsprechenden Summanden entfallen.

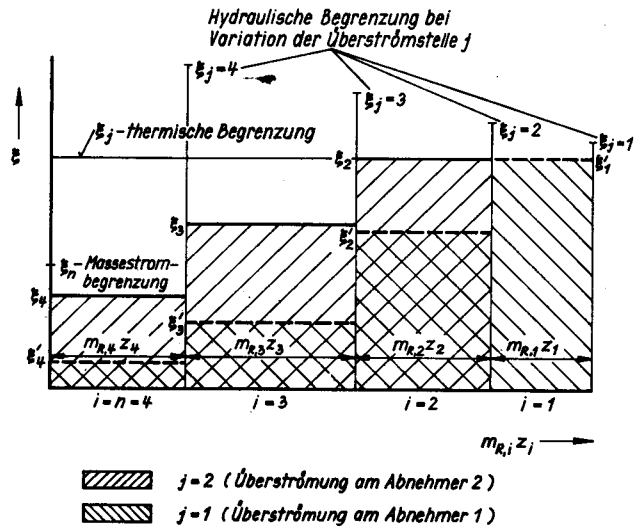


Bild 4.1.-15

Schematische Darstellung möglicher Restriktionen bei der Rücklaufaufheizung und die Veranschaulichung der speicherbaren Wärme

Der Summenausdruck kann grafisch veranschaulicht werden. So sind im Bild 4.1.-15 auf der Abszisse die Teilstreckenwerte ($m_{R,i} z_i$) und auf der Ordinate die ebenfalls teilstreckenbezogenen relativen Überströmmungen ξ_i aufgetragen. Die Fläche unter der Treppenkurve ist der gespeicherten Wärme direkt proportional. Es besteht somit die Aufgabe, diesen Flächeninhalt zu maximieren. Während die Abszissenwerte nur vom vorgegebenen Rohrdurchmesser abhängig sind, d. h. festliegen, können die Ordinatenwerte variiert werden. Ausgangspunkt ist dabei der erste Wert nach der Vorlaufüberströmung ξ_j , der auf Grund von Gl. (4.1.-36) alle weiteren Werte ξ_i beeinflusst. Weiterhin ist zu beachten, daß ξ_j und ξ_n infolge der Randbedingungen begrenzt sein können. Im Bild 4.1.-15 wurden zwei Beispiele mit typischen Restriktionen eingetragen. Die Merkmale sind:

- Die thermische Begrenzung ist der entscheidende Oberwert, sowohl bei einer Überströmung am Abnehmer 1 als auch am Abnehmer 2.
- Ausgehend von der Überströmung am Abnehmer 2 mit ξ_2 , folgen ξ_3 und ξ_4 als Ordinatenwerte.
- Liegt die Überströmung beim Abnehmer 1, so ergeben sich ξ'_1 , ξ'_2 , ξ'_3 und ξ'_4 .
- Für beide Varianten gilt: $\xi_4 < \xi_n$, $\xi'_4 < \xi_n$.
- Bei der Überströmung am Abnehmer 2 ist eine größere Wärmespeicherung als bei der Anordnung am Abnehmer 1 möglich:

$$\sum_{i=2}^4 (m_{R,i} z_i) \cdot \xi_i > \sum_{i=1}^4 (m_{R,i} z_i) \xi'_i.$$

Die praktische Anwendung zeigt Beispiel 2 im Abschnitt 4.1.2.4.

Verzweigte Netze mit mehreren Überströmungen

Die bisher behandelten Netze gemäß Bild 4.1.-11 stellen Sonderformen dar, die nur selten mit so einfacher Geometrie in der Praxis vorkommen. In der Regel ist von verzweigten Netzen — wie im Bild 4.1.-10 dargestellt — auszugehen. Um die technischen und rechnerischen Anwendungen in Grenzen zu halten, seien folgende Prämissen empfohlen:

- Die Überströmeinrichtungen sollten an Netzknoten angeordnet werden, da dort die Vorlauf- und Rücklaufleitungen größere Durchmesser aufweisen als bei einem Abnehmer. Weiterhin sind an diesen Stellen in der Regel begehbare Bauwerke vorhanden (vgl. Bild 4.1.-10, Punkt C).
- Die angeschlossenen Netzteile sollten, wenn keine Überströmeinrichtungen vorhanden sind, als ein Abnehmer betrachtet werden. Dadurch vereinfacht sich die Berechnung beträchtlich.
- Die Überströmstellen sind so auszuwählen, daß bei minimaler Anzahl eine möglichst große Wärmemenge gespeichert werden kann.
- Die Randbedingungen sind auf ihren Geltungsbereich genau zu prüfen, beispielsweise, ob eine Temperaturbegrenzung für das gesamte Netz gilt oder nur für höher liegende Netzabschnitte anzusetzen ist. Weiterhin sollte man für Netze in der Regel die Kennlinienbegrenzung statt der Massestrom- und hydraulischen Begrenzung annehmen.

Werden die Netze entsprechend den obigen Empfehlungen vereinfacht, indem Netzteile ohne Überströmungen als einzelne Abnehmer gelten, so können die in den

Bildern 4.1.-16 und 4.1.-17 dargestellten Formen entstehen.

Es mögen auch weiterhin die Vereinfachungen ($t_{R,N,i}^{++} = t_{R,N,i}^+ = t_{R,i}^+ = t_{R,E}^+$) und ($\mu_i = \mu$) für alle Abnehmer bzw. Teilstrecken gelten.

Die erste Variante zeigt ein Liniennetz mit zwei Überströmungen, zugeordnet zu den Abnehmern 1 und j. Für die Berechnung der relativen Überströmmenge ξ_i gilt weiterhin die Definitionsgleichung (4.1.-34). Es ist zu beachten, daß im Bereich $i = 1 \dots (j - 1)$ $\dot{m}_U = \dot{m}_{U'}$ und im Bereich $i = j \dots n$ $\dot{m}_U = \dot{m}_{U'} + \dot{m}_{U''}$ eingesetzt werden müssen. Für den Schluß von ξ_i auf ξ_{i+1} ist Gl. (4.1.-36) zu verwenden, ausgenommen der Übergang von $(j - 1)$ auf j . Ausgehend von

$$\xi_{j-1} = \frac{\dot{m}_{U'}}{\dot{m}_{U'} + \mu \sum_{i=1}^{j-1} \dot{m}_{N,i}^+} \tag{4.1.-44}$$

und

$$\xi_j = \frac{\dot{m}_{U'} + \dot{m}_{U''}}{\dot{m}_{U'} + \dot{m}_{U''} + \mu \sum_{i=1}^{j-1} \dot{m}_{N,i}^+ + \mu \dot{m}_{N,j}^+} \tag{4.1.-45}$$

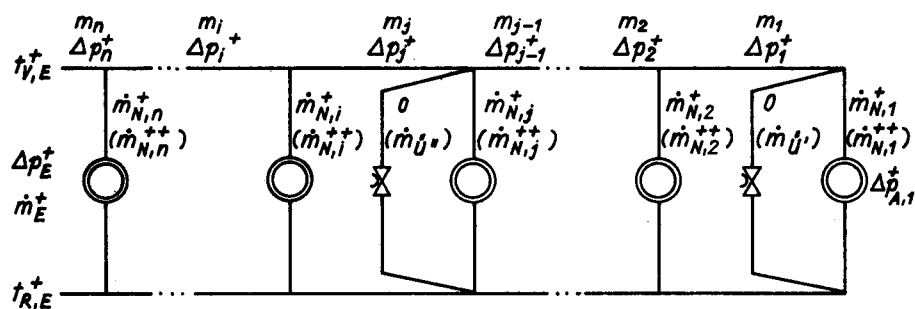


Bild 4.1.-16 Schematische Darstellung eines Liniennetzes mit zwei Überströmeinrichtungen und Zusammenstellung der charakteristischen Größen

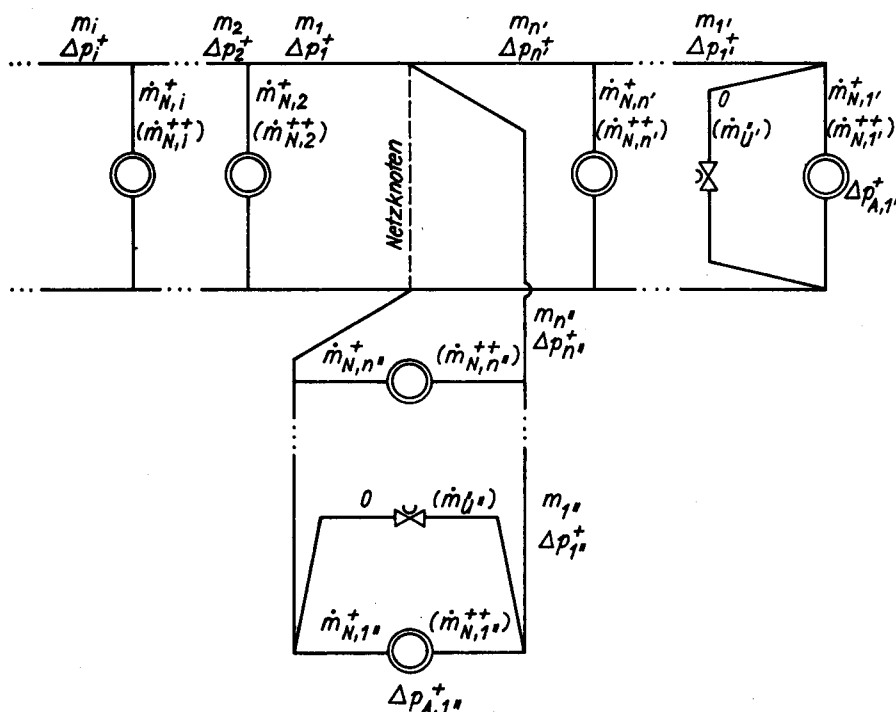


Bild 4.1.-17 Schematische Darstellung der Verknüpfung von zwei Liniennetzen mit je einer Überströmeinrichtung an einem Netzknoten und Zusammenstellung der charakteristischen Größen

folgt nach Einführung der Abkürzung

$$\alpha = \frac{\dot{m}_{\dot{U}''}}{\dot{m}_{\dot{U}'}} \quad (4.1.-46)$$

$$\xi_j = \frac{\xi_{j-1}(\alpha + 1)}{\alpha \xi_{j-1} + 1 + (1 - \xi_{j-1}) \frac{\dot{m}_{N,j}^+}{\sum_{i=1}^{j-1} \dot{m}_{N,i}^+}} \quad (4.1.-47)$$

Für $\alpha = 0$, d. h. bei Weglassen der Überströmung am Abnehmer j , geht diese Beziehung in die bekannte Gl. (4.1.-36) über.

Solange die Randbedingungen nicht verletzt werden, ist der Quotient α frei wählbar.

Die im Bild 4.1.-17 dargestellte Variante zeigt ein verzweigtes Netz mit zwei Überströmungen, wobei am Netzknoten kein Abnehmer vorhanden ist.

Für die Berechnung der Nebennetze $i' = 1' \dots n'$ und $i'' = 1'' \dots n''$ gelten die Gln. (4.1.-34) und (4.1.-36) in vollem Umfang sowie auch für das Hauptnetz $i = 1 \dots n$ unter Beachtung von $\dot{m}_{\dot{U}} = \dot{m}_{\dot{U}'} + \dot{m}_{\dot{U}''}$. Der Wert ξ_1 folgt aus der Definitionsgleichung

$$\xi_1 = \frac{\dot{m}_{\dot{U}'} + \dot{m}_{\dot{U}''}}{\dot{m}_{\dot{U}'} + \mu \sum_{i'=1}^{n'} \dot{m}_{N,i'}^+ + \dot{m}_{\dot{U}''} + \mu \sum_{i''=1}^{n''} \dot{m}_{N,i''}^+} \quad (4.1.-48)$$

und den bekannten Werten

$$\xi_{n'} = \frac{\dot{m}_{\dot{U}'}}{\dot{m}_{\dot{U}'} + \mu \sum_{i'=1}^{n'} \dot{m}_{N,i'}^+}; \quad \xi_{n''} = \frac{\dot{m}_{\dot{U}''}}{\dot{m}_{\dot{U}''} + \mu \sum_{i''=1}^{n''} \dot{m}_{N,i''}^+} \quad (4.1.-49)$$

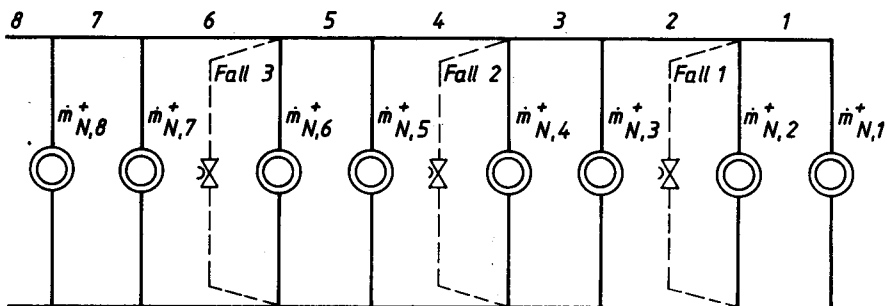
zu

$$\xi_1 = \frac{\xi_{n'} \frac{\sum_{i'=1}^{n'} \dot{m}_{N,i'}^+}{1 - \xi_{n'}} + \xi_{n''} \frac{\sum_{i''=1}^{n''} \dot{m}_{N,i''}^+}{1 - \xi_{n''}}}{\frac{\sum_{i'=1}^{n'} \dot{m}_{N,i'}^+}{1 - \xi_{n'}} + \frac{\sum_{i''=1}^{n''} \dot{m}_{N,i''}^+}{1 - \xi_{n''}}} \quad (4.1.-50)$$

Die Darstellung der Restriktionen kann genau wie bei den einfachen Liniennetzen vorgenommen werden. Die Überströmmen $\dot{m}_{\dot{U}'}$ und $\dot{m}_{\dot{U}''}$ bzw. deren Relativwerte ξ_1 und $\xi_{n'}$ sollten so gewählt werden, daß am Netzknoten die Differenzdrücke der beiden Netz Zweige gleich sind. Ist dies nicht realisierbar, so ist nachzuweisen, daß die überschüssigen Differenzdrücke an den in Frage kommenden Abnehmern abgebaut werden können.

Die Berechnung der Speicherwärme ist in allen Fällen mit Hilfe der Gl. (4.1.-43) vorzunehmen.

Praktische Approximationen des theoretischen Verfahrens zeigt Beispiel 3 des nachfolgenden Abschnitts in verschiedenen Varianten.



- Netzmassenströme durch die Abnehmer im Auslegungsfall

$$\dot{m}_{N,1}^+ = \dot{m}_{N,2}^+ = \dot{m}_{N,3}^+ = \dot{m}_{N,4}^+ = \dot{m}_{N,5}^+ = \dot{m}_{N,6}^+ = \dot{m}_{N,7}^+ = \dot{m}_{N,8}^+ = 4,2 \text{ kg/s}$$

- Nenn Durchmesser u. Wassermasse in den Verteilungsleitungen (Vor u. Rücklauf)

TS	8	7	6	5	4	3	2	1
DN in mm	200	150	150	150	150	150	100	80
m_w in kg	7200	1800	1700	1900	1800	1770	785	528
z			≈ 1,11				≈ 1,14	

- Druckverluste in den Verteilungsleitungen (Vor- u. Rücklauf) im Auslegungsfall

TS	8	7	6	5	4	3	2	1
Δp_j in kPa	7	24	17	12	5	5	14	10

- Druckverlust des letzten Abnehmers im Auslegungsfall

$$\Delta p_{A,1}^+ = 80 \text{ kPa}$$

Bild 4.1.-18

Linienförmiges Netz, das den Beispielen 1 und 2 als Grundlage dient

4.1.2.4. Beispiele

Beispiel 1

Für das im Bild 4.1.-18 dargestellte Netz ist eine Wärmespeicherung im Vor- und Rücklauf vorzusehen. Das Netz wird im Auslegungsfall mit $t_{v,N}^+ = 125\text{ °C}$ und $t_{r,N}^+ = 65\text{ °C}$ betrieben. Diese Werte gelten für alle Abnehmer. Zum Aufheizen steht eine Vorlauftemperatur von $t_{v,E}^+ = 150\text{ °C}$ zur Verfügung. Die Abnehmer sind direkt über Beimischstationen angeschlossen. Die eingebaute Regelung bewirkt im Vollastfall stets konstante Rücklauftemperaturen. Die Druckverluste und Masseströme im Auslegungsfall sowie die Volumina der Teilstrecken — zusammengefaßt für Vor- und Rücklauf — sind im Bild 4.1.-18 vermerkt.

Die Wärmespeicherung in den Vorlaufleitungen der Abnehmer soll wegen deren geringer Leitungslänge vernachlässigt werden.

Zur Anhebung der Rücklauftemperatur sind Überströmeinrichtungen an mehreren Stellen denkbar. Es ist unter Variationen von drei Einbauorten die Wirksamkeit der Rücklaufspeicherung zu überprüfen. Als thermische Begrenzung gilt für den Rücklauf die Temperatur $t_{R,zul} = 110\text{ °C}$. Als weitere Restriktionen sind anzunehmen:

Variante I

Massestrombegrenzung und hydraulische Begrenzung

Variante II

Kennlinienbegrenzung.

Für diesen Fall gilt die im Bild 4.1.-19 dargestellte Pumpencharakteristik.

Lösung

Zuerst kann die maximal im Netzvorlauf gespeicherte Wärme nach Gl. (4.1.-20) berechnet werden. Es sei dabei angenommen, daß die in der Aufgabenstellung gegebenen Wasserinhalte sich zu je 50% auf die Vorlauf- und auf die Rücklaufleitung verteilen. Somit gilt

$$Q_{s,v} = 4,3 \cdot (150 - 125) \cdot 0,5(528 \cdot 1,14 + 785 \cdot 1,14 + 1770 \cdot 1,11 + 1800 \cdot 1,11 + 1900 \cdot 1,11 + 1700 \cdot 1,11 + 1800 \cdot 1,11 + 7200 \cdot 1,11) \text{ kW}$$

$$Q_{s,v} = 1045 \text{ MWs}$$

Bevor die Wärmespeicherung im Rücklauf für die einzelnen Varianten ermittelt werden kann, sind die Restriktionen näher zu betrachten. Grundsätzlich ergibt sich aus Gl. (4.1.-19) das Massestromverhältnis für alle Abnehmer

$$\mu = \mu_1 = \dots = \mu_n = \frac{125 - 65}{150 - 65} = 0,706$$

Damit lassen sich alle Abnehmermasseströme bei erhöhter Vorlauftemperatur berechnen ($\dot{m}_{N,i}^{++} = \mu \dot{m}_{N,i}^+$). Aus der thermischen Begrenzung gemäß Gl. (4.1.-28) folgt bei

Fall 1:

$$\dot{m}_U \leq \frac{65 - 110}{110 - 150} 0,706 \cdot 8,4 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 6,7 \text{ kg/s}$$

Fall 2:

$$\dot{m}_U \leq \frac{65 - 110}{110 - 150} 0,706 \cdot 16,8 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 13,3 \text{ kg/s}$$

Fall 3:

$$\dot{m}_U \leq \frac{65 - 110}{110 - 150} 0,706 \cdot 25,2 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 20,0 \text{ kg/s}$$

Weiter sind bei Variante I die Massestrombegrenzung und die hydraulische Begrenzung zu beachten.

Auf Grund der erstgenannten Restriktionen darf die maximale Überströmmenge nach Gl. (4.1.-21)

$$\dot{m}_U = 8 \cdot 4,2 \cdot (1 - 0,706) \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 9,9 \text{ kg/s}$$

betragen.

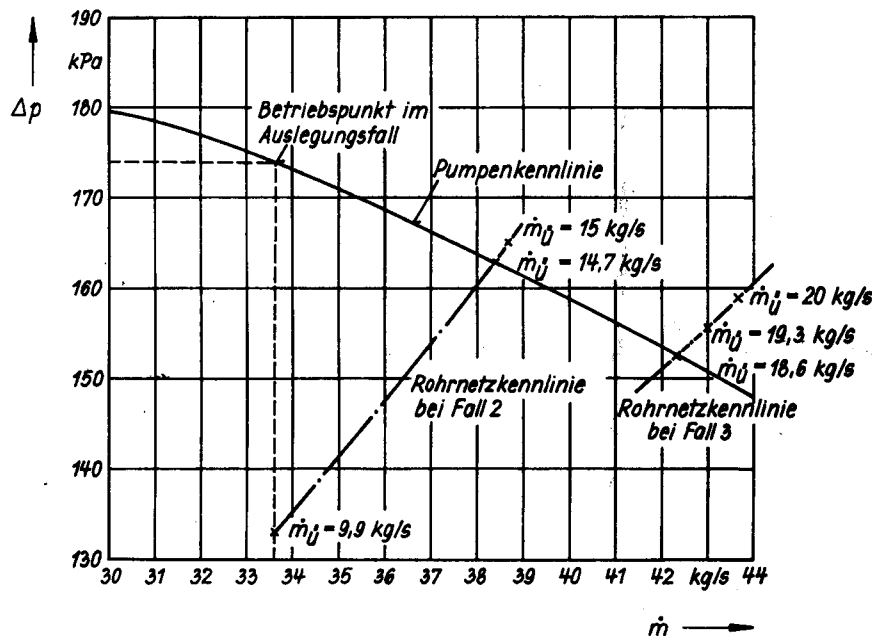


Bild 4.1.-19 Kennlinie der im Netz gemäß Bild 4.1.-18 installierten Pumpe

Die Ergebnisse sagen aus, daß bei Fall 1 der Massestrom $\dot{m}_U = 6,7 \text{ kg/s}$ und bei den Fällen 2 bzw. 3 der Massestrom $\dot{m}_U = 9,9 \text{ kg/s}$ nicht überschritten werden darf.

Die hydraulische Begrenzung ist an Hand der Gl. (4.1.-25) zu überprüfen. Als Vergleichswert dient der Druckverlust im Auslegungszustand. Er ergibt sich zu

$$\Delta p_E^+ = (80 + 10 + 14 + 5 + 5 + 12 + 17 + 24 + 7) \text{ kPa} \\ = 174 \text{ kPa} .$$

Zunächst werden die oben ermittelten, maximalen Überströmmengen in die Berechnungsgleichung eingesetzt:

Fall 1

$$\Delta p_E^{++} = \left[(80 + 10) \cdot 0,706^2 + 14 \left(\frac{6,7 + 8,4 \cdot 0,706}{8,4} \right)^2 \right. \\ \left. + 5 \left(\frac{6,7 + 12,6 \cdot 0,706}{12,6} \right)^2 \right. \\ \left. + 5 \left(\frac{6,7 + 16,8 \cdot 0,706}{16,8} \right)^2 \right. \\ \left. + 12 \left(\frac{6,7 + 21 \cdot 0,706}{21} \right)^2 \right. \\ \left. + 17 \left(\frac{6,7 + 25,2 \cdot 0,706}{25,2} \right)^2 \right. \\ \left. + 24 \left(\frac{6,7 + 29,4 \cdot 0,706}{29,4} \right)^2 \right. \\ \left. + 7 \left(\frac{6,7 + 33,6 \cdot 0,706}{33,6} \right)^2 \right] \text{ kPa}$$

$$\Delta p_E^{++} = 146 \text{ kPa} < 174 \text{ kPa} .$$

Fall 2

$$\Delta p_E^{++} = \left[(80 + 10 + 14 + 5) \cdot 0,706^2 \right. \\ \left. + 5 \left(\frac{9,9 + 16,8 \cdot 0,706}{16,8} \right)^2 \right. \\ \left. + 12 \left(\frac{9,9 + 21 \cdot 0,706}{21} \right)^2 \right. \\ \left. + 17 \left(\frac{9,9 + 25,2 \cdot 0,706}{25,2} \right)^2 \right. \\ \left. + 24 \left(\frac{9,9 + 29,4 \cdot 0,706}{29,4} \right)^2 \right. \\ \left. + 7 \left(\frac{9,9 + 33,6 \cdot 0,706}{33,6} \right)^2 \right] \text{ kPa}$$

$$\Delta p_E^{++} = 133 \text{ kPa} < 174 \text{ kPa} .$$

Der Fall 3 bedarf keiner Untersuchung mehr, da der vorhandene Druckverlust noch kleiner als beim Fall 2 ist.

Die im Rücklauf gespeicherte Wärme berechnet sich nach Gl. (4.1.-30). Dabei wird zunächst die Teilstreckentemperatur $t_{R,i}^{++}$ gemäß Gl. (4.1.-31) bestimmt und danach die gespeicherte Wärmemenge für diese Teilstrecke ermittelt. Die Addition liefert schließlich die gesamte Speicherwärme. Im einzelnen gelten für

Fall 1.

TS 1: keine Wärmespeicherung möglich

TS 2:

$$t_{R,2}^{++} = \frac{6,7 \cdot 150 + 8,4 \cdot 0,706 \cdot 65}{6,7 + 8,4 \cdot 0,706} \text{ °C} = 110,1 \text{ °C}$$

Die geringfügige Abweichung von 110 °C ergibt sich infolge von Rundungsfehlern.

$$Q_{S,R,2} = 4,2 \cdot 785 \cdot 0,5 \cdot 1,14(110 - 65) \text{ kW} \\ = 84568 \text{ kW}$$

TS 3:

$$t_{R,3}^{++} = \frac{6,7 \cdot 150 + 12,6 \cdot 0,706 \cdot 65}{6,7 + 12,6 \cdot 0,706} \text{ °C} = 101,5 \text{ °C}$$

$$Q_{S,R,3} = 4,2 \cdot 1770 \cdot 0,5 \cdot 1,11 \cdot (101,5 - 65) \text{ kW} \\ = 150594 \text{ kW}$$

TS 4:

$$t_{R,4}^{++} = \frac{6,7 \cdot 150 + 16,8 \cdot 0,706 \cdot 65}{6,7 + 16,8 \cdot 0,706} \text{ °C} = 95,7 \text{ °C}$$

$$Q_{S,R,4} = 4,2 \cdot 1800 \cdot 0,5 \cdot 1,11(95,7 - 65) \text{ kW} \\ = 128811 \text{ kW}$$

TS 5:

$$t_{R,5}^{++} = \frac{6,7 \cdot 150 + 21 \cdot 0,706 \cdot 65}{6,7 + 21 \cdot 0,706} \text{ °C} = 91,5 \text{ °C}$$

$$Q_{S,R,5} = 4,2 \cdot 1900 \cdot 0,5 \cdot 1,11(91,5 - 65) \text{ kW} \\ = 117366 \text{ kW}$$

TS 6:

$$t_{R,6}^{++} = \frac{6,7 \cdot 150 + 25,2 \cdot 0,706 \cdot 65}{6,7 + 25,2 \cdot 0,706} \text{ °C} = 88,3 \text{ °C}$$

$$Q_{S,R,6} = 4,2 \cdot 1700 \cdot 0,5 \cdot 1,11(88,3 - 65) \text{ kW} \\ = 92331 \text{ kW}$$

TS 7:

$$t_{R,7}^{++} = \frac{6,7 \cdot 150 + 29,4 \cdot 0,706 \cdot 65}{6,7 + 29,4 \cdot 0,706} \text{ °C} = 85,7 \text{ °C}$$

$$Q_{S,R,7} = 4,2 \cdot 1800 \cdot 0,5 \cdot 1,11(85,7 - 65) \text{ kW} \\ = 86853 \text{ kW}$$

TS 8:

$$t_{R,8}^{++} = \frac{6,7 \cdot 150 + 33,6 \cdot 0,706 \cdot 65}{6,7 + 33,6 \cdot 0,706} \text{ °C} = 83,7 \text{ °C}$$

$$Q_{S,R,8} = 4,2 \cdot 7200 \cdot 0,5 \cdot 1,11(83,7 - 65) \text{ kW} \\ = 313846 \text{ kW} .$$

Die in der Rücklaufleitung gespeicherte Wärme beträgt bei der entferntesten Überströmung (Fall 1)

$$Q_{S,R} = 974 \text{ MW} .$$

Fall 2. In den Teilstrecken TS 1, 2 und 3 erfolgt keine Wärmespeicherung. Für die Teilstrecken TS > 3 werden nur die Ergebnisse mitgeteilt:

$$\text{TS 4: } t_{R,4}^{++} = 103,7 \text{ °C}; \quad Q_{S,R,4} = 162377 \text{ kW}$$

$$\text{TS 5: } t_{R,5}^{++} = 99,0 \text{ °C}; \quad Q_{S,R,5} = 150583 \text{ kW}$$

$$\text{TS 6: } t_{R,6}^{++} = 95,4 \text{ }^\circ\text{C}; \quad Q_{S,R,6} = 120466 \text{ kW}$$

$$\text{TS 7: } t_{R,7}^{++} = 92,4 \text{ }^\circ\text{C}; \quad Q_{S,R,7} = 114965 \text{ kW}$$

$$\text{TS 8: } t_{R,8}^{++} = 90,0 \text{ }^\circ\text{C}; \quad Q_{S,R,8} = 419580 \text{ kW}$$

Es ergibt sich die gespeicherte Wärme durch Addition der Summanden zu

$$Q_{S,R} = 968 \text{ MW}$$

Fall 3. Bei dieser Lage der Überströmung reduziert sich die Speicherung auf die Teilstrecken 6, 7 und 8. Die Ergebnisse lauten:

$$\text{TS 6: } t_{R,6}^{++} = 95,4 \text{ }^\circ\text{C}; \quad Q_{S,R,6} = 120466 \text{ kW}$$

$$\text{TS 7: } t_{R,7}^{++} = 92,4 \text{ }^\circ\text{C}; \quad Q_{S,R,7} = 114965 \text{ kW}$$

$$\text{TS 8: } t_{R,8}^{++} = 90,0 \text{ }^\circ\text{C}; \quad Q_{S,R,8} = 419580 \text{ kW}$$

Die im Rücklauf gespeicherte Wärme beträgt bei der der Einspeisestelle am nächsten gelegenen Überströmung somit

$$Q_{S,R} = 655 \text{ MW}$$

Für *Variante II* soll gemäß Aufgabenstellung die Kennlinienbegrenzung außer der thermischen Begrenzung charakteristisch sein.

Fall 1. Die Überströmung, die nahe dem Netzende liegt, ist mengenmäßig wie bei Variante I durch die maximale Rücklauftemperatur von 110 °C begrenzt. Somit gelten auch hier

$$\dot{m}_U = 6,7 \text{ kg/s} \quad \text{und} \quad Q_{S,R} = 974 \text{ MW}$$

Der von der Umwälzpumpe zu fördernde Massestrom beträgt

$$\begin{aligned} \dot{m}_E^{++} &= \mu \dot{m}_E^+ + \dot{m}_U = (33,6 \cdot 0,706 + 6,7) \frac{\text{kg}}{\text{s}} \\ &= 30,4 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

wozu gemäß Bild 4.1.-19 ein Pumpendruck von $\Delta p_P = 179 \text{ kPa}$ gehört. Die erforderliche Druckdifferenz beträgt nach Variante I, Fall 1, $\Delta p_E^{++} = 146 \text{ kPa}$. Der Restdruck ist wegzudrosseln, falls keine drehzahlgeregelten Pumpen eingesetzt werden.

Fall 2. Es wird zunächst die Rohrnetzkenlinie berechnet. Dabei wird angenommen, daß der größte Differenzdruck über dem entferntesten Abnehmer auftritt. Ein Punkt der Kennlinie war bereits unter Variante I, Fall 2, ermittelt worden. Es gelten

$$\dot{m}_U = 9,9 \text{ kg/s}; \quad \dot{m}_E^{++} = 33,6 \text{ kg/s}; \quad \Delta p_E^{++} = 133 \text{ kPa}$$

Die weitere Annahme

$$\dot{m}_U = 15 \text{ kg/s}; \quad \dot{m}_E^{++} = 38,7 \text{ kg/s}$$

liefert

$$\begin{aligned} \Delta p_E^{++} &= \left[(80 + 10 + 14 + 5) \cdot 0,706^2 \right. \\ &\quad + 5 \left(\frac{15 + 16,8 \cdot 0,706}{16,8} \right)^2 \\ &\quad \left. + 12 \left(\frac{15 + 21 \cdot 0,706}{21} \right)^2 \right] \text{ kPa} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} &+ 17 \left(\frac{15 + 25,2 \cdot 0,706}{25,2} \right)^2 \\ &+ 24 \left(\frac{15 + 29,4 \cdot 0,706}{29,4} \right)^2 \\ &+ 7 \left(\frac{15 + 33,6 \cdot 0,706}{33,6} \right)^2 \end{aligned} \text{ kPa}$$

$$\Delta p_E^{++} = 165 \text{ kPa}$$

Mit diesen Daten kann im Bild 4.1.-19 eine Kurve aufgezeichnet werden, die im Schnittpunkt mit der Pumpenkennlinie

$$\dot{m}_U = 14,7 \text{ kg/s}; \quad \dot{m}_E^{++} = 38,4 \text{ kg/s}$$

ergibt. Die Nachrechnung bestätigt den Interpolationswert:

$$\begin{aligned} \Delta p_E^{++} &= \left[(80 + 10 + 14 + 5) \cdot 0,706^2 \right. \\ &\quad + 5 \left(\frac{14,7 + 16,8 \cdot 0,706}{16,8} \right)^2 \\ &\quad + 12 \left(\frac{14,7 + 21 \cdot 0,706}{21} \right)^2 \\ &\quad + 17 \left(\frac{14,7 + 25,2 \cdot 0,706}{25,2} \right)^2 \\ &\quad + 24 \left(\frac{14,7 + 29,4 \cdot 0,706}{29,4} \right)^2 \\ &\quad \left. + 7 \left(\frac{14,7 + 33,6 \cdot 0,706}{33,6} \right)^2 \right] \text{ kPa} \end{aligned}$$

$$\Delta p_E^{++} = 163 \text{ kPa}$$

Es zeigt sich, daß die thermische Begrenzung einen niedrigeren Wert

$$\dot{m}_U = 13,3 \text{ kg/s}$$

lieferte. Dieser ist für die Berechnung der Speicherwärme maßgebend.

Der Rechnungsgang wäre kürzer gewesen, wenn, von diesem Grenzwert ausgehend, zunächst der erforderliche Differenzdruck ermittelt worden wäre. Da $\Delta p_E^{++} < \Delta p_P$ hierfür galt, hätte die Kennlinienberechnung entfallen können. Zur Komplettierung des Beispiels sollte dies aber ausführlich dargestellt werden.

Zugehörig zur maximalen Überströmung gelten die Werte

$$\dot{m}_E^{++} = 37,0 \text{ kg/s}; \quad \Delta p_P = 166 \text{ kPa}$$

Mit den Gln. (4.1.-31) und (4.1.-30) sind die Teilstreckentemperaturen und partiellen Speicherwärmen berechenbar:

$$\text{TS 4: } t_{R,4}^{++} = 109,9 \text{ }^\circ\text{C}; \quad Q_{S,R,4} = 188391 \text{ kW}$$

$$\text{TS 5: } t_{R,5}^{++} = 105,2 \text{ }^\circ\text{C}; \quad Q_{S,R,5} = 178042 \text{ kW}$$

$$\text{TS 6: } t_{R,6}^{++} = 101,4 \text{ }^\circ\text{C}; \quad Q_{S,R,6} = 144242 \text{ kW}$$

$$\text{TS 7: } t_{R,7}^{++} = 98,2 \text{ }^\circ\text{C}; \quad Q_{S,R,7} = 139301 \text{ kW}$$

$$\text{TS 8: } t_{R,8}^{++} = 95,5 \text{ }^\circ\text{C}; \quad Q_{S,R,8} = 511888 \text{ kW}$$

Die Summation ergibt die gespeicherte Wärme

$$Q_{S,R} = 1162 \text{ MWs}.$$

Fall 3. Zur Ermittlung der Rohrnetzkenlinie wird mit dem Wert

$$\dot{m}_0 = 20 \text{ kg/s} \quad \text{bzw.} \quad \dot{m}_E^{++} = 43,7 \text{ kg/s}$$

begonnen. Der erforderliche Druck an der Einspeisestelle beträgt dann

$$\Delta p_E^{++} = \left[(80 + 10 + 14 + 5 + 5 + 12) \cdot 0,706^2 + 17 \left(\frac{20 + 25,2 \cdot 0,706}{25,2} \right)^2 + 24 \left(\frac{20 + 29,4 \cdot 0,706}{29,4} \right)^2 + 7 \left(\frac{20 + 33,6 \cdot 0,706}{33,6} \right)^2 \right] \text{ kPa}$$

$$\Delta p_E^{++} = 159 \text{ kPa}.$$

Eine weitere Schätzung geht von

$$\dot{m}_0 = 19,3 \text{ kg/s}; \quad \dot{m}_E^{++} = 43,0 \text{ kg/s}$$

aus. Gl. (4.1.-25) liefert

$$\Delta p_E^{++} = 156 \text{ kPa}.$$

Die Extrapolation des im Bild 4.1.-19 mit den beiden Wertepaaren ermittelten Linienzuges ergibt

$$\dot{m}_0 = 18,6 \text{ kg/s}; \quad \dot{m}_E^{++} = 42,3 \text{ kg/s},$$

woraus

$$\Delta p_E^{++} = 152 \text{ kPa}$$

folgt. Dieser Wert ist mit dem Pumpendruck identisch. Daraus lassen sich gemäß den Gln. (4.1.-31) und (4.1.-30) wiederum die Speicherdaten berechnen. Zusammengefaßt gelten für

$$\text{TS 6: } t_{R,6}^{++} = 108,4 \text{ }^\circ\text{C}; \quad Q_{S,R,6} = 171981 \text{ kW}$$

$$\text{TS 7: } t_{R,7}^{++} = 105,2 \text{ }^\circ\text{C}; \quad Q_{S,R,7} = 168671 \text{ kW}$$

$$\text{TS 8: } t_{R,8}^{++} = 102,4 \text{ }^\circ\text{C}; \quad Q_{S,R,8} = 627692 \text{ kW}.$$

Die gesamte im Rücklauf gespeicherte Wärme beträgt

$$Q_{S,R} = 968 \text{ MWs}.$$

Zusammenfassung und Diskussion

Abschließend werden der besseren Übersicht wegen alle Ergebnisse tabellarisch zusammengefaßt.

Va-riante	Fall	Speicherwärme im Vorlauf MWs	Speicherwärme im Rücklauf MWs	Pumpenleistung*) kW
I	1		974	
	2		968	
	3		655	
		1045		
II	1		974	5,55**
	2		1162	6,27**
	3		968	6,56

* Auslegungsleistung: 5,97 kW; ** Drosselregelung

Bei der Variante II wurde dazu der Energieaufwand für die Umwälzpumpe als äquivalenter Kennwert

$$(\eta = 100\%)! - \text{ gebildet aus } \left(\Delta p_P \frac{\dot{m}_E}{\rho} \right) - \text{ angegeben.}$$

Die Speicherwärme ist — wie man deutlich erkennen kann — eine Funktion des konstruktiven Netzaufbaus und der zu beachtenden Restriktionen. Unter den gegebenen Bedingungen liefert bei Variante I die Überströmung nahe dem Netzende den besten Speichereffekt. Bei Variante II wird die größte Wärmepeicherung im Rücklauf bei Anordnung der Überströmeinrichtung in Netzmitte erreicht. Auf Grund des gegenüber dem Auslegungsfall vergrößerten Gesamtmassestroms ist dabei sogar ein höherer Speicherwert als im Vorlauf zu erreichen. Der Energieaufwand für die Umwälzpumpen steigt allerdings um 7%.

Beispiel 2

Die im Beispiel 1 gegebene Aufgabe soll mit Hilfe der vereinfachten Maximierung der Speicherwärme (Abschnitt 4.1.2.3.) gelöst werden. Die Daten im Bild 4.1.-18 gelten weiterhin. Als Restriktionen sind die thermische Begrenzung und die Kennlinienbegrenzung (Bild 4.1.-19) zu beachten, wobei die Pumpenkennlinie bis $\dot{m} = 44 \text{ kg/s}$ befahren werden darf. Es ist die Lage der Überströmeinrichtung zu ermitteln, die die größte Wärmespeicherung im Rücklauf zuläßt.

Lösung

Die thermische Begrenzung ergibt für die relative Überströmmenge nach Gl. (4.1.-42)

$$\xi_j \leq \frac{110 - 65}{150 - 65} = 0,529.$$

Da die Nachrechnung der Drücke gemäß Gl. (4.1.-40) erst nach Kenntnis aller ξ_j -Werte durchführbar ist, wird diese Ermittlung, ausgehend von ξ_j , nach Gl. (4.1.-36) zunächst vorgenommen. Die Überströmstelle j sei dabei nacheinander den Abnehmern $i = 1 \dots n$ zugeordnet. Die Ergebnisse sind in der nachfolgenden Tabelle eingetragen.

Weiterhin werden nach Gl. (4.1.-43) die Speicherwärmern $Q_{S,R}$ für die acht Überströmvarianten berechnet. Die Ergebnisse sind ebenfalls in der Tabelle vermerkt. Der Höchstwert wird bei einer Überströmung am Abnehmer 4 erreicht. Das Ergebnis stimmt bis auf eine Rechenabweichung mit Variante II, Fall 2, des Beispiels 1 überein. Es genügt, die Verträglichkeit der Randbedingungen für diesen Wert zu überprüfen. Der besseren Anschaulichkeit halber wurden jedoch die Druckverluste des Rohrnetzes nach Gl. (4.1.-40) und die Überströmmen entsprechend Gl. (4.1.-34) nach erfolgter Umstellung berechnet. Der Gesamtmassestrom an der Einspeisestelle ergibt sich dann weiter zu

$$\dot{m}_E^{++} = \mu \dot{m}_E^+ + \dot{m}_0.$$

Alle Ergebnisse sind tabellarisch erfaßt. Der Vergleich mit den Grenzwerten zeigt, daß bei Anordnung der Überströmeinrichtung an den Abnehmern 1, 2, 3 und 4 die thermische Begrenzung die eigentliche Restriktion darstellt und zur hydraulischen Anpassung gedrosselt

Tabelle zum Beispiel 2

j = Überströmung am Abnehmer												
	1	2	3	4	5	**	6	**	7	***	8	***
ξ_1	0,529											
ξ_2	0,360	0,529										
ξ_3	0,272	0,428	0,529									
ξ_4	0,219	0,360	0,457	0,529								
ξ_5	0,183	0,310	0,403	0,473	0,529	0,517						
ξ_6	0,158	0,272	0,360	0,428	0,483	0,471	0,529	0,511				
ξ_7	0,138	0,243	0,325	0,391	0,445	0,433	0,490	0,472	0,529	0,494		
ξ_8	0,123	0,219	0,296	0,360	0,412	0,401	0,457	0,439	0,496	0,461	0,529	0,461
$Q_{s,R}$ in MW s	635	970	1160	1164	1108	1080	1005	967	896	834	755	658
Δp_{E}^{++} in kPa	130	145	142	154	164	160	159	152	139	130	99	95
\dot{m}_U in kg/s	3,33	6,66	9,99	13,32	16,65	15,87	19,98	18,59	23,31	20,26	26,64	20,29
\dot{m}_E^{++} in kg/s	27,0	30,4	33,7	37,0	40,4	39,6	43,7	42,3	47,0	44,0	50,3	44,0

Zeichenerklärung: * thermische Begrenzung; ** Kennlinienbegrenzung; *** seitliche Kennlinienbegrenzung

werden muß; bei der Überströmung in unmittelbarer Nähe der Abnehmer 5 und 6 muß der Massestrom \dot{m}_U reduziert werden, da die Pumpe den erforderlichen Umtriebsdruck nicht bereitstellen kann (Kennlinienbegrenzung), und bei der Anordnung der Überströmeinrichtung am Abnehmer 7 bzw. 8 muß \dot{m}_U ebenfalls verringert werden, da der Gesamtmassestrom $\dot{m}_E^{++} > 44$ kg/s beträgt (seitliche Kennlinienbegrenzung gemäß Aufgabenstellung). Arbeitet man diese Restriktionen noch ein, so verkleinert sich der Betrag der technisch möglichen Speicherwärme noch weiter, d. h., das Maximum bleibt mit $Q_{s,R} = 1164$ MWs bei $j = 4$ erhalten; die Aufgabe ist gelöst.

Zur Komplettierung werden jedoch die ξ_j -Werte für die Überströmeinrichtungen bei den Abnehmern 5, 6, 7 und 8 bis zum Erreichen der technischen Randbedingungen verringert. Die Ergebnisse sind in der Tabelle unter den entsprechenden Begrenzungen eingetragen. Es sei abschließend darauf hingewiesen, daß die Werte für den Fall 6** mit denen der Variante II, Fall 3, des Beispiels 1 übereinstimmen.

Schlußfolgerung

Wegen der unterschiedlichen Netzgeometrien und der Verschiedenartigkeit der Restriktionen ist ohne Rechnung keine Voraussage über die optimale Lage der Überströmeinrichtung möglich. Das betrachtete Beispiel zeigt, daß bei ungünstiger Anordnung die speicherbare Wärme auf 55% des Maximalwertes sinken kann. Die tabellarische Ermittlung macht deutlich, daß der rechnerische Aufwand zur Bestimmung der optimalen Lage — vor allem bei Verwendung eines programmierbaren Taschenrechners — relativ gering ist.

Beispiel 3

Für das im Bild 4.1.-20 dargestellte Netz ist die maximal mögliche Wärmespeicherung im Rücklauf zu bestimmen, wenn Überströmeinrichtungen an den Stellen

- Variante I: I und II
- Variante II: II
- Variante III: III
- Variante IV: II und III

angeordnet sind. Das Netz wird im Vollastfall mit den Temperaturen 130 °C/60 °C und während des Ladevor-

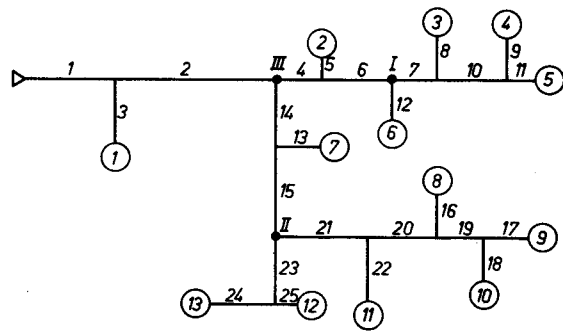


Bild 4.1.-20 Netz mit drei möglichen Überströmeinrichtungen als Grundlage für Beispiel 3

gangs mit maximal $t_{v,E}^{++} = 150$ °C betrieben. Alle Abnehmer sind direkt angeschlossen und halten die Rücklauftemperatur in erster Näherung konstant. Die charakteristischen Netzdaten betragen:

Teilstrecke	\dot{m}^+ kg/s	m kg	Δp^+ kPa
1	40,6	7850	21
2	38,1	13734	25
3	2,5	380	185
4	17,6	2120	10
5	4,2	230	150
6	13,4	3181	9
7	9,0	952	16
8	3,0	460	125
9	3,0	460	94
10	6,0	970	31
11	3,0	308	94
12	4,4	460	141
13	1,2	70	144
14	20,5	3181	16
15	19,3	4240	20
16	3,4	460	112
17	3,0	460	94
18	3,0	450	94
19	6,0	640	18
20	9,4	3180	3
21	13,5	4240	9

Teilstrecke	\dot{m}^+ kg/s	m kg	Δp^+ kPa
22	4,1	693	115
23	5,8	970	34
24	2,8	380	90
25	3,0	693	90

Die Masseinhalte m und die Druckverluste Δp^+ gelten für die zusammengehörigen Vorlauf- und Rücklaufleitungen. Bei den Abnehmerteilstrecken sind in den Δp^+ -Werten auch die erforderlichen Abnehmer-Differenzdrücke enthalten.

Die Durchmesser der Rücklaufleitungen, die in Fließrichtung nach den möglichen Überströmeinrichtungen liegen, betragen 150 bis 200 mm.

Als Randbedingungen sind die Temperaturbegrenzung des Rücklaufs auf $\leq 130^\circ\text{C}$ und die im Bild 4.1.-21 gegebene Pumpenkennlinie zu betrachten.

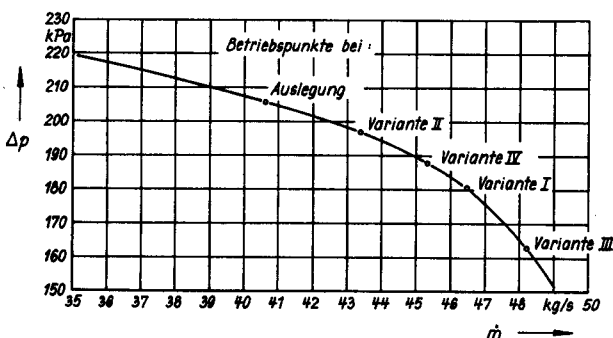


Bild 4.1.-21
Kennlinie der im Netz gemäß Bild 4.1.-20 installierten Pumpe

Lösung

Der aus der thermischen Begrenzung herrührende maximale ξ -Wert folgt nach Gl. (4.1.-42) zu

$$\xi_j \leq \frac{130 - 60}{150 - 60} = 0,778.$$

Er gilt für alle zu untersuchenden Varianten.

Das Massestromverhältnis berechnet sich gemäß Gl. (4.1.-19):

$$\mu = \frac{130 - 60}{150 - 60} = 0,778.$$

Die Übereinstimmung mit dem ξ_j -Wert ist zufällig.

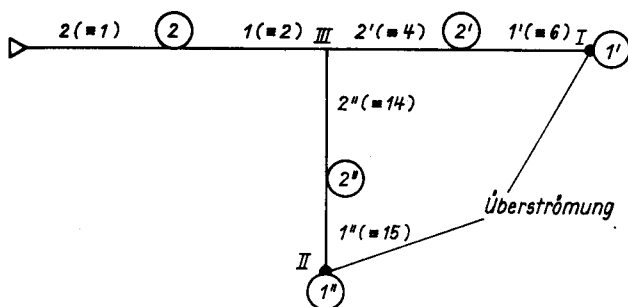


Bild 4.1.-22
Ersatznetz gemäß Variante I

Variante I. Ein reduzierter Netzplan ist im Bild 4.1.-22 aufgezeichnet. Dabei repräsentiert der Ersatzabnehmer 1' die Originalabnehmer 3, 4, 5 und 6. Der Abnehmer 1'' steht stellvertretend für die Abnehmer 8, 9, 10, 11, 12 und 13. Weiterhin gelten die Abnehmeridentitäten ($2' \equiv 2$), ($2'' \equiv 7$) und ($2 \equiv 1$).

Die den neuen Abnehmern und Teilstrecken zugeordneten Daten sind nachfolgend zusammengestellt:

i	$\dot{m}_{N,i}^+$ kg/s	$\Sigma \dot{m}_{N,i}^+$ kg/s	$\Delta p_{A,i}$ kPa	Δp_i^+ kPa	m_i kg
1'	13,4	13,4	141	9	3181
2'	4,2	17,6	150	10	2120
1''	19,3	19,3	124	20	4240
2''	1,2	20,5	144	16	3181
1	—	38,1	—	25	13734
2	2,5	40,6	185	21	7850

Zu beachten ist, daß es zu $i = 1$ keinen realen Abnehmer gibt und daß der Summenmassenstrom alle Verzweigungen zusammenfaßt. Wie die Berechnungen zeigen, ergeben relative Überströmmen $\xi_{1'}$ und $\xi_{1''}$, die dem Grenzwert $\xi_j = 0,778$ entsprechen, viel zu große Druckverluste. Sie wurden schrittweise reduziert und so differenziert, daß am Knoten die Differenzdrücke für beide Netzzeige nahezu gleich sind. Der letzte Iterationswert soll ausführlich nachgerechnet werden. Es gelten die Annahmen

$$\xi_{1'} = 0,450; \quad \xi_{1''} = 0,300.$$

Nach Gl. (4.1.-36) ergeben sich dann

$$\xi_{2'} = \frac{0,450}{1 + (1 - 0,450) \frac{4,2}{13,4}} = 0,384$$

und

$$\xi_{2''} = \frac{0,300}{1 + (1 - 0,300) \frac{1,2}{19,3}} = 0,287.$$

Die Druckverluste für diese beiden Netzzeige lassen sich analog Gl. (4.1.-40), bezogen auf den Knoten K , ermitteln:

$$\Delta p_{K'}^{++} = 0,778^2 \left[141 + 9 \frac{1}{(1 - 0,450)^2} + 10 \frac{1}{(1 - 0,384)^2} \right] \text{kPa} = 119,3 \text{ kPa}$$

$$\Delta p_{K''}^{++} = 0,778^2 \left[124 + 20 \frac{1}{(1 - 0,300)^2} + 16 \frac{1}{(1 - 0,287)^2} \right] \text{kPa} = 118,8 \text{ kPa}.$$

Die Übereinstimmung ist ausreichend. Es wird mit $\Delta p_K^{++} = 119 \text{ kPa}$ weitergerechnet. (Wäre der Abgleich nicht vorhanden, hätten $\xi_{1'}$ oder $\xi_{1''}$ verändert werden müssen.)

Nunmehr ist ξ_1 nach Gl. (4.1.-50) bestimmbar. Es gilt

$$\xi_1 = \frac{0,384 \frac{17,6}{1 - 0,384} + 0,287 \frac{20,5}{1 - 0,287}}{\frac{17,6}{1 - 0,384} + \frac{20,5}{1 - 0,287}} = 0,335.$$

Mit Gl. (4.1.-36) folgt dann

$$\xi_2 = \frac{0,335}{1 + (1 - 0,335) \frac{2,5}{38,1}} = 0,321.$$

Damit kann entsprechend der modifizierten Gl. (4.1.-40) der erforderliche Differenzdruck an der Einspeisestelle berechnet werden:

$$\Delta p_{E}^{++} = \Delta p_K^{++} + \mu^2 \sum_{i=1}^n \Delta p_i^+ \frac{1}{(1 - \xi_i)^2}$$

$$\Delta p_{E}^{++} = 119 \text{ kPa} + 0,778^2 \left[25 \frac{1}{(1 - 0,335)^2} + 21 \frac{1}{(1 - 0,321)^2} \right] \text{ kPa}$$

$$\Delta p_{E}^{++} = 181 \text{ kPa}.$$

Um dem Vergleich mit der Pumpenkennlinie zu führen, muß der Massestrom an der Einspeisestelle bekannt sein. Aus Gl. (4.1.-34) folgt die Überströmmenge

$$\dot{m}_U = \frac{\xi_n \mu}{1 - \xi_n} \sum_{i=1}^n \dot{m}_{N,i}^+ \equiv \frac{\xi_n \mu}{1 - \xi_n} \dot{m}_E^+$$

und damit der Gesamtmassestrom

$$\dot{m}_E^{++} = \mu \dot{m}_E^+ + \dot{m}_U = \frac{\mu}{1 - \xi_n} \dot{m}_E^+ \quad (4.1.-51)$$

$$\dot{m}_E^{++} = \frac{0,778}{1 - 0,321} 40,6 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 46,5 \text{ kg/s}.$$

Dieser Punkt der Rohrnetzkenlinie liegt direkt auf der Pumpenkennlinie (Bild 4.1.-21), d. h., die Ausgangswerte ξ_1 und ξ_2 waren richtig gewählt worden.

Bei einer praktisch auszuführenden Anlage wäre noch die hydraulische Analyse über das gesamte Netz vorzunehmen. Es sei nur am Abnehmer 2 (Originalabnehmer 1) demonstriert. Der Druckverlust in der Ersatzteilstrecke 2 beträgt während des Aufladens [Summand aus Gl. (4.1.-40)]

$$\Delta p_2^{++} = 0,778^2 \cdot 21 \frac{1}{(1 - 0,321)^2} \text{ kPa} = 28 \text{ kPa}.$$

Damit steht am Anschluß des Abnehmers 2 ein Differenzdruck

$$\Delta p_{A,2,\text{vorh}} = (181 - 28) \text{ kPa} = 153 \text{ kPa}$$

an. Benötigt wird dagegen ein Druckunterschied von

$$\Delta p_{A,2,\text{erf}} = 0,778^2 \cdot 185 \text{ kPa} = 112 \text{ kPa},$$

d. h., der Abnehmer 2 muß (153 - 112) kPa = 41 kPa zusätzlich abdrosseln. (Bei den weiteren Variantenuntersuchungen dieses Beispiels werde der Einfachheit halber auf die hydraulische Nachrechnung verzichtet.)

Die gespeicherte Wärme ist nach Gl. (4.1.-43) unter Verwendung der Tabelle 2.2.-1 zu berechnen. Es ergibt sich

$$Q_{S,R} = 4,2(150 - 60) \cdot 1,11 \cdot 0,5(0,450 \cdot 3181 + 0,384 \cdot 2120 + 0,300 \cdot 4240 + 0,287 \cdot 3181 + 0,335 \cdot 13734 + 0,321 \cdot 7850) \text{ kW}$$

$$= 2423 \text{ MWs}.$$

Variante II. Im Bild 4.1.-23 ist das Ersatznetz aufgezzeichnet. Im Vergleich mit Bild 4.1.-20 ergeben sich die den neuen Abnehmern und Teilstrecken zugeordneten Werte:

i	$\dot{m}_{N,i}^+$ kg/s	$\Sigma \dot{m}_{N,i}^+$ kg/s	$\Delta p_{A,i}^+$ kPa	Δp_i^+ kPa	m_i kg
1	19,3	19,3	124	20	4240
2	1,2	20,5	144	16	3181
3	17,6	38,1	160	25	13734
4	2,5	40,6	185	21	7850

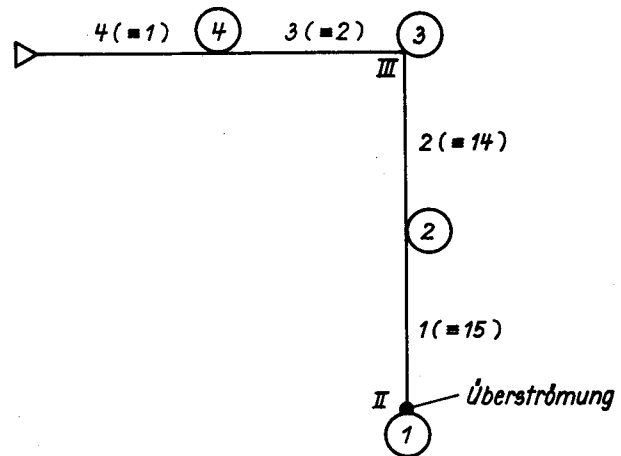


Bild 4.1.-23
Ersatznetz gemäß Variante II

Der zu Beginn der Lösung ausgewiesene Grenzwert ξ_j ergibt nach kompletter Durchrechnung viel zu hohe Druckverluste. Der nach mehreren Proberechnungen zu verwendende Wert lautet

$$\xi_1 = 0,440.$$

Das wiederholte Anwenden der Gl. (4.1.-36) ergibt die relativen Überströmungen

$$\xi_2 = \frac{0,440}{1 + (1 - 0,440) \frac{1,2}{19,3}} = 0,425$$

$$\xi_3 = \frac{0,425}{1 + (1 - 0,425) \frac{17,6}{20,5}} = 0,285$$

$$\xi_4 = \frac{0,285}{1 + (1 - 0,285) \frac{2,5}{38,1}} = 0,272.$$

Der Druckverlust des Rohrnetzes berechnet sich nach Gl. (4.1.-40):

$$\Delta p_E^{++} = 0,778^2 \left[124 + 20 \frac{1}{(1 - 0,440)^2} + 16 \frac{1}{(1 - 0,425)^2} + 25 \frac{1}{(1 - 0,285)^2} + 21 \frac{1}{(1 - 0,272)^2} \right] \text{ kPa} = 197 \text{ kPa} .$$

Entsprechend Gl. (4.1.-51) gehört dazu ein Massestrom an der Einspeisestelle zu

$$\dot{m}_E^{++} = \frac{0,778}{1 - 0,272} 40,6 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 43,4 \text{ kg/s} .$$

Das Eintragen des Punktes (\dot{m}_E^{++} , Δp_E^{++}) zeigt Übereinstimmung mit der Pumpenkennlinie, so daß eine weitere Rechnung entfällt.

Die gespeicherte Wärme folgt nach Gl. (4.1.-43) zu

$$Q_{s,R} = 4,2(150 - 60) \cdot 1,11 \cdot 0,5(0,440 \cdot 4240 + 0,425 \cdot 3181 + 0,285 \cdot 13734 + 0,272 \cdot 7850) \text{ kW} = 1944 \text{ MW} .$$

Variante III. Das Ersatznetz für diesen Fall ist im Bild 4.1.-24 dargestellt. Die hierauf zugeschnittenen Daten lauten:

i	$\dot{m}_{N,i}^+$ kg/s	$\Sigma \dot{m}_{N,i}^+$ kg/s	$\Delta p_{A,i}^+$ kPa	Δp_i^+ kPa	m_i kg
1	38,1	38,1	160	25	13734
2	2,5	40,6	185	21	7850

Mehrere Iterationen ergaben als geeigneten Ausgangspunkt

$$\xi_1 = 0,360 .$$

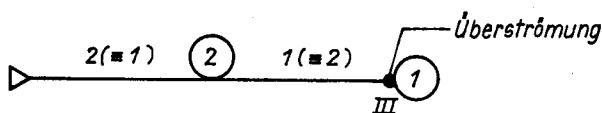


Bild 4.1.-24
Ersatznetz gemäß Variante III

Die Gl. (4.1.-36) liefert dann

$$\xi_2 = \frac{0,360}{1 + (1 - 0,360) \frac{2,5}{38,1}} = 0,345 ,$$

woraus mit Gl. (4.1.-40)

$$\Delta p_E^{++} = 0,778^2 \left[160 + 25 \frac{1}{(1 - 0,360)^2} + 21 \frac{1}{(1 - 0,345)^2} \right] \text{ kPa} = 163 \text{ kPa}$$

folgt. Weiterhin gilt für den Massestrom nach Gl. (4.1.-51)

$$\dot{m}_E^{++} = \frac{0,778}{1 - 0,345} 40,6 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 48,2 \text{ kg/s} .$$

Damit berechnet sich die Speicherwärme nach Gl. (4.1.-43)

$$Q_{s,R} = 4,2(150 - 60) \cdot 1,11 \cdot 0,5(0,360 \cdot 13734 + 0,345 \cdot 7850) \text{ kW} = 1605 \text{ MW} .$$

Variante IV. Der reduzierte Netzplan ist im Bild 4.1.-25 vorgestellt. Die Besonderheit besteht darin, daß zwei Überströmungen (Ersatzabnehmer $j = 1$ und $j = 3$) in einem Liniennetz angeordnet sind. Damit existieren zunächst zwei freie Parameter, nämlich ξ_1 und α [Definitionsgleichung (4.1.-46)]. Die Netzdaten sind identisch mit denen der Variante II. Die Varianten II und III stellen zwei Grenzwerte der Variante IV dar. So ist unter dem jetzigen Gesichtspunkt bei

Variante II: $\alpha = 0$

Variante III: $\alpha = \infty$.

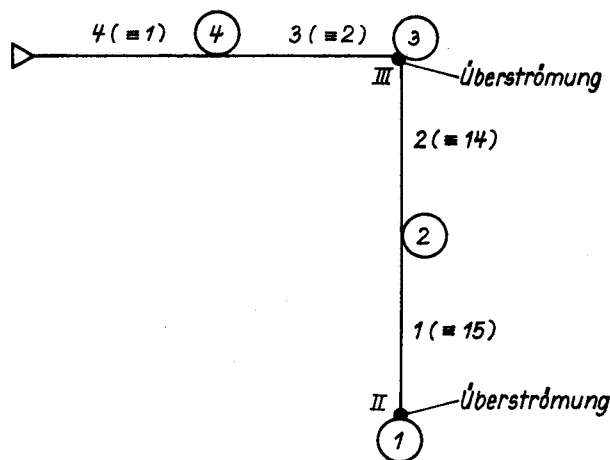


Bild 4.1.-25
Ersatznetz gemäß Variante IV

Alle dazwischenliegenden Werte können Lösungen sein. Für die weiteren Untersuchungen werden $\alpha = 0,5; 1,0; 2,0$ gewählt. Durch Iterationen ist die relative Überströmmenge ξ_1 so zu bestimmen, daß der Betriebspunkt auf der Pumpenkennlinie liegt. Nachfolgend sind jeweils nur die letzten Iterationswerte wiedergegeben.

$$\alpha = 0,5$$

Ausgehend von

$$\xi_1 = 0,379 ,$$

folgten nach Gl. (4.1.-36)

$$\xi_2 = \frac{0,379}{1 + (1 - 0,379) \frac{1,2}{19,3}} = 0,365$$

nach Gl. (4.1.-47)

$$\xi_3 = \frac{0,365(0,5 + 1)}{0,5 \cdot 0,365 + 1 + (1 - 0,365) \frac{17,6}{20,5}} = 0,317$$

und nach Gl. (4.1.-36)

$$\xi_4 = \frac{0,317}{1 + (1 - 0,317) \frac{2,5}{38,1}} = 0,303 .$$

Der Netzdruckverlust ergibt sich nach Gl. (4.1.-40)

$$\Delta p_E^{++} = 0,778^2 \left[124 + 20 \frac{1}{(1 - 0,379)^2} + 16 \frac{1}{(1 - 0,365)^2} + 25 \frac{1}{(1 - 0,317)^2} + 21 \frac{1}{(1 - 0,303)^2} \right] \text{kPa}$$

$$= 189 \text{ kPa .}$$

Der Massestrom beträgt nach Gl. (4.1.-51)

$$\dot{m}_E^{++} = \frac{0,778}{1 - 0,303} 40,6 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 45,3 \text{ kg/s .}$$

Entsprechend Gl. (4.1.-43) berechnet sich

$$Q_{S,R} = 4,2(150 - 60) \cdot 1,11 \cdot 0,5(0,379 \cdot 4240 + 0,365 \cdot 3181 + 0,317 \cdot 13734 + 0,303 \cdot 7850) \text{ kW} = 1993 \text{ MWs .}$$

Für die veränderten Überströmmen α werden die Ergebnisse nur tabellarisch mitgeteilt:

$\alpha = 1$	$\alpha = 2$
$\xi_1 = 0,327$	$\xi_1 = 0,254$
$\xi_2 = 0,314$	$\xi_2 = 0,243$
$\xi_3 = 0,330$	$\xi_3 = 0,341$
$\xi_4 = 0,316$	$\xi_4 = 0,327$
$\Delta p_E^{++} = 183 \text{ kPa}$	$\Delta p_E^{++} = 177 \text{ kPa}$
$\dot{m}_E^{++} = 46,2 \text{ kg/s}$	$\dot{m}_E^{++} = 46,9 \text{ kg/s}$
$Q_{R,S} = 1971 \text{ MWs}$	$Q_{R,S} = 1909 \text{ MWs}$

Zusammenfassend ist festzustellen, daß das Wärmespeichervermögen eine Funktion von α darstellt. Es gilt

α	$Q_{S,R}$ MWs
0	1944
0,5	1993
1	1971
2	1909
∞	1605

Der bei Variante I erreichte Wert $Q_{S,R} = 2423 \text{ MWs}$ liegt aber noch über den vorgenannten Ergebnissen.

4.1.2.5. Schlußfolgerung

Bei geregelten Abnehmerstationen kann infolge erhöhter Vorlauftemperatur im Netzvorlauf stets Wärme gespeichert werden. Im Netzurücklauf ist dies nur nach zusätzlichem Einbau von Überströmeinrichtungen möglich. Da der Massestrom vom Vor- zum Rücklauf durch die Randbedingungen

- Massestrombegrenzung
- hydraulische Begrenzung
- Kennlinienbegrenzung
- thermische Begrenzung

eingeschränkt sein kann, gibt es für das Speichervermögen im Netzurücklauf bei fest vorgegebenen Überströmungen einen technisch bedingten Maximalwert. Beeinflusst wird dieser Maximalwert in entscheidendem Maße noch von der Anzahl und der Lage der Über-

strömeinrichtungen. Da die Variationsmöglichkeiten sehr groß und netzspezifisch sind, können pauschale Aussagen des Wärmespeichervermögens und der optimalen Anordnung der Überströmeinrichtungen nicht getroffen werden. Vielmehr sind Variantenvergleiche erforderlich. Dabei ist zu beachten, daß sich die thermische und die hydraulische Begrenzung oftmals nur auf einzelne Netzteile beziehen. Ausgehend von den gewählten Überströmeinrichtungen, sollte ein vereinfachter Netzplan, der die jeweiligen Netzteile zwischen Überströmeinrichtung und Peripherie als ein Ersatzabnehmer erfaßt, aufgestellt werden. Berechnungsgleichungen für den charakteristischen Parameter „relative Überströmmenge ξ “ wurden für Teilstrecken mit einem dazwischenliegenden Abnehmer, einer zusätzlich angeordneten Überströmeinrichtung und für Netzknoten ausgearbeitet.

Für die Anordnung von Überströmeinrichtungen gelten folgende Hinweise:

- Zu bevorzugen sind zentrale Netzknoten, da dort in der Regel begehbare Bauwerke vorhanden sind und relativ große Masseströme übergeleitet werden können.
- Die Teilstrecken mit großen Rohrdurchmessern sind in die Netzspeicherung einzubeziehen. Teilstreckendurchmesser sollten allerdings nicht zusätzlich vergrößert werden.
- Es sind möglichst wenige Überströmeinrichtungen vorzusehen. Eine Überströmung an jedem Abnehmer in Verbindung mit einer Bypassregelung wäre sehr ungünstig, da dann auch in lastschwachen Zeiten der Rücklauf aufgeheizt würde.

Zahlreiche Berechnungen haben gezeigt, daß bei geeigneter Lage der Überströmeinrichtungen im Rücklauf durchaus die gleiche Wärmemenge wie im Vorlauf gespeichert werden kann.

4.1.3. Wärmelieferer

Als Wärmelieferer, bezogen auf das Netz, können eine Kesselanlage, eine Wärmeübertragerstation oder eine Beimischstation fungieren. Die Bezugsparameter lauten im Auslegungszustand, Ladezustand:

$t_{V,E}^+, t_{V,E}^{++}$ Vorlauftemperatur am Austritt des Wärmebereitstellers

$t_{R,E}^+, t_{R,E}^{++}$ Rücklauftemperatur am Eintritt des Wärmebereitstellers

$\dot{m}_E^+, \dot{m}_E^{++}$ Massestrom am Aus- und Eintritt des Wärmebereitstellers.

Die genannten Größen sind natürlich identisch mit den im Abschnitt 4.1.2. für den Netzeinspeisepunkt definierten Variablen.

Die erforderlichen Wärmeströme berechnen sich für den Auslegungszustand

$$\dot{Q}_E^+ = \dot{m}_E^+ c (t_{V,E}^+ - t_{R,E}^+) \quad (4.1.-52)$$

für den Ladezustand

$$\dot{Q}_E^{++} = \dot{m}_E^{++} c (t_{V,E}^{++} - t_{R,E}^{++}) \quad (4.1.-53)$$

Ist der gewünschte Ladezustand erreicht, so liegen stationäre Temperaturverhältnisse vor. Entspricht die Wärmeabnahme der zum Auslegungsfall gehörigen, dann muß auch $\dot{Q}_E^+ = \dot{Q}_E^{++}$ gelten. Diese logische Feststel-

lung ist formelmäßig bereits in Abschnitt 4.1.2.2. abgeleitet worden. Es ergab sich für $\dot{m}^+ = \dot{m}^{++}$ nach Gl. (4.1.-24) $t_{V,E}^+ - t_{R,E}^+ = t_{V,E}^{++} - t_{R,E}^{++}$, woraus natürlich $\dot{Q}_E^+ = \dot{Q}_E^{++}$ folgen muß.

Die bisher betrachteten stationären oder quasistationären Betriebsbedingungen reichten aus, um das Abnehmerverhalten und das Netzspeichervermögen einschließlich der Maximalzustände zu beurteilen. Zur Ermittlung der maximalen Belastungen des Wärmelieferers sind jedoch vor allem die dynamischen Vorgänge während der Lade-phase zu betrachten. Die zugehörigen Parameter werden, da es sich um Zeitfunktionen handelt,

$$t_{V,E}(\tau), \quad t_{R,E}(\tau), \quad \dot{m}_E(\tau)$$

genannt. Während der Aufheizphase können diese Werte zwischen den bisher verwendeten stationären bzw. quasistationären Grenzwerten ($t_{V,E}^+ \dots t_{V,E}^{++}; t_{R,E}^+ \dots t_{R,E}^{++}; \dot{m}_E^+$ bis \dot{m}_E^{++}) liegen, die exakt nur nach Abschnitt 2.4. bestimmbar sind.

Als Randbedingungen haben die bekannten Sachverhalte Massestrombegrenzung, hydraulische Begrenzung, Kennlinienbegrenzung und thermische Begrenzung weiterhin Gültigkeit. Der Einfachheit halber sollten die Untersuchungen der Netze die Besonderheiten der Wärmelieferer gleich mit enthalten. Aus diesem Grund wurde beispielsweise im Abschnitt 4.1.2.2. vorgeschlagen, die Druckverluste der Wärmelieferanlage in die Teilstrecke $i = n$ des Netzes einzubeziehen.

Eine ergänzende Restriktion stellt die *Wärmestrombegrenzung* dar. Diese besagt, daß ein vorgegebener, maximaler Wärmestrom an der Einspeisestelle $\dot{Q}_{E,max}$ nicht überschritten werden darf. Um das Aufheizen des Netzes aber zu ermöglichen, muß $\dot{Q}_{E,max} > \dot{Q}_E^+$ gelten.

Nachfolgend seien einige typische Schaltungen von Wärmelieferanlagen vorgestellt. (Die Abnehmer sind jeweils direkt nachgeschaltet.)

Variante 1: Kesselanlage

Eine stark vereinfachte Schaltung einer Kesselanlage wird im Bild 4.1.-26 gezeigt. Unabhängig vom Vorhan-

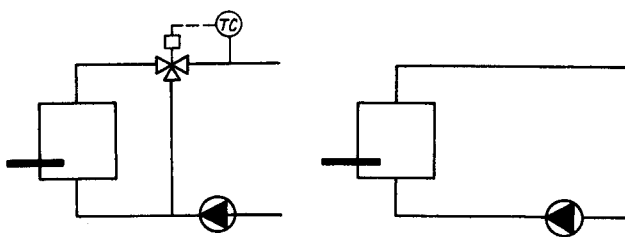


Bild 4.1.-26 Schematische Schaltungen von Kesselanlagen

densein einer Bypassregelung, läßt sich die Wärmeleistung der Kesselanlage nur durch die Brennstoffzufuhr bzw. durch das Zu- und Abschalten weiterer Kessel regeln. Als Regelgröße ist die Vorlauftemperatur zu verwenden. Der maximale Wärmestrom beträgt

$$\dot{Q}_{E,max} = n\dot{Q}_E^+, \tag{4.1.-54}$$

wobei n die mögliche Kesselüberlastung (z. B. $n = 1,15$) angibt.

Variante 2: Wärmeübertragerstation

Im Bild 4.1.-27 ist eine Prinzipschaltung dargestellt. Die erste Lösung regelt nur die Vorlauftemperatur, die zweite

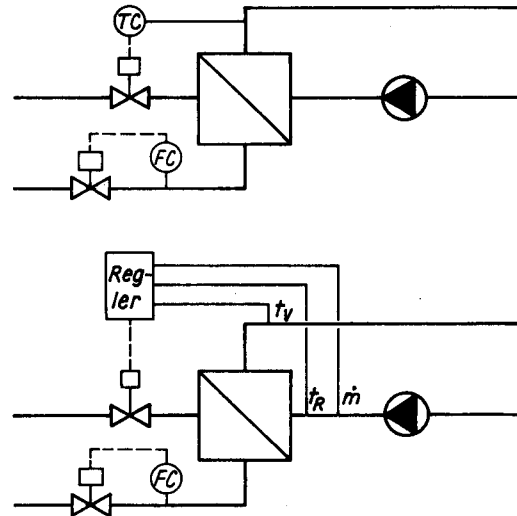


Bild 4.1.-27 Schematische Schaltungen von Wärmeübertragerstationen mit einfacher Temperaturregelung bzw. kombinierter Temperaturregelung und Wärmestrombegrenzung

begrenzt mit Hilfe eines Wärmemengenrechners auch den übertragenen Wärmestrom auf den Wert $\dot{Q}_{E,max}$.

Die Heizflächen sind auf der Grundlage $\dot{Q}_{E,max}$, der möglichen Temperatur-Grenzparameter und des maximal entnehmbaren Primärmassestroms zu bemessen. Um den ungünstigsten Wert kA aufzufinden, werden vier exponierte Belastungsfälle näher betrachtet. Dabei sei die Vorlauftemperatur des Primärnetzes t'_p , der maximale Primärmassestrom $\dot{m}_{p,max}$ und $\dot{Q}_{E,max}$ vorausgesetzt.

Die Fälle 2 und 4 sind reine Gedankenmodelle, deren Parameter jeweils auf ihre praktische Realisierung zu prüfen sind.

Fall 1: Auslegungsfall. Es gelten die sekundärseitigen Parameter $t_{V,E}^+, t_{R,E}^+$ und \dot{m}_E^+ , woraus die Betriebscharakteristik des Wärmeübertragers

$$\Phi_1 = \frac{t_{V,E}^+ - t_{R,E}^+}{t'_p - t_{R,E}^+} = \frac{\frac{\dot{Q}_E^+}{c\dot{m}_E^+}}{t'_p - t_{R,E}^+} \tag{4.1.-55}$$

folgt. Das Verhältnis der Wärmekapazitätsströme könnte

$$\left(\frac{\dot{C}_s}{\dot{C}_p}\right)_1 = \frac{\dot{m}_E^+}{\dot{m}_{p,max}} \tag{4.1.-56}$$

betragen, wenn dieser Auslegungsfall $\dot{m}_{p,max}$ beanspruchen würde. Aus dem Diagramm 1.1.-29 kann dann der dazugehörige Parameter (kA/\dot{C}_s) abgelesen werden. Aus ihm ist der für den Wärmetauscher typische Kennwert

$$(kA)_1 = \left(\frac{kA}{\dot{C}_s}\right)_1 \dot{m}_E^+ c \tag{4.1.-57}$$

berechenbar.

Fall 2: Beginn der Netzaufladung. Es sei angenommen, daß die erhöhte Vorlauftemperatur in das Netz eingespeist wird, aber noch alle Abnehmer mit $t_{V,E}^+$ beaufschlagt werden. Somit beträgt die Rücklauftemperatur unverändert $t_{R,E}^+$. Aus diesen Werten leiten sich die weiteren Parameter ab:

$$t_{V,E}^{++}(\tau) = t_{R,E}^+ + \frac{\dot{Q}_{E,\max}}{cm_E^+} \quad (4.1.-58)$$

$$\Phi_2 = \frac{\dot{Q}_{E,\max}}{cm_E^+} \frac{1}{t'_P - t_{R,E}^+} \quad (4.1.-59)$$

$$\left(\frac{\dot{C}_s}{\dot{C}_p}\right)_2 = \frac{\dot{m}_E^+}{\dot{m}_{P,\max}} \quad (4.1.-60)$$

$$(kA)_2 = \left(\frac{kA}{\dot{C}_s}\right)_2 \dot{m}_E^+ c. \quad (4.1.-61)$$

Fall 3: Ende der Netzaufladung. Dieser Fall ist dadurch gekennzeichnet, daß letztmalig der maximale Wärmestrom $\dot{Q}_{E,\max}$ bei $t_{V,E,\max}^{++}$ zugeführt wird. Im weiteren muß man unterscheiden, ob im Netz Überströmeinrichtungen zur Aufladung des Rücklaufs installiert sind oder ob darauf verzichtet wurde.

Ist *keine Überströmung vorhanden*, dann kommt der Rücklauf mit der Auslegungstemperatur $t_{R,E}^+$ zurück, und der umgewälzte Wasserstrom reduziert sich auf den Wert

$$\dot{m}_E^{++}(\tau) = \frac{\dot{Q}_{E,\max}}{c(t_{V,E,\max}^{++} - t_{R,E}^+)}. \quad (4.1.-62)$$

Damit gilt weiter

$$\Phi_3 = \frac{\dot{Q}_{E,\max}}{cm_E^{++}(\tau)} = \frac{t_{V,E,\max}^{++} - t_{R,E}^+}{t'_P - t_{R,E}^+} \quad (4.1.-63)$$

$$\left(\frac{\dot{C}_s}{\dot{C}_p}\right)_3 = \frac{\dot{m}_E^{++}(\tau)}{\dot{m}_{P,\max}} \quad (4.1.-64)$$

$$(kA)_3 = \left(\frac{kA}{\dot{C}_s}\right) \dot{m}_E^{++}(\tau) c. \quad (4.1.-65)$$

Bei *Einsatz von Überströmeinrichtungen* wird je nach Begrenzungseinrichtung \dot{m}_E^+ oder $\dot{m}_{E,\max}^{++}$ umgewälzt. Die Rücklauftemperatur an der Einspeisestelle beträgt dann

$$t_{R,E}^{++}(\tau) = t_{V,E,\max}^{++} - \frac{\dot{Q}_{E,\max}}{cm_{E,\max}^{++}}. \quad (4.1.-66)$$

Damit folgen

$$\Phi_3 = \frac{\dot{Q}_{E,\max}}{cm_{E,\max}^{++}} \frac{1}{t'_P - t_{R,E}^{++}(\tau)} \quad (4.1.-67)$$

$$\left(\frac{\dot{C}_s}{\dot{C}_p}\right)_3 = \frac{\dot{m}_{E,\max}^{++}}{\dot{m}_{P,\max}} \quad (4.1.-68)$$

$$(kA)_3 = \left(\frac{kA}{\dot{C}_s}\right)_3 \dot{m}_{E,\max}^{++} c. \quad (4.1.-69)$$

Fall 4: Netz im aufgeladenen Zustand. Die Vorlauftemperatur beträgt $t_{V,E,\max}^+$ und der übertragene Wärmestrom \dot{Q}_E^+ . Sind *keine Überströmeinrichtungen vorhanden*, so weist der Rücklauf die Temperatur $t_{R,E}^+$ auf, und der Wasserstrom nimmt gemäß Gl. (4.1.-62) seinen Minimalwert an. Damit folgt

$$\Phi_4 = \frac{\dot{Q}_E^+}{cm_{E,\min}^{++}} \frac{1}{t'_P - t_{R,E}^+} \quad (4.1.-70)$$

Die Gln. (4.1.-64) und (4.1.-65) gelten analog auch für diesen Berechnungsfall 4.

Werden *Überströmeinrichtungen eingesetzt*, so berechnet sich die eintretende Rücklauftemperatur zu

$$t_{R,E,\max}^{++} = t_{V,E,\max}^{++} - \frac{\dot{Q}_E^+}{cm_{E,\max}^{++}}. \quad (4.1.-71)$$

Dabei stellt $\dot{m}_{E,\max}^{++}$ den bei offener Überströmung umgewälzten Massestrom dar. Die Betriebscharakteristik nimmt dann den Wert

$$\Phi_4 = \frac{\dot{Q}_E^+}{cm_{E,\max}^{++}} \frac{1}{t'_P - t_{R,E,\max}^{++}} \quad (4.1.-72)$$

an. Weiterhin gelten die Gln. (4.1.-68) und (4.1.-69) analog.

Die Wärmeübertrager sind für den Betriebsfall zu bemessen, der nach den vorstehenden Untersuchungen den größten (kA) -Wert ergab. Unter diesen Bedingungen soll dann vereinbarungsgemäß auch der maximale Primärmassestrom $\dot{m}_{P,\max}$ auftreten. Für die übrigen Betriebsfälle ergeben sich nach erfolgter Auslegung der Wärmeübertrager entsprechend geringere Masseströme \dot{m}_p .

Ein Beispiel ist im Abschnitt 4.1.3.1. ausführlich durchgearbeitet.

Variante 3: Beimischstation

Das Bild 4.1.-28 zeigt einen einfachen, sogenannten differenzdrucklosen Anschluß mit Temperaturregelung und bei weiterer Komplettierung mit Wärmestrombegrenzung. Im Bild 4.1.-29 ist eine Station mit einer drehzahlgeregelten Pumpe in der Beimischstrecke dargestellt. Der primärseitig anstehende Differenzdruck bewirkt dabei die Durchströmung des nachgeschalteten Wärmenetzes. Durch die Veränderung des Beimischstroms wird die Vorlauftemperatur beeinflusst und die Wärmestromentnahme begrenzt.

Auf jeden Fall wird bei den gezeigten Schaltungen zur Sicherung eines hydraulisch stabilen Betriebes des Primärnetzes die Massestromentnahme auf $\dot{m}_{P,\max}$ beschränkt. Weiterhin ist von einem maximal entnehmbaren Wärmestrom $\dot{Q}_{E,\max}$ und konstant anliegender Primärvorlauftemperatur t'_p während der Aufladung

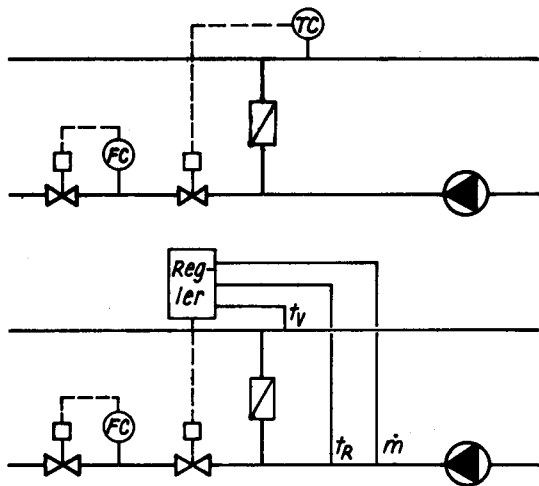


Bild 4.1.-28
Schematische Schaltungen von Beimischstationen für drucklosen Anschluß mit einfacher Temperaturregelung bzw. kombinierter Temperaturregelung und Wärmestrombegrenzung

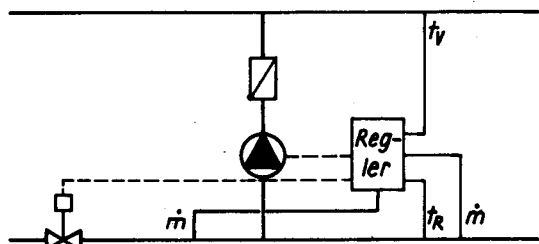


Bild 4.1.-29
Schematische Schaltung einer Beimischstation mit drehzahl geregelter Beimpumpe, die von einem kombinierten Temperaturregler sowie Wärme- und Massestrombegrenzer beeinflusst wird

des Netzes auszugehen. Als Netzrestriktionen sind üblicherweise bei Schaltungen nach Bild 4.1.-28 die Kennlinienbegrenzung und bei Lösungen gemäß Bild 4.1.-29 die hydraulische Begrenzung anzusetzen.

Die Betriebsbedingungen werden analog zu Variante 2 wiederum für vier Fälle untersucht.

Fall 1: Auslegungsfall. Gegeben sind die sekundärseitigen Parameter $t_{V,E}^+$, $t_{R,E}^+$ und \dot{m}_E^+ . Aus der Enthalpiebilanz folgt der Primärmassestrom

$$\dot{m}_{P,1} = \dot{m}_E^+ \frac{t_{V,E}^+ - t_{R,E}^+}{t'_P - t_{R,E}^+} = \frac{\dot{Q}_E^+}{c(t'_P - t_{R,E}^+)} \quad (4.1.-73)$$

Fall 2: Beginn der Netzaufladung. Es wird der maximale Wärmestrom $\dot{Q}_{E,max}$ übertragen, der aber zunächst noch keine Temperaturerhöhung an den Abnehmern zur Folge hat. Es stellt sich die Vorlauftemperatur

$$t_{V,E}^{++}(\tau) = t_{R,E}^+ + \frac{\dot{Q}_{E,max}}{c\dot{m}_E^+} \quad (4.1.-74)$$

ein. Der Entnahme-Massestrom beträgt

$$\dot{m}_{P,2} = \frac{\dot{Q}_{E,max}}{c(t'_P - t_{R,E}^+)} \quad (4.1.-75)$$

Fall 3: Ende der Netzaufladung. Bei der maximal möglichen Netztemperatur $t_{V,E}^{++}$ wird $\dot{Q}_{E,max}$ letztmalig zugeführt.

Sind im Netz *keine Überströmeinrichtungen vorhanden*, kommt der Rücklauf mit $t_{R,E}^+$ zurück, so daß für $\dot{m}_{P,3}$ der Wert nach Gl. (4.1.-75) weiterhin gilt.

Beim *Einbau von Überströmungen* wird der Rücklauf aufgeheizt. Die Temperatur $t_{R,E}^{++}$ ist abhängig vom Massestrom $\dot{m}_{E,max}^+$. (Bei Massestrombegrenzung gilt \dot{m}_E^+ .) Dieser ergibt sich iterativ aus der Netzanalyse in Abhängigkeit von den Restriktionen. Es gelten

$$t_{R,E}^{++}(\tau) = t_{V,E,max}^{++} - \frac{\dot{Q}_{E,max}}{c\dot{m}_{E,max}^{++}} \quad (4.1.-76)$$

$$\dot{m}_{P,3} = \frac{\dot{Q}_{E,max}}{c(t'_P - t_{R,E}^{++}(\tau))} \quad (4.1.-77)$$

Fall 4: Netz im aufgeladenen Zustand. Es ist von der Vorlauftemperatur $t_{V,E,max}^{++}$ und dem Wärmestrom \dot{Q}_E^+ auszugehen.

Bei einem Netz *ohne Überströmung* gelten $t_{R,E}^+$ und für $\dot{m}_{P,4}$ der nach Gl. (4.1.-73) berechenbare Wert.

Sind *Überströmeinrichtungen vorhanden*, ergibt sich die maximale Rücklauftemperatur zu

$$t_{R,E,max}^{++} = t_{V,E,max}^{++} - \frac{\dot{Q}_E^+}{c\dot{m}_{E,max}^{++}} \quad (4.1.-78)$$

Der entnommene Massestrom beträgt dann

$$\dot{m}_{P,4} = \frac{\dot{Q}_E^+}{c(t'_P - t_{R,E,max}^{++})} \quad (4.1.-79)$$

Unter welchen Bedingungen die Primärwasserentnahme am größten ist, muß an Hand des praktischen Einsatzfalls geprüft werden. Das in Abschnitt 4.1.3.1. behandelte Beispiel 2 zeigt die speziellen Einflüsse.

4.1.3.1. Beispiele

Beispiel 1

Das im Abschnitt 4.1.2.4., Beispiel 3, beschriebene Netz (Variante I) soll von einer Wärmeübertragerstation aus versorgt werden. Für die Bemessung der Gegenstrom-Wärmetauscher ist der ungünstigste Betriebszustand festzustellen. Unter der Annahme, daß ein Wärmeübertrager mit dem festgestellten Wert $(kA)_{max}$ eingebaut wurde, sind die Primärmasseströme und die Ablauftemperaturen t'_P für die betrachteten, übrigen Betriebsfälle zu ermitteln. In erster Näherung darf der Wärmedurchgangskoeffizient als konstant angenommen werden.

Weiterhin ist die Heizflächenverringerung bei Verzicht auf Wärmespeicherung im Rücklauf quantitativ nachzuweisen.

Die primärseitigen Parameter betragen: $t'_P = 165 \text{ °C}$; $\dot{m}_{P,max} = 47 \text{ kg/s}$; $\dot{Q}_{E,max} = 12,8 \text{ MW}$.

Lösung

Die sekundärseitigen Parameter sind dem Beispiel 3 zu entnehmen. Für den Auslegungszustand gelten:

$$\begin{aligned} t_{V,E}^+ &= 130 \text{ °C}; & t_{R,E}^+ &= 60 \text{ °C}; \\ \dot{m}_E^+ &= 40,6 \text{ kg/s}; & \dot{Q}_E^+ &= 11,936 \text{ MW}. \end{aligned}$$

Die Daten des betrachteten Ladezustandes gelten als die Maximalwerte. Es sind

$$t_{V,E,\max}^{++} = 150\text{ °C}; \quad \dot{m}_{E,\max}^{++} = 46,5\text{ kg/s}.$$

Die maximale Netzrücklauftemperatur im aufgeheizten Zustand ergibt sich zu

$$t_{R,E,\max}^{++} = t_{V,E}^{++} - \frac{\dot{Q}_E^+}{c\dot{m}_{E,\max}^{++}} \\ = 150\text{ °C} - \frac{11,936 \cdot 10^6}{4200 \cdot 46,5}\text{ K} = 88,9\text{ °C}.$$

Der Wärmestrom beträgt im aufgeheizten Zustand

$$\dot{Q}_E^{++} = 46,5 \cdot 4,2(150 - 88,9)\text{ kW} = 11,933\text{ MW}.$$

Dieser Wert ist richtigerweise mit \dot{Q}_E^+ identisch. Das vorgegebene $\dot{Q}_{E,\max}$ liegt um etwa 7% über \dot{Q}_E^+ . Soll $\dot{Q}_{E,\max}$ übertragen werden, kühlt sich das Primärmedium auf

$$t_p'' = t_p' - \frac{\dot{Q}_{E,\max}}{c\dot{m}_{p,\max}} = 165\text{ °C} - \frac{12800}{4,2 \cdot 47}\text{ K} = 100,2\text{ °C}.$$

Diese Überprüfung zeigt, daß $t_p'' > t_{R,E,\max}^{++}$ gilt, d. h., aus der Sicht des II. Hauptsatzes ist die Wärmeübertragung möglich. Im weiteren werden die im Abschnitt 4.1.3., Variante 2, vorgestellten Fälle betrachtet.

Fall 1. Die Gln. (4.1.-55) und (4.1.-56) ergeben

$$\Phi_1 = \frac{130 - 60}{165 - 60} = 0,67; \quad \left(\frac{\dot{C}_s}{\dot{C}_p}\right)_1 = \frac{40,6}{47} = 0,86.$$

Damit liefert Bild 1.1.-29

$$\left(\frac{kA}{\dot{C}_s}\right)_1 = 1,8,$$

und Gl. (4.1.-57) lautet

$$(kA)_1 = 1,8 \cdot 40,6 \cdot 4,2 \frac{\text{kW}}{\text{K}} = 306,9\text{ kW/K}.$$

Fall 3. Da Überströmeinrichtungen vorhanden sind, gelten die Gln. (4.1.-66) bis (4.1.-68):

$$t_{R,E}^{++}(\tau) = 150\text{ °C} - \frac{12800}{4,2 \cdot 46,5}\text{ K} = 84,5\text{ °C}$$

$$\Phi_3 = \frac{12800}{165 - 84,5} = 0,81$$

$$\left(\frac{\dot{C}_s}{\dot{C}_p}\right)_3 = \frac{46,5}{47} = 0,99.$$

Damit ergeben sich

$$\left(\frac{kA}{\dot{C}_s}\right)_3 = 4,2$$

$$(kA)_3 = 4,2 \cdot 46,5 \cdot 4,2 \frac{\text{kW}}{\text{K}} = 820,3\text{ kW/K}.$$

Fall 4. Mit dem eingangs bereits errechneten Wert

$$t_{R,E,\max}^{++} = 88,9\text{ °C} \text{ liefert Gl. (4.1.-72)}$$

$$\Phi_4 = \frac{11936}{165 - 88,9} = 0,80.$$

Weiter folgen

$$\left(\frac{\dot{C}_s}{\dot{C}_p}\right)_4 = 0,99$$

$$\left(\frac{kA}{\dot{C}_s}\right)_4 = 3,9$$

$$(kA)_4 = 3,9 \cdot 46,5 \cdot 4,2 \frac{\text{kW}}{\text{K}} = 761,7\text{ kW/K}.$$

Damit ist der Betriebsfall 3 für die Bemessung des Wärmeübertragers heranzuziehen. Geht man von einem Apparat mit dem Kennwert $kA = 820,3\text{ kW/K}$ aus und nimmt diesen Parameter in erster Näherung als konstant an, dann lassen sich die Betriebsbedingungen der Fälle 1, 2 und 4 ohne weiteres berechnen.

Fall	$\dot{m}_E (\equiv \dot{m}_s)$ kg/s	$\frac{kA}{\dot{C}_s}$ —	Φ —	$\frac{\dot{C}_s}{\dot{C}_p}$ —	\dot{m}_p kg/s	\dot{Q}_E kW	t_p'' °C
1	40,6	4,8	0,67	1,43	28,4	11936	64,9
2	40,6	4,8	0,71	1,32	30,8	12800	66,1
3	46,5	4,2	0,81	0,99	47,0	12800	100,2
4	46,5	4,2	0,80	1,02	45,6	11936	102,7

Fall 2. Nach den Gln. (4.1.-59) und (4.1.-60) gelten

$$\Phi_2 = \frac{12800}{165 - 60} = 0,71; \quad \left(\frac{\dot{C}_s}{\dot{C}_p}\right)_2 = \frac{40,6}{47} = 0,86.$$

Daraus folgen

$$\left(\frac{kA}{\dot{C}_s}\right)_2 = 2,1$$

$$(kA)_2 = 2,1 \cdot 40,6 \cdot 4,2 \frac{\text{kW}}{\text{K}} = 358,1\text{ kW/K}.$$

Die Ergebnisse des Falls 3 entsprechen dem Auslegungszustand.

Im zweiten Aufgabenteil ist zu ermitteln, um wieviel kleiner der Wärmeübertrager gebaut werden kann, wenn man auf die Wärmespeicherung im Rücklauf verzichtet.

Von den bisher untersuchten Belastungsfällen weichen nur die beiden letzten ab.

Fall 3. Nach den Gln. (4.1.-62) bis (4.1.-64) gelten:

$$\dot{m}_E^+(\tau) = \frac{12800}{4,2(150 - 60)} \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 33,9 \text{ kg/s.}$$

$$\Phi_3 = \frac{150 - 60}{165 - 60} = 0,86$$

$$\left(\frac{\dot{C}_s}{\dot{C}_p}\right)_3 = \frac{33,9}{47,0} = 0,72.$$

Aus dem Diagramm 1.1.-29 ergibt sich

$$\left(\frac{kA}{\dot{C}_s}\right)_3 = 3,7.$$

Damit folgt gemäß Gl. (4.1.-65)

$$(kA)_3 = 3,7 \cdot 33,9 \cdot 4,2 \frac{\text{kW}}{\text{K}} = 526,8 \text{ kW/K.}$$

Fall 4. Nach Gl. (4.1.-70) berechnet sich

$$\Phi_4 = \frac{11936}{4,2 \cdot 31,6} = 0,86.$$

Weiterhin gilt

$$\left(\frac{\dot{C}_s}{\dot{C}_p}\right)_4 = 0,67,$$

woraus

$$\left(\frac{kA}{\dot{C}_s}\right)_4 = 3,4$$

und

$$(kA)_4 = 3,4 \cdot 31,6 \cdot 4,2 \frac{\text{kW}}{\text{K}} = 451,2 \text{ kW/K}$$

folgen.

Damit müßte der Wärmeübertrager wiederum nach Fall 3 bemessen werden. Er könnte jedoch eine um

$$\frac{820,3 - 526,8}{820,3} 100\% = 36\%$$

kleinere Heizfläche als bei Betrieb mit Rücklaufspeicherung haben, wenn für beide Typen gleiche Wärmedurchgangskoeffizienten k vorausgesetzt werden.

Beispiel 2

Das im Abschnitt 4.1.2.4., Beispiel 1 (Fall 2, Variante I), untersuchte Netz wird an ein Transitznetz mittels einer Beimischstation nach Bild 4.1.-29 angeschlossen. Der maximal entnehmbare Wärmestrom liegt um 10% über dem Auslegungswert. Die Vorlauftemperatur beträgt

$$t_p' = 165 \text{ }^\circ\text{C.}$$

Es sind die maximalen Masseströme aus dem Primärnetz und in der Beimischstrecke zu ermitteln.

Lösung

Die Auslegungsdaten lauteten: $t_{V,E}^+ = 125 \text{ }^\circ\text{C}$; $t_{R,E}^+ = 65 \text{ }^\circ\text{C}$; $t_{V,E,\max}^+ = 150 \text{ }^\circ\text{C}$; $\dot{m}_E^+ = 33,6 \text{ kg/s}$.

Weiterhin ergab sich

$$\dot{Q}_E^+ = 33,6 \cdot 4,2(125 - 65) \text{ kW} = 8,467 \text{ MW.}$$

Daraus folgt

$$\dot{Q}_{E,\max} = 1,1 \cdot 8,467 \text{ MW} = 9,314 \text{ MW.}$$

Mit Hilfe der Gln. (4.1.-73) bis (4.1.-79) lassen sich die Masseströme \dot{m}_p , die vom Primärnetz übergeben werden, berechnen. Die in der Beimischstrecke fließenden Masseströme \dot{m}_B ergeben sich als Differenz aus \dot{m}_E und \dot{m}_p . Im einzelnen gelten:

Fall 1. Nach Gl. (4.1.-73) berechnen sich für den Auslegungsfall:

$$\dot{m}_{p,1} = 33,6 \frac{125 - 65}{165 - 65} \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 20,2 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{B,1} = (33,6 - 20,2) \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 13,4 \text{ kg/s.}$$

Fall 2. Gemäß Gl. (4.1.-75) gilt

$$\dot{m}_{p,2} = \frac{9314}{4,2(165 - 65)} \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 22,2 \text{ kg/s,}$$

und weiter ergibt sich

$$\dot{m}_{B,2} = (33,6 - 22,2) \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 11,4 \text{ kg/s.}$$

Fall 3. Sind keine Überströmeinrichtungen vorhanden, dann ist der die Abnehmer beaufschlagende Massestrom reduziert. Nach Gl. (4.1.-62) gilt

$$\dot{m}_E^+(\tau) = \frac{9314}{4,2(150 - 65)} \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 26,1 \text{ kg/s.}$$

Der ins Netz transportierte Massestrom $\dot{m}_{p,3} = 22,2 \text{ kg/s}$ bleibt erhalten, so daß sich der Beimischstrom auf

$$\dot{m}_{B,3} = (26,1 - 22,2) \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 3,9 \text{ kg/s}$$

verringert.

Bei der Anordnung von Überströmeinrichtungen sowie der gegebenen Massestromrestriktion gilt $\dot{m}_{E,\max}^+ \equiv \dot{m}_E^+$, und damit liefern die Gln. (4.1.-76) und (4.1.-77)

$$t_{R,E}^+(\tau) = 150 \text{ }^\circ\text{C} - \frac{9314}{4,2 \cdot 33,6} \text{ K} = 84,0 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\dot{m}_{p,3} = \frac{9314}{4,2(165 - 84,0)} \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 27,4 \text{ kg/s.}$$

Damit ergibt sich weiterhin

$$\dot{m}_{B,3} = (33,6 - 27,4) \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 6,2 \text{ kg/s.}$$

Fall 4. Im voll aufgeheizten Zustand gilt für ein Netz ohne Überströmung wiederum nach Gl. (4.1.-73) $\dot{m}_{p,4} = 20,2 \text{ kg/s}$, woraus mit $\dot{m}_{E,\min}^+ = \mu \dot{m}_E^+ = 23,7 \text{ kg/s}$ ein Beimischstrom von

$$\dot{m}_{B,4} = (23,7 - 20,2) \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 3,5 \text{ kg/s}$$

resultiert.

Der Netzbetrieb mit Überströmeinrichtung ergibt nach Gl. (4.1.-78) eine Rücklauftemperatur von

$$t_{R,E,max}^{++} = 150 \text{ °C} - \frac{8467}{4,2 \cdot 33,6} \text{ K} = 90 \text{ °C}$$

und entsprechend Gl. (4.1.-79) einen zugehörigen Einspeisestrom

$$\dot{m}_{p,4} = \frac{8467}{4,2(165 - 90)} \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 26,9 \text{ kg/s}.$$

Der Beimischstrom beträgt dann

$$\dot{m}_{B,4} = (33,6 - 26,9) \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 6,7 \text{ kg/s}.$$

Zusammenfassend ist festzustellen, daß bei Verzicht auf eine Wärmespeicherung im Rücklauf der maximale Einspeisestrom $\dot{m}_p = 22,2 \text{ kg/s}$ beträgt.

Bei einer gewünschten Aufheizung des Rücklaufs sind maximal $\dot{m}_p = 27,4 \text{ kg/s}$ einzuspeisen. Dies stellt eine um

$$\frac{27,4 - 22,2}{22,2} 100\% = 23\%$$

größere Entnahme aus dem Primärsystem dar. Die maximale Beimischmenge ist im Auslegungsfall mit $\dot{m}_B = 13,4 \text{ kg/s}$ am größten und somit für beide Varianten der Netzaufladung gleich.

4.1.3.2. Schlußfolgerung

Die bekannten Restriktionen werden nunmehr noch durch die Wärmestrombegrenzung erweitert.

Beim Einarbeiten der bisherigen Randbedingungen sollten die Besonderheiten des Wärmelieferers gleich mit einbezogen werden. Die speziellen Betrachtungen zum Wärmelieferer haben wegen spezifischer Eigenschaften differenziert zu erfolgen.

- Bei Kesselanlagen brauchen aus thermodynamischer Sicht die Temperaturverhältnisse nicht speziell betrachtet zu werden. Als Grenzparameter ist lediglich der maximale Wärmestrom zu beachten.
- Bei Einsatz von Wärmeübertragerstationen sind detaillierte Untersuchungen der möglichen Belastungsvarianten vorzunehmen, um für die Bemessung auch den tatsächlichen ungünstigsten Lastfall aufzufinden. Dieser ist von den verschiedenen Netzparametern (Temperaturen, Masse- und Wärmeströme) abhängig; eine generelle Aussage gibt es nicht. Als Kenngröße wird für markante Lastfälle der Term (kA) ermittelt.
- Für die Bemessung zentraler Beimischstationen muß Kenntnis über die einzuspeisenden Primärmasseströme und über die beizumischenden Masseströme vorliegen. Diese Größen sind Funktionen der Netzparameter. Sie werden für ausgewählte Belastungen untersucht.

Die Wärmespeicherung im Netzzücklauf bedingt logischerweise erhöhte Rücklauftemperaturen. Diese erfordern bei Einsatz von Beimisch- und Wärmeübertragerstationen beträchtlich vergrößerte Primärmasseströme

und im letzten Fall auch größere Wärmetauscherflächen. Die endgültigen Schaltungen der Netze und der Wärmelieferer sollten deshalb erst nach ausführlichen Wirtschaftlichkeitsberechnungen festgelegt werden.

4.2. Betriebsführung zur Netzaufladung und -entladung

Als theoretische Grundlage dienen die im Abschnitt 2. vorgestellten Untersuchungen zur energetischen Dynamik. *Mit Hilfe des Rechenprogramms nach Punkt 2.4. ist es möglich, praktisch alle speziellen Einflüsse bezüglich Netzgeometrie, Abnehmerverhalten u. a. m. zu berücksichtigen.* Für allgemeine Untersuchungen sind aber auch pauschale Aussagen zum ungefähren Temperaturverlauf im Netz und zum Wärmestrom an der Einspeisestelle interessant. Sie werden nachfolgend auf der Grundlage der Mengenstrom-Transportzeit-Diagramme nach Abschnitt 2.1.1. erarbeitet, wobei wegen der großen Verbreitung Beimischstationen als Abnehmeranlagen Einsatz finden.

4.2.1. Aufladung des Netzvorlaufs bei konstanten Abnahmebedingungen

Die festen Abnehmerbedingungen beziehen sich auf den Wärmestrom und die Rücklauftemperatur. Um diese Werte zu garantieren, sind alle Abnehmer mit Schaltungen nach Bild 4.1.-3 direkt an das Wärmenetz anzuschließen. Die Summe aller Abnehmer-Wärmeströme soll auch während der Netzaufladung dem Auslegungswert bei Vollast \dot{Q}_E^+ entsprechen. Die Vollast-Rücklauftemperatur sei, unabhängig von der angebotenen Vorlauftemperatur, stets $t_{R,N}^+$. Bei den nachfolgenden Betrachtungen wird die Speicherung in den Rohrwandungen vernachlässigt.

4.2.1.1. Temperatursprung an der Einspeisestelle

Für ein Netz ist das Massestrom-Transportzeit-Diagramm gegeben. Es sei im allgemeinen Fall eine aus drei Abschnitten bestehende Funktion

$$\begin{aligned} \dot{m}^+(\tau) & \quad \text{für } \tau_i^+ \leq \tau \leq \tau_i^+ + \Delta\tau_N^+ \\ \dot{m}^+ & = 0 \quad \text{für } \tau \leq \tau_i^+ \\ \dot{m}^+ & = \dot{m}_E^+ \quad \text{für } \tau_i^+ + \Delta\tau_N^+ \leq \tau. \end{aligned} \quad (4.2.-1)$$

Im speziellen Fall ist $\dot{m}^+(\tau)$ eine lineare Funktion der Form

$$\dot{m}^+(\tau) = \frac{\dot{m}_E^+}{\Delta\tau_N^+} (\tau - \tau_i^+). \quad (4.2.-2)$$

Dabei bedeuten gemäß Abschnitt 2.1.1. τ_i^+ die Totzeit und $\Delta\tau_N^+$ die Zeitverschiebung im Netz. Die Größe $\dot{m}^+(\tau)$ gibt den Anteil des Gesamtmassestroms an der Einspeisestelle \dot{m}_E^+ an, der zur Zeit τ die Abnehmer bereits erreicht hat. Das Kennzeichen „+“ charakterisiert den Auslegungsfall.

Ein plötzlicher Temperaturanstieg an der Einspeisestelle von $t_{v,E}^+$ auf $t_{v,E}^{++}$ zur Zeit $\tau = 0$ wird während der Tot-

zeit τ_i^+ , d. h., bis das Heizmedium den ersten Abnehmer erreicht hat, im Netz nicht registriert. Das Beaufschlagen der Abnehmer mit dem Medienstrom $t_{V,E}^{++} \equiv t_{V,N}^{++}$ führt infolge der eingebauten Regelung sofort zur veränderten Massestromabnahme. Für den Abnehmerstrom $\dot{m}_{N,i}^+$ ergibt sich ein neuer Wert gemäß Gl. (4.1.-10) zu

$$\dot{m}_{N,i}^{++} = \dot{m}_{N,i}^+ \frac{t_{V,N}^+ - t_{R,N}^+}{t_{V,N}^{++} - t_{R,N}^+} \quad (4.2.-3)$$

Zur Abkürzung werden ein mittleres Massestromverhältnis analog zu Gl. (4.1.-19)

$$\bar{\mu} = \frac{t_{V,N}^+ - t_{R,N}^+}{t_{V,N}^{++} - t_{R,N}^+} \equiv \frac{t_{V,E}^+ - t_{R,E}^+}{t_{V,E}^{++} - t_{R,E}^+} = \frac{\vartheta^+}{\vartheta^{++}} \quad (4.2.-4)$$

bzw. der Term

$$1 - \bar{\mu} = \frac{t_{V,E}^{++} - t_{V,E}^+}{t_{V,E}^{++} - t_{R,E}^+} \quad (4.2.-5)$$

eingeführt. Mit diesem Faktor sind die in den Gln. (4.2.-1) und (4.2.-2) gegebenen Massestromfunktionen $\dot{m}(\tau)$ zu korrigieren. Damit verlangsamt sich die Strömung bis zu den Abnehmern, die bereits mit dem Medium der Temperatur $t_{V,N}^{++}$ beaufschlagt wurden. Die restlichen Abnehmer werden jedoch unverändert in der Zeit erreicht, die dem zu $t_{V,N}^{++}$ gehörigen Massestrom entspricht. Dies muß der Fall sein, da sonst eine Unterversorgung dieser Abnehmer einträte.

Thermodynamisch interessant ist der zeitliche Wärmestrom $\dot{Q}_E^{++}(\tau)$ an der Einspeisestelle: Er berechnet sich zu

$$\dot{Q}_E^{++}(\tau) = [\bar{\mu}\dot{m}^+(\tau) + \dot{m}_E^+ - \dot{m}^+(\tau)] c(t_{V,E}^{++} - t_{R,E}^+). \quad (4.2.-6)$$

Die zunächst aus didaktischen Gründen gewählte Schreibweise erlaubt noch eine Verkürzung:

$$\dot{Q}_E^{++}(\tau) = [\dot{m}_E^+ - (1 - \bar{\mu})\dot{m}^+(\tau)] c(t_{V,E}^{++} - t_{R,E}^+). \quad (4.2.-7)$$

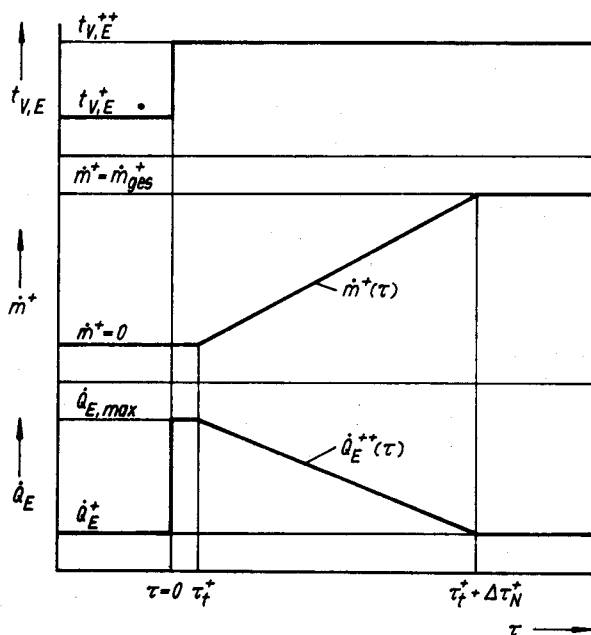


Bild 4.2.-1
Temperatur-, Massestrom- und Wärmestromkurve als Zeitfunktion bei sprunghafter Temperaturänderung, linearer Massestromfunktion sowie konstanter Belastung und Abnehmerrücklauftemperaturen

Die Massestromfunktion $\dot{m}^+(\tau)$ ist beispielsweise einer Grafik zu entnehmen. Im Sonderfall einer linearen Verteilung folgt nach Substitution der Gl. (4.2.-2)

$$\dot{Q}_E^{++}(\tau) = \left[1 - (1 - \bar{\mu}) \frac{\tau - \tau_i^+}{\Delta\tau_N^+} \right] \dot{m}_E^+ c(t_{V,E}^{++} - t_{R,E}^+). \quad (4.2.-8)$$

Die Gln. (4.2.-7) und (4.2.-8) gelten natürlich nur im Bereich von $\tau_i^+ \leq \tau \leq \tau_i^+ + \Delta\tau_N^+$. Außerhalb dieses Zeitintervalls muß der Wärmestrom \dot{Q}_E^+ ins Netz eingespeist werden.

Im Bild 4.2.-1 sind die Verläufe der Vqlaufemperatur an der Einspeisestelle $t_{V,E}(\tau)$, einer linearen Massestromfunktion $\dot{m}^+(\tau)$ und die daraus resultierende Wärmestromkurve an der Einspeisestelle $\dot{Q}_E(\tau)$ aufgezichnet.

Die Beispiele 1 und 2 des folgenden Abschnitts 4.2.1.3. zeigen die Anwendung der abgeleiteten Gleichungen.

4.2.1.2. Kontinuierliche Temperaturerhöhung an der Einspeisestelle

Verfolgt man den kontinuierlichen Temperaturverlauf mit analytischen Mitteln, so führt dies zu einigen recht komplizierten Integralen. Da die Annahme einer linearen Massestromfunktion ohnehin nur eine Näherung darstellt und die Zeitverschiebungen im Netz relativ klein sind, wird eine anschauliche Darstellung mit stufenweiser Temperaturerhöhung bevorzugt. Die Temperaturänderungen werden in der Reihenfolge vorgenommen, daß vor dem nächsten Temperatursprung der jeweils vorhergehende gerade das Netz durchlaufen hat.

Im Bild 4.2.-2 sind zwei aufeinanderfolgende gleich große Temperatursprünge dargestellt. Infolge der erhöh-

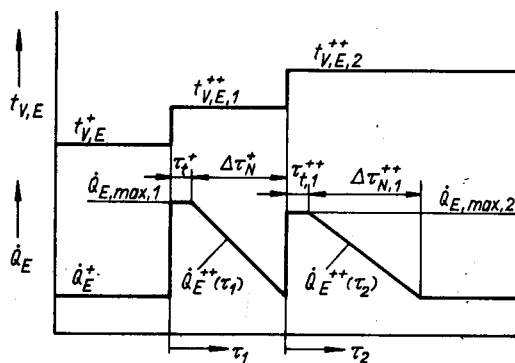


Bild 4.2.-2
Wärmestromkurve bei gleich großer, stufenförmiger Temperaturerhöhung

ten Temperatur ($t_{V,E,1}^{++} > t_{V,E}^+$) verringert sich die Einspeisemenge der Abnehmer, so daß sich die Totzeiten und Zeitverschiebungen, die für das nächste Intervall gelten, vergrößern ($\tau_{i,1}^{++} > \tau_i^+$; $\Delta\tau_{N,1}^{++} > \Delta\tau_N^+$). Wegen der Massestromverringern sinkt bei gleich großer Temperaturerhöhung ($t_{V,E,2}^{++} - t_{V,E,1}^{++} = t_{V,E,1}^+ - t_{V,E}^+$) auch der jeweilige Spitzenwärmestrom ($\dot{Q}_{E,max,2} < \dot{Q}_{E,max,1}$). Diese Effekte sind für die praktische Approximation ungünstig, denn in der Regel wird zur Netzaufladung ein konstanter Wärmestrom bereitstehen. Andererseits soll die stufenförmige Aufheizung als Ersatzmodell bestehenbleiben.

Als Ausweg wird folgende Randbedingung formuliert: *Der mittlere Wärmestrom, der während eines Zeitintervalls an das Heizmedium übertragen wird, soll für alle Zeitintervalle konstant sein.* Für das l -te Intervall gilt

$$\bar{Q}_l = \frac{\dot{Q}_{E, \max, l} \tau_{i, l-1}^{++} + \frac{\dot{Q}_{E, \max, l} + \dot{Q}_E^+}{2} \Delta \tau_{N, l-1}^{++}}{\tau_{i, l-1}^{++} + \Delta \tau_{N, l-1}^{++}} \quad (4.2.-9)$$

Die Zeitdifferenzen mit dem Index $(l-1)$ stellen die Werte dar, die sich aus dem Massestrom, der am Ende des $(l-1)$ -Intervalls vorliegt, ergeben. Drückt man die Wärmeströme durch das Produkt aus Gesamtmassestrom \dot{m}_E , der spezifischen Wärmekapazität c und der Temperaturdifferenz $(t_{V, E} - t_{R, E})$ aus, so nimmt die Gl. (4.2.-9) die Form

$$\bar{Q}_l = \frac{c(t_{V, E, l}^{++} - t_{R, E}^+)}{\tau_{i, l-1}^{++} + \Delta \tau_{N, l-1}^{++}} \times \left[\dot{m}_{E, l-1}^{++} \tau_{i, l-1}^{++} + \frac{\dot{m}_{E, l-1}^{++} + \dot{m}_{E, l}^{++}}{2} \Delta \tau_{N, l-1}^{++} \right] \quad (4.2.-10)$$

an. Zur Vereinfachung werden folgende Abkürzungen eingeführt:

$$\begin{aligned} g^+ &= t_{V, E}^+ - t_{R, E}^+; \\ g_1^{++} &= t_{V, E, 1}^{++} - t_{R, E}^+ \\ g_{l-1}^{++} &= t_{V, E, l-1}^{++} - t_{R, E}^+ \end{aligned} \quad (4.2.-11)$$

$$\dot{m}_{E, l}^{++} = \dot{m}_E^+ \frac{g^+}{g_1^{++}}; \quad \dot{m}_{E, l-1}^{++} = \dot{m}_E^+ \frac{g^+}{g_{l-1}^{++}} \quad (4.2.-12)$$

Die Substitution dieser Terme und geringfügiges Umformen liefern für Gl. (4.2.-10)

$$\bar{Q}_l = \frac{c g_1^{++}}{\tau_{i, l-1}^{++} + \Delta \tau_{N, l-1}^{++}} \left[\dot{m}_E^+ \frac{g^+}{g_{l-1}^{++}} (\tau_{i, l-1}^{++} + \Delta \tau_{N, l-1}^{++}) + \left(\dot{m}_E^+ \frac{g^+}{g_1^{++}} - \dot{m}_E^+ \frac{g^+}{g_{l-1}^{++}} \right) \frac{\Delta \tau_{N, l-1}^{++}}{2} \right] \quad (4.2.-13)$$

Weiter folgt

$$\bar{Q}_l = \dot{m}_E^+ c g^+ \left[\frac{g_1^{++}}{g_{l-1}^{++}} + \left(1 - \frac{g_1^{++}}{g_{l-1}^{++}} \right) \frac{\Delta \tau_{N, l-1}^{++}}{2(\tau_{i, l-1}^{++} + \Delta \tau_{N, l-1}^{++})} \right], \quad (4.2.-14)$$

und da analog zu Gl. (2.3.-21)

$$\frac{\tau_{i, l-1}^{++}}{\Delta \tau_{N, l-1}^{++}} = \frac{\tau_i^+}{\Delta \tau_N^+} \quad (4.2.-15)$$

gilt, ergibt sich

$$\bar{Q}_l = \dot{Q}_E^+ \left[\frac{g_1^{++}}{g_{l-1}^{++}} \left(1 - \frac{1}{2 + 2 \frac{\tau_i^+}{\Delta \tau_N^+}} \right) + \frac{1}{2 + 2 \frac{\tau_i^+}{\Delta \tau_N^+}} \right] \quad (4.2.-16)$$

Schließlich berechnet sich der Quotient der Übertemperaturen zu

$$\frac{g_1^{++}}{g_{l-1}^{++}} = \frac{\left(2 + 2 \frac{\tau_i^+}{\Delta \tau_N^+} \right) \frac{\bar{Q}_l}{\dot{Q}_E^+} - 1}{2 \frac{\tau_i^+}{\Delta \tau_N^+} + 1} \quad (4.2.-17)$$

Dieses Ergebnis ist sehr günstig, da das Verhältnis der aufeinanderfolgenden Übertemperaturen nur von den Netzkonstanten τ_i^+ und $\Delta \tau_N^+$ sowie vom Quotienten der Wärmeströme $(\bar{Q}_l / \dot{Q}_E^+)$ abhängig ist. Da das letztere während des gesamten Aufheizvorgangs konstant sein soll, beispielsweise 1,05, gilt $(g_1^{++} / g_{l-1}^{++})$ auch für alle Temperatursprünge der modellierten Näherung.

Von besonderem Interesse ist noch die über alle Stufen summierte Aufheizzeit $\Delta \tau$. Aufbauend auf Gl. (2.3.-21), gilt für das l -te Intervall

$$\tau_{i, l-1}^{++} + \Delta \tau_{N, l-1}^{++} = (\tau_i^+ + \Delta \tau_N^+) \frac{g_{l-1}^{++}}{g^+} \quad (4.2.-18)$$

Die Addition über n Aufheizstufen ergibt

$$\Delta \tau = (\tau_i^+ + \Delta \tau_N^+) \left[1 + \frac{g_1^{++}}{g^+} + \frac{g_2^{++}}{g^+} + \frac{g_3^{++}}{g^+} + \dots + \frac{g_{n-1}^{++}}{g^+} \right], \quad (4.2.-19)$$

wobei

$$\frac{g_2^{++}}{g^+} = \frac{g_1^{++}}{g^+} \frac{g_2^{++}}{g_1^{++}}; \quad \frac{g_3^{++}}{g^+} = \frac{g_1^{++}}{g^+} \frac{g_2^{++}}{g_1^{++}} \frac{g_3^{++}}{g_2^{++}} \quad (4.2.-20)$$

usw. gelten. Da gemäß Gl. (4.2.-17) die Quotienten $(g_l^{++} / g_{l-1}^{++})$ gleich sind, erhält Gl. (4.2.-19) die Form

$$\begin{aligned} \Delta \tau &= (\tau_i^+ + \Delta \tau_N^+) \\ &\times \left[1 + \frac{g_1^{++}}{g_{l-1}^{++}} + \left(\frac{g_1^{++}}{g_{l-1}^{++}} \right)^2 + \left(\frac{g_1^{++}}{g_{l-1}^{++}} \right)^3 + \dots + \left(\frac{g_1^{++}}{g_{l-1}^{++}} \right)^{n-1} \right] \end{aligned} \quad (4.2.-21)$$

Dies ist eine endliche geometrische Reihe mit der Summe

$$\Delta \tau = (\tau_i^+ + \Delta \tau_N^+) \frac{\left(\frac{g_1^{++}}{g_{l-1}^{++}} \right)^n - 1}{\frac{g_1^{++}}{g_{l-1}^{++}} - 1} \quad (4.2.-22)$$

Zur Lösung praktischer Aufgaben sind zwei Varianten möglich.

Variante 1. Der maximal mögliche Wärmestrom $\bar{Q}_{E, \max}$ und die maximale Übertemperatur im aufgeladenen Zustand g_{\max}^{++} sind vorgegeben. Der reale mittlere Wärmestrom und die Aufheizzeit sollen bestimmt werden. Zunächst berechnet man für $\bar{Q}_l = \bar{Q}_{E, \max}$ nach Gl. (4.2.-17) den Übertemperaturquotienten

$$\left(\frac{g_1^{++}}{g_{l-1}^{++}} \right)_{\max} \quad (4.2.-23)$$

Die maximale Übertemperatur g_{\max}^{++} soll, ausgehend von g^+ , in n Schritten erreicht werden. Aus

$$\frac{g_{\max}^{++}}{g^+} = \left(\frac{g_1^{++}}{g_{l-1}^{++}} \right)_{\max}^n \quad (4.2.-23)$$

folgt

$$n' = \frac{\ln \frac{g_{\max}^{++}}{g^+}}{\ln \frac{g_1^{++}}{g_{l-1}^{++}}} \quad (4.2.-24)$$

Das Ergebnis wird auf einen ganzzahligen Wert n aufgerundet und damit der endgültige Übertemperaturquotient

$$\frac{\vartheta_i^{++}}{\vartheta_{i-1}^{++}} = \left(\frac{\vartheta_{\max}^{++}}{\vartheta^+} \right)^{1/n} \quad (4.2.-25)$$

bestimmt. Der reale mittlere Wärmestrom berechnet sich aus Gl. (4.2.-17) zu

$$\bar{Q}_{E, \max, \tau} = \dot{Q}_E^+ \frac{\frac{\vartheta_i^{++}}{\vartheta_{i-1}^{++}} \left(2 \frac{\tau_i^+}{\Delta\tau_N^+} + 1 \right) + 1}{2 + 2 \frac{\tau_i^+}{\Delta\tau_N^+}} \leq \bar{Q}_{E, \max} \quad (4.2.-26)$$

Die Aufheizzeit ist mit Gl. (4.2.-22) ermittelbar.

Variante 2. Vorgegeben sind die maximale Aufheizzeit $\Delta\tau_{\max}$ und die maximale Ladetemperatur ϑ_{\max}^{++} . Gesucht werden die Übertemperaturquotienten, der reale mittlere Wärmestrom und die tatsächliche Aufheizzeit. Zur Lösung werde von Gl. (4.2.-22) ausgegangen und der vorläufige Übertemperaturquotient

$$\left(\frac{\vartheta_i^{++}}{\vartheta_{i-1}^{++}} \right)' = 1 + \frac{\tau_i^+ + \Delta\tau_N^+}{\Delta\tau_{\max}} \left(\frac{\vartheta_{\max}^{++}}{\vartheta^+} - 1 \right) \quad (4.2.-27)$$

berechnet. Der weitere Verfahrensweg verläuft analog zur Variante 1, wobei für den Temperaturquotienten zunächst der errechnete vorläufige Wert eingesetzt werden muß. Das ermittelte n' ist vor der weiteren Rechnung abzurunden.

Der Nachteil, daß man rechnerisch auf ganzzahlige Schritte aufbauen muß, ist für den praktischen Betrieb bedeutungslos, da bei konstanter Wärmezufuhr von $\bar{Q}_{E, \max}$ in Wirklichkeit ohnehin keine sprunghafte, sondern eine kontinuierliche Temperaturerhöhung folgt.

Das vorgeschlagene Berechnungsverfahren wird in den Beispielen 3 und 4 des Abschnitts 4.2.1.3. angewendet.

4.2.1.3. Beispiele

Beispiel 1

Das Netz eines Wohngebietes mit regelbaren Abnehmerbeimischstationen wird mit den Parametern $130^\circ\text{C}/70^\circ\text{C}$ im Auslegungszustand betrieben. Die weiteren Daten sind: $\dot{Q}_E^+ = 45 \text{ MW}$, $\tau_i^+ = 120 \text{ s}$, $\Delta\tau_N^+ = 1200 \text{ s}$. Die Massestromverteilung $\dot{m}^+(\tau)$ sei eine lineare Funktion.

Gesucht sind der Wärmestromverlauf bei einem Temperatursprung auf $t_{V,E}^{++} = 150^\circ\text{C}$ zur Zeit $\tau = 0$ und die gespeicherte Wärme.

Lösung

Nach Gl. (4.2.-5) gilt für den modifizierten Reduktionsfaktor

$$1 - \bar{\mu} = \frac{150 - 130}{150 - 70} = 0,25.$$

Weiterhin ergibt sich der Massestrom im Auslegungszustand zu

$$\dot{m}_E^+ = \frac{45 \cdot 10^6}{4200 \cdot (130 - 70)} \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 178,57 \text{ kg/s}.$$

Damit kann Gl. (4.2.-8) ausgewertet werden. Der Einfachheit halber erfolgte eine Umstellung der Zeitkoordinate auf Minuten

$$\dot{Q}_E^{++}(\tau) = \left[1 - 0,25 \frac{\tau - 2}{20} \right] 178,57 \cdot 4200 (150 - 70) \text{ W}.$$

Die lineare Temperaturverteilung lautet:

τ in min	2	4	6	8	10	12
\dot{Q}_E^{++} in MW	60,0	58,5	57,0	55,5	54,0	52,5
τ in min	14	16	18	20	22	
\dot{Q}_E^{++} in MW	51,0	49,5	48,0	46,5	45,0	

Temperatur- und Wärmestromverlauf sind im Bild 4.2.-3 dargestellt.

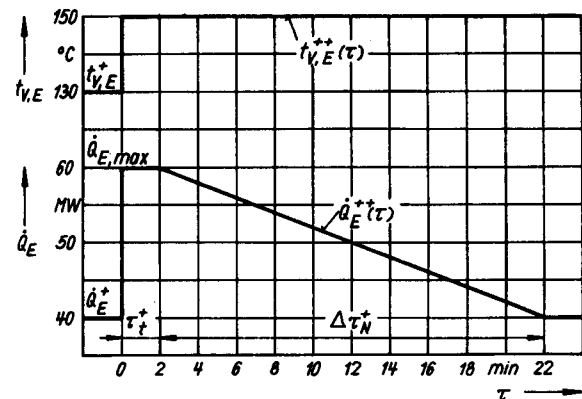


Bild 4.2.-3

Temperatur- und Wärmestromkurve des Beispiels 1

Wie deutlich zu sehen ist, steigt der Wärmestrom sprunghaft zur Zeit $\tau = 0$ auf

$$\dot{Q}_{E, \max} = \frac{\dot{Q}_E^+}{\bar{\mu}}$$

an, bleibt 2 min lang konstant und sinkt dann linear nach der Zeit $(\tau_i^+ + \Delta\tau_N^+) = 22 \text{ min}$ auf den Wert des Auslegungszustandes \dot{Q}_E^+ ab.

Die gespeicherte Wärme berechnet sich nach der Beziehung

$$Q_s = \int_0^{\tau_i^+ + \Delta\tau_N^+} (\dot{Q}_E^{++}(\tau) - \dot{Q}_E^+) d\tau, \quad (4.2.-28)$$

d. h., der über dem Auslegungswärmestrom hinausgehende Wärmestrom wird über den Zeitraum $\tau_i^+ + \Delta\tau_N^+$ summiert. Dabei ist zu beachten, daß der Integrationsbereich bei Vorhandensein singulärer Punkte unterteilt werden muß. Im vorliegenden Fall ergibt sich die einfache Beziehung

$$Q_s = (\dot{Q}_{E, \max} - \dot{Q}_E^+) \tau_i^+ + [0,5(\dot{Q}_{E, \max} + \dot{Q}_E^+) - \dot{Q}_E^+] \times \Delta\tau_N^+ \quad (4.2.-29)$$

$$Q_s = [(60 - 45) \cdot 120 + (0,5(60 + 45) - 45) \cdot 1200] \text{ MWs} = 10800 \text{ MWs}.$$

Beispiel 2

Das im Beispiel 1 gegebene Netz weise bei gleichbleibenden Daten lediglich eine veränderte Massestromver-

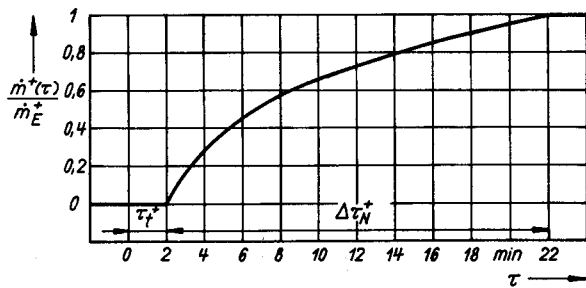


Bild 4.2.-4
Gegebene Massstromfunktion für die Auswertung des Beispiels 2

teilung auf. Sie ist im Bild 4.2.-4 als Verhältniswert zum Durchsatz im Auslegungsfall gegeben.

Lösung

Nach Umstellung der Gl. (4.2.-7) errechnet sich

$$\dot{Q}_E^{++}(\tau) = \left[1 - (1 - \bar{\mu}) \frac{\dot{m}^+(\tau)}{\dot{m}_E^+} \right] \dot{m}_E^+ c (t_{v,E}^{++} - t_{r,E}^+), \quad (4.2.-30)$$

woraus

$$\dot{Q}_E^{++}(\tau) = \left[1 - 0,25 \frac{\dot{m}^+(\tau)}{\dot{m}_E^+} \right] 60 \text{ MW}$$

folgt. Mit den Werten der Grafik ergeben sich:

τ in min	2	4	6	8	10	12
\dot{Q}_E^{++} in MW	60,0	55,8	53,3	51,5	50,1	49,1
τ in min	14	16	18	20	22	
\dot{Q}_E^{++} in MW	48,2	47,3	46,5	45,8	45,0	

Der Verlauf des ins Netz gespeisten Wärmestroms ist im Bild 4.2.-5 dargestellt. Gleichzeitig wurde die Speicher-

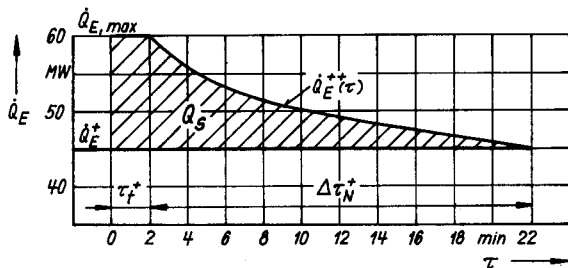


Bild 4.2.-5
Ermittelte Wärmestromkurve als Ergebnis des Beispiels 2

wärme als schraffierte Fläche eingetragen. Q_S kann durch Planimetrieren ermittelt oder mit Hilfe der Trapezformel berechnet werden. Nach dem letztgenannten Verfahren ergibt sich

$$Q_S = 7812 \text{ MWs.}$$

Dies bedeutet, daß infolge der veränderten, netzspezifischen Massstromfunktion nur etwa 72% des im Beispiel 1 berechneten Speicherwertes erreichbar sind.

Beispiel 3

Ausgegangen wird wiederum vom Beispiel 1. Die Temperaturerhöhung soll jedoch in mehreren Stufen erfolgen, wobei die näherungsweise Berechnung nach Abschnitt 4.2.1.2. zugrunde zu legen ist. Der vom Wärmeerzeuger maximal bereitzustellende Wärmestrom beträgt $\dot{Q}_{E,max} = 46,5 \text{ MW}$.

Es sind die Gesamtaufheizzeit und die approximierten Temperaturstufen zu bestimmen.

Lösung

Es wird nach Variante 1 vorgegangen. Aus Gl. (4.2.-17) folgt

$$\left(\frac{\vartheta_t^{++}}{\vartheta_{t-1}^{++}} \right)_{\max} = \frac{\left(2 + 2 \frac{120}{1200} \right) \frac{46,5}{45} - 1}{2 \frac{120}{1200} + 1} = 1,061,$$

und nach Gl. (4.2.-24) ergibt sich mit $\vartheta_{\max}^{++} = 150^\circ\text{C} - 70^\circ\text{C} = 80 \text{ K}$ und $\vartheta^+ = 130^\circ\text{C} - 70^\circ\text{C} = 60 \text{ K}$

$$n' = \frac{\ln \frac{80}{60}}{\ln 1,061} = 4,86.$$

Als ganzzahlige Stufenzahl wird $n = 5$ gewählt. Damit berechnet sich als endgültiger Übertemperaturquotient gemäß Gl. (4.2.-25)

$$\frac{\vartheta_t^{++}}{\vartheta_{t-1}^{++}} = \left(\frac{80}{60} \right)^{1/5} = 1,0592.$$

Die einzelnen Übertemperaturen betragen dann

$$\vartheta_1^{++} = 60,00 \cdot 1,0592 \text{ K} = 63,55 \text{ K}$$

$$\vartheta_2^{++} = 63,55 \cdot 1,0592 \text{ K} = 67,31 \text{ K}$$

$$\vartheta_3^{++} = 67,31 \cdot 1,0592 \text{ K} = 71,29 \text{ K}$$

$$\vartheta_4^{++} = 71,29 \cdot 1,0592 \text{ K} = 75,51 \text{ K}$$

$$\vartheta_5^{++} = 75,51 \cdot 1,0592 \text{ K} = 79,98 \text{ K}.$$

Der reale mittlere Wärmestrom ist nach Gl. (4.2.-26) zu ermitteln.

$$\bar{Q}_{E,max,r} = 45 \frac{1,0592 \left(2 \frac{120}{1200} + 1 \right) + 1}{2 + 2 \frac{120}{1200}} \text{ MW} = 46,45 \text{ MW}.$$

Dieser Wert liegt unter der in der Aufgabenstellung angeführten Maximalleistung.

Die Gesamtaufheizzeit beträgt nach Gl. (4.2.-22)

$$\Delta\tau = (120 + 1200) \frac{\frac{80}{60} - 1}{1,0592 - 1} \text{ s} = 7432 \text{ s} = 124 \text{ min}.$$

Der vermutliche Temperaturverlauf, $(t_{v,E}(\tau))$, der sich bei kontinuierlichem Wärmestrom einstellt, wurde im Bild 4.2.-6 eingezeichnet. Die approximierten Temperaturstufen betragen nach Gl. (4.2.-22) für

$$n = 1 \quad \Delta\tau_1 = 22 \text{ min}$$

$$n = 2 \quad \Delta\tau_2 = 45 \text{ min}$$

$$n = 3 \quad \Delta\tau_3 = 70 \text{ min}$$

$$n = 4 \quad \Delta\tau_4 = 96 \text{ min}$$

$$n = 5 \quad \Delta\tau_5 = 124 \text{ min}.$$

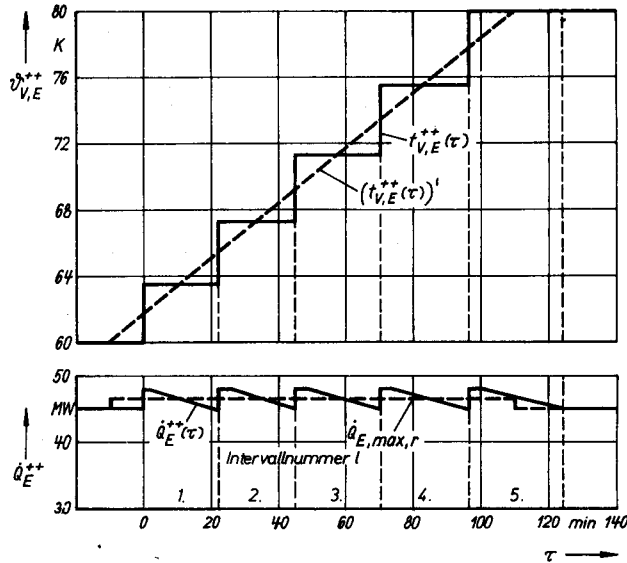


Bild 4.2-6
 Approximierte Temperaturstufen und Wärmestromverläufe sowie vermutlicher kontinuierlicher Temperatur- und Wärmestromverlauf als Ergebnisse des Beispiels 3

Der sägezahnförmige Wärmestromverlauf kann — wie Bild 4.2-6 verdeutlicht — ohne merklichen Fehler durch einen konstanten Wärmestrom ersetzt werden.

Beispiel 4

Das Beispiel 3 ist nach Variante 2 (Abschnitt 4.2.1.2.) erneut durchzurechnen, wobei der maximale Wärmestrom $\bar{Q}_{E,max,r}$ für eine Aufheizzeit von maximal $\Delta\tau_{max} = 4$ h festzulegen ist.

Lösung

Aus Gl. (4.2.-27) folgt der vorläufige Übertemperaturquotient zu

$$\left(\frac{\vartheta_i^{++}}{\vartheta_{i-1}^{++}}\right)' = 1 + \frac{120 + 1200}{4 \cdot 3600} \left(\frac{80}{60} - 1\right) = 1,0306,$$

und mit Gl. (4.2.-24) wird

$$n' = \frac{\ln \frac{80}{60}}{\ln 1,0306} = 9,54.$$

Für die weitere Rechnung ist der abgerundete Wert $n = 9$ zu verwenden. Dafür ergibt sich nach Gl. (4.2.-25) der endgültige Übertemperaturquotient

$$\frac{\vartheta_i^{++}}{\vartheta_{i-1}^{++}} = \left(\frac{80}{60}\right)^{1/9} = 1,0325,$$

und aus Gl. (4.2.-26) errechnet sich der reale mittlere Wärmestrom

$$\begin{aligned} \bar{Q}_{E,max,r} &= 45 \frac{1,0325 \left(2 \frac{120}{1200} + 1\right) + 1}{2 + 2 \frac{120}{1200}} \text{ MW} \\ &= 45,80 \text{ MW}. \end{aligned}$$

Gegenüber dem Beispiel 3 stellt dies eine Leistungssenkung um 0,65 MW dar.

Die Gesamtaufheizzeit beträgt nach Gl. (4.2.-22)

$$\Delta\tau = (120 + 1200) \frac{\frac{80}{60} - 1}{1,0325 - 1} \text{ s} = 3,76 \text{ h}.$$

Dieser Wert liegt unter dem der Aufgabenstellung.

4.2.2. Auf- und Entladung des Netzvorlaufs bei variablen Abnahmebedingungen

Im weiteren wird von den in den Bildern 4.1.-4 bis 4.1.-6 gezeigten Abnehmerschaltungen ausgegangen, wobei nunmehr die Rücklauftemperaturen $t_{R,N}^*(\tau)$ und die Wärmeströme $\dot{Q}^{++}(\tau)$ als Zeitfunktionen Berücksichtigung finden. Vorausgesetzt wird allerdings, daß die Änderungen für alle Abnehmer gleich groß sind und zeitgleich erfolgen. Des weiteren zeichnen sich die Abnahmebedingungen durch eine stets konstante Austrittstemperatur $t_{R,N}^+ \equiv t_{R,E}^+$ aus der Gebäudeheizung aus. Die Definitionsgleichungen (4.2.-11) und (4.2.-12) behalten weiterhin Gültigkeit. Für den zeitlichen Abnehmer-Wärmestrom gelte folgendes Modell:

Die im Vollastfall vorhandene Grundlast \dot{Q}_E^+ , die beispielsweise dem Wärmestrom für die Raumheizung entspricht, bleibt über den betrachteten Zeitraum konstant. Der variable Lastanteil $\dot{Q}_{ww}^0(\tau)$ stellt den Wärmestrom für die Warmwasserbereitung oder für technologische Verbraucher dar. Da die Massestrom- und Temperaturveränderungen infolge der Zeitverschiebungen im Netz komplizierte, überlagerte Funktionen darstellen, wird der Wärmestrom intervallweise als integraler Mittelwert $\dot{Q}_{ww,i}^0$ oder als Integralwert $Q_{ww,k}^0$ erfaßt. Die Zeitschritte nehmen im ersten Fall auf die Transportzeiten $2(\tau_{t,i}^{++} + \Delta\tau_{N,i}^{++})$ bezug, im zweiten Fall sind sie als $\Delta\tau_k$ frei wählbar.

Auf der Grundlage der vorgenannten Modellvorstellungen — insbesondere bezüglich $\dot{Q}_{ww,i}^0$ — und der stufenförmigen Erhöhung der Vorlauftemperatur sind die transportorientierten Intervalllängen technisch begründet sowie der entnommene Massestrom im Intervall l

$$m_{E,i}^{++} = \frac{\dot{Q}_E^+}{c(t_{V,E,i}^{++} - t_{R,E}^+)} = \frac{\dot{Q}_E^+}{c\vartheta_i^{++}} \tag{4.2.-31}$$

und die Rücklauftemperatur am Abnehmeraustritt

$$t_{R,N,i}^{++} = t_{R,E}^+ - \frac{\dot{Q}_{ww,i}^0}{cm_{E,i}^{++}} \tag{4.2.-32}$$

berechenbar.

Obwohl alle Modellvorstellungen Approximationen enthalten, soll der Lösung, die auf den bekannten Zeitintervallen $(\tau_{t,i}^{++} + \Delta\tau_{N,i}^{++})$, $(\tau_{t,i+1}^{++} + \Delta\tau_{N,i+1}^{++})$ usw. aufbaut, zunächst der Vorrang gebühren. Im weiteren Verlauf wird dann im Abschnitt 4.2.2.3. eine praktikablere Näherung für wählbare Zeitintervalle $\Delta\tau_k$ vorgestellt.

4.2.2.1. Näherung für technisch begründete Zeitintervalle

Die Approximationen für die heizungs- und warmwasserseitigen Abnehmer sind im Bild 4.2.-7 dargestellt. Es spielen sich nachfolgende Vorgänge ab:

1. Die Aufheizung des Vorlaufs erfolgt durch eine stufenweise Steigerung der Vorlauftemperatur von $t_{V,E,l-1}^{++}$ auf $t_{V,E,l}^{++}$ usw. Da die Temperatur des Heizungsrücklaufs aus der Gebäudeanlage stets konstant $t_{R,E}^{++}$ bleibt, kann auch mit den Übertemperaturen ϑ^+ (Auslegungszustand) und ϑ_i^{++} gearbeitet werden. Im weiteren sei nur das Zeitintervall l betrachtet. Der umgewälzte Massestrom verringert sich nach der Totzeit $\tau_{i,l-1}^{++}$ im Zeitraum $\Delta\tau_{N,l-1}^{++}$ linear von $\dot{m}_{E,l-1}^{++}$ auf $\dot{m}_{E,l}^{++}$. Dieser Zusammenhang kann auch analog der früher abgeleiteten Massestromfunktion [Gl. (2.1.-8)] dargestellt werden. Die Verweilzeit im Netzvorlauf von der Einspeisestelle bis zum Abnehmer beträgt

$$\tau_l = \tau_{i,l-1}^{++} + \Delta\tau_{N,l-1}^{++} \frac{\dot{m}_l(\tau)}{\dot{m}_{E,l-1}^{++}}, \quad (4.2.-33)$$

woraus die Massestromfunktion M

$$M_l = \frac{\tau_l - \tau_{i,l-1}^{++}}{\Delta\tau_{N,l-1}^{++}} \quad (4.2.-34)$$

angeschrieben werden kann. Dies bedeutet, daß zur Zeit $\tau_l = \tau_{i,l-1}^{++}$ der erste Abnehmer ($M_l = 0$) erreicht ist und zur Zeit $\tau_l = \tau_l^* = \tau_{i,l-1}^{++} + \Delta\tau_{N,l-1}^{++}$ der letzte Abnehmer ($M_l = 1$) beaufschlagt wird. Synchron zur Reduzierung des Massestroms verläuft der Wärmestrom an der Einspeisestelle, der von $\dot{Q}_{E,max,l}$ auf den Auslegungswert \dot{Q}_E^0 sinkt. Nach Abschluß des Netzdurchlaufs ($\tau_l = \tau_l^*$) liegt dann eine veränderte Transportzeit ($\tau_{i,l}^{++}$; $\Delta\tau_{N,l}^{++}$) vor.

2. Der konstante Wärmeentzug des Heizungsrücklaufs um den Betrag $\dot{Q}_{ww,l-1}^0$ bewirkt bei der Massestrom-

reduzierung im Zeitraum $\tau_l = 0$ bis $\tau_l = \tau_{i,l-1}^{++} + \Delta\tau_{N,l-1}^{++}$ eine Rücklaufemperaturveränderung, die bis zur Zeit $\tau_l = \tau_{i,l-1}^{++} + \Delta\tau_{N,l-1}^{++} + \tau_{i,l}^{++} + \Delta\tau_{N,l}^{++}$ nachwirkt. Bei der Ermittlung der Massestromfunktion ist nunmehr analog Gl. (2.1.-9) der Durchfluß durch den Vor- und Rücklauf zu berücksichtigen. Da sich diese von M_l unterscheidet, werde sie M_l' genannt. Für die Durchflußzeit im Vorlauf gilt

$$\tau_{l,v} = \tau_{i,l-1}^{++} + \Delta\tau_{N,l-1}^{++} M_l'. \quad (4.2.-35)$$

Die Durchflußzeit im Rücklauf ist nur näherungsweise erfaßbar. (Sie wäre gleich der im Vorlauf, wenn keine Reduzierung des Massestroms einträte. Es würde sich dann $\Delta\tau_{l,r} = \tau_{i,l-1}^{++} + \Delta\tau_{N,l-1}^{++} M_l'$ ergeben, woraus $\tau_l = \tau_{l,v} + \Delta\tau_{l,r} = 2\tau_{i,l-1}^{++} + 2\Delta\tau_{N,l-1}^{++} M_l'$ und damit

$$M_l' = \frac{\tau_l - 2\tau_{i,l-1}^{++}}{2\Delta\tau_{N,l-1}^{++}} \quad (4.2.-36)$$

folgte. Es besteht Identität zu Gl. (2.1.-9). Im vorliegenden Fall tritt jedoch eine Massestromreduzierung ein, wodurch sich die Durchflußzeit erhöht. Im unbeeinflussten Fall würde der Massestrom $\dot{m}_{E,l-1}^{++}$ fließen. Von den beaufschlagten Abnehmern wird aber nicht der anteilige Massestrom $\dot{m}_l(\tau)$, sondern nur der mit dem Faktor $\beta_l = \vartheta_{i-1}^+/\vartheta_i^{++}$ reduzierte Wert durchgelassen. Diese Reduzierung beginnt zur Zeit $\tau_l = \tau_{i,l-1}^{++}$ und endet nach Erreichen des letzten Abnehmers, also zur Zeit $\tau_l = \tau_{i,l-1}^{++} + \Delta\tau_{N,l-1}^{++}$. Da dies die Transportzeit im Vorlauf darstellt, ist die Massestromfunktion M_l nach Gl. (4.2.-34) maßgebend. Allerdings muß mit den jeweiligen zeitlichen Mittelwerten \bar{M}_l gearbeitet werden. Es gilt dann näherungsweise

$$\begin{aligned} \Delta\tau_{l,r} &= (\tau_{i,l-1}^{++} + \Delta\tau_{N,l-1}^{++} M_l') \frac{\dot{m}_{E,l-1}^{++}}{\dot{m}_{E,l-1}^{++} - \bar{m}_l(\tau) + \beta_l \bar{m}_l(\tau)} \\ &= (\tau_{i,l-1}^{++} + \Delta\tau_{N,l-1}^{++} M_l') \frac{1}{1 - \bar{M}_l(1 - \beta_l)}. \end{aligned} \quad (4.2.-37)$$

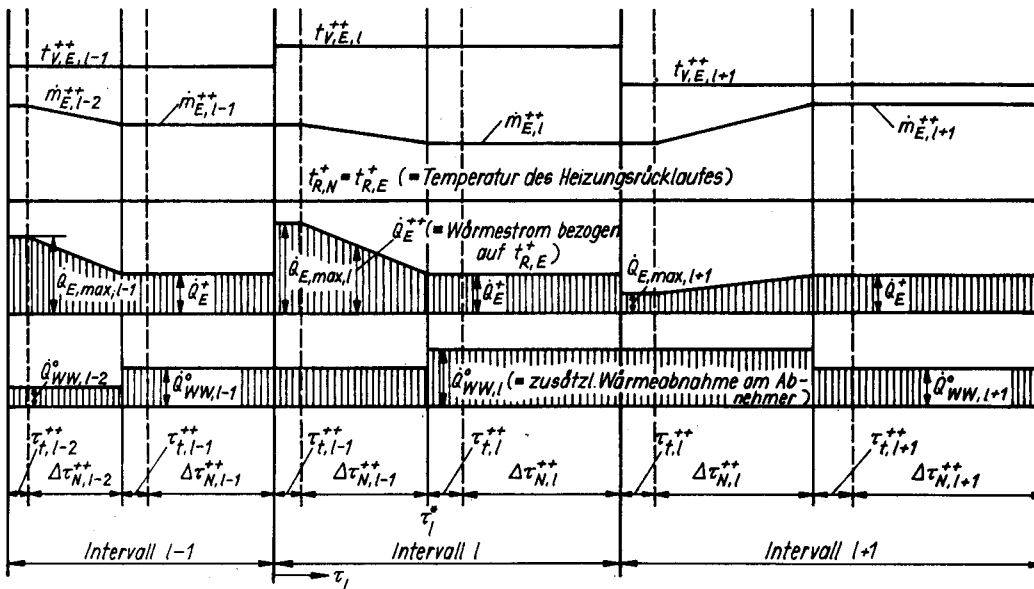


Bild 4.2.-7 Temperatur-, Masse- und Wärmestromverläufe in drei zeitlich aufeinanderfolgenden Intervallen

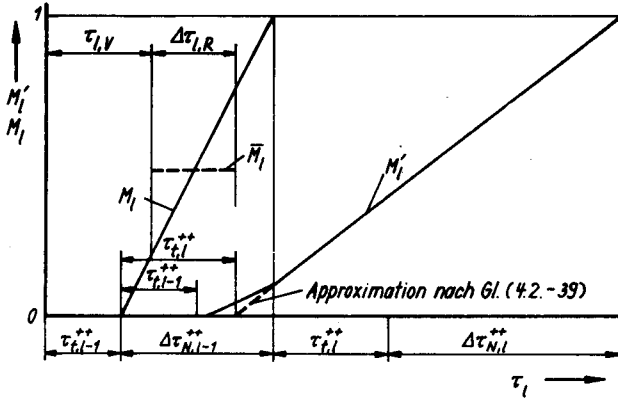


Bild 4.2-8
Verläufe der Massestromkurve M_i (Vorlauf) und M'_i (Vor- und Rücklauf) im Intervall I

Im Bild 4.2-8 sind die beiden Massestromfunktionen M_i und M'_i gegenübergestellt. Der genannte Mittelwert ist durch Integration über die jeweilige Transportzeit im Rücklauf $\Delta\tau_{i,R}$ zu ermitteln:

$$\bar{M}_i = \frac{1}{\Delta\tau_{i,R}} \int_{\tau_{i,V}}^{\tau_{i,V} + \Delta\tau_{i,R}} M_i d\tau_i. \quad (4.2.-38)$$

Setzt man diesen Term in Gl. (4.2.-37) ein, so entsteht eine inhomogene Integralgleichung, die mit einfachen mathematischen Mitteln nicht lösbar ist. Zum besseren Einblick in die Problematik werden nachfolgend einige Grenzparameter probeweise eingesetzt:

- $M'_i = 0$ (Beginn der Reaktion, d. h., der durch die Änderung beeinflusste Wasserstrom kommt gerade an den Netzeintritt zurück)

Aus den Gln. (4.2.-35) und (4.2.-37) ergeben sich hierfür

$$\tau_i = \tau_{i,l-1}^* \left(1 + \frac{1}{1 - \bar{M}_i(1 - \beta_i)} \right).$$

Für $\tau_{i,l-1}^* \ll \Delta\tau_{N,i-1}^*$ wird nach Gl. (4.2.-38) und Bild 4.2-9 $\bar{M}_i \approx 0$ und damit

$$\tau_i \approx 2\tau_{i,l-1}^*.$$

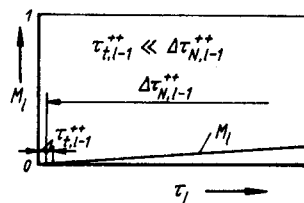


Bild 4.2-9
Spezielle Massestromkurve für sehr kleine Totzeiten

Für $\tau_{i,l-1}^* \gg \Delta\tau_{N,i-1}^*$ wird nach Gl. (4.2.-37) und Bild 4.2-10 $\bar{M}_i \approx 1$ und damit

$$\tau_i \approx \tau_{i,l-1}^* \left(1 + \frac{1}{\beta_i} \right) = \tau_{i,l-1}^* + \tau_{i,l}^{*+}.$$

Die Ergebnisse zeigen, daß der Beginn der Reaktion in Wirklichkeit zwischen den Zeitmarken $\tau_i = 2\tau_{i,l-1}^*$ und $\tau_i = \tau_{i,l-1}^* + \tau_{i,l}^{*+}$ liegt (vgl. auch Bild 4.2-8).

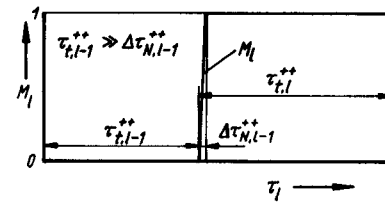


Bild 4.2-10
Spezielle Massestromkurve für sehr große Totzeiten

- $M'_i = 1$ (Ende der Reaktion)
Zur Zeit $\tau_i = \tau_{i,l-1}^* + \Delta\tau_{N,i-1}^*$ wird $M_i = 1$ erreicht. Dieser Wert bleibt in der Folgezeit erhalten, so daß $\bar{M}_i = 1$ gilt. Damit folgt die Summe aus den Gln. (4.2.-35) und (4.2.-37) zu

$$\tau_i = (\tau_{i,l-1}^* + \Delta\tau_{N,i-1}^*) \left(1 + \frac{1}{\beta_i} \right).$$

Erfolgte die Temperaturänderung $\beta_i = \vartheta_{i-1}^{*+}/\vartheta_i^{*+}$ zur Zeit $\tau_i = 0$, dann ergibt sich

$$\tau_i = \tau_{i,l-1}^* + \Delta\tau_{N,i-1}^* + \tau_{i,l}^{*+} + \Delta\tau_{N,i}^{*+}.$$

Nach diesen Feststellungen kann als Approximation für die Massestromfunktion

$$M'_i = \frac{\tau_i - \tau_{i,l-1}^* \left(1 + \frac{1}{\beta_i} \right)}{\Delta\tau_{N,i-1}^* \left(1 + \frac{1}{\beta_i} \right)} = \frac{\beta_i}{1 + \beta_i} \frac{\tau_i - \tau_{i,l-1}^*}{\Delta\tau_{N,i-1}^*} \quad (4.2.-39)$$

empfohlen werden. Diese Gleichung gilt für $\tau_i \geq \tau_i^* = \tau_{i,l-1}^* + \Delta\tau_{N,i-1}^*$ exakt, da $\bar{M}_i = 1$ ist.

- Die zur Zeit $\tau_i = \tau_i^*$ (Bild 4.2-7) sprunghaft vergrößerte Auskühlung des Rücklaufwassers infolge der Wärmestromzunahme ($\dot{Q}_{ww,i}^0 - \dot{Q}_{ww,i-1}^0$) ergibt eine lineare Massestromverteilung, da die Durchlaufzeiten im Rücklauf während des Zeitintervalls $\tau_i = \tau_i^*$ bis $\tau_i = \tau_i^* + \tau_{i,l}^{*+} + \Delta\tau_{N,i}^{*+}$ konstant sind. Es gelten $\tau_i - \tau_i^* = \tau_{i,l}^{*+} + \Delta\tau_{N,i}^{*+} M_i''$ und

$$M_i'' = \frac{\tau_i - \tau_i^* - \tau_{i,l}^{*+}}{\Delta\tau_{N,i}^{*+}}. \quad (4.2.-40)$$

Nunmehr können die anteiligen Wärmeströme im Intervall I , welche an der Einspeisestelle zuzuführen sind, zusammengestellt werden:

- Für die Heizung ergibt sich

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{E,H,i}^{*+} &= \dot{m}_{E,i-1}^{*+} M_i \beta_i c \vartheta_i^{*+} + \dot{m}_{E,i-1}^{*+} (1 - M_i) c \vartheta_i^{*+} \\ &= \dot{Q}_{E,\max} \beta_i M_i + \dot{Q}_{E,\max} (1 - M_i) \\ &= \dot{Q}_{E,\max} [\beta_i M_i + (1 - M_i)], \end{aligned} \quad (4.2.-41)$$

wobei für $\tau_i < \tau_{i,l-1}^* M_i = 0$ und für $\tau_i > \tau_{i,l-1}^* + \Delta\tau_{N,i-1}^* M_i = 1$ gelten.

- Der Wärmestrom an der Einspeisestelle zur Deckung von $\dot{Q}_{ww,i-1}^0$, der infolge der Massestromreduzierung ebenfalls eine Zeitfunktion darstellt, kann wie folgt geschrieben werden:

Die Temperaturabsenkung des Rücklaufwassers wirkt über das gesamte Intervall I . Sie beträgt zu Beginn

$$\Delta\vartheta_{i-1}^{*+} = \frac{\dot{Q}_{ww,i-1}^0}{c \dot{m}_{E,i-1}^{*+}}$$

und am Ende

$$\Delta \vartheta_i^{++} = \frac{\dot{Q}_{\text{ww},i-1}^0}{c \dot{m}_{E,i}^{++}} = \frac{\Delta \vartheta_{i-1}^{++}}{\beta_i}$$

Der Massestrom verringert sich bekanntermaßen von $\dot{m}_{E,i-1}^{++}$ auf $\dot{m}_{E,i}^{++} = \dot{m}_{E,i-1}^{++} \beta_i$. Während beim ersten Vorgang M'_i maßgebend ist, muß im zweiten Fall M_i angesetzt werden. Für den Wärmestrom gilt somit

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{E,\text{ww},i}^{++} &= c \Delta \vartheta \dot{m}_E \\ &= c \Delta \vartheta_{i-1}^{++} \left[(1 - M'_i) + \frac{M'_i}{\beta_i} \right] \dot{m}_{E,i-1}^{++} [(1 - M_i) + M_i \beta_i] \\ &= \dot{Q}_{\text{ww},i-1}^0 \left[1 - M'_i + \frac{M'_i}{\beta_i} \right] [1 - M_i + M_i \beta_i] \end{aligned} \quad (4.2.-42)$$

Wenn diese Gleichung richtig ist, muß sich sowohl für $\tau_i = 0$ als auch für $\tau_i = \tau_{i,i-1}^{++} + \Delta \tau_{N,i-1}^{++} + \tau_{i,i}^{++} + \Delta \tau_{N,i}^{++}$ stets der Wert $\dot{Q}_{\text{ww},i-1}^0$ ergeben, da es sich um eine konstante Belastung handelt und die zeitlichen Veränderungen am Ende des Intervalls l wieder zu einem quasistationären Zustand führen. Zwischenzeitliche Abweichungen sind durch ablaufende Speicher- bzw. Entspeicherungsvorgänge denkbar. Schließlich ergibt die Überprüfung für $M'_i = M_i = 0$ und für $M'_i = M_i = 1$ tatsächlich den Wert $\dot{Q}_{\text{ww},i-1}^0$. Betrachtet man beispielsweise die im Bild 4.2.-8 gegebenen Kurven M'_i und M_i als quantitativ verbindlich, so würde sich der im Bild 4.2.-11 dargestellte Wärmestromverlauf im Zeitintervall l ergeben. Die schraffierte Fläche kennzeichnet den Fehlbetrag, der durch die Entspeicherung des Rücklaufs gedeckt wird.

3. Die Kompensation des zusätzlichen Wärmestroms $\dot{Q}_{\text{ww},i}^0 - \dot{Q}_{\text{ww},i-1}^0$ führt nur zur Beeinflussung im zweiten Abschnitt des Zeitintervalls l . Dies bedeutet, daß M''_i nach Gl. (4.2.-40) für die analytische Formulierung des Wärmestroms zu verwenden ist. Es gilt

$$\dot{Q}_{E,\text{ww},i}^{++} = M''_i (\dot{Q}_{\text{ww},i}^0 - \dot{Q}_{\text{ww},i-1}^0), \quad (4.2.-43)$$

wobei für $\tau_i < \tau_i^* + \tau_{i,i}^{++}$ $M''_i = 0$ und für $\tau_i > \tau_i^* + \tau_{i,i}^{++} + \Delta \tau_{N,i}^{++}$ $M''_i = 1$ anzusetzen sind.

Die Integration der einzelnen Summanden, d. h. der Gln. (4.2.-41) bis (4.2.-43), über den gesamten Intervallbereich l ergibt dann die im Intervall l eingespeiste Wärme Q_l . Die einzelnen Integrale lauten, wenn für die Zeitgrenzen die Abkürzungen $\tau'_i = 0$ und $\tau''_i = \tau_{i,i-1}^{++} + \Delta \tau_{N,i-1}^{++} + \tau_{i,i}^{++} + \Delta \tau_{N,i}^{++}$ eingesetzt und die Unterteilungen entsprechend den Singularitäten beachtet werden:

$$\int_0^{\tau''_i} \dot{Q}_{E,\text{max}} [\beta_i M_i + (1 - M_i)] d\tau$$

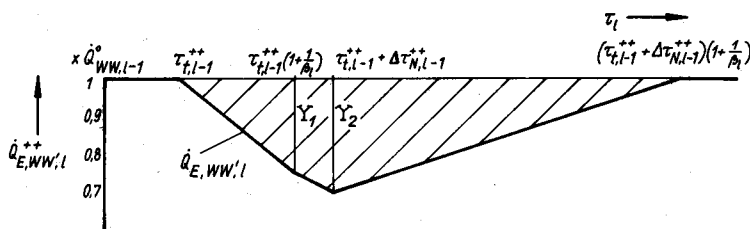


Bild 4.2.-11

Approximierter partieller Wärmestrom für die Warmwasserbereitung an der Einspeisestelle im Verlauf des Zeitintervalls l

$$\begin{aligned} &= \dot{Q}_{E,\text{max}} \tau_{i,i-1}^{++} + \frac{\dot{Q}_{E,\text{max}} + \dot{Q}_E^+}{2} \Delta \tau_{N,i-1}^{++} \\ &\quad + \dot{Q}_E^+ (\tau_{i,i}^{++} + \Delta \tau_{N,i}^{++}). \end{aligned} \quad (4.2.-44)$$

Diese Wärmemenge ist im Bild 4.2.-7 bereits veranschaulicht und wäre natürlich auch von dort ableitbar gewesen.

Diese Möglichkeit wird bei der Lösung der folgenden Integrale genutzt. Ausgehend von Bild 4.2.-11 und Gl. (4.2.-42), berechnen sich

$$Y_1 = (1 - \beta_i) \frac{\tau_{i,i}^{++}}{\Delta \tau_{N,i-1}^{++}} \dot{Q}_{\text{ww},i-1}^0$$

$$Y_2 = \left\{ 1 - \beta_i \left[1 + \frac{1 - \beta_i}{1 + \beta_i} (\tau_{i,i-1}^{++} + \Delta \tau_{N,i-1}^{++}) - \tau_{i,i}^{++} (1 - \beta_i) \right] \right\}$$

$$\times \dot{Q}_{\text{ww},i-1}^0$$

$$\int_0^{\tau'_i} \dot{Q}_{\text{ww},i-1}^0 \left[1 - M'_i + \frac{M'_i}{\beta_i} \right] [1 - M_i + M_i \beta_i] d\tau$$

$$= \dot{Q}_{\text{ww},i-1}^0 \left[(\tau_{i,i-1}^{++} + \Delta \tau_{N,i-1}^{++}) \left(1 + \frac{1}{\beta_i} \right) - \tau_{i,i}^{++} \frac{Y_1}{2} \right]$$

$$- (\Delta \tau_{N,i-1}^{++} - \tau_{i,i}^{++}) \left(\frac{Y_1}{2} + \frac{Y_2}{2} \right) - (\tau_{i,i}^{++} + \Delta \tau_{N,i}^{++}) \frac{Y_2}{2}]$$

$$(4.2.-45)$$

$$\int_0^{\tau''_i} M''_i (\dot{Q}_{\text{ww},i}^0 - \dot{Q}_{\text{ww},i-1}^0) d\tau = (\dot{Q}_{\text{ww},i}^0 - \dot{Q}_{\text{ww},i-1}^0) \frac{\Delta \tau_{N,i}^{++}}{2}$$

$$(4.2.-46)$$

4.2.2.2. Mittlere Wärmezufuhr und Speicherwärme

Die in einem Intervall zugeführte Wärme Q_l wird durch die drei Gln. (4.2.-44), (4.2.-45) und (4.2.-46) repräsentiert. Der im Mittel zugeführte Wärmestrom ergibt sich zu

$$\bar{Q}_l = \frac{Q_l}{\tau_{i,i-1}^{++} + \Delta \tau_{N,i-1}^{++} + \tau_{i,i}^{++} + \Delta \tau_{N,i}^{++}} \quad (4.2.-47)$$

Nach aufwendiger Rechnung könnte das Verhältnis der Übertemperaturen $\vartheta_i^{++}/\vartheta_{i-1}^{++}$ ähnlich wie bei Gl. (4.2.-17) bestimmt werden. Nachteilig ist aber, daß bei den üblichen Belastungsverläufen $\dot{Q}_{\text{ww}}^0(\tau)$ zwischen den stufenförmigen Belastungswerten $\dot{Q}_{\text{ww},i-1}^0$, $\dot{Q}_{\text{ww},i}^0$ usw. kein gesetzmäßiger Zusammenhang besteht, so daß $\vartheta_i^{++}/\vartheta_{i-1}^{++}$ für jedes Intervall l unterschiedlich sein wird. In der Regel ist sogar eine Iteration erforderlich, da einerseits die Wahl von ϑ_i^{++} den Zeitschritt ($\tau_{i,i}^{++}$, $\Delta \tau_{N,i}^{++}$) und damit den integralen Mittelwert $\dot{Q}_{\text{ww},i}^0$ bestimmt und andererseits die letztgenannte Größe in die Gl. (4.2.-47) eingeht,

aus der dann für eine vorgegebene Wärmezufuhr \bar{Q} , wiederum $\vartheta_i^{++}/\vartheta_{i-1}^{++}$ ermittelt werden kann.

Von besonderem Interesse sind noch die im Vorlauf- und Rücklauf-Netzteil ge- bzw. entspeicherten Wärmemengen. Sie stellen sich anschaulich dar, wenn man die an die Abnehmer übergebenen Wärmemengen den an der Einspeisestelle zugeführten — repräsentiert als Flächen — gegenüberstellt.

Vorlauf

Wird gemäß Bild 4.2.-7 (Intervall l) für die Heizung konstant \dot{Q}_E^+ benötigt, aber eine höhere Vorlauftemperatur $\vartheta_i^{++} > \vartheta_{i-1}^{++}$ gefahren, dann kann im Netzvorlauf die Wärme $Q_{s,v,l} > 0$ (vgl. Bild 4.2.-12) gespeichert werden.

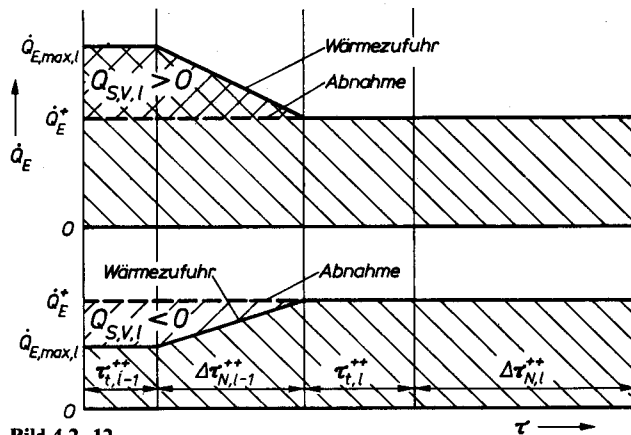


Bild 4.2.-12
Grafische Veranschaulichung der Speicherwärmen im Netzvorlauf infolge Vorlauf-temperaturänderungen bei konstanter Abnahme \dot{Q}_E^+

Eine Entladung ist möglich, wenn $\vartheta_i^{++} < \vartheta_{i-1}^{++}$ vorliegt. Um eine ordnungsgemäße heizungstechnische Versorgung zu gewährleisten, muß aber $\vartheta_i^{++} > \vartheta^+$ gelten, d. h., die Entladung des Vorlauf-Netzteils ist nur bis auf die Auslegungstemperatur im Vollastfall möglich. Die entspeicherte Wärme $Q_{s,v,l} < 0$ ist ebenfalls im Bild 4.2.-12 veranschaulicht.

Rücklauf

Das Rücklauf-Netzteil kann passiv aufgeladen oder entladen werden, wenn die Auskühlung des Rücklaufwassers eine Veränderung erfährt. Dies erfolgt durch einen veränderten Massestrom $\dot{m}_{E,l}^{++}$ oder den Wärmestrom $\dot{Q}_{ww,l}^{++}$. Steigt beispielsweise die Rücklaufauskühlung durch eine

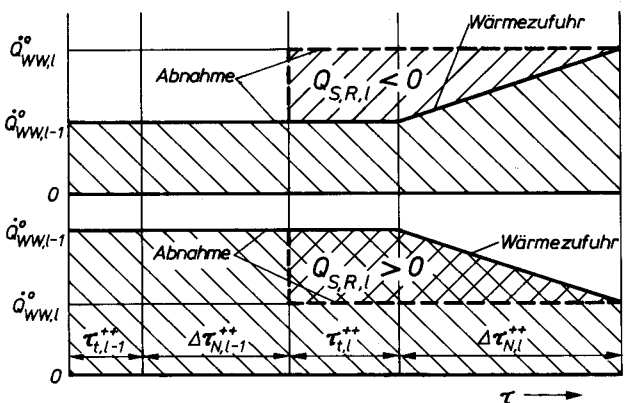


Bild 4.2.-13
Grafische Veranschaulichung der Speicherwärmen im Netzrücklauf infolge veränderter Rücklaufauskühlung durch unterschiedliche Abnahme \dot{Q}_{ww}^0

Erhöhung der Belastung (vgl. Intervall l , Bild 4.2.-7), dann vollzieht sich eine teilweise Entspeicherung des Rücklaufs. Es gilt $Q_{s,r,l} < 0$. Die zugehörige Fläche ist im Bild 4.2.-13 hervorgehoben. Der umgekehrte Fall — die Rücklaufspeicherung $Q_{s,r,l} > 0$ infolge Lastsenkung — wurde ebenfalls in diesem Bild abgehandelt. Die gezeigten Varianten stellen jeweils einfache, besonders anschauliche Fälle dar. In Wirklichkeit ergeben sich auch vielfach überlagerte Vorgänge von Masse- und Wärmestromänderungen, so daß die die Speicherwärme repräsentierenden Flächen mitunter recht komplizierte Gebilde ergeben. Eine Variante wurde bereits im Bild 4.2.-11 abgehandelt.

Quantitativ läßt sich die ge- bzw. entspeicherte Wärme vorzeichengetreu berechnen, wenn die Wärmeabnahme von der Wärmezufuhr subtrahiert wird. Die Wärmezufuhr ist durch die Integrale der Gln. (4.2.-44) bis (4.2.-46) gegeben.

Das Verfahren enthält einige entscheidende Nachteile: — Die Wärmeabnahme ist in Stufen, deren Zeitkoordinate meist sogar iterativ ermittelt werden muß, zu erfassen.

— Die Berechnung der Wärmezufuhr gestaltet sich verhältnismäßig aufwendig.

— Die Wärmespeicherung in den Rohrwandungen bleibt unberücksichtigt.

— Die Zeitkonstanten des Netzes müssen bekannt sein. Für den praktischen Gebrauch wird deshalb eine weitergehende Näherung vorgeschlagen. (Beispielrechnungen ergaben eine sehr gute Übereinstimmung der beiden Methoden.)

4.2.2.3. Näherungsverfahren für wählbare Zeitabschnitte

Da in Wirklichkeit ohnehin kein stufenförmiger Betrieb erfolgt, ist eine Näherung, die auf einem einfachen Bilanzverfahren aufbaut, möglich. Als Grundlage dient die Bilanzgleichung

$$\bar{Q} \Delta\tau = Q_{s,v} + Q_{s,r} + \dot{Q}_E^+ \Delta\tau + \int_{\Delta\tau} \dot{Q}_{ww}^0(\tau) d\tau, \quad (4.2.-48)$$

die für den Zeitschritt $\Delta\tau$ aufgestellt wurde. Es bedeuten \bar{Q} mittlere Wärmezufuhr im Zeitintervall $\Delta\tau$ $Q_{s,v}, Q_{s,r}$ im Vor- bzw. Rücklauf einschließlich Rohrmaterial ge- bzw. entspeicherte Wärmemenge, bezogen auf $\Delta\tau$

\dot{Q}_E^+ konstanter Wärmestrom für die Heizungsanlage

$\dot{Q}_{ww}^0(\tau)$ zeitabhängiger Wärmestrom für die Warmwasserbereitung, die nach dem Prinzip der Rücklaufauskühlung arbeitet.

Die Wahl der Zeitintervalle $\Delta\tau$ hat einen entscheidenden Einfluß auf den Bearbeitungsaufwand und die Genauigkeit des Verfahrens. Sie sollten zunächst so groß gewählt werden, daß etwa ein oder ein halber Wasserumlauf abgeschlossen ist. Die längste Zeitspanne ergibt sich daher bei der höchsten Übertemperatur ϑ_{max}^{++} . Es gelten somit

$$\Delta\tau' = 2(\tau_i^{++} + \Delta\tau_N^{++})_{max} = 2(\tau_i^+ + \Delta\tau_N^+) \frac{\vartheta_{max}^{++}}{\vartheta^+}$$

bzw.

$$\Delta\tau = 0,5\Delta\tau' \quad (4.2.-49)$$

Eines dieser Zeitintervalle wird dann als Zeitintervall $\Delta\tau_k$ deklariert.

Für die Ermittlung der im Vor- und Rücklauf gespeicherten Wärme und der vorhandenen mittleren Medientemperaturen ist die Kenntnis der Füllmasse im Vorlauf- und Rücklauf-Netzteil erforderlich. Zwischen der Anlagenfüllmasse und der Massestromfunktion besteht der Zusammenhang

$$m_{Anl} = \dot{m}_E^+ \int_0^{2(\tau_i^+ + \Delta\tau_N^+)} (1 - M) d\tau, \quad (4.2.-50)$$

wobei M die relative Massestromfunktion für den Netzgesamtdurchlauf darstellt. Für den Sonderfall einer linearen Verteilung gilt analog zu Gl. (2.1.-9) bzw. (4.2.-36):

$$M = \frac{\tau - 2\tau_i^+}{2\Delta\tau_N^+} \quad \text{für } 2\tau_i^+ \leq \tau \leq 2(\tau_i^+ + \Delta\tau_N^+)$$

$$M = 0 \quad \text{für } \tau < 2\tau_i^+. \quad (4.2.-51)$$

Das Integral der Gl. (4.2.-50) ist somit abschnittsweise zu lösen; dies bedeutet

$$m_{Anl} = \dot{m}_E^+ \left\{ \int_0^{2(\tau_i^+ + \Delta\tau_N^+)} d\tau - \int_{2\tau_i^+}^{2(\tau_i^+ + \Delta\tau_N^+)} \frac{\tau - 2\tau_i^+}{2\Delta\tau_N^+} d\tau \right\}$$

$$= \dot{m}_E^+ \left\{ 2(\tau_i^+ + \Delta\tau_N^+) - \frac{1}{2\Delta\tau_N^+} \times [2(\tau_i^{+2} + 2\tau_i^+ \Delta\tau_N^+ + \Delta\tau_N^{+2} - \tau_i^2) - 4\tau_i^+ \Delta\tau_N^+] \right\}$$

$$= \dot{m}_E^+ (2\tau_i^+ + \Delta\tau_N^+). \quad (4.2.-52)$$

Das Ergebnis ist anschaulich erklärbar, denn der Anlageninhalt ergibt sich aus dem umgewälzten Massestrom, multipliziert mit der Durchlaufzeit, die über den Verbrauchsschwerpunkt gebildet wird. Der Einfachheit halber werde die Anlagenmasse je zur Hälfte dem Netzvorlauf- und dem Netzurücklaufteil zugeordnet.

Weiterhin ist es möglich, die Speicherkapazität der Rohrleitungen zu berücksichtigen. Es gilt für die Summe der Wärmekapazitäten des Vorlauf- und Rücklauf-Netzteils

$$C_V = C_R = \frac{1}{2} (cm_{Anl})_W \left[1 + \frac{(cm)_{Stahl}}{(cm_{Anl})_W} \right] = \frac{1}{2} (cm_{Anl})_W z. \quad (4.2.-53)$$

Der Faktor z ist in der Tabelle 2.2.-1 für diverse Rohrdurchmesser angegeben.

Die Temperaturänderungen des Netzinhaltswassers, die an die Speichervorgänge gebunden sind, ergeben sich zu

$$\Delta t_V = \frac{Q_{S,V}}{C_V}; \quad \Delta t_R = \frac{Q_{S,R}}{C_R}. \quad (4.2.-54)$$

Nach der in Verbindung mit den Bildern 4.2.-12 und 4.2.-13 getroffenen Vorzeichenregelung wird der Speicher- bzw. Entspeichervorgang durch eine positive bzw. negative Temperaturänderung logisch richtig wiedergegeben.

Während bei der bisherigen Auswertung von stufenförmig veränderten Belastungen ausgegangen wurde, werden diese jetzt als Summenwerte über die Zeitintervalle $\Delta\tau_k$ erfaßt. Gemäß Bild 4.2.-14 sind die Grundlast \dot{Q}_E^+ (Auslegungsfall) und der mittlere Einspeisewärmestrom \bar{Q}_k im Intervall k gegeben. Der Gesamtwärmeverbrauch $\dot{Q}_{WW}^0(\tau)$ ist mathematisch exakt als

$$Q_{WW,k}^0 = \int_{\Delta\tau_k} \dot{Q}_{WW}^0(\tau) d\tau \quad (4.2.-55)$$

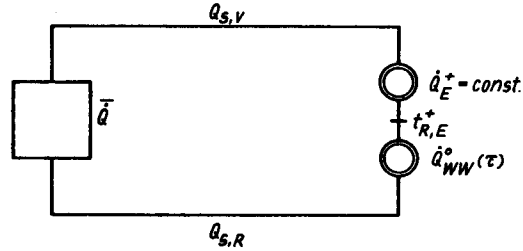


Bild 4.2.-14
Schematische Veranschaulichung der Wärmeströme und der möglichen Speicherwärmern

zu ermitteln oder nach optischer Mittelwertbildung

$$Q_{WW,k}^0 = \bar{Q}_{WW,k}^0 \Delta\tau_k \quad (4.2.-56)$$

zu berechnen. Im Gegensatz zu der im Abschnitt 4.2.2.1. vorgestellten Berechnungsart liegt hier der Zeitschritt von vornherein unabänderlich fest. Aufbauend auf Gl. (4.2.-48), muß die Bilanz sowohl für $\Delta\tau_k = \Delta\tau'$ als auch für $\Delta\tau_k = \Delta\tau$

$$\bar{Q}_k \Delta\tau_k = Q_{S,V} + Q_{S,R} + \dot{Q}_E^+ \Delta\tau_k + Q_{WW,k}^0 \quad (4.2.-57)$$

gelten. Zunächst verbleiben in der Gleichung aber noch zwei Unbekannte, nämlich $Q_{S,V}$ und $Q_{S,R}$, d. h., es ist noch unklar, welche Wärmemengen im Vorlauf- und Rücklauf-Netzteil gespeichert werden. Eine Aussage ist aus der stets konstanten Abnehmer-Zwischentemperatur $t_{R,E}^+$ zu gewinnen. Im weiteren Verlauf sind zwei Berechnungsvarianten zu untersuchen.

1. Variante $\Delta\tau_k = \Delta\tau'$ (gesamter Wasserumlauf)

Für die neue Rücklauftemperatur gilt dann

$$t_{R,E,k}^{++} = t_{R,E}^+ - \frac{Q_{WW,k}^0}{cm_{E,k}^{++} \Delta\tau_k} = t_{R,E}^+ - \frac{\bar{Q}_{WW,k}^0}{cm_{E,k}^{++}}. \quad (4.2.-58)$$

Der Massestrom $\dot{m}_{E,k}^{++}$ ist zunächst noch unbekannt. Die im Rücklauf-Netzteil gespeicherte Wärme ergibt sich nach Gl. (4.2.-54) zu

$$Q_{S,R,k} = C_R (t_{R,E,k}^{++} - t_{R,E,k-1}^{++}). \quad (4.2.-59)$$

Aus Gl. (4.2.-57) berechnet sich die im Vorlauf gespeicherte Wärme

$$Q_{S,V,k} = C_V (t_{V,E,k}^{++} - t_{V,E,k-1}^{++}) = \bar{Q}_k \Delta\tau_k - C_R (t_{R,E,k}^{++} - t_{R,E,k-1}^{++}) - \dot{Q}_E^+ \Delta\tau_k - Q_{WW,k}^0, \quad (4.2.-60)$$

woraus die neue Vorlauftemperatur eliminiert werden kann. Für $C_V = C_R$ gilt

$$t_{V,E,k}^{++} = t_{V,E,k-1}^{++} + \frac{(\bar{Q}_k - \dot{Q}_E^+) \Delta\tau_k - Q_{WW,k}^0}{C_V} - t_{R,E,k}^{++} + t_{R,E,k-1}^{++}. \quad (4.2.-61)$$

Der aktuelle Massestrom ergibt sich aus der Durchlaßfähigkeit der Heizungsabnehmer. Es folgt summativ über alle Abnehmer

$$\dot{m}_{E,k}^{++} = \frac{\dot{Q}_E^+}{c(t_{V,E,k}^{++} - t_{R,E}^+)} \quad (4.2.-62)$$

Damit können die Gln. (4.2.-58) und (4.2.-62) nacheinander in Gl. (4.2.-61) substituiert werden. Es ergibt sich schrittweise

$$t_{V,E,k}^{++} = t_{V,E,k-1}^{++} + \frac{(\bar{Q}_k - \dot{Q}_E^+) \Delta\tau_k - Q_{WW,k}^0}{C_V} - t_{R,E}^+ + \frac{Q_{WW,k}^0(t_{V,E,k}^{++} - t_{R,E}^+)}{\Delta\tau_k \dot{Q}_E^+} + t_{R,E,k-1}^{++} \quad (4.2.-63)$$

$$t_{V,E,k}^{++} = t_{R,E}^+ + \frac{(\bar{Q}_k - \dot{Q}_E^+) \Delta\tau_k - Q_{WW,k}^0}{C_V} + t_{V,E,k-1}^{++} + t_{R,E,k-1}^{++} - 2t_{R,E}^+ + \frac{Q_{WW,k}^0}{\Delta\tau_k \dot{Q}_E^+} \quad (4.2.-64)$$

Damit ist die neue Vorlauftemperatur am Ende des betrachteten Zeitintervalls k gefunden.

2. Variante $\Delta\tau_k = \Delta\tau$ (halber Wasserumlauf)

Die neue Rücklaufftemperatur wird mit dem früheren Massestrom ermittelt. Der Fehler, der dabei zustande kommt, werde — um Iterationen zu vermeiden — bewußt in Kauf genommen. Vorteilhaft ist bei den relativ kleinen Zeitschritten die genauere Erfassung des Belastungsverlaufs $\dot{Q}_{WW}^0(\tau)$. Es gilt für die Rücklaufftemperatur

$$t_{R,E,k}^{++} = t_{R,E}^+ - \frac{Q_{WW,k}^0}{cm_{E,k-1}^{++} \Delta\tau_k} = t_{R,E}^+ - \frac{\bar{Q}_{WW,k}^0}{cm_{E,k-1}^{++}} \quad (4.2.-65)$$

Die Gln. (4.2.-59) bis (4.2.-62) gelten gleichermaßen wie bei der 1. Variante. Eine weitere Substitution ist nicht erforderlich, da in der Reihenfolge die Gln. (4.2.-65), (4.2.-61) und (4.2.-62) auswertbar sind.

Die Gegenüberstellung dieser Berechnungsverfahren zur bisherigen Methode wird im Beispiel 3 des folgenden Abschnitts ausführlich gezeigt.

4.2.2.4. Beispiel

Ein Wohngebiet mit einer Wärmehöchstleistung für die Raumheizung von 20 MW wird über ein Zweileiternetz

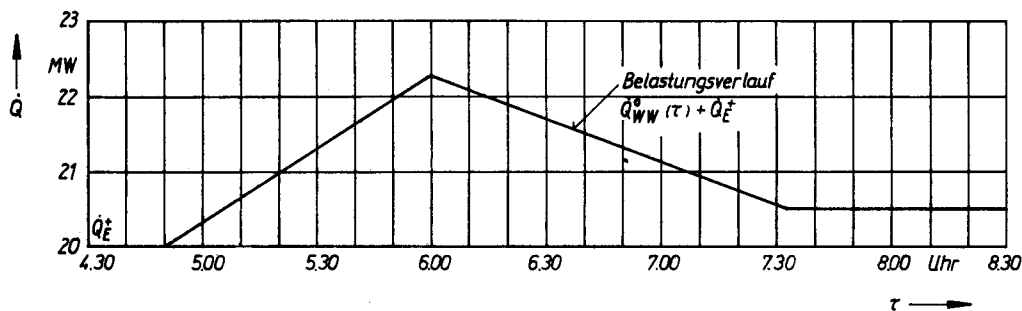


Bild 4.2.-15

Angenommener Belastungsverlauf der Warmwasserbereitung (Morgenspitze) des Beispiels 4.2.2.4.

mit den charakteristischen Zeitparametern $\tau_t^+ = 5$ min und $\Delta\tau_N^+ = 15$ min versorgt. Die Abnehmer sind über Beimischstationen und nachgeschaltete Durchflußwarmwasserbereiter nach Bild 4.1.-4 direkt an das Wärmenetz angeschlossen. Der zeitabhängige Belastungsverlauf für die morgendliche Warmwasserspitze ist im Bild 4.2.-15 dargestellt. Die Anschlußparameter betragen $t_{V,N}^+ = 130$ °C und $t_{R,N}^+ = 60$ °C. Als mittlerer Wärmestrom kann $\bar{Q} = 21$ MW eingespeist werden. Die Vorlauftemperatur darf $t_{V,E}^{++} = 150$ °C nicht überschreiten. Es ist zu überprüfen, ob der angebotene Wärmestrom die bedarfsgerechte Wärmeversorgung während der Morgenstunden bei Ausnutzung der Speicherkapazität gewährleistet.

Die formulierte Aufgabe soll zuerst vereinfacht nach dem Näherungsverfahren im Abschnitt 4.2.2.3. (1. und 2. Variante) ohne Beachtung der Wärmekapazität der Rohrleitung gelöst werden.

Im zweiten Teil der Aufgabe ist die Speicherkapazität zu berücksichtigen und der zuzuführende Wärmestrom \bar{Q}_k zu minimieren.

Lösung

Zunächst werden einige Fundamentalwerte bereitgestellt.

Es gelten

nach Gl. (4.2.-49)

$$\Delta\tau' > 2(5 + 15) \frac{90}{70} \text{ min} = 51,4 \text{ min}$$

gewählt: $\Delta\tau' = 55$ min = 3300 s

$$\Delta\tau = 25,7 \text{ min}$$

gewählt: $\Delta\tau = 25$ min = 1500 s

nach Gl. (4.2.-52)

$$m_{Anl} = \frac{\dot{Q}_E^+}{c\vartheta_E^+} (2\tau_t^+ + \Delta\tau_N^+)$$

$$m_{Anl} = \frac{20 \cdot 10^6}{4200 \cdot 70} (2 \cdot 5 + 15) \cdot 60 \text{ kg} = 102041 \text{ kg}$$

nach Gl. (4.2.-53)

ohne Materialspeicherung

$$C'_V = C'_R = \frac{1}{2} (4200 \cdot 102041) \frac{W_s}{K} = 214 \text{ MWs/K}$$

mit Materialspeicherung nach Tabelle 2.2.-1 (Mittelwert)

$$C_V = C_R = \frac{1}{2} (4200 \cdot 102041) \cdot 1,12 \frac{W_s}{K} = 240 \text{ MWs/K.}$$

Der Massestrom im Auslegungsfall beträgt

$$\dot{m}_E^+ = \dot{m}_{E,0}^{++} = \frac{20 \cdot 10^6 \text{ kg}}{4200 \cdot 70 \text{ s}} = 68 \text{ kg/s}$$

Der zeitliche Beginn der Netzaufladung wird willkürlich auf 4.05 Uhr gelegt.

Berechnung nach der 1. Variante

Da die Zeitintervalle $\Delta\tau_k$ bei der betrachteten Näherungsmethode als konstant gelten, kann von vornherein Gl. (4.2.-55) für alle Intervalle ausgewertet werden. In Verbindung mit Bild 4.2.-16 ergeben sich für die Wärmemenge zur Warmwasserbereitung

$$\begin{aligned} Q_{ww,1}^0 &= 90 \text{ MWs} \\ Q_{ww,2}^0 &= 3960 \text{ MWs} \\ Q_{ww,3}^0 &= 5978 \text{ MWs} \\ Q_{ww,4}^0 &= 2682 \text{ MWs} \end{aligned}$$

Für die Heizung werden je Intervall

$$\Delta\tau_k \dot{Q}_E^+ = 3300 \cdot 20 \text{ MWs} = 66000 \text{ MWs}$$

benötigt.

Nachfolgend werden der Reihe nach die Vorlauftemperatur, der Massestrom und die Rücklauftemperatur ausgerechnet.

Gl. (4.2.-64):

$$t_{v,E,k}^{++} = 60^\circ\text{C} + \frac{(\bar{Q}_k - 20) 3300 - Q_{ww,k}^0}{214} + \frac{t_{v,E,k-1}^{++} + t_{r,E,k-1}^{++} - 120}{1 - \frac{Q_{ww,k}^0}{66000}} \text{ K}$$

Gl. (4.2.-62):

$$\dot{m}_{E,k}^{++} = \frac{20 \cdot 10^6 \text{ kg}}{4200(t_{v,E,k}^{++} - 60) \text{ s}}$$

Gl. (4.2.-58):

$$t_{r,E,k}^{++} = 60^\circ\text{C} - \frac{Q_{ww,k}^0 \cdot 10^6}{4200 \cdot \dot{m}_{E,k}^{++} \cdot 3300} \text{ K}$$

(\bar{Q}_k in MW, $Q_{ww,k}^0$ in MWs, $\dot{m}_{E,k}^{++}$ in kg/s, t in $^\circ\text{C}$).

Die tabellarische Auswertung ergibt:

k	\bar{Q}_k MW	$Q_{ww,k}^0$ MWs	$t_{v,E,k}^{++}$ $^\circ\text{C}$	$t_{r,E,k}^{++}$ $^\circ\text{C}$	$\dot{m}_{E,k}^{++}$ kg/s
0	20	0	130	60	68,0
1	21	90	145,1	59,9	55,9
2	21	3960	147,1	54,8	54,6
3	21	5978	136,3	53,1	62,4
4	21	2682	135,4	56,9	63,2
5	20,25	1650	130,2	58,2	67,8
6	20,5	1650	130,2	58,2	67,8

Berechnung nach der 2. Variante

Für die Länge der Zeitschritte $\Delta\tau_k = 25 \text{ min}$ muß Gl. (4.2.-55) neu ausgewertet werden. Es dient dazu Bild 4.2.-17. Im Ergebnis erhält man

$$\begin{aligned} Q_{ww,1}^0 &= 0 \text{ MWs} \\ Q_{ww,2}^0 &= 30 \text{ MWs} \\ Q_{ww,3}^0 &= 863 \text{ MWs} \\ Q_{ww,4}^0 &= 2025 \text{ MWs} \\ Q_{ww,5}^0 &= 3090 \text{ MWs} \\ Q_{ww,6}^0 &= 2738 \text{ MWs} \\ Q_{ww,7}^0 &= 2025 \text{ MWs} \\ Q_{ww,8}^0 &= 1313 \text{ MWs} \\ Q_{ww,9}^0 &= 786 \text{ MWs} \\ Q_{ww,10}^0 &= 750 \text{ MWs} \end{aligned}$$

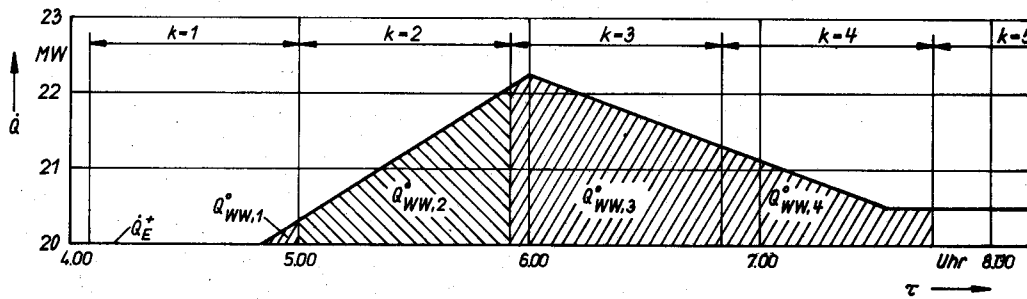


Bild 4.2.-16 Intervallmäßige Zuordnung der Wärmemengen für die Warmwasserbereitung (1. Variante)

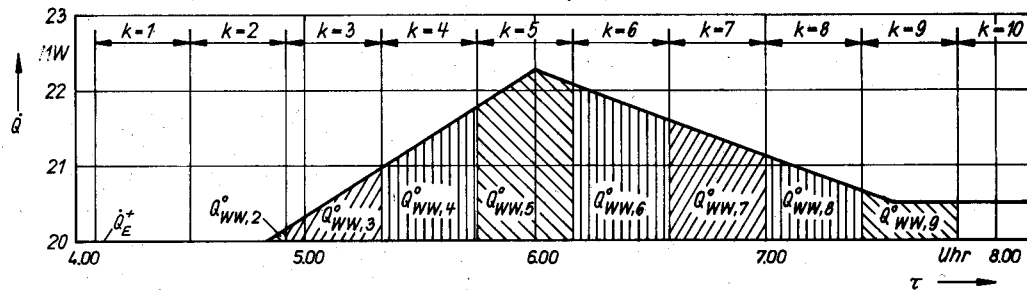


Bild 4.2.-17 Intervallmäßige Zuordnung der Wärmemengen für die Warmwasserbereitung (2. Variante)

Die je Intervall für die Gebäudeheizung benötigte Wärme beträgt

$$\Delta \tau_k \dot{Q}_E^+ = 1500 \cdot 20 \text{ MWs} = 30000 \text{ MWs}$$

Damit können die charakteristischen Parameter in der Reihenfolge

Gl. (4.2.-65):

$$t_{R,E,k}^{++} = 60 \text{ }^\circ\text{C} - \frac{Q_{ww,k}^0 \cdot 10^6}{4200 \cdot \dot{m}_{E,k-1}^{++} 1500}$$

Gl. (4.2.-61):

$$t_{V,E,k}^{++} = t_{V,E,k-1}^{++} + \frac{(\bar{Q}_k - 20) 1500 - Q_{ww,k}^0}{214} \text{ K} - t_{R,E,k}^{++} + t_{R,E,k-1}^{++}$$

Gl. (4.2.-62):

$$\dot{m}_{E,k}^{++} = \frac{20 \cdot 10^6}{4200(t_{V,E,k}^{++} - 60)} \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

(\bar{Q}_k in MW, $Q_{ww,k}^0$ in MWs, $\dot{m}_{E,k}^{++}$ in kg/s, t in $^\circ\text{C}$)

berechnet werden. Die nachfolgende Tabelle gibt die Ergebnisse wieder:

k	\bar{Q}_k MW	$Q_{ww,k}^0$ MWs	$t_{V,E,k}^{++}$ $^\circ\text{C}$	$t_{R,E,k}^{++}$ $^\circ\text{C}$	$\dot{m}_{E,k}^{++}$ kg/s
0	20	0	130	60	68,0
1	21	0	137,0	60	61,8
2	21	30	144,0	59,9	56,7
3	21	863	149,3	57,6	53,3
4	21	2025	150,4	54,0	52,7
5	21	3090	146,3	50,7	55,2
6	21	2738	139,1	52,1	60,2
7	21	2025	134,1	54,7	64,3
8	21	1313	132,8	56,8	65,4
9	20,32	786	130,1	58,1	67,9
10	20,51	750	130,0	58,2	68,0
11	20,5	750	130,0	58,3	68,0

Die Ergebnisse beider Varianten wurden im Bild 4.2.-18 gegenübergestellt. Dabei sollen die Werte am jeweiligen Intervallende repräsentativ sein. Der Vergleich zeigt eine gute Übereinstimmung der gewonnenen Parameterwerte. Größere Abweichungen treten nur bei großen Zeitintervallen und stark versetzten Grenzen auf, wie dies in der Zeit zwischen 7.00 und 8.00 Uhr deutlich wird. Entsprechende Ausgleichskurven lassen sich aber in jedem Fall finden.

Im zweiten Fall des Beispiels soll die Speicherkapazität der Rohrleitung berücksichtigt und der Wärmestrom an der Einspeisestelle \bar{Q} minimiert werden. Es findet die zweite Variante Anwendung, so daß die Intervalleinteilung und die $Q_{ww,k}^0$ -Werte erhalten bleiben. Die Berechnungsgleichungen nehmen folgende Formen an:

Gl. (4.2.-65):

$$t_{R,E,k}^{++} = 60 \text{ }^\circ\text{C} - 0,15873 \frac{Q_{ww,k}^0}{\dot{m}_{E,k-1}^{++}} \text{ K}$$

Gl. (4.2.-61):

$$t_{V,E,k}^{++} = t_{V,E,k-1}^{++} + \frac{(\bar{Q}_k - 20) 1500 - Q_{ww,k}^0}{240} \text{ K} - t_{R,E,k}^{++} + t_{R,E,k-1}^{++}$$

Gl. (4.2.-62):

$$\dot{m}_{E,k}^{++} = \frac{4761,905}{t_{V,E,k}^{++} - 60} \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Zunächst wurde die Wirkung der Materialspeicherung (Rohrwand) überprüft, indem die \bar{Q}_k -Werte für die Intervalle $k = 1 \dots 11$ wie im ersten Fall der Aufgabe eingegeben wurden. Der Einfluß ist relativ gering; so liegen beispielsweise die Vorlauftemperaturen nur wenig unter den früher ermittelten Werten. Sie sind im Bild 4.2.-18 als Dreieck-Symbole eingetragen. Eine Reduzierung des maximal zugeführten Wärmestroms ist bei Beginn des Ladevorgangs um 4.05 Uhr nur auf 20,95 MW möglich. Die Leistung 20,9 MW ergibt im 7. Intervall eine Unterschreitung der minimalen Vorlauftemperatur ($129,5 \text{ }^\circ\text{C}$).

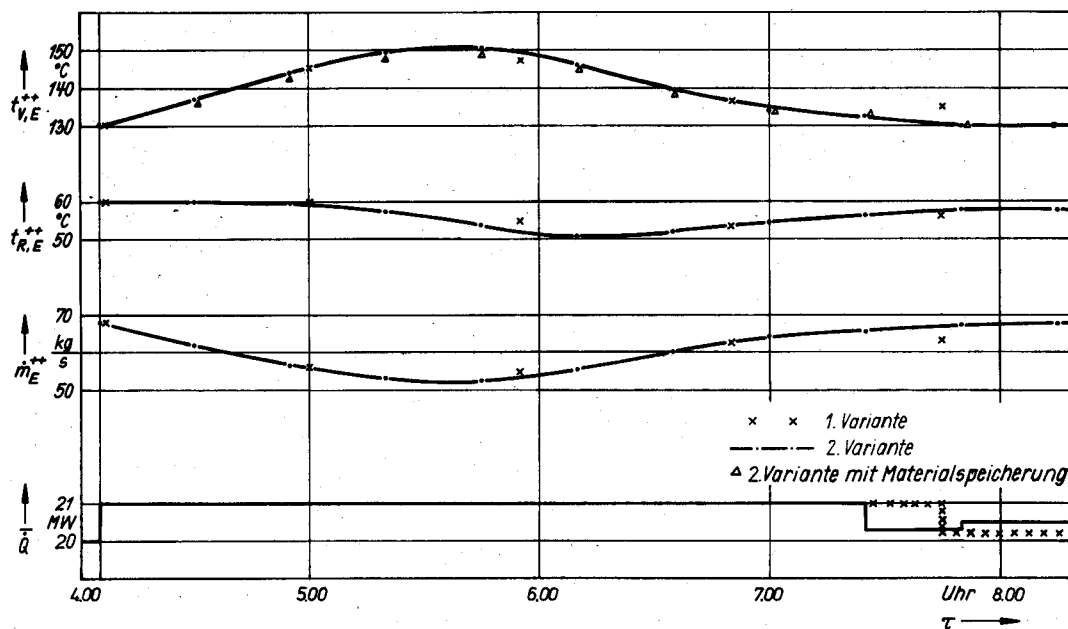


Bild 4.2.-18 Temperatur-, Masse- und Wärmestromverläufe als Ergebnisse der Berechnungsvarianten 1 und 2

Eine weitere Senkung des Wärmestroms an der Einspeisestelle ist nur mit einem gleichzeitigen Vorverlegen des Ladebeginns möglich. Dabei gibt es selbstverständlich eine Grenze. Dies soll ausführlich gezeigt werden. Der Wärmestrom \dot{Q}_k soll auf 20,8 MW begrenzt werden. Bei Beginn der Netzaufladung um 3.40 Uhr ergeben sich folgende Daten:

k	$Q_{ww,k}^0$ MWs	$t_{V,E,k}^{++}$ °C	$t_{R,E,k}^{++}$ °C	$\dot{m}_{E,k}^{++}$ kg/s
0	0	130	60	68
1	0	135,0	60	63,5
2	0	140,0	60	59,5
3	30	145,0	59,9	56,1
4	863	148,7	57,6	53,7
5	2025	148,8	54,0	53,6
6	3090	144,1	50,9	56,6
7	2738	136,2	52,3	62,5
8	2025	130,3	54,9	67,8
9	1313	127,7	56,9	70,3
10	786	128,1	58,2	69,9
11	750	130,0	58,3	68,1

Die Vorlauftemperaturen weisen im 9. und 10. Intervall ein Unterschreiten des Normwertes aus. Außerdem wird vorher die maximale Vorlauftemperatur von 150 °C nicht erreicht, d. h., das maximale Speichervermögen des Netzes ist nicht voll genutzt worden. Ein Ladebeginn um 3.15 Uhr führt zu folgenden Ergebnissen:

k	$Q_{ww,k}^0$ MWs	$t_{V,E,k}^{++}$ °C	$t_{R,E,k}^{++}$ °C	$\dot{m}_{E,k}^{++}$ kg/s
0	0	130	60	68
1	0	135,0	60	63,5
2	0	140,0	60	59,5
3	0	145,0	60	56,0
4	30	150,0	59,9	52,9
5	863	150,0!	57,4	52,9
6	2025	150,0!	53,9	52,9
7	3090	145,3	50,7	55,8
8	2738	137,4	52,2	61,5
9	2025	131,4	54,8	66,7
10	1313	128,9	56,9	69,2
11	786	129,3	58,2	68,8
12	750	131,1	58,3	67,0

Durch die früher beginnende Aufheizung käme es im Intervall $k = 5$ und $k = 6$ zu Temperaturen über 150 °C. Sie wurde in der Tabelle auf 150 °C festgeschrieben. Im praktischen Fall würde dies durch die Regelung vorgenommen. Obwohl hier eine völlige Netzaufladung erfolgte, reicht die Wärmezufuhr nicht aus, um über den „Belastungsberg“ zu kommen. Zur gleichen Uhrzeit wie früher (jetzt Intervall 10 und 11) tritt wiederum eine Unterschreitung der Mindesttemperatur auf.

Die weiteren Berechnungen zeigen, daß ein Ladebeginn um 3.40 Uhr ausreicht, allerdings muß der Wärmestrom auf $\dot{Q} = 20,85$ MW erhöht werden. Es ergeben sich dann:

k	$Q_{ww,k}^0$ MWs	$t_{V,E,k}^{++}$ °C	$t_{R,E,k}^{++}$ °C	$\dot{m}_{E,k}^{++}$ kg/s
0	0	130	60	68
1	0	135,3	60	63,2
2	0	140,6	60	59,1
3	30	145,9	59,9	55,4
4	863	150,0	57,5	52,9
5	2025	150,0!	53,9	52,9
6	3090	145,6	50,7	55,6
7	2738	138,1	52,2	61,0
8	2025	132,4	54,7	65,8
9	1313	130,2	56,8	67,9
10	786	130,9	58,2	67,2
11	750	133,0	58,2	65,2

Auch hier ist im 5. Intervall das Netz voll aufgeladen. Die Wärmezufuhr reicht aber aus, um über den kritischen Belastungspunkt bei $Q_{ww,k}^0 = 1313$ MWs zu kommen.

4.2.2.5. Schlußfolgerung

Nachdem die verschiedenen Berechnungsmethoden theoretisch abgeleitet und ein ausführliches Beispiel abgearbeitet wurden, kann man feststellen, daß das im Abschnitt 4.2.2.3. vorgestellte Näherungsverfahren — 2. Variante — angewandt werden sollte. Es ist am einfachsten bezüglich der Approximation des Belastungsverlaufs $Q_{ww}^0(\tau)$, der Berechnung und der grafischen Auswertung. Wegen der relativ kleinen Intervallzeiten $\Delta\tau_k$ ergibt sich auch eine ausreichende Anzahl von Stützstellen für den Betriebsverlauf. Die Auswertung der Gln. (4.2.-65), (4.2.-61) und (4.2.-62) mit einem programmierbaren Taschenrechner gestattet das Durchrechnen zahlreicher Varianten in sehr kurzer Zeit.

Das Verfahren ist selbstverständlich auch anwendbar, wenn die charakteristischen Transportzeiten τ_t^+ und $\Delta\tau_N^+$ des Netzes nicht bekannt sind. Es wird dann von den Füllvolumina direkt ausgegangen und auf m_{Anl} umgerechnet. In vielen Fällen ist dies sogar genauer. Die Intervallzeit kann dann überschläglich mit der Formel

$$\Delta\tau_k \approx \left(\frac{m_{Anl}}{\dot{m}_E^+} - \tau_t^+ \right) \frac{g_{max}^{++}}{g^+} \quad (4.2.-66)$$

abgeschätzt werden, wobei für τ_t^+ die Transportzeit der Zuführungsstrecke von der Einspeisestelle bis zum Verteilungsnetz einzusetzen ist.

4.2.3. Auf- und Entladung des Netzvorlaufs und -rücklaufs bei variablen Abnahmebedingungen

Der Anschluß der Abnehmer kann entsprechend den in den Bildern 4.1.-3 bis 4.1.-6 gezeigten Schaltungen vorgenommen werden. Das Netz selbst ist zur Aufladung des Rücklaufs mit Überströmeinrichtungen auszurüsten. Eine geeignete Lösung zeigt das Bild 4.1.-14. Die Einordnung in Netze ist beispielhaft in den Bildern 4.1.-16 und 4.1.-17 dargestellt. Wegen der komplizierten, überlagerten thermischen und hydraulischen Verläufe soll auf der im Abschnitt 4.2.2.3. beschriebenen einfachen Bilanz-

methode — 2. Variante — aufgebaut werden. Der Rücklauf ist allerdings nicht mehr global erfaßbar, da sich die Temperaturen auf Grund der Überströmungen von Teilstrecke zu Teilstrecke ändern und die Speicherkapazitäten entsprechend den Temperatursprüngen zuzuordnen sind. Dadurch vergrößert sich der Rechenumfang beträchtlich. Um auf bekannten Größen aufzubauen, werde auf die Definitionen und Vereinfachungen des Abschnitts 4.1.2.3. zurückgegriffen. Nachfolgend ist der Verfahrensweg skizziert.

1. Als Zeitintervall $\Delta\tau_k$ soll maximal die halbe Umlaufzeit gemäß den Gln. (4.2.-49) oder (4.2.-66) gewählt werden.
2. Die Austrittstemperatur aus den Abnehmern ergibt sich näherungsweise ohne Iteration zu

$$t_{R,N,k}^{++} = t_{R,E}^+ - \frac{Q_{WW,k}^0}{c \Delta\tau_k \bar{\mu}_{k-1} \dot{m}_E^+} \quad (4.2.-67)$$

Analog zu Gl. (4.2.-65) werde der Massestrom des vorangegangenen Intervalls ($k-1$) verwendet. Dabei ist es zweckmäßig, den Massestrom des Vollastzustandes \dot{m}_E^+ und das Massestromverhältnis $\bar{\mu}_{k-1}$ intervallbezogen nach Gl. (4.2.-4) zu verwenden. Die Abnehmer-Austrittstemperatur $t_{R,N,k}^{++}$ ist mit der Temperatur im Rücklaufnetz nur dort identisch, wo keine zusätzliche Beaufschlagung mit einem Überspeisestrom erfolgt. Beispielsweise soll das im Bild 4.1.-20 gezeigte Gesamtnetz an den Stellen II und III eine Überströmung erhalten. Somit wird in den Rücklaufnetzteilen zwischen der Überströmung II und den Abnehmern 8 bis 13 sowie der Überströmung III und den Abnehmern 2 bis 6 die Temperatur $t_{R,N,k}^{++}$ vorliegen. Die Anschlußleitungen 3 und 13 zu den Abnehmern 1 und 7 sind im Rücklauf ebenfalls mit Wasser der gleichen Temperatur gefüllt. Damit kann auf das Ersatzmodell nach Bild 4.1.-25, welches bei der Ladeoptimierung Verwendung fand, zurückgegriffen werden. Die Temperaturen in den Teilstrecken 15, 14, 2 und 1 sind in der genannten Reihenfolge zu berechnen. Das Ersatznetz entspricht im vorgestellten Beispiel einem Liniennetz mit zwei Überströmungen nach Bild 4.1.-16. Mit der Definition der relativen Überströmmenge ξ_i nach Gl. (4.1.-34) kann diese für die Teilstrecke ($i+1$) nach Gl. (4.1.-36) so lange ermittelt werden, wie keine weitere Überströmung parallelgeschaltet ist. Ansonsten gilt für den Schritt zur nächsten Teilstrecke Gl. (4.1.-45). Am Knoten einer Netzverzweigung ist Gl. (4.1.-50) anzusetzen.

Die Temperatur nach einer Überströmung mit dem Massestrom $\dot{m}_{U',k-1}$ errechnet sich näherungsweise aus der Enthalpiebilanz

$$t_{R,i,k}^{++} = \frac{\dot{m}_{U',k-1} t_{V,E,k-1}^{++} + \bar{\mu}_{k-1} \sum_{i=1}^j \dot{m}_{N,i}^+ t_{R,N,k}^{++}}{\dot{m}_{U',k-1} + \bar{\mu}_{k-1} \sum_{i=1}^j \dot{m}_{N,i}^+} \quad (4.2.-68)$$

Unter Verwendung der in Gl. (4.1.-34) definierten relativen Überströmmenge ergibt sich

$$t_{R,i,k}^{++} = \xi_{i,k-1} t_{V,E,k-1}^{++} + (1 - \xi_{i,k-1}) t_{R,N,k}^{++} \quad (4.2.-69)$$

3. Die im Rücklauf im Intervall k gespeicherte Wärme berechnet sich dann in den Teilstrecken j , die nicht von einer Überströmmenge beaufschlagt werden, analog Gl. (4.2.-59) zu

$$Q_{S,R,j,k} = m_{R,j} z_j c (t_{R,N,k}^{++} - t_{R,N,k-1}^+) \quad (4.2.-70)$$

und in den Teilstrecken i , in denen ein anteiliger Massestrom aus der Überströmung resultiert, nach der Beziehung

$$Q_{S,R,i,k} = m_{R,i} z_i c (t_{R,i,k}^{++} - t_{R,i,k-1}^+) \quad (4.2.-71)$$

Diese Gleichung schließt die vorhergehende mit ein, da in den Teilstrecken ohne Überströmmenge nach Gl. (4.1.-34) definitionsgemäß $\xi_i = 0$ für alle Zeitintervalle gilt. Die übrigen $\xi_{i,k}$ -Werte sind natürlich zeitabhängig und für jeden Zeitschritt k neu zu ermitteln.

Die Summation der $Q_{S,R,j,k}$ bzw. $Q_{S,R,i,k}$ über alle Teilstrecken liefert dann die Änderung der gesamten Rücklauf-Speicherwärme $Q_{S,R,k}$.

4. Die Speicherwärme im Vorlauf berechnet sich als Differenz der zu- und abgeführten Wärmeströme, multipliziert mit der Zeitdifferenz $\Delta\tau_k$, sowie der im Rücklauf gespeicherten Wärme. Analog zu Gl. (4.2.-60) folgt

$$Q_{S,V} = C_V (t_{V,E,k}^{++} - t_{V,E,k-1}^+) = \bar{Q}_k \Delta\tau_k - Q_{S,R,k} - \dot{Q}_E^+ \Delta\tau_k - Q_{WW,k}^0 \quad (4.2.-72)$$

Die neue Temperatur im Vorlauf ist dann nach

$$t_{V,E,k}^{++} = t_{V,E,k-1}^+ + \frac{(\bar{Q}_k - \dot{Q}_E^+) \Delta\tau_k - Q_{WW,k}^0 - Q_{S,R,k}}{C_V} \quad (4.2.-73)$$

zu ermitteln.

Selbstverständlich ist auch die inverse Darstellung möglich, so daß zur gewünschten Vorlauftemperatursteigerung der erforderliche mittlere Wärmestrom an der Einspeisestelle intervallweise ermittelt wird:

$$\bar{Q}_k = \dot{Q}_E^+ + [\dot{Q}_{WW,k}^0 + Q_{S,R,k} + Q_{S,V}] \frac{1}{\Delta\tau_k} \quad (4.2.-74)$$

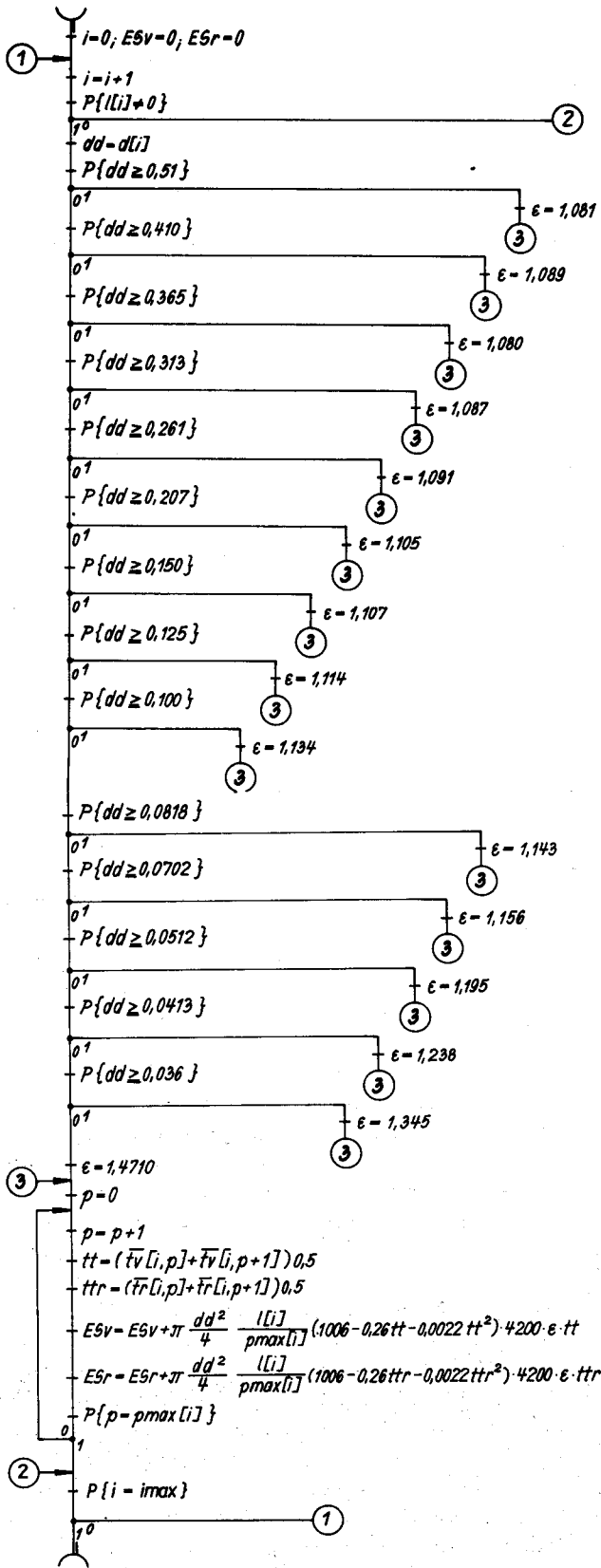
5. Die Berechnung des neuen Massestroms kann weiterhin entsprechend Gl. (4.2.-62) vorgenommen werden.

Der Rechenweg wird am nachfolgenden Beispiel demonstriert.

Eine automatisierte Berechnung des jeweiligen Speicherzustandes ist im Nachgang zu den Betrachtungen der Temperaturverläufe möglich. Im Abschnitt 2.4. wurde dazu ein Algorithmus vorgestellt. Im Flußbild 4.2.-1 wird ein Ablauf zur Berechnung der im Wasser und in den Rohrwandungen gespeicherten Wärme — bezogen auf 0 °C — gezeigt.

4.2.3.1. Beispiel

Es wird auf das Beispiel 3 des Abschnitts 4.1.2.4. Bezug genommen. Als Ergebnis wurde festgestellt, daß die maximale Wärmespeicherung im Rücklauf bei Anordnung der Überströmeinrichtungen an den Stellen I und II (Variante I) auftritt. Das Ersatzschaltbild für diese Variante ist im Bild 4.1.-22 angeben.



Flußbild 4.2.-1
Netzenthalpie (SPEICHER)

Für jede momentane Temperaturverteilung $\overline{tv}[i, p]$ und $\overline{tr}[i, p]$ im Vorlauf- und Rücklauf-Netzteil wird die Enthalpie bezogen auf 0 °C ermittelt. Dabei findet die Wärmespeicherung in den Rohrwandungen ebenfalls Berücksichtigung. Die Koeffizienten ϵ entsprechen den Faktoren z der Tabelle 2.2.-1. Die Einordnung dieses Unterprogramms in einen Gesamtablaufplan ist im Abschnitt 7.2.2. dargestellt.

Einheiten: Temperaturen in °C; Durchmesser und Längen in m; Enthalpie (ESv; ESr) in Ws

Es ist ein Wohngebiet mit $n = 2300$ Wohneinheiten zu versorgen. Der Wärmestrom für die Heizung beträgt $\dot{Q}_E^+ = 11,936$ MW. Die Warmwasserspitze werde um 19.00 Uhr erwartet. Der Belastungsverlauf soll durch Gl. (3.1.-36) beschrieben werden und vor und nach der erhöhten Entnahme 11 % des Maximalwertes betragen.

Die erforderliche Wärmeleistung an der Einspeisestelle ist unter Nutzung der Speicherkapazität des Netzes zu bestimmen.

Lösung

Als erstes wird der genaue Belastungsverlauf ermittelt. Mit Gl. (3.1.-36) folgt für $n = 2300$ WE

$$\dot{Q}_{ww}(\tau) = 2300 \cdot 2,69 \times 2300^{-0,08} e^{-(0,947 \cdot 2300^{-0,06} \tau)^2} 10^{-3} \text{ in MW.}$$

Dabei ist τ in h einzusetzen und von 19.00 Uhr aus in positiver und negativer Richtung zu zählen. Es ergibt sich die folgende Wertetabelle:

τ in h	0	0,25	0,5	0,75
$\dot{Q}_{ww}(\tau)$ in MW	3,331	3,258	3,048	2,729
τ in h	1,0	1,5	2,0	3
$\dot{Q}_{ww}(\tau)$ in MW	2,337	1,501	0,808	0,137

Die Grenzleistungen betragen

$$\dot{Q}_{ww}(\tau) = 0,11 \cdot 3,331 \text{ MW} = 0,366 \text{ MW.}$$

Da die Warmwasserbereitung nur durch die Rücklaufauskühlung zu realisieren ist, gilt die Identität $\dot{Q}_{ww}^0(\tau) \equiv \dot{Q}_{ww}(\tau)$. Der Belastungsverlauf ist im Bild 4.2.-19 dargestellt. Die Intervallzeit $\Delta\tau_k$ wird mit Hilfe der Gl. (4.2.-66) abgeschätzt. Dazu sind nachfolgende Vorarbeiten erforderlich:

— Die Wassermasse in der Anlage wird durch Summation der in der Aufgabenstellung gegebenen Werte ermittelt:

$$m_{Anl} = 50762 \text{ kg.}$$

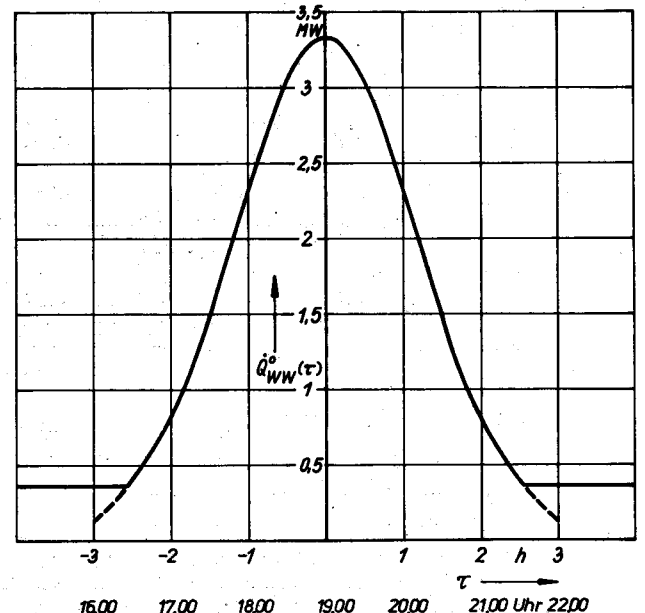


Bild 4.2.-19
Angenommener Belastungsverlauf der Warmwasserbereitung (Abendspitze) des Beispiels 4.2.3.1.

— Die Transportzeit in der Zuführungsleitung wird aus den Durchflußzeiten der Teilstrecke 1 und 2 (nur Vorlauf) gebildet:

$$\tau_t^+ = \frac{1}{2} \left(\frac{7850}{40,6} + \frac{13734}{38,1} \right) \text{s} = 277 \text{ s.}$$

— Die Übertemperaturen betragen

$$\vartheta_{\max}^{++} = (150 - 60) \text{ K} = 90 \text{ K}$$

$$\vartheta^+ = (130 - 60) \text{ K} = 70 \text{ K.}$$

Damit liefert Gl. (4.2.-66) den Näherungswert

$$\Delta\tau_k = \left(\frac{50762}{40,6} - 277 \right) \frac{90}{70} = 1251 \text{ s} \hat{=} 20,9 \text{ min.}$$

Es wird $\Delta\tau_k = 20 \text{ min}$ wegen der besseren Auswertbarkeit gewählt. Mit dieser Festlegung ist Gl. (4.2.-55) für die einzelnen Intervalle k — beginnend ab 16.00 Uhr — auf der Grundlage des Bildes 4.2.-19 auszuwerten. Zwischen den Intervallgrenzen und den singulären Punkten wird der Kurvenverlauf der Einfachheit halber linearisiert. Weiterhin werde die Numerierung für das nach 16.00 Uhr folgende Intervall mit 11 begonnen, um bei einer Ladebeginnveränderung nicht fortlaufend die Werte $Q_{\text{ww},k}^0$ neu ordnen zu müssen. Es gelten für:

k	$Q_{\text{ww},k}^0$ MWs
11;28	439
12;27	503
13;26	795
14;25	1200
15;24	1785
16;23	2460
17;22	3090
18;21	3615
19;20	3930

Als weitere Vorarbeit sollen die Überströmmen \dot{m}_v und \dot{m}_v^* bestimmt werden. Wie das Optimierungsbeispiel zeigte, sind beim Ladevorgang die zulässige relative Überströmmenge bzw. die thermische Begrenzung nicht erreicht worden. Kriterium für die maximalen Überströmmen war die Kennlinienbegrenzung. Für den Vollastvorgang einschließlich der Ladedynamik wird vorausgesetzt, daß die Umwälzpumpe stets bei konstanter Drehzahl arbeitet und somit alle Betriebspunkte auf der im Bild 4.1.-21 dargestellten Kennlinie liegen. Als kennzeichnender Parameter dient das Massestromverhältnis μ . Dieser Wert kann zwischen 1 und 0,778 (vgl. Bezugsbeispiel) schwanken. Es ist im weiteren die Zuordnung von ξ_1 und ξ_1'' zu finden, die dem Kennlinienverlauf $\Delta p = f(\dot{m})$ gerecht wird. Sie bewegen sich gemäß Variante I des Bezugsbeispiels im Wertebereich

$$\xi_1 = 0 \dots 0,450 \quad \text{und} \quad \xi_1'' = 0 \dots 0,300.$$

Damit sind die Endpunkte der im Bild 4.2.-20 aufzeichneten Kurven gegeben.

Um weitere Punkte zu ermitteln, werden, ausgehend von einem μ -Wert, ξ_1 und ξ_1'' geschätzt und folgende Rechnungen vorgenommen:

Gl. (4.1.-36):

$$\xi_{2'} = \frac{\xi_{1'}}{1 + (1 - \xi_{1'}) \frac{4,2}{13,4}}; \quad \xi_{2''} = \frac{\xi_{1''}}{1 + (1 - \xi_{1''}) \frac{1,2}{19,3}}$$

Druckverluste bis zum Netzknoten nach Gl. (4.1.-40):

$$\Delta p_{K'}^{++} = \mu^2 \left[141 + 9 \frac{1}{(1 - \xi_{1'})^2} + 10 \frac{1}{(1 - \xi_{2'})^2} \right] \text{kPa}$$

$$\Delta p_{K''}^{++} = \mu^2 \left[124 + 20 \frac{1}{(1 - \xi_{1''})^2} + 16 \frac{1}{(1 - \xi_{2''})^2} \right] \text{kPa.}$$

Für die Weiterrechnung sind nur die Wertepaare ξ_1 und ξ_1'' interessant, die den Abgleich $\Delta p_{K'}^{++} = \Delta p_{K''}^{++}$ liefern.

Die Zusammenfassung der beiden relativen Überströmmen zu einem gemeinsamen Wert ist nach Gl. (4.1.-50) möglich:

$$\xi_1 = \frac{\xi_{2'} \frac{17,6}{1 - \xi_{2'}} + \xi_{2''} \frac{20,5}{1 - \xi_{2''}}}{\frac{17,6}{1 - \xi_{2'}} + \frac{20,5}{1 - \xi_{2''}}}$$

$$\text{Gl. (4.1.-36): } \xi_2 = \frac{\xi_1}{1 + (1 - \xi_1) \frac{2,5}{38,1}}$$

Der Differenzdruck an der Einspeisestelle ergibt sich dann gemäß Gl. (4.1.-40):

$$\Delta p_E^{++} = \left\{ \Delta p_{K'}^{++} + \mu^2 \left[25 \frac{1}{(1 - \xi_1)^2} + 21 \frac{1}{(1 - \xi_2)^2} \right] \right\} \text{kPa.}$$

Der Gesamtmassestrom berechnet sich nach Gl. (4.1.-51):

$$\dot{m}_E^{++} = \frac{\mu}{1 - \xi_2} 40,6 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

An einem Beispiel sei ausführlich die Auswertung, die zweckmäßigerweise mit einem Taschenrechner vorgenommen wird, gezeigt.

Für $\mu = 0,85$ werden die Werte ξ_1 und ξ_1'' geschätzt. Es ergeben sich:

Nr.	ξ_1	ξ_2	$\Delta p_{K'}^{++}$	Bem.
1	0,3	0,246	127,9	
2	0,31	0,255	128,5	
3	0,32	0,264	129,3	
4	0,33	0,273	130,0	α
5	0,34	0,282	130,8	β
6	0,35	0,291	131,6	γ

Nr.	ξ_1''	ξ_2''	$\Delta p_{K''}^{++}$	Bem.
1	0,2	0,191	129,8	α
2	0,21	0,200	130,8	β
3	0,22	0,210	131,9	γ
4	0,23	0,219	132,9	

Es ist festzustellen, daß die Zeilen α, β, γ jeweils abgeglichene Differenzdrücke liefern. Die Weiterrechnung ergibt dann für die drei ausgewählten Kombinationen:

	ξ_1	ξ_2	Δp_E^{++}	\dot{m}_E^{++}
α :	0,231	0,220	186	44,2
β :	0,240	0,229	188	44,7
γ :	0,250	0,238	190	45,3

Trägt man die Wertepaare Δp_E^{++} und \dot{m}_E^{++} in Bild 4.1.-21 ein, so liegt der Schnittpunkt mit der Pumpenkennlinie symmetrisch zwischen den Punkten β und γ . Damit lauten die endgültigen Parameter im Rahmen der vorgestellten Genauigkeit:

$$\begin{aligned} \xi_{1'} &= 0,345 & \xi_{2'} &= 0,287 \\ \xi_{1''} &= 0,215 & \xi_{2''} &= 0,205 \\ \xi_1 &= 0,245 & \xi_2 &= 0,234 \end{aligned}$$

Für weitere μ -Werte sind die ξ -Werte ermittelt und damit das Bild 4.2.-20 aufgezeichnet worden. Da zwischen dem Massestromverhältnis und der Vorlauftemperatur der funktionelle Zusammenhang

$$\mu = \frac{130 - 60}{t_{V,E}^{++} - 60}$$

besteht, konnte im Bild 4.2.-20 auf der Abszisse auch die Temperatur vermerkt werden.

Die Temperaturverläufe werden schrittweise nach den zugeschnittenen Größengleichungen berechnet:

Gl. (4.2.-67):

$$t_{R,N,k}^{++} = 60^\circ\text{C} - \frac{Q_{V,w,k}^c \cdot 10^6}{4200 \cdot 1200 \cdot 40,6 \mu_{k-1}} \text{K}$$

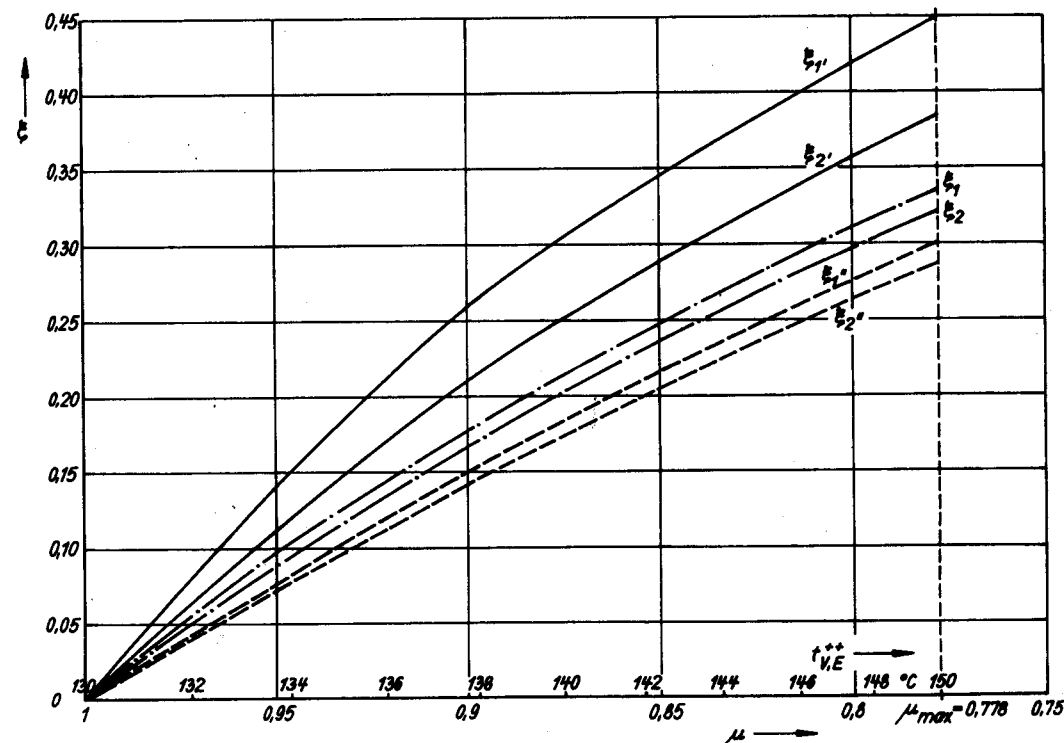


Bild 4.2.-20 Zuordnung der relativen Überströmungen ξ und des Massestromverhältnisses μ

Gl. (4.2.-69):

$$t_{R,i,k}^{++} = \xi_{i,k-1} t_{V,E,k-1}^{++} + (1 - \xi_{i,k-1}) t_{R,N,k}^{++}$$

Gl. (4.2.-71):

$$Q_{S,R,i,k} = m_{R,i} z_i c [t_{R,i,k}^{++} - t_{R,i,k-1}]$$

Mit den spezifischen Wärmekapazitäten (Bezeichnung der Teilstrecken nach Bezugsbeispiel, Variante I; $z \approx 1,11$; für $m_{R,i}$ nur Rücklaufteilstrecken einsetzen)

i	$m_{R,i} z_i c$ MWs/K
2 (\equiv 1)	18,3
1 (\equiv 2)	32,0
2' (\equiv 4)	4,9
1' (\equiv 6)	7,4
2'' (\equiv 14)	7,4
1'' (\equiv 15)	9,9
$\Sigma C_{R,i}$	79,9

berechnet sich die Speicherwärme in den Rücklaufteilstrecken i nach den Überströmstellen.

Die Wärmekapazität der Teilstrecken j , die nur vom Rücklauf der Abnehmer durchströmt werden, errechnet sich am einfachsten aus der gesamten Wärmekapazität des Rücklaufs

$$C_R = 0,5 m_{Anl} z c,$$

vermindert um die bereits errechneten Kapazitäten von $\Sigma C_{R,i} = 79,9$ MWs/K. Da keine detaillierten

Durchmesserangaben vorhanden sind, wird mit einem Mittelwert $z = 1,13$ gerechnet. Es ergibt sich

$$\sum_j C_{R,j} = (0,5 \cdot 50762 \cdot 1,13 \cdot 4200 \cdot 10^{-6} - 79,9) \frac{\text{MWs}}{\text{K}} = 40,6 \text{ MWs/K}.$$

Damit kann die Speicherwärme, bezogen auf das Zeitintervall, zusammengefaßt für alle entsprechenden Teilstrecken ermittelt werden.

Gl. (4.2.-70):

$$\sum_j Q_{S,R,j,k} = 40,6(t_{R,N,k}^{++} - t_{R,N,k-1}^{++}) \text{ MWs}.$$

Für die spezifische Wärmekapazität des Vorlaufs gilt analog

$$C_v = 0,5 \cdot 50762 \cdot 1,13 \cdot 4200 \cdot 10^{-6} \frac{\text{MWs}}{\text{K}} = 120,5 \text{ MWs/K}.$$

Gl. (4.2.-73):

$$t_{V,E,k}^{++} = \left\{ t_{V,E,k-1}^{++} + \frac{(\bar{Q}_k - 11,936) 1200 - Q_{WW,k}^0 - \sum_j Q_{S,R,j,k} - \sum_i Q_{S,R,i,k}}{120,5} \right\} \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Für die weitere Lösung sind noch zwei Parameter — Ladebeginn und maximaler Wärmestrom — frei wählbar. Für diese theoretische Untersuchung wird der durchgängige Betrieb der Überströmeinrichtungen angenommen.

Erste Annahme

Es wird $\bar{Q}_k = 13 \text{ MW}$ für $k \geq 5$ gewählt. Damit beginnt die Netzaufladung um 14.00 Uhr. Die Ergebnisse sind in der Tabelle 4.2.-1 zusammengestellt. Für den Beginn der Rechnung wird von $Q_{WW,k}^0 = 0$ ausgegangen. Überschreitet die rechnerische Vorlaufemperatur $t_{V,E,k}$ den vorgegebenen Grenzwert von $150 \text{ } ^\circ\text{C}$, so erfolgt die Weiterrechnung mit dem Maximalwert sowie dem dazugehörigen Massestrom und den relativen Überströmmen. Die Ergebnisse $t_{V,E,k}^{++}$ und $t_{R,E,k}^{++}$ ($\equiv t_{R,2,k}^{++}$) sind als Punkte und der Mittelwert als durchgehende

Linie im Bild 4.2.-21 eingetragen. Während des Aufheizvorgangs bei konstanter Warmwasserbelastung zeigt sich wegen des relativ großen Zeitschritts und der Näherungen im Berechnungsmodell eine erhebliche Schwankung der aufeinanderfolgenden rechnerisch ermittelten Temperaturen. Eine Ausgleichskurve liefert aber dennoch gute Ergebnisse. Der steile Anstieg der Netzvorlaufemperatur und die lange Konstanz dieses Wertes beweisen, daß man die Netzaufladung später beginnen kann. Im 18. Intervall, d. h. etwa um 18.30 Uhr, tritt eine Unterschreitung der Mindestvorlaufemperatur von $130 \text{ } ^\circ\text{C}$ auf. Der ebenfalls im Bild 4.2.-21 dargestellte Belastungsverlauf $Q_{WW}^0(\tau)$ zeigt, daß das Maximum noch später liegt und somit eine noch lang andauernde Temperaturunterschreitung zu erwarten ist. Die in der Annahme gewählte Heizleistung reicht also für eine bedarfsgerechte Versorgung nicht aus.

Weitere Annahmen

Bei den folgenden Berechnungen wurde jeweils von einem voll aufgeheizten Netz ausgegangen, und die Temperaturkurven für die maximalen Einspeiseleistungen $\bar{Q}_k = 13,5 \text{ MW}; 14 \text{ MW}; 14,5 \text{ MW}$ wurden ermittelt sowie im Bild 4.2.-21 dargestellt. Die beiden erstgenannten Wärmeströme können zwar über einen längeren Zeitraum eine ordnungsgemäße Versorgung gewährleisten, führen letztlich aber doch zu einer Unterschreitung der Mindestvorlaufemperatur. Der Wärmestrom $\bar{Q}_k = 14,5 \text{ MW}$ ist dagegen so groß, daß im Spitzenlastbetrieb das Netz nicht völlig entspeichert wird.

Letzte Annahme

Es wird mit dem Wärmestrom $\bar{Q}_k = 14,25 \text{ MW}$ und einem Ladebeginn um 16.00 Uhr ($k \geq 11$) gerechnet.

Tabelle 4.2.-1 Ergebnisse der schrittweisen Berechnung der Netzspeicherung (erste Annahme)

Zeit	k	$Q_{WW,k}^0$ MW ₆	$\xi_{2,k}$	$t_{R,2,k}^{++}$ °C	$\xi_{1,k}$	$t_{R,1,k}^{++}$ °C	$\xi_{2',k}$	$t_{R,2',k}^{++}$ °C	$\xi_{1',k}$	$t_{R,1',k}^{++}$ °C	$\xi_{2''k}$	$t_{R,2''k}^{++}$ °C	$\xi_{1''k}$	$t_{R,1''k}^{++}$ °C	$t_{R,N,k}^{++}$ °C	$t_{V,E,k}^{++}$ °C	μ_k
13.40-14.00	4	0	0	60	0	60	0	60	0	60	0	60	0	60	60	130	1
14.00-14.20	5	439	0,190	57,9	0,200	57,9	0,235	57,9	0,288	57,9	0,163	57,9	0,170	57,9	57,9	139,1	0,885
14.20-14.40	6	439	0,125	73,1	0,135	73,9	0,160	76,7	0,200	81,0	0,105	70,8	0,113	71,4	57,6	135,5	0,927
14.40-15.00	7	439	0,283	67,4	0,295	68,2	0,340	70,1	0,403	73,3	0,250	65,9	0,263	66,4	57,7	146,3	0,812
15.00-15.20	8	439	0,245	82,5	0,258	83,6	0,298	87,6	0,355	93,1	0,213	79,6	0,223	80,7	57,4	143,0	0,843
15.20-15.40	9	439	0,321	78,4	0,335	79,5	0,384	82,9	0,450	87,8	0,287	75,6	0,300	76,5	57,5	152,7(150)	0,778
15.40-16.00	10	439	0,321	87,2	0,335	88,3	0,384	93,0	0,450	99,0	0,287	83,9	0,300	85,1	57,2	151,0(150)	0,778
16.00-16.20	11	439	0,321	87,2	0,335	88,3	0,384	93,0	0,450	99,0	0,287	83,9	0,300	85,1	57,2	157,0(150)	0,778
16.20-16.40	12	503	0,321	86,9	0,335	88,0	0,384	92,7	0,450	98,8	0,287	83,6	0,300	84,8	56,8	156,7(150)	0,778
16.40-17.00	13	795	0,321	85,6	0,335	86,8	0,384	91,6	0,450	97,8	0,287	82,3	0,300	83,5	55,0	155,4(150)	0,778
17.00-17.20	14	1 200	0,321	83,9	0,335	85,1	0,384	90,0	0,450	96,4	0,287	80,5	0,300	81,7	52,5	152,6(150)	0,778
17.20-17.40	15	1 785	0,308	81,4	0,323	82,7	0,370	87,8	0,433	94,3	0,275	77,9	0,288	79,2	48,8	148,6	0,790
17.40-18.00	16	2 460	0,248	76,7	0,260	78,3	0,300	83,2	0,358	89,7	0,215	73,3	0,225	74,6	44,8	143,2	0,842
18.00-18.20	17	3 090	0,128	67,1	0,138	68,4	0,163	72,4	0,203	78,2	0,108	63,8	0,115	64,8	42,1	135,7	0,925
18.20-18.40	18	3 615		53,0		53,9		56,3		60,1		51,1		51,8	40,9	126,3	

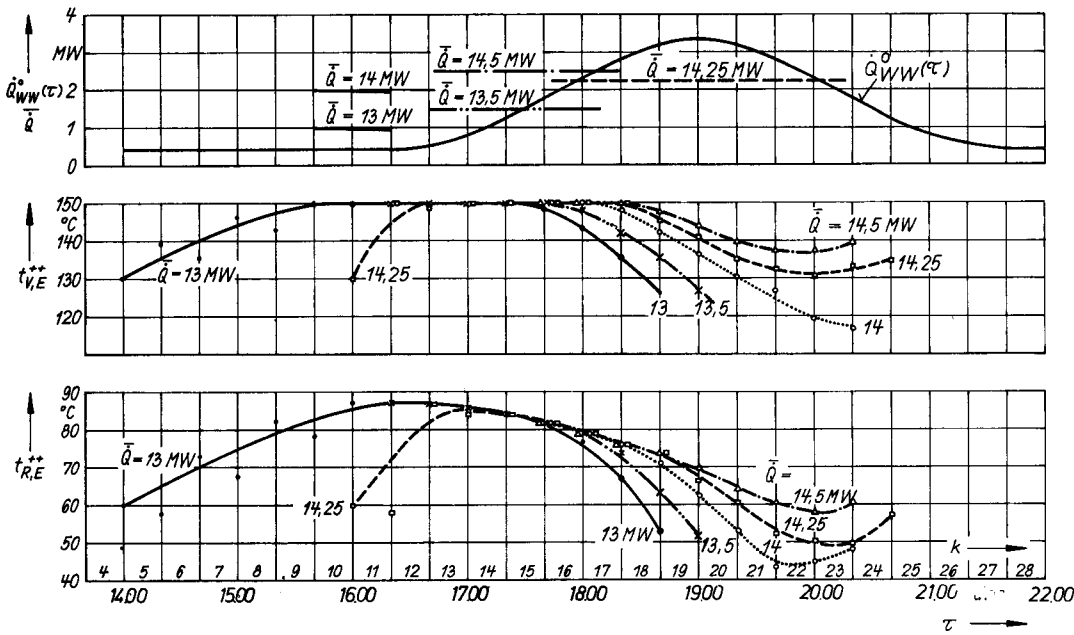


Bild 4.2.-21
Verläufe der Wärmestrombelastung \dot{Q}_{WW}^0 und des mittleren Einspeisewärmestroms \bar{Q} sowie die daraus resultierenden Vorlauf- und Rücklauf-temperaturen an der Einspeisestelle

Tabelle 4.2.-2 Ergebnisse der schrittweisen Berechnung der Netzspeicherung (letzte Annahme)

Zeit	k	$\dot{Q}_{WW,k}^0$ MWs	$\epsilon_{2,k}$	$t_{R,2,k}^{++}$ °C	$\epsilon_{1,k}$	$t_{R,1,k}^{++}$ °C	$\epsilon_{2,k}$	$t_{R,2,k}^{++}$ °C	$\epsilon_{1,k}$	$t_{R,1,k}^{++}$ °C	$\epsilon_{2,k}$	$t_{R,2,k}^{++}$ °C	$\epsilon_{1,k}$	$t_{R,1,k}^{++}$ °C	$t_{R,N,k}^{++}$ °C	$t_{V,E,k}^{++}$ °C	μ_k
15:40-16:00	10	0	0	60	0	60	0	60	0	60	0	60	0	60	60	130	1
16:00-16:20	11	439	0,321	57,9	0,335	57,9	0,384	57,9	0,450	57,9	0,287	57,9	0,300	57,9	57,9	151,5 (150)	0,778
16:20-16:40	12	503	0,313	86,9	0,325	88,0	0,375	92,7	0,438	98,8	0,278	83,6	0,290	84,8	56,8	149,1	0,786
16:40-17:00	13	795	0,321	84,4	0,335	85,6	0,384	90,3	0,450	96,2	0,287	81,2	0,300	82,3	55,1	167,8 (150)	0,778
17:00-17:20	14	1200	0,321	83,9	0,335	85,1	0,384	90,0	0,450	96,4	0,287	80,5	0,300	81,7	52,5	164,3 (150)	0,778
17:20-17:40	15	1785	0,321	81,4	0,335	82,7	0,384	87,8	0,450	94,3	0,287	77,9	0,300	79,2	48,8	161,1 (150)	0,778
17:40-18:00	16	2460	0,321	78,6	0,335	79,9	0,384	85,1	0,450	92,0	0,287	74,9	0,300	76,2	44,5	155,9 (150)	0,778
18:00-18:20	17	3090	0,321	75,9	0,335	77,2	0,384	82,7	0,450	89,8	0,287	72,0	0,300	73,4	40,6	150,5 (150)	0,778
18:20-18:40	18	3615	0,275	73,6	0,288	75,0	0,333	80,7	0,393	88,0	0,243	69,7	0,255	71,1	37,3	145,6	0,818
18:40-19:00	19	3930	0,220	66,5	0,233	67,9	0,270	72,8	0,325	79,3	0,190	63,0	0,200	64,3	36,5	141,1	0,863
19:00-19:20	20	3930	0,120	60,5	0,130	61,8	0,153	65,7	0,190	71,3	0,100	57,4	0,108	58,4	37,7	135,3	0,930
19:20-19:40	21	3615	0,070	52,3	0,078	53,3	0,090	55,4	0,113	58,9	0,058	50,4	0,060	51,1	41,0	132,9	0,960
19:40-20:00	22	3090	0,018	50,5	0,020	51,1	0,023	52,2	0,030	54,2	0,013	49,4	0,015	49,6	44,3	130,7	0,990
20:00-20:20	23	2460	0,078	49,3	0,085	49,5	0,098	49,7	0,123	50,3	0,060	48,9	0,065	49,1	47,9	133,1	0,957
20:20-20:40	24	1785		57,3		57,9		58,9		61,0		55,8		56,2	50,9	134,9	

Die Ergebnisse sind in der Tabelle 4.2.-2 zusammengestellt und im Bild 4.2.-21 als gestrichelte Linien eingetragen. Wegen der relativ großen Wärmezufuhr im Anfangsbereich wird sofort der volle Ladezustand erreicht. Die berechneten Rücklauftemperaturen schwanken während der Aufheizphase wiederum beachtlich. Um 20.00 Uhr ist das Netz völlig entspeichert. Die Vorlauf-temperatur tangiert zu diesem Zeitpunkt den Minimalwert 130 °C. Die Rücklauf-temperatur an der Einspeisestelle beträgt minimal etwa 50 °C.

Diskussion des Ergebnisses

Damit ist die Aufgabe gelöst. Der erforderliche Wärmestrom, der während der Spitzenbelastung zur Verfügung stehen muß, beträgt $\bar{Q}_k = 14,25$ MW. Dies bedeutet eine Senkung des Spitzenwertes an der Einspeisestelle um

$$\Delta \bar{Q} = (3,331 + 11,936 - 14,25) \text{ MW} = 1,02 \text{ MW}$$

bzw. 6,7%.

Bei der Aufstellung eines Betriebsregimes müßte der Einspeisestrom noch als Zeitfunktion erfaßt werden. Die bisherige Annahme, daß der maximal erforderliche Wert sprunghaft in das Netz gefahren wird, ist einerseits unter praktischen Bedingungen kaum möglich und andererseits auch nicht wünschenswert. Günstiger wäre die kontinuierliche Steigerung vom Ausgangswert 11,936 MW auf 14,25 MW. Eine qualitative Aussage über Ladebeginn und Anstieg der Einspeiseleistung kann analog Gl. (4.2.-14) auch aus den Ergebnissen der Tabelle 4.2.-2 entnommen werden, denn immer dann, wenn die maximale Vorlauf-temperatur 150 °C überschritt, erfuhr der Einspeisestrom eine Reduzierung. Der tat-

sächliche Wärmestrom kann aus Gl. (4.2.-72) unter Verwendung der bisherigen Ergebnisse mit nur geringem Aufwand gewonnen werden. Bei voller Wärmezufuhr \bar{Q}_k ergab sich die überhöhte Vorlauftemperatur $t_{V,E,k}^{++}$, wobei die Wärmespeicherung im Rücklauf und die Wärmemenge zur Warmwasserbereitung unbeeinflusst blieben. Die beiden Werte betragen

$$Q_{S,R,k} + Q_{VW,k}^0 = (\bar{Q}_k - \dot{Q}_E^+) \Delta\tau_k - C_V(t_{V,E,k}^{++} - t_{V,E,k-1}^{++})$$

Setzt man diese Summe erneut in Gl. (4.2.-72) ein, wobei die tatsächlichen Werte Vorlauftemperatur $(t_{V,E,k}^{++})^*$ und der Wärmestrom \bar{Q}_k^* mit einem Stern gekennzeichnet werden, folgt

$$\begin{aligned} \bar{Q}_k^* &= \bar{Q}_k + \frac{C_V}{\Delta\tau_k} [(t_{V,E,k}^{++})^* - t_{V,E,k}^{++}] \\ &= 14,25 \text{ MW} + \frac{120,5}{1200} [150^\circ\text{C} - t_{V,E,k}^{++}] \frac{\text{MW}}{\text{K}} \end{aligned}$$

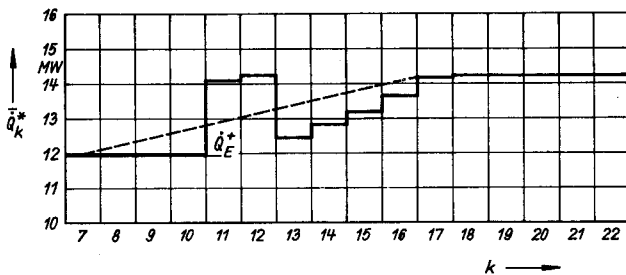


Bild 4.2.-22

Mittlerer Einspeisewärmestrom \bar{Q}_k als Funktion der zeitlichen Intervallfolgen

Das Ergebnis ist schließlich im Bild 4.2.-22 aufgezichnet. Man sieht deutlich, daß die volle maximale Leistung zu Ladebeginn nicht erforderlich war; denn diese wurde nur während zweier Intervalle benötigt. Dabei zeigten sich auch die Grenzen des Näherungsmodells infolge der großen, sprungartigen Änderung des Wärmestroms \bar{Q}_k deutlich. Das Netz war sofort aufgeheizt, und der volle Wärmestrom wurde erst ab dem 17. Intervall erneut erforderlich. Durch weitere Variationen des Ladebeginns und der Wärmestromkurve $\bar{Q}_k = f(k)$ könnte man das endgültige Betriebsregime festlegen. Eine mögliche Kurve ist im Bild gestrichelt eingetragen. Wegen der Vielzahl der wählbaren Aufheizkurven werden weitere Untersuchungen zur quantifizierten Vorausbestimmung vorgenommen und dieses Beispiel unter Abschnitt 4.3.2.1. erneut behandelt.

4.3. Pauschale Aussagen zur Bedarfsglättung

Bei der bisherigen Betrachtung wurden die dynamischen Lade- und Entladevorgänge mit Hilfe von Modellen näherungsweise berechnet. Dabei sind der Wärmestrom einschließlich seines Maximalwertes an der Einspeisestelle sowie die Lade- und Nachladedauer zunächst frei wählbare Parameter gewesen. Um diese Werte vor der relativ aufwendigen Nachrechnung der dynamischen Vorgänge näherungsweise zu quantifizieren und um eine

Abschätzungsmöglichkeit über erreichbare Spitzenlastsenkungen geben zu können, wird nachfolgend von globalen Wärmebilanzen ausgegangen. Diese sind über die Spitzenlastdauer $\Delta\tau_S$, den Ladezeitraum $\Delta\tau_L$ und die Nachladezeit $\Delta\tau_{NL}$ zu bilden.

4.3.1. Maximaler Einspeise-Wärmestrom und Spitzenlastsenkung

Im Bild 4.3.-1 werden zwei Formen der Wärmestromkurve an der Netzeinspeisestelle $\dot{Q}_N(\tau)$ gezeigt. Die sogenannte Spitzenlastwärme Q_{SL} berechnet sich aus der Beziehung

$$Q_{SL} = \int_{\tau_1}^{\tau_2} [\dot{Q}_N(\tau) - \dot{Q}_{E,max}] d\tau \quad (4.3.-1)$$

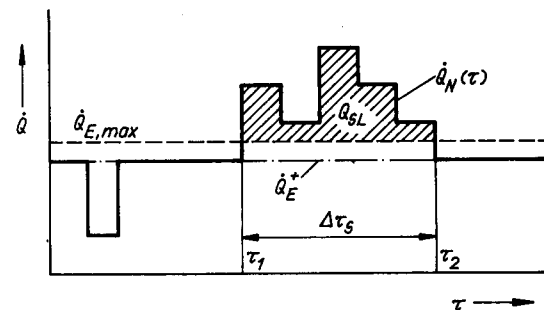
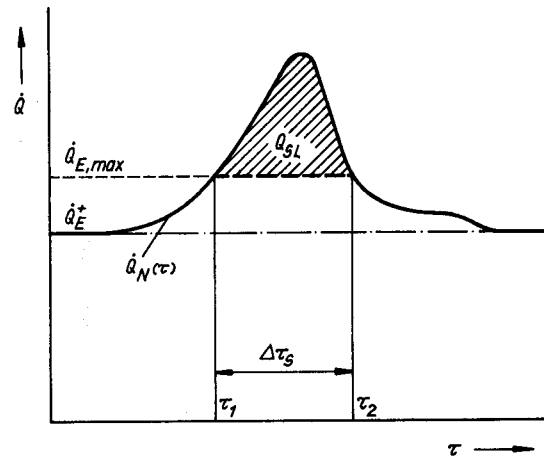


Bild 4.3.-1

Schematische Darstellung der Belastungskurve $\dot{Q}_N(\tau)$, des normalen und maximalen Einspeisewärmestroms \dot{Q}_E^+ und $\dot{Q}_{E,max}$ sowie der Spitzenlastwärme Q_{SL}

In der Grafik wird dieser Wert durch die schraffierte Fläche repräsentiert. Er kann unproblematisch durch Planimetrieren, im Sonderfall analytisch ermittelt werden. Die Schnittstellen zwischen dem Belastungsverlauf $\dot{Q}_N(\tau)$ und dem maximalen Einspeisestrom $\dot{Q}_{E,max}$ kennzeichnen den zeitlichen Beginn τ_1 und das Ende τ_2 der Spitzenbelastung $\Delta\tau_S = \tau_2 - \tau_1$.

Relativ aufwendig vollzieht sich die Berechnung der in diesem Zeitraum entspeicherten Wärmemengen. Selbstverständlich ist davon auszugehen, daß zu Beginn der Spitzenbelastung τ_1 das Netz maximal aufgeladen ist und daß zur Zeit τ_2 das Netz mit den minimal möglichen Temperaturen betrieben wird.

Für den Vorlauf-Netzteil kann mit Kenntnis der Wärmekapazität C_V und der zulässigen Temperaturerhöhung auf $t_{V,E,max}^+$ sofort die speicherbare Wärme

$$Q_{S,V} = C_V(t_{V,E,max}^+ - t_{V,E}^+), \quad (4.3.-2)$$

die wegen $t_{V,E}^+ \equiv t_{V,E,min}^+$ identisch mit der im Spitzenlastzeitraum entspeicherbaren Wärme $(Q_{S,V})_S$ ist, ermittelt werden. Der Wert C_V ist überschlägig nach Gl. (4.2.-53) bestimmbar. Die Speicherwärme, die die Teilstreckenspezifik beachtet, kann nach Gl. (4.1.-20) exakt berechnet werden.

Die im Rücklauf-Netzteil entspeicherbare Wärme setzt sich — wie im Abschnitt 4.2.3. beschrieben — möglicherweise aus zwei qualitativ unterschiedlichen Summanden zusammen. So handelt es sich erstens um die aktive, gesteuerte Wärmespeicherung in den Teilstrecken i , die auch von den Überströmmungen beaufschlagt werden, und zweitens um die passive, unbeeinflussbare Wärmespeicherung in den übrigen — nur vom Abnehmerrücklauf durchflossenen — Teilstrecken j . Die teilstreckenweise Berechnung ist analog den Gln. (4.2.-70) und (4.2.-71) vorzunehmen, wobei die intervallbezogenen Temperaturen durch die zeitbezogenen Werte t_{R,i,τ_2} , t_{R,i,τ_1} , t_{R,N,τ_2} und t_{R,N,τ_1} zu ersetzen sind. Ein Vorzeichenwechsel ist erforderlich, da hier die entspeicherbare Wärme positiv gezählt wird. Die Gesamtwärme lautet damit

$$(Q_{S,R})_S = c \left[\sum_i m_{R,i} z_i (t_{R,i,\tau_1}^{++} - t_{R,i,\tau_2}^{++}) + \sum_j m_{R,j} z_j (t_{R,N,\tau_1}^{++} - t_{R,N,\tau_2}^{++}) \right]. \quad (4.3.-3)$$

Im Hinblick auf weitere Untersuchungen im Lade- und Nachladezeitraum kann man auch den Speicherzustand des Rücklauf-Netzteils $Q_{S,R,\tau}$ — bezogen auf den Auslegungszustand — definieren und zu den Zeitpunkten τ_1 und τ_2 berechnen. Die während der Spitzenzeit entspeicherbare Energie beträgt dann

$$(Q_{S,R})_S = (Q_{S,R,\tau_1} - Q_{S,R,\tau_2}) = c \left[\sum_{i+j} m_{R,i} z_i (t_{R,i,\tau_1}^{++} - t_{R,N}^+) - \sum_{i+j} m_{R,i} z_i (t_{R,i,\tau_2}^{++} - t_{R,N}^+) \right]. \quad (4.3.-4)$$

Welche Form der beiden Gleichungen verwendet wird, ist prinzipiell gleichgültig. Ihre Auswertung ist jedoch sehr differenziert vorzunehmen. Entscheidende Merkmale sind die Rücklauftemperaturen der Abnehmer und eine eventuelle Rücklaufaufladung vor der Spitzenbelastung.

Werden beispielsweise nur Heizungsanlagen mit jeweils gleichen Rücklauftemperaturen versorgt, d. h., das Belastungsgebirge ergibt sich nur aus einer unterschiedlichen Anzahl von angeschlossenen Anlagen, so gilt stets $t_{R,N}^+$. Die Gln. (4.3.-3) und (4.3.-4) sind dann mit der Beziehung (4.1.-43) identisch. Wurde die Lage der Überströmeinrichtung optimiert, so liegt $Q_{S,R} \equiv (Q_{S,R})_S$ ohnehin schon fest und bedarf keiner Neuberechnung (vgl. Abschnitt 4.1.2.4. — Beispiele).

Beim Anschluß anderer Abnehmer sind die Austrittstemperaturen entsprechend den Angaben im Abschnitt

4.1.1. zu ermitteln bzw. zu schätzen und danach Gl. (4.3.-4) auszuwerten. In der Regel werden sich anlagenbezogene Vereinfachungen ergeben (vgl. Beispiel im Abschnitt 4.3.1.2.). Endlich kann die eingangs angesprochene Wärmebilanz als Gleichung oder Ungleichung formuliert werden:

$$(Q_{S,V} + Q_{S,R})_S \geq Q_{SL}. \quad (4.3.-5)$$

Diese Forderung ist durch eine geeignete Betriebsweise und die Wahl von $\dot{Q}_{E,max}$ zu erfüllen. Den kleinsten Wert für den Wärmestrom $\dot{Q}_{E,max}$ erhält man bei Gleichheit der obigen Beziehung. Praktisch sind somit zwei verschiedene Aufgabenstellungen möglich:

1. Der maximale Wärmestrom an der Einspeisestelle $\dot{Q}_{E,max}$ ist vorgegeben, die Speichermöglichkeiten sind zu untersuchen und ein geeignetes Betriebsregime aufzustellen. Die technische Grundlage muß dafür $(Q_{S,V} + Q_{S,R})_S \geq Q_{SL}$ sein.
2. Die maximale Speicherfähigkeit $(Q_{S,V} + Q_{S,R})_S$ sei vorgegeben, der erforderliche Wärmestrom $\dot{Q}_{E,max}$ ist so zu bestimmen, daß $(Q_{S,V} + Q_{S,R})_S = Q_{SL}$ gilt.

Während es sich im ersten Fall lediglich um eine Nachrechnung bestehender Verhältnisse handelt, ist die zweite Aufgabe im allgemeinen nur iterativ lösbar. Dies erfolgt so, daß man für verschiedene $\dot{Q}_{E,max,1}$, $\dot{Q}_{E,max,2}$ usw. die zugehörigen Werte $Q_{SL,1}$, $Q_{SL,2}$ sowie $(Q_{S,V} + Q_{S,R})_{S,1}$; $(Q_{S,V} + Q_{S,R})_{S,2}$ usw. berechnet und in einer Grafik $Q_{SL} = f(\dot{Q}_{E,max})$ sowie $(Q_{S,V} + Q_{S,R})_S = f(\dot{Q}_{E,max})$ aufträgt. Im Schnittpunkt beider Kurven kann die erforderliche Wärmehöchstleistung abgelesen werden.

4.3.1.1. Beispiel

Das im Abschnitt 4.2.2.4. vorgestellte Beispiel mit der dreieckförmigen Morgenspitze für die Warmwasserbereitung, das im Bild 4.2.-15 dargestellt ist, soll im Spitzenlastbereich erneut untersucht werden. Im besonderen interessiert der erforderliche Einspeise-Wärmestrom $\dot{Q}_{E,max}$. Die Wärmekapazität betrage $C_V = C_R = 240 \text{ MWs/K}$. Eine aktive Wärmeentspeicherung ist nur im Vorlauf zwischen 150°C auf 130°C möglich.

Lösung

Zunächst werden die drei Wärmeströme $\dot{Q}_{E,max,1} = 20,5 \text{ MW}$, $\dot{Q}_{E,max,2} = 21 \text{ MW}$ und $\dot{Q}_{E,max,3} = 21,5 \text{ MW}$ untersucht. Aus Bild 4.2.-15 folgen die zugehörigen Zeitgrenzen:

$$\text{Fall 1: } \tau_1 = 35 \text{ min; } \tau_2 = 183 \text{ min;}$$

$$\text{Fall 2: } \tau_1 = 50 \text{ min; } \tau_2 = 156 \text{ min;}$$

$$\text{Fall 3: } \tau_1 = 66 \text{ min; } \tau_2 = 130 \text{ min.}$$

Die Spitzenlast-Wärmemengen lassen sich dann in einfacher Weise errechnen:

$$Q_{SL,1} = 0,5(22,25 - 20,5) (183 - 35) 60 \text{ MWs} = 7770 \text{ MWs}$$

$$Q_{SL,2} = 0,5(22,25 - 21) (156 - 50) 60 \text{ MWs} = 3975 \text{ MWs}$$

$$Q_{SL,3} = 0,5(22,25 - 21,5) (130 - 66) 60 \text{ MWs} = 1440 \text{ MWs.}$$

Die aus dem Vorlauf-Netzteil entnehmbare Wärme beträgt nach Gl. (4.3.-2)

$$(Q_{s,v})_s = 240(150 - 130) \text{ MWs} = 4800 \text{ MWs}.$$

Um die passive Entspeicherung im Rücklauf-Netzteil berechnen zu können, müssen zuerst an den Zeitgrenzen τ_1 und τ_2 die Rücklauftemperaturen bestimmt werden. Für die im Rücklauf angeordnete Warmwasserbereitung gilt die Temperaturermittlung nach Gl. (4.1.-11). Der Massestrom \dot{m}_N^{++} folgt aus Gl. (4.1.-10), woraus die Substitution

$$t_{R,N,\tau}^{++} \equiv t_{R,N,\tau}^* = t_{R,N}^+ - \frac{\dot{Q}_{ww}^0(\tau)}{\dot{Q}_E^+} (t_{V,N}^+ - t_{R,N}^+)$$

liefert. Wegen des linearen Zusammenhangs genügt es hier, die beiden Grenzfälle auszuwerten. Es ergeben sich:

Fall 1:

$$t_{R,N,\tau_1}^{++} = 60 \text{ °C} - \frac{0,5}{20} (150 - 60) \text{ K} = 57,8 \text{ °C}$$

$$t_{R,N,\tau_2}^{++} = 60 \text{ °C} - \frac{0,5}{20} (130 - 60) \text{ K} = 58,3 \text{ °C}$$

Fall 3:

$$t_{R,N,\tau_1}^{++} = 60 \text{ °C} - \frac{1,5}{20} (150 - 60) \text{ K} = 53,3 \text{ °C}$$

$$t_{R,N,\tau_2}^{++} = 60 \text{ °C} - \frac{1,5}{20} (130 - 60) \text{ K} = 54,8 \text{ °C}.$$

Da eine aktive Rücklaufspeicherung entfällt, können die Speicherzustände gemäß Gl. (4.3.-4) vereinfacht berechnet werden. Es gelten:

$$Q_{s,R,\tau} = (C_R(t_{R,N,\tau}^{++} - t_{R,N}^+))$$

Fall 1:

$$Q_{s,R,\tau_1} = 240(57,8 - 60) \text{ MWs} = -528 \text{ MWs}$$

$$Q_{s,R,\tau_2} = 240(58,3 - 60) \text{ MWs} = -408 \text{ MWs}$$

Fall 3:

$$Q_{s,R,\tau_1} = 240(53,3 - 60) \text{ MWs} = -1608 \text{ MWs}$$

$$Q_{s,R,\tau_2} = 240(54,8 - 60) \text{ MWs} = -1248 \text{ MWs}.$$

Damit folgen die entspeicherbaren Wärmemengen im gesamten Netz zu

$$(Q_{s,v} + Q_{s,R})_{s,1} = [4800 - 528 - (-408)] \text{ MWs} = 4680 \text{ MWs}$$

$$(Q_{s,v} + Q_{s,R})_{s,3} = [4800 - 1608 - (-1248)] \text{ MWs} = 4440 \text{ MWs}.$$

Es wird deutlich, daß die ungewollt ablaufenden dynamischen Vorgänge im Rücklauf dem gewünschten Entspeicherungsvorgang entgegenwirken, da sich bei gleichen Werten $\dot{Q}_{ww,\tau_1} = \dot{Q}_{ww,\tau_2}$, aber sinkenden Vorlauf-temperaturen der Rücklauf aufheizt.

Im weiteren werden gemäß den Empfehlungen im Abschnitt 4.3.1. die Kurven Q_{sL} und $(Q_{s,v} + Q_{s,R})_s$ über

$\dot{Q}_{E,max}$ im Bild 4.3.-2 aufgetragen. Der Schnittpunkt liefert die Lösung

$$\dot{Q}_{E,max} = 20,9 \text{ MW}.$$

Dies stellt eine sehr gute Übereinstimmung mit dem Ergebnis $\dot{Q}_{E,max} = 20,85 \text{ MW}$ des Beispiels 3 im Abschnitt 4.2.2.4. dar.

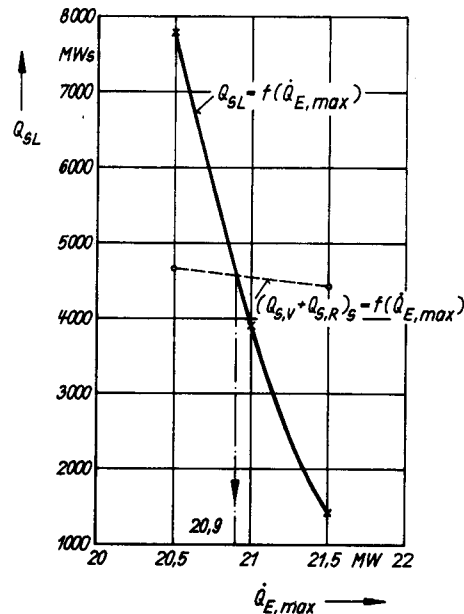


Bild 4.3.-2

Zuordnung der Spitzenlastwärme Q_{sL} und der Speicherwärme des Vor- und Rücklaufs $Q_{s,v}$; $Q_{s,R}$ als Funktion des maximalen Einspeisewärmestroms $\dot{Q}_{E,max}$

4.3.1.2. Spezielles Berechnungsverfahren für Wohnkomplexe

Nachrechnung bei vorgegebenem, maximalem Wärmestrom

Im Bild 4.3.-3 wird in abstrahierter Form der typische Wärmeleistungsverlauf eines Wohngebietes gezeigt. Er setzt sich aus den Anteilen für die Raumheizung \dot{Q}_E^+ und für die Warmwasserbereitung $\dot{Q}_{ww}(\tau)$ zusammen. Der maximale Wärmestrom an der Einspeisestelle $\dot{Q}_{E,max}$ schneidet die Belastungskurve zur Zeit τ_1 und τ_2 . Im Gegensatz zur allgemeingültigen Grundsatzbetrachtung verläuft hier die Kurve der Spitzenbelastung symmetrisch zwischen diesen beiden Zeitmarken. Weiterhin ist sie durch Gl. (3.1.-25) festgelegt. Damit kann das Planime-

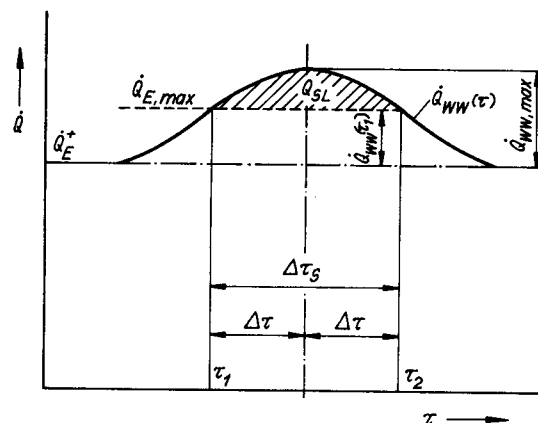


Bild 4.3.-3

Typischer Wärmeleistungsverlauf eines Wohngebietes (Approximation)

trieren durch die Berechnung ersetzt werden. Es gilt unter Substitution vorgenannter Gleichung

$$Q_{SL} = \int_{\tau_1}^{\tau_2} (\dot{Q}_{WW}(\tau) - \dot{Q}_{E, \max} + \dot{Q}_E^+) d\tau$$

$$= 2\dot{Q}_{WW, \max} \int_0^{\Delta\tau} e^{-(a\tau)^2} d\tau - (\dot{Q}_{E, \max} - \dot{Q}_E^+) (\tau_2 - \tau_1) \quad (4.3.-6)$$

mit der umgerechneten Zeitgrenze

$$\Delta\tau = 0,5(\tau_2 - \tau_1) = 0,5 \Delta\tau_s \quad (4.3.-7)$$

Die Lösung des Integrals liefert (vgl. Abschnitt 3.3.1.)

$$Q_{SL} = \frac{2}{a} \dot{Q}_{WW, \max} \sqrt{\pi} \Phi[\sqrt{2a} \Delta\tau] - (\dot{Q}_{E, \max} - \dot{Q}_E^+) 2 \Delta\tau \quad (4.3.-8)$$

Läßt die Grafik das genaue Ablesen von τ_2 und τ_1 nicht zu, dann können diese Grenzwerte auch analytisch bestimmt werden. Ausgehend von Gl. (3.1.-25), folgt unter Beachtung des Bildes 4.3.-3

$$\Delta\tau = \frac{1}{a} \sqrt{\ln \frac{\dot{Q}_{WW, \max}}{\dot{Q}_{E, \max} - \dot{Q}_E^+}} \quad (4.3.-9)$$

Damit beträgt die Spitzenlastwärme endgültig

$$Q_{SL} = \frac{2}{a} \dot{Q}_{WW, \max} \sqrt{\pi} \Phi \left[\sqrt{2 \ln \frac{\dot{Q}_{WW, \max}}{\dot{Q}_{E, \max} - \dot{Q}_E^+}} \right]$$

$$- (\dot{Q}_{E, \max} - \dot{Q}_E^+) \frac{2}{a} \sqrt{\ln \frac{\dot{Q}_{WW, \max}}{\dot{Q}_{E, \max} - \dot{Q}_E^+}} \quad (4.3.-10)$$

Abschließend ist zu prüfen, ob die Ungleichung (4.3.-5) erfüllt wird.

Ermittlung des erforderlichen, maximalen Wärmestroms
Für die Beziehung (4.3.-5) soll das Gleichheitszeichen gelten. Damit kann Gl. (4.3.-8) wie folgt geschrieben werden:

$$Q_{S, v} + Q_{S, R} = \frac{2}{a} \dot{Q}_{WW, \max} \sqrt{\pi} \Phi[\sqrt{2a} \Delta\tau]$$

$$- 2\dot{Q}_{WW, \max} e^{-(a\Delta\tau)^2} \Delta\tau \quad (4.3.-11)$$

Sowohl der maximale Wärmebedarf $\dot{Q}_{WW, \max}$ als auch der Parameter a sind Funktionen der zu versorgenden Wohnungsanzahl n . Die entsprechenden Zuordnungen sind durch Gl. (3.1.-23)

$$\dot{Q}_{WW, \max} = 2,69n^{0,92} \quad \text{in kW} \quad (4.3.-12)$$

und Tabelle 3.1.-2 gegeben. Da die Auflösung der Gl. (4.3.-11) nach der halben Spitzenlastdauer $\Delta\tau$ einige Schwierigkeiten bereitet, wird von der Form

$$\frac{Q_{S, v} + Q_{S, R}}{2\dot{Q}_{WW, \max}(n)} = \frac{\sqrt{\pi}}{a} \Phi[\sqrt{2a(n)} \Delta\tau] - \Delta\tau e^{-[a(n)\Delta\tau]^2} \quad (4.3.-13)$$

ausgegangen und die rechte Gleichungsseite in Abhängigkeit von der Zeitdauer $\Delta\tau$ und vom Parameter a ausgewertet. Das Ergebnis ist im Bild 4.3.-4 aufgezeichnet.

Bei der praktischen Anwendung wird die linke Gleichungsseite berechnet und der Wert für $\Delta\tau$ aus der

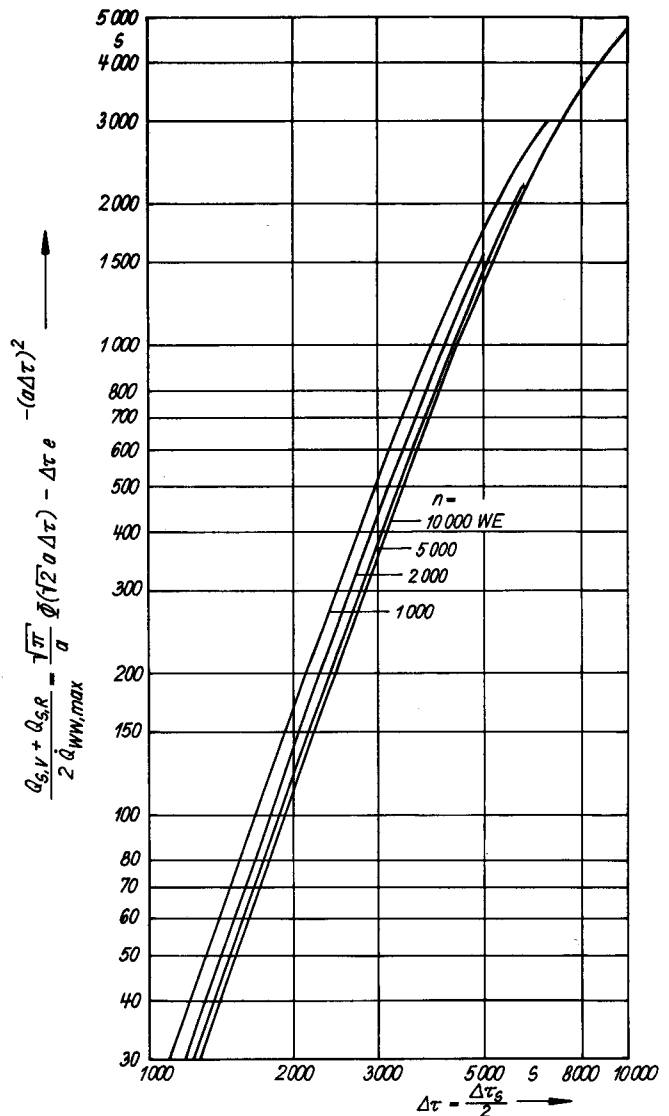


Bild 4.3.-4
Auswertung der rechten Seite von Gl. (4.3.-13)

Grafik abgelesen. Damit ergibt sich die erforderliche, maximale Einspeiseleistung zu

$$\dot{Q}_{E, \max} = \dot{Q}_E^+ + \dot{Q}_{WW, \max} e^{-(a\Delta\tau)^2} = \dot{Q}_E^+ + \dot{Q}_{WW}(\tau_1) \quad (4.3.-14)$$

Für Untersuchungen im Planungsstadium sind allgemeingültige, prozentuale Angaben zur Senkung des Spitzenlastanteils $\dot{Q}_{WW, \max}$ auf $\dot{Q}_{WW}(\tau_1)$ von besonderem Interesse. Zu diesem Zweck wird Gl. (4.3.-13) umfassend ausgewertet. Für vorgegebene Wohnungsanzahlen n werden der Parameter a aufgesucht und unter Variation von $\Delta\tau$ die jeweils zugehörigen Speicherkennwerte $(Q_{S, v} + Q_{S, R}) / 2\dot{Q}_{WW, \max}$ berechnet. Mit $\Delta\tau$ liegen aber auch die erforderlichen, maximalen Wärmeströme zur Spitzenlastdeckung $\dot{Q}_{WW}(\tau_1)$ fest. Die infolge der Netzspeicherung möglichen prozentualen Senkungen des Spitzenwärmestroms für die Warmwasserbereitung ergeben sich zu

$$e = \frac{\dot{Q}_{WW, \max} - \dot{Q}_{WW}(\tau_1)}{\dot{Q}_{WW, \max}} 100 \% = [1 - e^{-(a\Delta\tau)^2}] 100 \% \quad (4.3.-15)$$

Schließlich kann der direkte Zusammenhang von relativer Spitzenlastsenkung e und Speicherkennwert im

Bild 4.3.-5 grafisch dargestellt werden. Letzterer sei der Einfachheit halber als $(Q_{S,V} + Q_{S,R}) / \dot{Q}_{WW,max} = Q_S / \dot{Q}_{WW,max}$ ausgewiesen, d. h., der Divisor 2 wurde intern eingearbeitet.

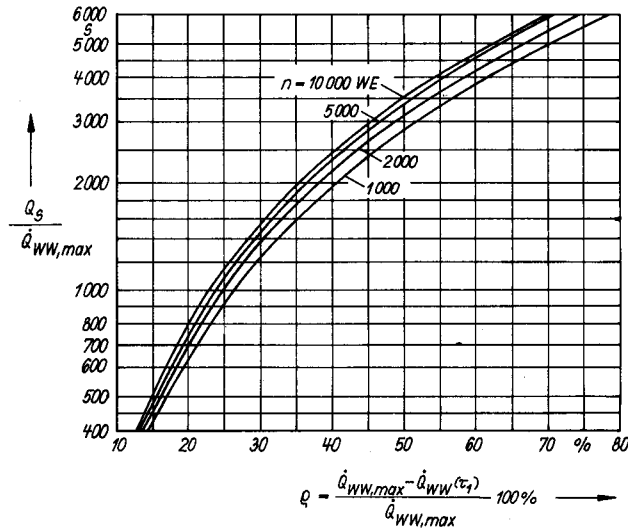


Bild 4.3.-5
Relative Spitzenlastsenkung q als Funktion des Speicherwertes $Q_S / \dot{Q}_{WW,max}$ und der Wohnungszahlen n

Beispiel

Im Beispiel 3 des Abschnitts 4.1.2.4. wurde das Speichervermögen eines Netzes durch Variation der Überströmmungen maximiert. Im Beispiel 4.2.3.1. ist die Betriebsweise dieses Netzes, das ein Wohngebiet mit 2300 Wohneinheiten mit Wärme versorgt, näher untersucht worden. Im Ergebnis wurde der maximal notwendige Wärmestrom an der Einspeisestelle mit Hilfe von Näherungsmodellen für die reale dynamische Betriebsweise ermittelt. Es ergab sich der Wert von 14,25 MW. Die speziellen Daten lauteten:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_E^+ &= 11,936 \text{ MW}; & \dot{Q}_{WW,max} &= 3,331 \text{ MW}; \\ Q_{S,V} &= 2410 \text{ MWs}; & Q_{S,R} &= 2423 \text{ MWs}; \\ C_V = C_R &= 120,5 \text{ MWs/K}; & \sum_i C_{R,i} &= 79,9 \text{ MWs/K}; \\ & & \sum_j C_{R,j} &= 40,6 \text{ MWs/K}. \end{aligned}$$

Die Aufgabe soll erneut für

1. Variante: nur Vorlaufspeicherung
 2. Variante: Vorlauf- und Rücklaufspeicherung
- gelöst werden.

Lösung

Zunächst ist die diffizile Frage nach der passiven Rücklaufentladung zu beantworten. Es wird deshalb vom Speicherzustand, der in Gl. (4.3.-4) definiert ist, ausgegangen. Die Abnehmeraustrittstemperaturen ergeben sich bei der Warmwasserbereitung nach Bild 4.1.-5 entsprechend der im Beispiel 4.3.1.1. abgeleiteten Gleichung

$$t_{R,N,\tau}^{++} = t_{R,N}^+ - \frac{\dot{Q}_{WW}^0(\tau_1)}{\dot{Q}_E^+} (t_{V,N}^{++} - t_{R,N}^+). \quad (4.3.-16)$$

Da es sich im Beispiel um eine im Rücklauf angeordnete Warmwasserbereitung handelt, wird im weiteren der erforderliche Wärmestrom mit $\dot{Q}_{WW}^0(\tau)$ bezeichnet.

Für die Zeitgrenzen τ_1 und τ_2 werden die Werte $\dot{Q}_{WW}^0(\tau_1) = 1; 2; 3 \text{ MW}$ variiert. Damit ergeben sich:

$$t_{R,N,\tau_1}^{++} = 60^\circ\text{C} - \frac{\dot{Q}_{WW}^0(\tau_1)}{11,936} (150 - 60) \text{ K}$$

$$t_{R,N,\tau_2}^{++} = 60^\circ\text{C} - \frac{\dot{Q}_{WW}^0(\tau_1)}{11,936} (130 - 60) \text{ K}$$

	$\dot{Q}_{WW}^0(\tau_1)$ in MW		
	1	2	3
t_{R,N,τ_1}^{++} in °C	52,5	44,9	37,4
t_{R,N,τ_2}^{++} in °C	54,1	48,3	42,4

Weiter gilt für den entladenen Zustand zur Zeit τ_2 nach Gl. (4.3.-4)

$$Q_{S,R,\tau_2} = C_R(t_{R,N,\tau_2}^{++} - t_{R,N}^+). \quad (4.3.-17)$$

Sehr schwierig ist der Ladezustand zur Zeit τ_1 erfaßbar. Zur Abschätzung der realen Verhältnisse wird von den Gln. (4.1.-32) und (4.1.-34) ausgegangen. Es gilt damit für eine Teilstrecke i

$$\begin{aligned} Q_{S,R,i,\tau_1} &= m_i z_i c [\xi_i t_{V,E}^{++} + (1 - \xi_i) t_{R,N,\tau_1}^{++} - t_{R,N}^+] \\ &= m_i z_i c [\xi_i (t_{V,E}^{++} - t_{R,N}^+) \\ &\quad + (1 - \xi_i) (t_{R,N,\tau_1}^{++} - t_{R,N}^+)], \end{aligned}$$

und mit Einführung des maximalen Ladezustandes ($\dot{Q}_{WW}^0 = 0$) nach Gl. (4.1.-33) folgt

$$Q_{S,R,i,\tau_1} = Q_{S,R,i} + m_i z_i c (1 - \xi_i) (t_{R,N,\tau_1}^{++} - t_{R,N}^+).$$

Setzt man alle relativen Überströmmungen in erster Näherung gleich ξ und ergänzt die nur von den Abnehmerströmen beaufschlagten Teilstrecken j , so gilt

$$\begin{aligned} Q_{S,R,\tau_1} &= Q_{S,R} - \sum_i C_{R,i} (1 - \xi) (t_{R,N,\tau_1}^{++} - t_{R,N}^+) \\ &\quad + \sum_j C_{R,j} (t_{R,N,\tau_1}^{++} - t_{R,N}^+). \end{aligned} \quad (4.3.-18)$$

Die aus dem Rücklaufnetz entspeicherbare Wärme beträgt dann

$$\begin{aligned} Q_{S,R,\tau_1} - Q_{S,R,\tau_2} &= Q_{S,R} + C_R (t_{R,N,\tau_1}^{++} - t_{R,N,\tau_2}^{++}) \\ &\quad - \sum_i C_{R,i} \xi (t_{R,N,\tau_1}^{++} - t_{R,N}^+), \end{aligned}$$

woraus mit den angegebenen Werten für die einzelnen Betrachtungsfälle folgen:

1. Variante: ($Q_{S,R} = 0; \xi = 0$)

	$\dot{Q}_{WW}^0(\tau_1)$ in MW		
	1	2	3
$Q_{S,R,\tau_1} - Q_{S,R,\tau_2}$ in MWs	-193	-410	-603

2. Variante: ($Q_{S,R} = 2423 \text{ MWs}; \xi \approx 0,33$
Mittelwert bei der Speicheroptimierung)

	$\dot{Q}_{WW}^0(\tau_1)$ in MW		
	1	2	3
$Q_{S,R,\tau_1} - Q_{S,R,\tau_2}$ in MWs	2428	2411	2416

Die Ergebnisse zeigen, daß bei der reinen Vorlaufspeicherung eine Abminderung infolge der Rücklaufaufheizung zur Zeit τ_2 gegenüber τ_1 zu beachten ist, daß aber im vorliegenden Fall bei der Vorlauf- und Rücklaufspeicherung näherungsweise für $Q_s = Q_{s,v} + Q_{s,r}$ gesetzt werden kann.

Für die Speicherkennwerte ergeben sich:

1. Variante (Annahme: $Q_{s,r,\tau_1} - Q_{s,r,\tau_2} = -410 \text{ MWs}$):

$$\left(\frac{Q_s}{\dot{Q}_{\text{WW,max}}}\right)_1 = \frac{2410 - 410}{3,331} \text{ s} = 600 \text{ s}$$

2. Variante:

$$\left(\frac{Q_s}{\dot{Q}_{\text{WW,max}}}\right)_2 = \frac{4833}{3,331} \text{ s} = 1451 \text{ s}$$

Damit können aus der Grafik (Bild 4.3.-5) die Werte

$$\varrho_1 = 18,0\%$$

$$\varrho_2 = 30,5\%$$

abgelesen werden. Es folgen dann aus Gl. (4.3.-15)

$$\dot{Q}_{\text{WW}}^0(\tau_1) = \left(1 - \frac{\varrho}{100\%}\right) \dot{Q}_{\text{WW,max}}$$

$$(\dot{Q}_{\text{WW}}^0(\tau_1))_1 = \left(1 - \frac{18,0}{100}\right) 3,331 \text{ MW} = 2,73 \text{ MW}$$

$$(\dot{Q}_{\text{WW}}^0(\tau_1))_2 = \left(1 - \frac{30,5}{100}\right) 3,331 \text{ MW} = 2,32 \text{ MW}$$

woraus sich unter Beachtung von \dot{Q}_E^+ die maximalen Einspeiseleistungen ergeben:

$$(\dot{Q}_{E,\text{max}})_1 = (11,936 + 2,73) \text{ MW} = 14,67 \text{ MW}$$

$$(\dot{Q}_{E,\text{max}})_2 = (11,936 + 2,32) \text{ MW} = 14,26 \text{ MW}$$

Das Ergebnis der zweiten Variante stimmt außerordentlich gut mit dem des Abschnitts 4.2.3.1. überein.

Ergebnisse für derzeit übliche Auslegungsparameter

Modelluntersuchungen für Wohngebietsnetze [21] haben für Anlagenparameter 130 °C/70 °C, die sich auf den Auslegungszustand beziehen, bei optimaler Netzbemessung die Wasserinhalte m_{Anl} ergeben. Unter Beachtung einer gleichmäßigen Masseaufteilung auf den Netzvorlauf und -rücklauf, des Zuschlagfaktors z für die Speicherfähigkeit der Rohrwandungen und einer Temperaturerhöhung um 20 K ergeben sich nachfolgende Tabellenwerte. Sie werden um die Spitzenleistungen für die Warmwasserbereitung ergänzt.

n in WE	1000	2000	5000	10000
m_{Anl} in kg	18000	50000	180000	480000
z	1,15	1,14	1,12	1,10
$(Q_{s,v})_s$ in MWs	1739	4788	16934	44352
$\dot{Q}_{\text{WW,max}}$ in MW	1,548	2,928	6,805	12,880

Durch Bilden der Quotienten $Q_s/\dot{Q}_{\text{WW,max}}$ und Ablesen der zugehörigen Werte ϱ im Bild 4.3.-5 liegen die pro-

zentualen Einsparungen der Warmwasser-Spitzenbelastung fest. Zur Diskussion der Einflußfaktoren werden drei Parameterpaarungen untersucht, wobei wegen der ohnehin zahlreichen Annahmen die passive Wärmeent- speicherung vernachlässigt sei:

a — aktive Wärmespeicherung nur im Vorlaufnetzteil

$$(Q_s = (Q_{s,v})_s)$$

b — aktive Wärmespeicherung im Vorlauf- und Rück- laufnetzteil

$$(Q_s = 2(Q_{s,v})_s)$$

c — aktive Wärmespeicherung nur im Vorlaufnetzteil, jedoch bei reduzierter Aufladung

$$(Q_s = 0,5(Q_{s,v})_s)$$

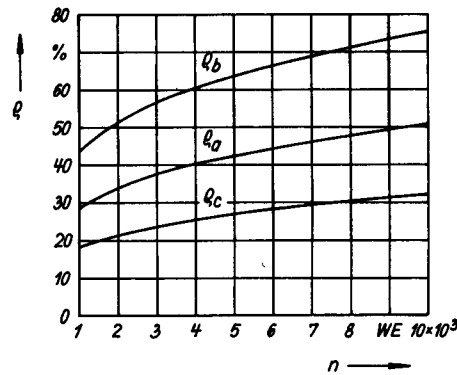


Bild 4.3.-6 Relative Spitzenlastsenkung ϱ in Abhängigkeit von den Wohnungszahlen n für Modellwohngebiete

Die Ergebnisse sind als Kurvenschar $\varrho_a, \varrho_b, \varrho_c$ im Bild 4.3.-6 aufgezeichnet. Sie seien nachfolgend kurz disku- tiert:

- Mit steigender Wohnungsanzahl n nimmt das spezi- fische Netzspeichervermögen zu, die spezifische Spit- zenbelastung dagegen ab. Daraus resultiert die Zu- nahme der relativen Spitzenlastsenkung ϱ mit wach- sendem n .
- Die Verdoppelung der gespeicherten Wärme Q_s führt wegen der Eigenart der Warmwasserbedarfskurve (quadratische Exponentialkurve) nicht zur doppelten relativen Spitzenlastsenkung ϱ . Im vorliegenden Fall gilt $\varrho_b \approx 1,5 \varrho_a$.
- Analog dazu führt ein Halbieren der Speicherwärme nicht auch zwangsläufig zu einer halb so großen Spitzenlastreduzierung. Hierzu ergibt sich $\varrho_c \approx 0,65 \varrho_a$.

Es ist weiterhin interessant, zu wissen, wie groß die Spitzenlastsenkung, bezogen auf den gesamten Wärme- strom, ist. Legt man den Modellfall nach Bild 4.3.-3 zugrunde, dann ergibt sich die relative Spitzenlastsen- kung nach der Beziehung

$$\varrho' = \frac{\dot{Q}_{\text{WW,max}} + \dot{Q}_E^+ - \dot{Q}_{E,\text{max}}}{\dot{Q}_{\text{WW,max}} + \dot{Q}_E^+} 100\%$$

Mit der Definitionsgleichung (4.3.-15) kann man

$$\dot{Q}_{E,\text{max}} = \dot{Q}_E^+ + \left(1 - \frac{\varrho}{100\%}\right) \dot{Q}_{\text{WW,max}} \tag{4.3.-19}$$

schreiben. Die Substitution in die vorangegangene Gleichung liefert

$$\rho' = \frac{\rho}{1 + \frac{\dot{Q}_E^+}{\dot{Q}_{WW, \max}}} \quad (4.3.-20)$$

Wird für die Gebäudeheizung ein spezifischer Wert von 6,6 kW/WE angenommen, wobei dieser anteilig den Gesellschaftsbau enthält, so ergeben sich aus den im Bild 4.3.-6 aufgezeichneten Kurven ρ_a und ρ_b , die relativen — auf die Gesamtleistung bezogenen — Spitzenlastsenkungen ρ'_a und ρ'_b , die im Bild 4.3.-7 dargestellt sind. Die Ergebnisse sagen aus, daß bei Nutzung der Wärmespeicherung im Vorlaufnetzteil unter Annahme von $(t_{v,E, \max}^+ - t_{v,E}^+) = 20$ K Spitzenlastsenkungen von 5 bis 8% und bei gleich großer Speicherung im Rücklaufnetzteil 8 bis 12% zu erwarten sind.

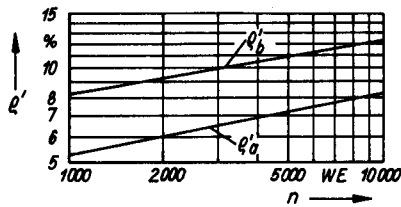


Bild 4.3.-7
Relative auf den Gesamtwärmestrom bezogene Spitzenlastsenkung ρ' in Abhängigkeit von den Wohnungszahlen n für Modellwohngebiete

Um eine Vorstellung über die Einsparungen an Investitionskosten zu bekommen, wurden, zugehörig zu den prozentualen Werten, auch die absoluten Verringerungen der einzuspeisenden Wärmeströme ermittelt und als

$$\Delta \dot{Q}_a = \frac{\rho_a}{100\%} \dot{Q}_{WW, \max} = \frac{\rho'_a}{100\%} (\dot{Q}_E^+ + \dot{Q}_{WW, \max}) \quad (4.3.-21)$$

und

$$\Delta \dot{Q}_b = \frac{\rho_b}{100\%} \dot{Q}_{WW, \max} = \frac{\rho'_b}{100\%} (\dot{Q}_E^+ + \dot{Q}_{WW, \max}) \quad (4.3.-22)$$

im Bild 4.3.-8 grafisch veranschaulicht.

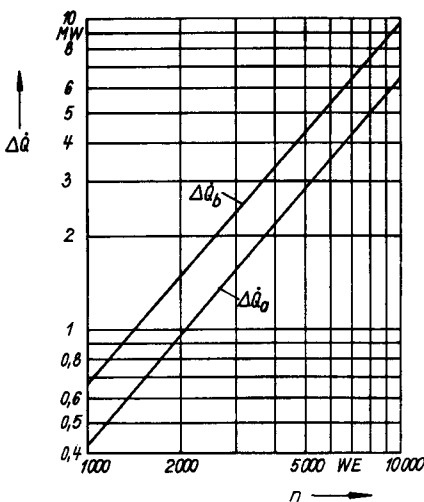


Bild 4.3.-8
Absolute Verringerung des Einspeise-Wärmestroms $\Delta \dot{Q}$ in Abhängigkeit von den Wohnungszahlen n für Modellwohngebiete

4.3.2. Einspeise-Wärmestrom, Lade- und Nachladedauer

Im Bild 4.3.-9 ist der gesamte Wärmebedarfsstrom $\dot{Q}_N(\tau)$ dem Lieferstrom $\dot{Q}_E^{++}(\tau)$ gegenübergestellt. Im Ladezeitraum muß der Speicherzustand $(Q_{S,v} + Q_{S,R,\tau_1})$ erreicht werden. Beide Größen sind durch die Gln. (4.3.-2) und (4.3.-4) definiert, wobei Q_{S,R,τ_1} meist negativ sein wird. Es gilt die Bilanzgleichung

$$\int_{\tau_0}^{\tau_1} [\dot{Q}_E^{++}(\tau) - \dot{Q}_N(\tau)] d\tau = Q_{S,v} + Q_{S,R,\tau_1} \quad (4.3.-23)$$

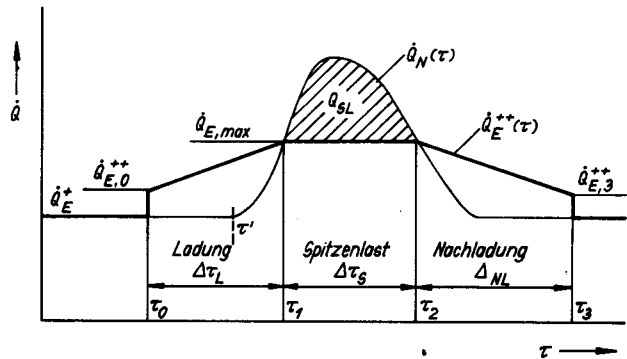


Bild 4.3.-9
Gegenüberstellung des Wärmebedarfs- und Wärmelieferstroms $\dot{Q}_N(\tau)$ und $\dot{Q}_E^{++}(\tau)$

Beginnt die Ladung ausnahmsweise bei $\dot{Q}_N(\tau_0) \neq \dot{Q}_E^+$, dann ist der Speicherzustand des Netzes zu diesem Zeitpunkt Q_{S,R,τ_0} auf der rechten Gleichungsseite noch zu subtrahieren und bei allen weiteren Gleichungen analog zu berücksichtigen (vgl. auch das Beispiel im Abschnitt 4.3.2.1.).

Die Ermittlung der Wärmestromkurve $\dot{Q}_E^{++}(\tau)$ während des Ladezeitraums $\Delta \tau_L = \tau_1 - \tau_0$

$$\int_{\tau_0}^{\tau_1} \dot{Q}_E^{++}(\tau) d\tau = Q_{S,v} + Q_{S,R,\tau_1} + \int_{\tau_0}^{\tau_1} \dot{Q}_N(\tau) d\tau \quad (4.3.-24)$$

stellt ein Variationsproblem dar, wobei sowohl $\dot{Q}_E^{++}(\tau)$ als auch τ_0 zunächst variabel sind. Durch praxisgerechte Vorgaben kann die theoretisch vorhandene Lösungsvielfalt eingeschränkt werden. Eine solche Prämisse ist der lineare Verlauf von $\dot{Q}_E^{++}(\tau)$ während der Ladezeit $\Delta \tau_L$, beginnend mit $\dot{Q}_{E,0}^{++}$ und endend mit $\dot{Q}_{E,max}$ (vgl. Bild 4.3.-9):

$$\dot{Q}_E^{++}(\tau) = \dot{Q}_{E,0}^{++} + \frac{\dot{Q}_{E,max} - \dot{Q}_{E,0}^{++}}{\Delta \tau_L} (\tau - \tau_0) \quad (4.3.-25)$$

für $\tau_0 < \tau < \tau_1$.

Damit ist das Integral in Gl. (4.3.-24) leicht lösbar. Die Gleichung erhält die Form

$$\frac{\dot{Q}_{E,0}^{++} + \dot{Q}_{E,max}}{2} \Delta \tau_L = Q_{S,v} + Q_{S,R,\tau_1} + \int_{\tau_0}^{\tau_1} \dot{Q}_N(\tau) d\tau \quad (4.3.-26)$$

Im weiteren ergeben sich wiederum zwei unterschiedliche Aufgabenstellungen:

1. Die Ladezeit $\Delta\tau_L$ ist vorgegeben. Damit ist das in Gl. (4.3.-26) enthaltene Integral lösbar und der Wärmestrom $\dot{Q}_{E,0}^{++}$ berechenbar. Er lautet

$$\dot{Q}_{E,0}^{++} = \frac{2}{\Delta\tau_L} \left[Q_{S,v} + Q_{S,R,\tau_1} + \int_{\tau_0}^{\tau_1} \dot{Q}_N(\tau) d\tau \right] - \dot{Q}_{E,max} \quad (4.3.-27)$$

2. Zu Beginn der Aufladung soll der ursprüngliche Wärmestrom \dot{Q}_E^+ eingespeist werden. Die Ladezeit ist zu ermitteln. Sie beträgt

$$\Delta\tau_L = \frac{2}{\dot{Q}_{E,max} + \dot{Q}_E^+} \left[Q_{S,v} + Q_{S,R,\tau_1} + \int_{\tau_0}^{\tau_1} \dot{Q}_N(\tau) d\tau \right] \quad (4.3.-28)$$

Die Berechnung muß — von Sonderfällen abgesehen — iterativ erfolgen. Zwei ausgewählte Sonderfälle seien nachfolgend vorgestellt.

- Beträgt für die Zeiten vor der Spitzenbelastung $\tau < \tau_1$ die Wärmebelastung des Netzes $\dot{Q}_N(\tau) = \dot{Q}_E^+$, dann folgt aus Gl. (4.3.-28) sofort

$$\Delta\tau_L = \frac{2[Q_{S,v} + Q_{S,R,\tau_1}]}{\dot{Q}_{E,max} + \dot{Q}_E^+} \quad (4.3.-29)$$

- Liegt der Ladebeginn zeitlich mit Sicherheit vor dem erhöhten Wärmebedarf des Netzes (vgl. Bild 4.3.-9), dann nimmt Gl. (4.3.-28) die Form

$$\Delta\tau_L = \frac{2}{\dot{Q}_{E,max} + \dot{Q}_E^+} \left[Q_{S,v} + Q_{S,R,\tau_1} + \int_{\tau'}^{\tau_1} \dot{Q}_N(\tau) d\tau \right] \quad (4.3.-30)$$

an. Dabei ist es gleichgültig, ob $\dot{Q}_N(\tau)$ als analytische Funktion oder als approximierete Treppenkurve gegeben ist.

Völlig analog liegen die Verhältnisse während des Nachladezeitraums. Der Wärmestrom folgt der Beziehung

$$\dot{Q}_E^{++}(\tau) = \dot{Q}_{E,max} - \frac{\dot{Q}_{E,max} - \dot{Q}_{E,3}^{++}}{\Delta\tau_{NL}} (\tau - \tau_2) \quad (4.3.-31)$$

für $\tau_2 < \tau < \tau_3$,

$$\frac{\dot{Q}_{E,3}^{++} + \dot{Q}_{E,max}}{2} \Delta\tau_{NL} = -Q_{S,R,\tau_2} + \int_{\tau_2}^{\tau_3} \dot{Q}_N(\tau) d\tau \quad (4.3.-32)$$

ergibt. Der Unterschied zu Gl. (4.3.-26) besteht u. a. darin, daß $Q_{S,v} = 0$ gilt und für Q_{S,R,τ_1} der Wert $(-Q_{S,R,\tau_2})$ eingesetzt werden muß. Endet die Nachladung bei $\dot{Q}_N(\tau_3) \neq \dot{Q}_E^+$, dann ist \dot{Q}_{S,R,τ_3} auf der rechten Gleichungsseite noch zu addieren.

Aus Gl. (4.3.-32) leiten sich nachfolgende Lösungsvarianten ab:

1. Bei vorgegebener Nachladezeit $\Delta\tau_{NL}$ berechnet sich der Wärmestrom zum Zeitpunkt τ_3 zu

$$\dot{Q}_{E,3}^{++} = \frac{2}{\Delta\tau_L} \left[-Q_{S,R,\tau_2} + \int_{\tau_2}^{\tau_3} \dot{Q}_N(\tau) d\tau \right] - \dot{Q}_{E,max} \quad (4.3.-33)$$

2. Endet die Nachladung mit \dot{Q}_E^+ , dann ermittelt sich die Nachladezeit zu

$$\Delta\tau_{NL} = \frac{2}{\dot{Q}_{E,max} + \dot{Q}_E^+} \left[-Q_{S,R,\tau_2} + \int_{\tau_2}^{\tau_3} \dot{Q}_N(\tau) d\tau \right] \quad (4.3.-34)$$

Für die praktische Betriebsweise wäre es denkbar, auf der Grundlage der Funktionen $\dot{Q}_E^{++}(\tau)$ nach den Gln. (4.3.-25) und (4.3.-31) die Temperaturkurven $t_{v,E}^{++}(\tau)$ für $\tau_0 < \tau < \tau_1$ und für $\tau_2 < \tau < \tau_3$ zu ermitteln und als Betriebskurve vorzugeben. Mit den modernen Mitteln der Regelungstechnik wäre dies ohne weiteres möglich. Einfacher zu realisieren ist aber die Vorgabe einer linearen Temperaturerhöhung im Zeitraum $\tau_0 \dots \tau_1$ von $t_{v,E}^{++}$ auf $t_{v,E,max}^{++}$ und einer konstanten Temperatur $t_{v,E}^{++}$ im Bereich $\tau_2 \dots \tau_3$. Die Rückrechnung des zugehörigen Wertes $\dot{Q}_E^{++}(\tau)$ wäre dann nach Gl. (4.2.-74) möglich. Im Komplexbeispiel 4.4.1. ist die Handhabung demonstriert.

4.3.2.1. Beispiel

Es wird wieder auf das Beispiel 4.2.3.1. Bezug genommen, wofür im Abschnitt 4.3.1.2. die maximal erforderliche Leistung in guter Übereinstimmung mit den dynamischen Untersuchungen ermittelt werden konnte. Nunmehr sind Ladebeginn und Ende der Nachladung zu bestimmen. Der Belastungsverlauf ist im Bild 4.2.-19 bereits aufgezeichnet worden. Es gelten weiterhin:

$$\dot{Q}_{ww}^0(\tau_0) = \dot{Q}_{ww}^0(\tau_3) = 0,366 \text{ MW};$$

$$\dot{Q}_{ww}^0(\tau_1) = \dot{Q}_{ww}^0(\tau_2) = 2,32 \text{ MW}.$$

Die Wärmestromkurve $\dot{Q}_E^{++}(\tau)$ soll zwischen beiden Werten jeweils linear verlaufen.

Lösung

Um die Aufgabe zu lösen, müssen die Gln. (4.3.-26) und (4.3.-32) benutzt werden. Während $Q_{S,v} = 2410 \text{ MWs}$ bereits vom Beispiel 3 des Abschnitts 4.1.2.4. bekannt ist, müssen die Speicherzustände Q_{S,R,τ_1} und Q_{S,R,τ_2} sowie $Q_{S,R,\tau_0} = Q_{S,R,\tau_3}$ noch bestimmt werden. Letztere sind zu beachten, da $\dot{Q}_N(\tau_0) = \dot{Q}_N(\tau_3) \neq \dot{Q}_E^+$ gilt, d. h., die Netzwärmeleistung entspricht zu Beginn der Ladung und am Ende der Nachladung nicht nur der Heizungsgrundlast. Infolge der nachgeschalteten Warmwasserbereitung, die zu unterschiedlichen Netzzurücklauftemperaturen führt, darf man $\dot{Q}_{ww}^0(\tau_0)$ nicht in den Wert \dot{Q}_E^+ einrechnen.

Zunächst sind die Abnehmeraustrittstemperaturen an den charakteristischen Zeitgrenzen nach Gl. (4.3.-16) zu berechnen:

$$t_{R,N,\tau_0}^{++} = t_{R,N,\tau_3}^{++} = 60^\circ\text{C} - \frac{0,366}{11,936} (130 - 60) \text{ K} = 57,9^\circ\text{C}$$

$$t_{R,N,\tau_1}^{++} = 60^\circ\text{C} - \frac{2,32}{11,936} (150 - 60) \text{ K} = 42,5^\circ\text{C}$$

$$t_{R,N,\tau_2} = 60^\circ\text{C} - \frac{2,32}{11,936} (130 - 60) \text{ K} = 46,4^\circ\text{C}.$$

Die Speicherzustände im Rücklauf können zur Zeit τ_0 , τ_2 und τ_3 nach Gl. (4.3.-17) ermittelt werden, da zu diesen Zeitpunkten keine Überströmung erfolgt:

$$\begin{aligned} Q_{S,R,\tau_0} &= Q_{S,R,\tau_3} = 120,5(57,9 - 60) \text{ MWs} \\ &= -253 \text{ MWs} \end{aligned}$$

$$Q_{S,R,\tau_2} = 120,5(46,4 - 60) \text{ MWs} = -1639 \text{ MWs}.$$

Komplizierter und ungenauer ist das Erfassen des Speicherzustandes zur Zeit τ_1 . Nach Gl. (4.3.-18) gilt mit den Werten des Abschnitts 4.3.1.2.

$$Q_{S,R,\tau_1} = [2423 + 79,9 \cdot (1 - 0,33)(42,5 - 60) + 40,6(42,5 - 50)] \text{ MWs} = 776 \text{ MWs}.$$

Aus Bild 4.2.-19 ergibt sich der Schnittpunkt von $\dot{Q}_{\text{WW}}^0(\tau_1)$ mit $\dot{Q}_{\text{WW}}^0(\tau)$ um 18.00 Uhr bzw. 20.00 Uhr. Das Integral, über die Bedarfskurve gebildet, kann hier der Einfachheit halber mit den Intervallwerten z. B. der Tabelle 4.2.-1 (Abschnitt 4.2.3.1., Beispiel) zwischen 16.00 und 18.00 Uhr relativ leicht gelöst werden. Es gilt

$$\begin{aligned} \int_{\tau_0}^{\tau_1} \dot{Q}_N(\tau) d\tau &= \Delta\tau_L \dot{Q}_E^+ + \sum_{11}^{16} \dot{Q}_{\text{WW},k}^0 \\ &+ (\Delta\tau_L - 2 \cdot 3600) \dot{Q}_{\text{WW}}^0(\tau_0) \\ &= [\Delta\tau_L \cdot 11,936 + 7182 \\ &+ (\Delta\tau_L - 7200) \cdot 0,366] \text{ MWs}. \end{aligned}$$

Damit kann Gl. (4.3.-26) unter Beachtung, daß $Q_{S,R,\tau_0} \neq 0$ und $\dot{Q}_{E,0}^{++} = \dot{Q}_E^+ + \dot{Q}_{\text{WW}}^0(\tau_0)$ sind, geschrieben werden:

$$\begin{aligned} \frac{11,936 + 0,366 + 14,26}{2} \Delta\tau_L \\ = 2410 + 776 - (-253) + \Delta\tau_L \cdot 11,936 + 7182 \\ + (\Delta\tau_L - 7200) 0,366. \end{aligned}$$

Es folgt

$$\Delta\tau_L = 8157 \text{ s} \cong 2 \text{ h } 16 \text{ min},$$

womit die Netzaufladung bei

$$\tau_0 = 15.44 \text{ Uhr}$$

beginnen muß.

Bei der Nachladung ist die Berechnung von $\Delta\tau_{\text{NL}}$ gemäß Gl. (4.3.-32) vorzunehmen. Wegen des symmetrischen Belastungsverlaufs $\dot{Q}_{\text{WW}}(\tau)$ entspricht die Lösung des Integrals $\int_{\tau_0}^{\tau_1} \dot{Q}_N(\tau) d\tau$ dem nunmehr zu berechnenden

$$\begin{aligned} \int_{\tau_2}^{\tau_3} \dot{Q}_N(\tau) d\tau. \text{ Es ergibt sich} \\ \int_{\tau_2}^{\tau_3} \dot{Q}_N(\tau) d\tau = [\Delta\tau_{\text{NL}} 11,936 + 7182 \\ + (\Delta\tau_{\text{NL}} - 7200) \cdot 0,366] \text{ MWs}. \end{aligned}$$

Beim Einsetzen in Gl. (4.3.-32) ist wiederum Q_{S,R,τ_3} zu ergänzen und $\dot{Q}_{E,3}^{++} = \dot{Q}_E^+ + \dot{Q}_{\text{WW}}^0(\tau_3)$ einzuführen. Es gilt damit

$$\begin{aligned} \frac{11,936 + 0,366 + 14,26}{2} \Delta\tau_{\text{NL}} \\ = 1639 - 253 + \Delta\tau_{\text{NL}} \cdot 11,936 + 7182 \\ + (\Delta\tau_{\text{NL}} - 7200) 0,366 \end{aligned}$$

$$\Delta\tau_{\text{NL}} = 6060 \text{ s} \cong 1 \text{ h } 41 \text{ min}.$$

Die Nachladung ist somit zur Zeit

$$\tau_3 = 21.41 \text{ Uhr}$$

beendet. Obwohl der Bedarf zunächst für einen Zeitraum von 20.00 bis 22.00 Uhr plus $(\Delta\tau_{\text{NL}} - 7200) \text{ s}$

aufgestellt wurde, gibt die Verkürzung dennoch die Belastung richtig wieder, da gemäß Belastungsdiagramm (Bild 4.2.-19) um 21.41 Uhr bereits der konstante Wärmestrom $\dot{Q}_{\text{WW}}^0(\tau_3) = 0,366 \text{ MW}$ vorliegt und der Vorzeichenwechsel im Klammerausdruck die Subtraktion bewirkt.

Im abschließenden Komplexbeispiel wird schließlich die Nachrechnung der gewonnenen Erkenntnisse an Hand der dynamischen Methode überprüft.

4.4. Komplexbeispiel und Schlußfolgerungen

4.4.1. Komplexbeispiel

Im folgenden soll nicht ein wiederholendes, neues Beispiel durchgerechnet werden, sondern das im Abschnitt 4. mehrfach behandelte Standardbeispiel gedanklich in zusammenhängender Weise nochmals verfolgt und ergänzt werden.

Das im Bild 4.1.-20 dargestellte Wärmenetz, das in den Aufgabenstellungen zum Beispiel 3 in den Abschnitten 4.1.2.4. und 4.2.3.1. bezüglich Aufbau und Belastung beschrieben wurde, soll mit einer möglichst niedrigen Spitzenleistung $\dot{Q}_{E,\text{max}}$ betrieben werden. Dazu ist eine Wärmespeicherung im Vor- und Rücklauf anzuwenden.

Die Auslegungsparameter betragen: $t_{V,E}^+ = 130 \text{ }^\circ\text{C}$; $t_{R,E}^+ = 60 \text{ }^\circ\text{C}$. Im Maximalfall ist der Betrieb mit einer Vorlauftemperatur von $t_{V,E,\text{max}}^+ = 150 \text{ }^\circ\text{C}$ möglich. Das Netz muß die Versorgung eines Wohngebietes mit $n = 2300$ Wohneinheiten übernehmen, wobei die Grundlast durch die Raumheizung $\dot{Q}_E^+ = 11,936 \text{ MW}$ gegeben ist und die Spitzenlast durch die Warmwasserbereitung hervorgerufen wird. Zu ermitteln sind die erforderliche maximale Wärmezufuhr an der Einspeisestelle, der Ladebeginn, das zeitliche Ende der Nachladung, die Wärmestromkurve $\dot{Q}_E^{++}(\tau)$ sowie die sich einstellenden Temperaturverläufe.

Lösung

1. An Hand von Variantenvergleichen sind Anzahl und Lage der Überströmeinrichtungen zu optimieren. Dies erfolgte im Abschnitt 4.1.2.4., Beispiel 3. Als technisch machbare Lösung mit maximaler Speicherkapazität — jeweils bezogen auf die Auslegungstemperaturen — erwies sich Variante I. Die Schaltung des Netzes enthält zwei Überströmeinrichtungen; das zugehörige Ersatznetz ist im Bild 4.1.-22 dargestellt. Das für die Festlegung der Netzspeicherung kennzeichnende Kriterium war durch die Kennlinienbegrenzung gegeben.

Die im Rücklauf bei Variante I gespeicherte Wärme (Bezugstemperatur $t_{R,E}^+ = 60 \text{ }^\circ\text{C}$) beträgt

$$Q_{S,R} = 2423 \text{ MWs}.$$

Im Vorlauf sind

$$Q_{S,V} = 2410 \text{ MWs}$$

Tabelle 4.4.-1 Ergebnisse der schrittweisen Berechnung der Netzspeicherung

Zeit	k	\bar{Q}_k MW	$Q_{WW,k}^0$ MWs	$\xi_{2,k}$ $t_{R,2,k}^{++}$ °C	$\xi_{1,k}$ $t_{R,1,k}^{++}$ °C	$\xi_{2,k}$ $t_{R,2,k}^{++}$ °C	$\xi_{1,k}$ $t_{R,1,k}^{++}$ °C	$\xi_{2,k}$ $t_{R,2,k}^{++}$ °C	$\xi_{1,k}$ $t_{R,1,k}^{++}$ °C	$t_{R,N,k}^{++}$ °C	$t_{V,E,k}^{++}$ °C	μ_k
15.00-15.20	8	12,30	439	0 57,9	0 57,9	0 57,9	0 57,9	0 57,9	0 57,9	57,9	130,0	1
15.20-15.40	9	12,30	439	0 57,9	0 57,9	0 57,9	0 57,9	0 57,9	0 57,9	57,9	130,0	1
15.40-16.00	10	12,39	439	0,023 57,9	0,025 57,9	0,030 57,9	0,038 57,9	0,018 57,9	0,018 57,9	57,9	130,9	0,987
16.00-16.20	11	12,68	439	0,085 59,5	0,095 59,7	0,108 60,0	0,135 60,6	0,068 59,1	0,073 59,1	57,8	133,6	0,952
16.20-16.40	12	12,97	503	0,148 63,9	0,158 64,7	0,188 65,6	0,230 67,7	0,123 62,6	0,133 62,9	57,4	136,7	0,913
16.40-17.00	13	13,25	795	0,218 67,7	0,230 68,5	0,268 70,9	0,323 74,4	0,188 65,7	0,198 66,5	55,7	141,0	0,864
17.00-17.20	14	13,54	1200	0,265 72,3	0,278 73,4	0,320 76,7	0,380 81,5	0,233 69,7	0,245 70,6	53,2	144,6	0,827
17.20-17.40	15	13,83	1735	0,305 74,7	0,320 75,9	0,368 79,9	0,430 85,6	0,273 71,6	0,285 72,8	49,5	148,2	0,793
17.40-18.00	16	14,12	2460	0,320 76,4	0,333 77,9	0,383 82,8	0,448 89,3	0,285 73,0	0,298 74,3	44,9	149,7	0,780
18.00-18.20	17	14,26	3090	0,315 75,6	0,328 76,9	0,378 82,4	0,443 89,5	0,280 71,7	0,295 73,1	40,6	149,2	0,784
18.20-18.40	18	14,26	3615	0,273 72,7	0,288 74,1	0,330 79,7	0,390 88,9	0,240 68,8	0,253 70,4	37,5	145,3	0,820
18.40-19.00	19	14,26	3930	0,210 66,2	0,220 67,8	0,258 72,5	0,313 79,0	0,180 62,7	0,190 64,0	36,6	140,5	0,870
19.00-19.20	20	14,26	3930	0,123 59,5	0,133 60,5	0,155 64,3	0,195 70,0	0,103 56,4	0,110 57,4	37,9	135,3	0,929
19.20-19.40	21	14,26	3615	0,055 52,5	0,063 53,5	0,073 55,6	0,090 59,4	0,045 50,7	0,048 51,4	41,0	132,2	0,969
19.40-20.00	22	14,26	3090	0,025 49,2	0,028 49,9	0,033 50,8	0,043 52,3	0,020 48,4	0,023 48,6	44,4	131,0	0,986
20.00-20.20	23	14,07	2460	0,015 49,9	0,015 50,1	0,018 50,5	0,023 51,3	0,010 49,5	0,010 49,7	47,8	130,5	0,993
20.20-20.40	24	13,68	1785	0,010 52,4	0,010 52,4	0,010 52,6	0,015 53,0	0,006 52,0	0,006 52,0	51,2	130,4	0,995
20.40-21.00	25	13,29	1200	0,033 54,9	0,035 54,9	0,043 54,9	0,053 55,3	0,025 54,6	0,028 54,6	54,1	131,3	0,982
21.00-21.20	26	12,91	795	0,030 58,5	0,033 58,7	0,04 59,2	0,050 60,0	0,023 57,9	0,025 58,1	56,1	131,2	0,983
21.20-21.40	27	12,52	503	0,038 59,7	0,043 59,9	0,048 60,4	0,060 61,2	0,030 59,2	0,033 59,3	57,5	131,5	0,979
21.40-22.00	28	12,30	439	60,6	60,9	61,3	62,2	60,0	60,2	57,8	130,8	0,989

Ergänzung (Vorlauftemperatur ist konstant):

19.40-20.00	22	14,19	3090	0 49,2	0 49,9	0 50,8	0 52,3	0 48,4	0 48,6	44,4	130,0	1
20.00-20.20	23	13,99	2460	0 48,0	0 48,0	0 48,0	0 48,0	0 48,0	0 48,0	48,0	130,0	1
20.20-20.40	24	13,75	1785							51,3	130,0	1
20.40-21.00	25	13,22	1200							54,1	130,0	1
21.00-21.20	26	12,80	795							56,1	130,0	1
21.20-21.40	27	12,50	503							57,5	130,0	1
21.40-22.00	28	12,33	439							57,9	130,0	1

speicherbar. Dieser Wert ist selbstverständlich unabhängig von der Anordnung der Überströmeinrichtungen und damit von der gewählten Variante. Die Ermittlung erfolgte im Abschnitt 4.2.3.1. als Produkt von $C_v(t_{V,E,max}^{++} - t_{V,E}^{++}) = 120,5 \cdot (150 - 130)$ MWs.

Nach Auswahl der optimalen Variante sollte zweckmäßigerweise gleich der Zusammenhang zwischen Massestromverhältnis μ und den relativen Überströmen ξ_i der Ersatzteilstrecken i auf der Grundlage der jeweiligen Begrenzungen und der hydraulischen Gegebenheiten ermittelt werden. Im vorliegenden Beispiel erfolgte dies im Abschnitt 4.2.3.1. Die Ergebnisse sind im Bild 4.2.-20 wiedergegeben.

2. Die Zusammenstellung des Belastungsverlaufs (Heizung plus Warmwasserbereitung) als Zeitfunktion $\dot{Q}_N(\tau)$ wird im oberen Teil des Bildes 4.4.-1 gezeigt. Während die Heizungsgrundlast $\dot{Q}_E^+ = 11,936$ MW vorgegeben ist, wurde der Wärmestrom für die Warmwasserbereitung $\dot{Q}_{WW}(\tau)$ im Abschnitt 4.2.3.1. bestimmt und im Bild 4.2.-19 aufgezeichnet. Da die Warmwasserbereitung laut Aufgabenstellung im Vorwärmer erfolgt, wird gemäß Bild 4.1.-4 für den übertragenden Wärmestrom $\dot{Q}_{WW}^0(\tau)$ geschrieben.

Zu beachten ist, daß außerhalb der eigentlichen Spitzenzeiten stets noch eine Wärmegrundlast für die Warmwasserbereitung $\dot{Q}_{WW}^0(\tau_0) = \dot{Q}_{WW}^0(\tau_3)$ vorhanden ist.

In Vorbereitung auf weitere Untersuchungen sollten bereits hier die Länge des Zeitintervalls festgelegt und die Bedarfswerte über diese Zeiträume ermittelt werden. Im Beispiel 4.2.3.1. wurden entsprechend Gl. (4.2.-66) $\Delta\tau_k = 20$ min gewählt sowie die Wärmebedarfswerte $\dot{Q}_{WW,k}^0$ für den variablen Lastanteil ermittelt. Sie sind u. a. in der Tabelle 4.4.-1 dieses Beispiels vermerkt. Die Intervalle k wurden willkürlich numeriert.

3. Die erforderliche Maximallast wird nach Abschnitt 4.3.1. auf der Grundlage der globalen Wärmebilanz ermittelt. Entsprechend Beispiel 4.3.1.2. ergab sich unter Beachtung des Wärmespeichervermögens des Netzes und der speziellen Speicherzustände zu den Zeiten der Spitzenlastgrenzen τ_1 und τ_2

$$\dot{Q}_{E,max} = 14,26 \text{ MW}.$$

4. Unter Annahme eines linearen Wärmestroms zwischen $\dot{Q}_E^+ + \dot{Q}_{WW}^0(\tau_0)$ und $\dot{Q}_{E,max}$ während des Ladevorgangs im Zeitraum von τ_0 bis τ_1 und in umge-

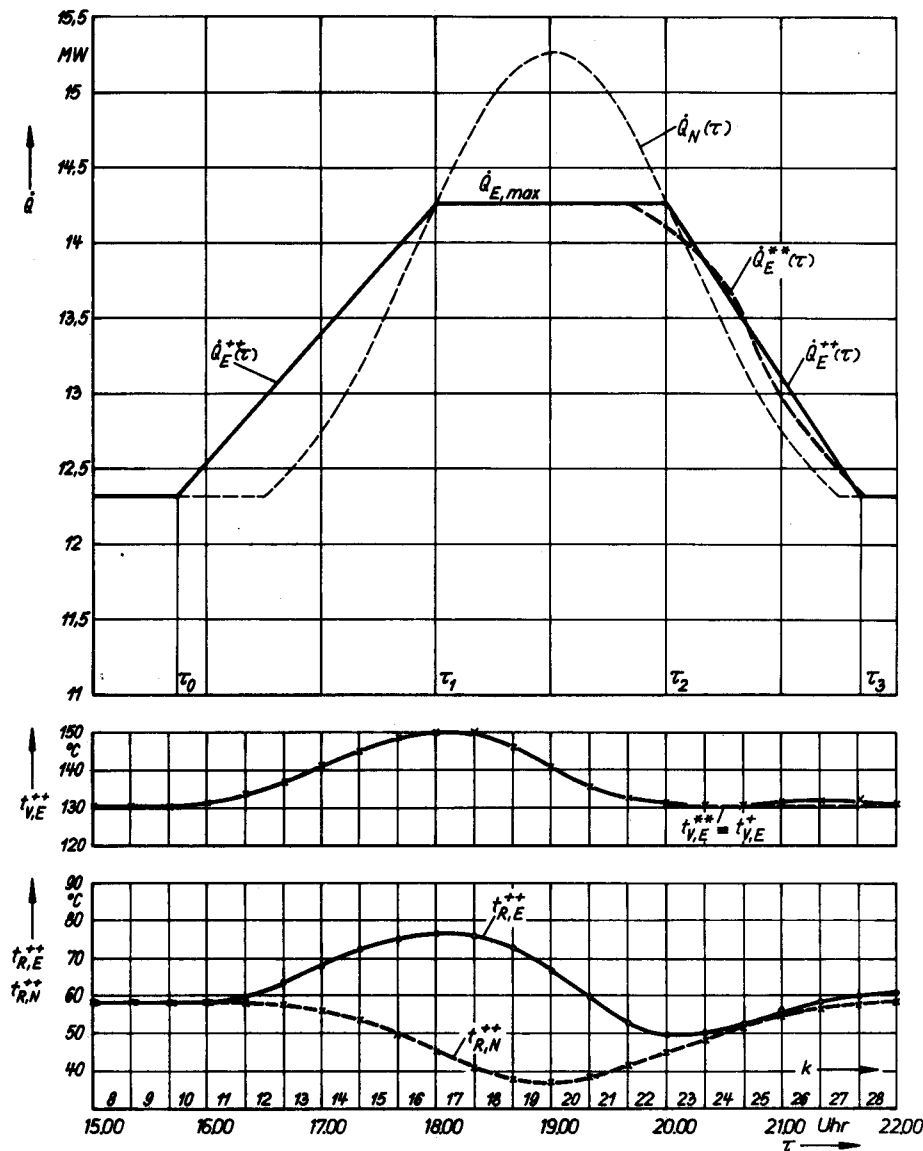


Bild 4.4.-1

Gegenüberstellung des Wärmebedarfs- und Wärmelieferstroms $\dot{Q}_N(\tau)$ und $\dot{Q}_E^{++}(\tau)$ sowie der Vorlauf- und Rücklauftemperaturen an der Einspeisestelle $t_{V,E}^{++}$, $t_{R,E}^{++}$ und der synchron zugehörigen Abnehmer-Rücklauftemperaturen $t_{R,N}^{++}$

kehrter Reihenfolge während der Nachladung von τ_2 bis τ_3 berechneten sich auf den Grundlagen des Abschnitts 4.3.2. die Lade- bzw. Nachladeintervalle im Beispiel 4.3.2.1. zu

$$\Delta\tau_L = 8157 \text{ s} \quad \text{und} \quad \Delta\tau_{NL} = 6060 \text{ s}.$$

In Überlagerung mit dem Zeitmaßstab der Belastung folgten somit

$$\tau_0 = 15.44 \text{ Uhr} \quad \text{und} \quad \tau_3 = 21.41 \text{ Uhr}.$$

Der zeitliche Verlauf des Einspeise-Wärmestroms $\dot{Q}_E^{++}(\tau)$ ist dem Belastungsverlauf im Bild 4.4.-1 überlagert. Die im Mittel während der Intervalle k zugeführten Wärmeströme \bar{Q}_k wurden berechnet und in Tabelle 4.4.-1 eingetragen.

5. Auf der Grundlage der Ausführungen im Abschnitt 4.2.3. wird abschließend der dynamische Vorgang der Auf- und Entladung des Netzvorlaufs und -rücklaufs bei variablen Abnahmebedingungen verfolgt und werden damit die bisher ermittelten Eckwerte überprüft. Ausgangspunkte sind wiederum die zugeschnittenen Größengleichungen (4.2.-67), (4.2.-69), (4.2.-71),

(4.2.-70) und (4.3.-73), die im Beispiel 4.2.3.1. bereits aufgestellt wurden. Die schrittweise Auswertung dieser Gleichungen liefert die in Tabelle 4.4.-1 vermerkten Werte. Über das Massestromverhältnis μ können mit Hilfe des Bildes 4.2.-20 sofort die relativen Überströmmengen ξ_i für die Teilstrecken i des Ersatznetzes abgelesen werden. (Dieser Zusammenhang war bereits unter Pkt. 1 aufgestellt worden).

Die Vorlauf- und Rücklauf-temperaturen $t_{V,E}^{++}$ und die Rücklauf-temperaturen $t_{R,E}^{++} \equiv t_{R,2}^{++}$ an der Netzeinspeisestelle sowie die Austritts-temperaturen aus den Abnehmern $t_{R,N}^{++}$ wurden im Bild 4.4.-1 intervall- und damit zeitbezogen aufgezeichnet. Dabei zeigt es sich, daß die vereinfachten Annahmen, die globalen Wärmebilanzen und die modellhafte Nachrechnung des dynamischen Vorgangs unter Beachtung der Abweichungen infolge der schrittweisen Abarbeitung recht gute Übereinstimmung liefern. Eine geringe Differenz liegt bei τ_2 vor, d. h. am Ende der Spitzenbelastung, da die Vorlauf-temperaturen mit 131°C um 1 K über dem entspeicherten Zustand liegt. In den folgenden Intervallen ($k = 23; 24$) sinkt dieser Wert noch auf $130,4^\circ\text{C}$ ab. Zu diesem Zeitpunkt hat sich auch die Rücklauf-

temperatur $t_{R,2,24}^{++} \equiv t_{R,E}^{++} = 52,4^\circ\text{C}$ praktisch der Abnehmer-Austrittstemperatur $t_{R,N,24}^{++} = 51,2^\circ\text{C}$ angeglichen. Danach steigen die Vorlauf- und die Temperaturen der von der Überströmung beeinflussten Teilstrecken wieder etwas über die Auslegungswerte an. Berechnet man die am Ende des Untersuchungszeitraums vorhandene Wärmespeicherung im Vorlauf- und Rücklaufnetzteil über den Bezugstemperaturen 130°C bzw. $57,9^\circ\text{C}$, so ergibt sich der Wert $\Delta Q_{S,V} + \Delta Q_{S,R} = 325\text{ MWs}$. Im Bilanzzeitraum $k = 10 \dots 28$ wurde demgegenüber vom Netz die Wärmemenge 308214 MWs transportiert, d. h., die Globalbilanzen waren nur mit einem Fehler von etwa $0,1\%$ behaftet.

Zur Korrektur und praktischen Anpassung an das reale Betriebsregime werde am Ende des Intervalls $k = 22$ das Schließen der Überströmeinrichtungen ($\mu = 1$; $\xi_i = 0$) und das Einspeisen der Vorlauf-temperatur $t_{V,E}^+ = 130^\circ\text{C}$ angenommen. Um den vorhandenen Speicherzustand bei der weiteren Berechnung richtig zu erfassen, werden am Ende der Tabelle 4.4.-1 unter den veränderten Bedingungen die Intervalle $k = 22; 23$ erneut bilanziert. Nach diesem Berechnungsschritt entsprechen die Rücklauf-temperaturen aller Teilstrecken denen der Abnehmer. Diese wiederum lassen sich nach Gl. (4.2.-67) belastungsabhängig berechnen. Es gilt

$$t_{R,N,k}^{++} = 60^\circ\text{C} - \frac{Q_{\text{ww},k}^0 \cdot 10^6}{4200 \cdot 1200 \cdot 40,6} \text{ K}$$

mit $Q_{\text{ww},k}^0$ in MWs. Nach Vorgabe der Einspeisetemperatur kann der Wärmestrom \bar{Q}_k für die Intervalle $k \geq 22$ analog Gl. (4.2.-74) ermittelt werden. Bis einschließlich $k = 23$ muß die Berechnung der Speicherwerte teilstreckenweise erfolgen, da die Rücklauf-temperaturen noch nicht an die Abnehmer-Austrittstemperaturen angeglichen sind. Die Ergebnisse können der Tabelle 4.4.-1 entnommen werden.

Im weiteren ist eine Vereinfachung der Berechnung möglich, da das gesamte Rücklaufnetz jeweils die Temperatur $t_{R,N,k}^{++}$ aufweist. Die gespeicherte Wärme berechnet sich dann, aufbauend auf Gl. (4.2.-70), zu

$$\begin{aligned} Q_{S,R,k} &= C_R(t_{R,N,k}^{++} - t_{R,N,k-1}^{++}) \\ &= 120,5(t_{R,N,k}^{++} - t_{R,N,k-1}^{++}) \text{ MWs} . \end{aligned}$$

Mit $Q_{S,V,k} = 0$, das aus $t_{V,E,k}^+ = t_{V,E,k-1}^+ = t_{V,E}^+$ folgt, nimmt Gl. (4.2.-74) die spezielle Form

$$\bar{Q}_k = \left\{ 11,936 + [Q_{\text{ww},k}^0 + Q_{S,R,k}] \frac{1}{1200} \right\} \text{ MW}$$

an. Die Ergebnisse der Intervalle $k = 24 \dots 28$ sind ebenfalls in der Tabelle 4.4.-1 zusammengestellt. Schließlich wurden die korrigierten Wärmeströme als genäherte Kurve $\dot{Q}_E^{**}(\tau)$ im Bild 4.4.-1 eingetragen. Dabei wurden die Werte \bar{Q}_k jeweils in der Intervallmitte als bindend betrachtet.

Die korrigierten Vorlauf-temperaturen an der Einspeisestelle sind ebenfalls in die Grafik als $t_{V,E}^{**}$ übernommen worden. Die Rücklauf-temperaturen entsprechen bei der nur gering veränderten Vorlauf-temperatur praktisch den bereits eingetragenen Werten $t_{R,N,k}^{++}$, die allerdings jetzt für das gesamte Rücklaufnetz gelten.

4.4.2. Schlußfolgerungen

Die Entscheidung, ob die Spitzenlastsenkung durch gezielte Wärmespeicherung in einem Versorgungsnetz vorgenommen werden sollte, bleibt einem Wirtschaftlichkeitsvergleich vorbehalten. Bei alleiniger Wärmespeicherung im Netzvorlauf läßt sich dieser Vergleich relativ einfach führen. Soll auch der Netzurücklauf einbezogen werden, dann ist zunächst die optimale technische Variante an Hand des apparativen Aufwandes, wie beispielsweise der Anzahl von Überströmeinrichtungen, und der zugehörigen erreichbaren, maximalen Wärmespeicherung auszuwählen. Die Einflußfaktoren auf die Wärmebereitstellung, die Abnehmer und das Netz sind ausführlich beschrieben und an Beispielen erklärt worden.

Zur Ermittlung der Spitzenlastsenkung und eines grob formulierten Betriebsregimes stehen relativ einfache Näherungsverfahren auf der Grundlage globaler Wärmebilanzen zur Verfügung. Die Feinermittlung des Betriebsregimes ist nach einer wesentlich genaueren Approximation, die die dynamischen Lade- und Entladevorgänge bei variablen Abnahmebedingungen in aufeinanderfolgenden, sehr kleinen Zeitintervallen erfaßt, möglich (vgl. Abschnitt 2.4.). Dabei kann man auch von vorgegebenen Vorlauf-temperaturkurven ausgehen und die zugehörigen Wärmestromkurven ermitteln.

Die maximal erforderliche Wärmeleistung für Netze von Wohngebieten kann nach pauschalen Ermittlungen um etwa 5 bis 12% der Gesamtleistung bei Anwenden der Netzspeicherung gesenkt werden. Die damit verbundenen Einsparungen an Erzeugerkapazität sollten Anlaß genug sein, die Möglichkeiten der Wärmespeicherung sowohl in neu zu projektierenden als auch in ausgeführten Netzen zu überprüfen.

5. Druckverhältnisse in Heizwassernetzen

Unter dem Begriff Druckverhältnisse wird die Überlagerung aller hydraulischen Vorgänge verstanden, die sich im Ruhe- und Betriebszustand des Rohrleitungsnetzes abspielen. Im stationären Betriebsfall ergeben sich ortsabhängige Druckänderungen durch Rohrreibung, Einzelwiderstände und Pumpenlauf sowie infolge der geodätischen Höhenlage. Eine geeignete Druckauflastung an einem definierten Netzpunkt soll die genannten Einflüsse so kompensieren, daß sowohl ein zu niedriger Druck als auch ein zu hoher Druck vermieden werden. Das Einhalten des unteren Grenzwertes ist erforderlich, um Ausdampfen zu verhindern. Die obere Grenze darf nicht überschritten werden, um das eingesetzte Material nicht zu überlasten. Beide Grenzwerte sowie entsprechende Sicherheitszuschläge und -abschläge sind begründet festzulegen. Die Untersuchungen gestalten sich bei instationären Betriebsbedingungen noch wesentlich komplizierter, da die Entstehung der Druckstöße und deren Fortpflanzung berechnet werden müssen; sie vereinfachen sich bei Betrachtung des Ruhezustandes, da die Druckverluste durch Rohrreibung und Einzelwiderstände entfallen. Bis auf die Druckstoßproblematik werden in den weiteren Abschnitten die genannten Einflüsse detailliert betrachtet.

Ergänzend sei erwähnt, daß mitunter von der Forderung des Mindestdrucks abgegangen wird und bei bestimmten Betriebsfällen — beispielsweise plötzlicher Netztrennung — bewußt Druckunterschreitungen zugelassen werden. Die Bildung einer Dampfblase sollte dabei auf einen dafür bemessenen Trassenhochpunkt begrenzt bleiben. Eine nachfolgende Drucksteigerung durch die mit Verzögerung arbeitende Druckhaltung bewirkt die Kondensation des Dampfes. Das von der Druckhaltung einzuspeisende Wasser ist so zuzuführen, daß keine Temperaturunterschiede in der Nähe der Dampfblase entstehen, da dies sonst zu Kondensationsschlägen führen würde. GLÄSER/NESTKE gehen sogar so weit, daß sie bei Normalbetrieb an einem Netzhochpunkt eine Teilfüllung mit Dampf empfehlen und die Druckhalteanlage nach dem Wasserstand am Hochpunkt regeln. Eine solche Dampfzone bewirkt eine reaktionsschnelle Druckhaltung und ist schwingungsfrei. Trotz dieser Vorteile sind bei Netzen in Wohn- und Industriegebieten mit gleitender Fahrweise, relativ begrenzten Automatisierungs- und Überwachungsmöglichkeiten sowie sehr differenzierter Höhenlage der Abnehmer kaum die technischen Voraussetzungen für den Einsatz der genannten unkonventionellen Verfahren gegeben.

5.1. Hydraulische Druckänderungen

Der Untersuchung dieser Verhältnisse soll eine kurze Ableitung der druckbeeinflussenden Summanden dienen. Ausgehend vom ersten Hauptsatz der Thermodynamik für offene Systeme, kann die technische Arbeit in differentieller Form geschrieben werden:

$$dl_t = dl_R + v dp + w dw + g dh \quad (5.1.-1)$$

p Druck
 v spezifisches Volumen (Dichte $\rho = 1/v$)
 w Geschwindigkeit
 h geodätische Höhe
 g Erdbeschleunigung
 l_t technische Arbeit
 l_R Reibungsarbeit.

(Die letztgenannten Größen sind bezogen auf den Massestrom \dot{m} .) Nimmt man in der Stromröhre infinitesimaler Länge eine isochore Zustandsänderung an, so gelten für die zugeführte technische Arbeit

$$dl_t = v d(\Delta p_P) \quad (5.1.-2)$$

und für die Reibungsarbeit

$$dl_R = v d(\Delta p_R) \quad (5.1.-3)$$

wenn die Druckerhöhung durch die Pumpe Δp_P und die Druckdifferenz infolge Rohrreibung Δp_R positiv gerechnet werden.

Anmerkung

Physikalisch sinnvoll wäre es, den Druckabfall negativ anzusetzen. Da die Ermittlung der Druckverluste in Heiznetzen aber eine sehr umfangreiche Arbeit darstellt, soll zur Erleichterung den Berechnungen nicht fortlaufend ein Minuszeichen vorangestellt werden.

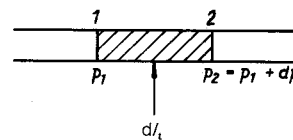


Bild 5.1.-1

Zustandsänderung in einem Rohr infinitesimaler Länge

Die Arbeitsanteile sind vorzeichenmäßig richtig dargestellt, da die Pumpenarbeit und die Reibungsarbeit (in Form von Wärme) dem Medienstrom zugeführt werden. Da das Wasser in den hier vorhandenen Druckbereichen als inkompressibel anzusehen ist, kann man die Zustandsänderung von 1 nach 2 vereinfacht als isochor und isotherm betrachten (Bild 5.1.-1). Die Substitution der Gln. (5.1.-2) und (5.1.-3) in Gl. (5.1.-1) liefert nach einfacher Umformung

$$dp = d(\Delta p_P) - d(\Delta p_R) - \rho d\left(\frac{w^2}{2}\right) - \rho g dh \quad (5.1.-4)$$

Die beiden letzten Summanden werden oftmals als thermodynamischer Umtriebsdruck bezeichnet. Da es sich in der Heizungstechnik in der Regel um geschlossene Wasserkreisläufe handelt, ist es sinnvoll, das Umlaufintegral der letzten beiden Terme über den jeweils betrachteten Stromkreis zu bilden. Zur besseren Auswertung werden die Variablen vertauscht:

$$\oint \left(\frac{w^2}{2} + gh \right) d\rho \quad (5.1.-5)$$

Der quantitative Einfluß sei an einem praktischen Beispiel demonstriert. In einem Stromkreis nach Bild 5.1.-2 erfolgt entlang den Teilstrecken 1 und 3 eine Aufheizung bzw. Abkühlung um jeweils 70 K zwischen den Grenztemperaturen 70 °C ($\rho = 977,9 \text{ kg/m}^3$) und 140 °C ($\rho = 925,9 \text{ kg/m}^3$). Die Durchmesser der Strecken seien

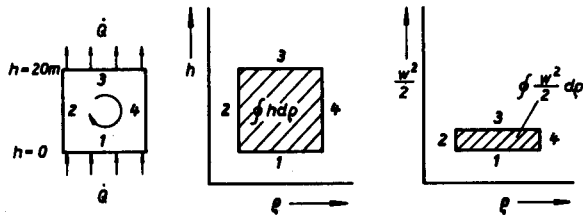


Bild 5.1.-2
Veranschaulichung des thermodynamischen Umtriebsdrucks in einem Heizwasserkreislauf

so gewählt, daß die Geschwindigkeiten $w_1 = 0,1 \text{ m/s}$ und $w_3 = 1 \text{ m/s}$ betragen. Der Höhenunterschied zwischen Strecke 1 und Strecke 3 sei 20 m. Im Bild 5.1.-2 sind die thermodynamischen Vorgänge veranschaulicht. Für den kinetischen Anteil ergibt sich

$$\left(\frac{1^2}{2} - \frac{0,1^2}{2}\right) (977,9 - 925,9) \text{ Pa} = 26 \text{ Pa},$$

und für den potentiellen Anteil folgt

$$9,81 \cdot 20(977,9 - 925,9) \text{ Pa} = 10202 \text{ Pa}.$$

Während die Umtriebsdrücke infolge der Geschwindigkeitsveränderungen stets vernachlässigt werden können, sind die infolge Schwerkrafteinfluß differenziert zu werten. Bei Gebäudeheizungsanlagen ist dieser Anteil zu berücksichtigen, da die Unterschiede für die höhenvariablen Abnehmer beträchtlich gegenüber dem aufgeprägten Umwälzpumpendruck, der am jeweiligen Strangfuß ansteht, sind und ein Nichtbeachten zu Funktionsstörungen führen kann. Bei Fernwärmenetzen mit Pumpendrücken in der Größenordnung von $\Delta p_P = 500 \text{ kPa}$ beträgt die beispielhaft errechnete Druckerhöhung nur 2%. Sie liegt somit innerhalb der Berechnungsgenauigkeit und kann vernachlässigt werden. Dies gilt natürlich nicht für den Druck infolge des Höhenunterschiedes an sich.

Die teilstreckenweise Integration der Gl. (5.1.-4) liefert

$$p_i'' = p_i' + \Delta p_{P,i} - \Delta p_{R,i} - \rho_i g(h_i'' - h_i'), \quad (5.1.-6)$$

wobei zunächst lediglich der kinetische Anteil unberücksichtigt blieb. Es bedeuten:

- p_i', p_i'' Druck am Anfang bzw. Ende der Teilstrecke i
- $\Delta p_{P,i}$ Druckerhöhung durch die Umwälzpumpe (Ist in der Teilstrecke i keine Pumpe eingebaut, dann gilt $\Delta p_P = 0$.)
- $\Delta p_{R,i}$ Druckverlust durch Rohrreibung in der Teilstrecke i
- ρ_i Dichte in der Rohrteilstrecke i
- h_i', h_i'' Höhe am Anfang bzw. Ende der Teilstrecke i .

Bei maschineller Berechnung wäre die sofortige Berücksichtigung des höhenabhängigen Terms ohne weiteres möglich. Setzt man die Dichte für den Vor- und Rücklauf auch differenziert ein, dann ist sogar der thermische Umtriebsdruck infolge Schwerkrafteinfluß automatisch berücksichtigt. Bei manueller Ermittlung führte dies aber zu einem vergrößerten Aufwand. In der Praxis hat sich deshalb eine getrennte Betrachtung durchgesetzt.

Die ingenieurmäßige Einordnung der Ergebnisse im Druckdiagramm (vgl. Abschnitt 5.5.) ist dann einfacher und anschaulicher möglich. Dabei wird Gl. (5.1.-6) praktisch in zwei Etappen ausgewertet.

— der rein hydraulische Druckabgleich „Pumpendruck“ = „Druckverlust“ erfolgt für ein eben liegendes Netz, wobei die Druckänderungen infolge Rohrreibung und Einzelwiderstände für Vor- und Rücklauf teilstreckenweise zusammengefaßt werden. Die Gleichung

$$p_i^{**} = p_i^{*'} + \Delta p_{P,i} - \Delta p_{R,i} \quad (5.1.-7)$$

ist in verschiedenen Varianten auswertbar. Darauf wird in den nächsten Abschnitten an verschiedenen Stellen eingegangen.

— Der höhenmäßig bedingte Druckunterschied

$$p_i^{***} = p_i^{*'} - \rho_i g(h_i'' - h_i') \quad (5.1.-8)$$

wird dann zu Gl. (5.1.-7) addiert.

Es gelten die Beziehungen

$$p_i'' = p_i^{**} + p_i^{***} \quad \text{und} \quad p_i' = p_i^{*'} + p_i^{***}. \quad (5.1.-9)$$

5.1.1. Druckverlust durch Rohrreibung und Einzelwiderstände

Es gilt der bekannte Zusammenhang

$$\Delta p_R = \frac{\rho}{2} w^2 \left(\lambda \frac{l}{d} + \sum \zeta \right). \quad (5.1.-10)$$

- ρ Dichte
- w Geschwindigkeit
- l Länge der Teilstrecke
- d Rohrrinnendurchmesser
- λ Rohrreibungsbeiwert
- ζ Einzelwiderstandsbeiwert.

Der Term $\left(\frac{\rho}{2} w^2\right)$ stellt den Staudruck dar. Der Strömungswiderstand in einer geraden Rohrleitung wird durch Multiplikation mit $\left(\lambda \frac{l}{d}\right)$, der Widerstand infolge von Formstücken, Einbauten u. a. m. durch Multiplikation mit $(\sum \zeta)$ bestimmt. Nachfolgend werden die beiden Beiwerte näher betrachtet.

5.1.1.1. Rohrreibungsbeiwert

Es gelten im laminaren Strömungsgebiet die HAGEN-POISEUILLESche Gleichung

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (5.1.-11)$$

und im turbulenten Strömungsgebiet die PRANDTL-COLEBROOKSche Gleichung

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \lg \left[\frac{2,51}{Re \sqrt{\lambda}} + \frac{\varepsilon}{3,71 d} \right] \quad (5.1.-12)$$

mit

$$Re = \frac{wd}{\nu} = \frac{\rho wd}{\eta} = \frac{4\dot{m}}{\eta \pi d} \quad (5.1.-13)$$

und

$$w = \frac{4\dot{m}}{\rho \pi d^2}. \quad (5.1.-14)$$

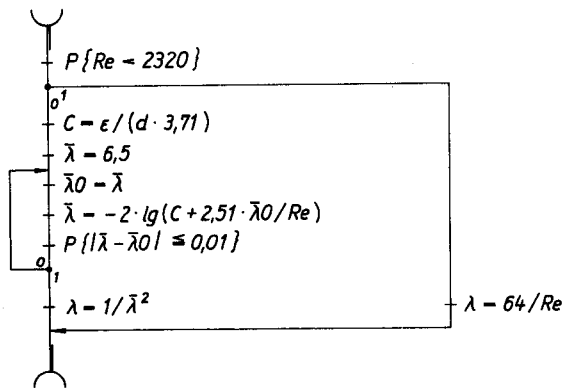
- Re Reynolds-Zahl
- ϵ Rauigkeit der Rohre
- ν kinematische Viskosität
- η dynamische Viskosität
- \dot{m} Massestrom.

Als untere Grenze der turbulenten Strömung gilt $Re_{krit} = 2320$. Mit dieser Annahme liegt man bezüglich der Druckverlustberechnung auf der sicheren Seite.

Die Gl. (5.1.-12) beschreibt das Übergangsgebiet und auch die Grenzbereiche turbulente Strömung im glatten Rohr und ausgebildete Rauigkeitsströmung (vgl. [33]).

Computerrechnung

Eine iterative Gleichungslösung gibt Flußbild 5.1.-1 wieder. Für die Stoffwerte des Wassers gelten nachfolgende Approximationsgleichungen. Die Geltungsbereiche und die maximalen relativen Fehler sind mit vermerkt.



Flußbild 5.1.-1
Iterative Ermittlung des Rohrreibbeiwertes (LAMBDA)

$$\rho = 1000 - \frac{(t - 3,982)^2}{466,7} - \frac{t + 273}{365 - t} \quad \text{in kg/m}^3$$

$0^\circ\text{C} \leq t \leq 150^\circ\text{C}; \quad \delta < 0,03\%$ (5.1.-15)

$$\rho = 1006 - 0,26t - 0,0022t^2 \quad \text{in kg/m}^3$$

$10^\circ\text{C} \leq t \leq 200^\circ\text{C}; \quad \delta < 0,35\%$ (5.1.-16)

$$\nu = 10^{-6} e^{0,498 - 0,0236t} \quad \text{in m}^2/\text{s}$$

$10^\circ\text{C} \leq t \leq 40^\circ\text{C}; \quad \delta < 3\%$ (5.1.-17)

$$\nu = 19,8 \cdot 10^{-6} t^{-0,915} \quad \text{in m}^2/\text{s}$$

$40^\circ\text{C} \leq t \leq 200^\circ\text{C}; \quad \delta < 3\%$ (5.1.-18)

$$\eta = 9,81 \cdot 10^{-6} e^{5,09 - 0,023t} \quad \text{in kg/s m}$$

$10^\circ\text{C} \leq t \leq 40^\circ\text{C}; \quad \delta < 3\%$ (5.1.-19)

$$\eta = 0,027415t^{-1} \quad \text{in kg/s m}$$

$45^\circ\text{C} < t \leq 200^\circ\text{C}; \quad \delta < 4\%$
 $40^\circ\text{C} = t; \quad \delta < 5\%$ (5.1.-20)

$$\eta = 0,018393t^{-0,9} \quad \text{in kg/s m}$$

$40^\circ\text{C} \leq t \leq 100^\circ\text{C}; \quad \delta < 3\%$ (5.1.-21)

Für die Rohrrauigkeit sind im Bereich der Heizungstechnik für

- Stahlrohre, nahtlos oder längsgeschweißt $\epsilon = 0,05 \text{ mm}$
- Stahlrohre, spiralgeschweißt $\epsilon = 0,07 \text{ mm}$

zu wählen.

Handrechnung

Für manuelle Berechnungen sind die Gln. (5.1.-11) und (5.1.-12) im Bild 5.1.-3 grafisch ausgewertet.

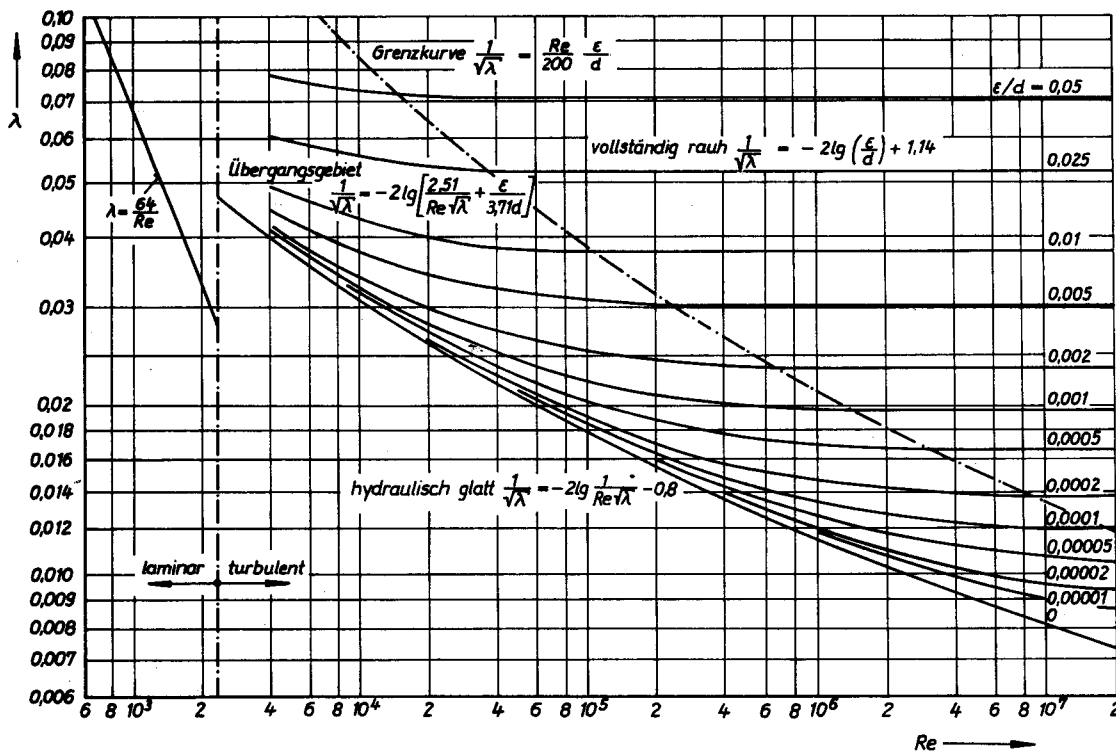


Bild 5.1.-3
Rohrreibbeiwert λ für gerade Rohre in Funktion der Reynolds-Zahl und der relativen Rauigkeit

5.1.1.2. Einzelwiderstandsbeiwert

Es gibt Einzelwiderstandsbeiwerte, die als reine Formfaktoren konstant sind, andere dagegen sind von den Strömungsverhältnissen abhängig. Bei der erstgenannten Kategorie handelt es sich um Ventile, plötzliche Querschnittsänderungen usw., bei der letzten Gruppe vornehmlich um Rohrverzweigungen. Ausführliche Darstellungen finden sich in [33]. Zusammengefaßt gelten:

T-Stück, Abzweig

Vereinigung

$$\zeta_a = 0,6 \left(1 - \frac{\dot{V}_d}{\dot{V}}\right)^{-0,25} \left(\frac{w}{w_a}\right)^{-0,25} \times \left\{1 + \left(\frac{w}{w_a}\right)^2 \left[1 - 2 \left(\frac{\dot{V}_d}{\dot{V}}\right)^2\right]\right\} \text{ für } \frac{w}{w_a} \left[1 - \frac{\dot{V}_d}{\dot{V}}\right] \geq 0,13$$

$$\zeta_a = \left\{1 + \left(\frac{w}{w_a}\right)^2 \left[1 - 2 \left(\frac{\dot{V}_d}{\dot{V}}\right)^2\right]\right\}$$

für

$$\frac{w}{w_a} \left[1 - \frac{\dot{V}_d}{\dot{V}}\right] < 0,13 \quad (5.1.-22)$$

Trennung

$$\zeta_a = 0,9 + \left(\frac{w}{w_a}\right)^2 \quad (5.1.-23)$$

+ -Stück, Abzweig

Vereinigung

$$\zeta_a = 1 + \left(\frac{w}{w_a}\right)^2 \left\{1 - 8 \frac{\left(\frac{\dot{V}_d}{\dot{V}}\right)^2}{3 + \frac{\dot{V}_d}{\dot{V}}}\right\} \quad (5.1.-24)$$

Trennung wie Gl. (5.1.-23).

T-Stück, Durchgang

Vereinigung

$$\zeta_d = \left(\frac{w}{w_d}\right)^2 \left[1 - \left(\frac{\dot{V}_d}{\dot{V}}\right)^2\right] + \left[\left(\frac{w}{w_d}\right) \left(\frac{\dot{V}_d}{\dot{V}}\right) - 1\right]^2 \quad (5.1.-25)$$

Trennung

$$\zeta_d = 0,4 \left(1 - \frac{\dot{V}_d}{\dot{V}}\right)^2 \left(\frac{w}{w_d}\right)^2 \quad (5.1.-26)$$

+ -Stück, Durchgang

Vereinigung wie Gl. (5.1.-25)

Trennung wie Gl. (5.1.-26).

T-Stück, Gegenlauf

Vereinigung

$$\zeta_a = \left(\frac{w}{w_a}\right)^2 + \left(\frac{\dot{V}}{\dot{V}_a}\right)^2 + 3 \left(1 - \frac{\dot{V}}{\dot{V}_a}\right) \quad (5.1.-27)$$

Trennung

$$\zeta_a = \left(\frac{w}{w_a}\right)^2 + 0,3 \quad (5.1.-28)$$

Computerrechnung

Die maschinelle Auswertung dieser Gleichungen ist im Flußbild 5.1.-2 gegeben. Dabei sind einige Besonderheiten eingearbeitet:

- Vorangestellt ist die Berechnung der Dichten für den Vor- und Rücklauf $\rho v[i]$ und $\rho r[i]$ nach Gl. (5.1.-16) für alle existierenden Teilstrecken i . Als Ausgangstemperaturen werden die Mittelwerte aus den Teilstreckeneintritts- und -austrittstemperaturen verwendet. Diese sind wiederum das Ergebnis des Programmtails TEMP (Flußbild 2.2.-1). Die Mitteltemperaturen werden außerdem als $tv'[i]$ und $tr'[i]$ für nachfolgende Programmteile gespeichert.

Schließlich erfolgt die Berechnung des Quotienten $\bar{m}[i]/(d[i])^2$ als modifizierte Geschwindigkeit $w[i]$. Sie wird lediglich zur Bildung der Geschwindigkeitsquotienten innerhalb der Gln. (5.1.-22) bis (5.1.-28) verwendet.

- Alle Knoten werden nach der Existenz abgehender Teilstrecken abgefragt. Bei einer Belegung von $x[i]$, $y[i]$ bzw. $z[i]$ werden in der genannten Reihenfolge die Kennzahlen 1, 3, 5 zugeordnet und die Summe gebildet. Folgende Varianten sind möglich:

Vorlauf							
Rücklauf							
Vorlauf	ζ - Werte nach Gln. (5.1.-26)	ζ - Werte nach Gln. (5.1.-23)	ζ - Werte nach Gln. (5.1.-26)	ζ - Werte nach Gln. (5.1.-23)	ζ - Werte nach Gln. (5.1.-28)	$\zeta = 1.2$	$\zeta = 0$
Rücklauf	(5.1.-25)	(5.1.-24)	(5.1.-25)	(5.1.-22)	(5.1.-27)	$\zeta = 1.2$	$\zeta = 0$

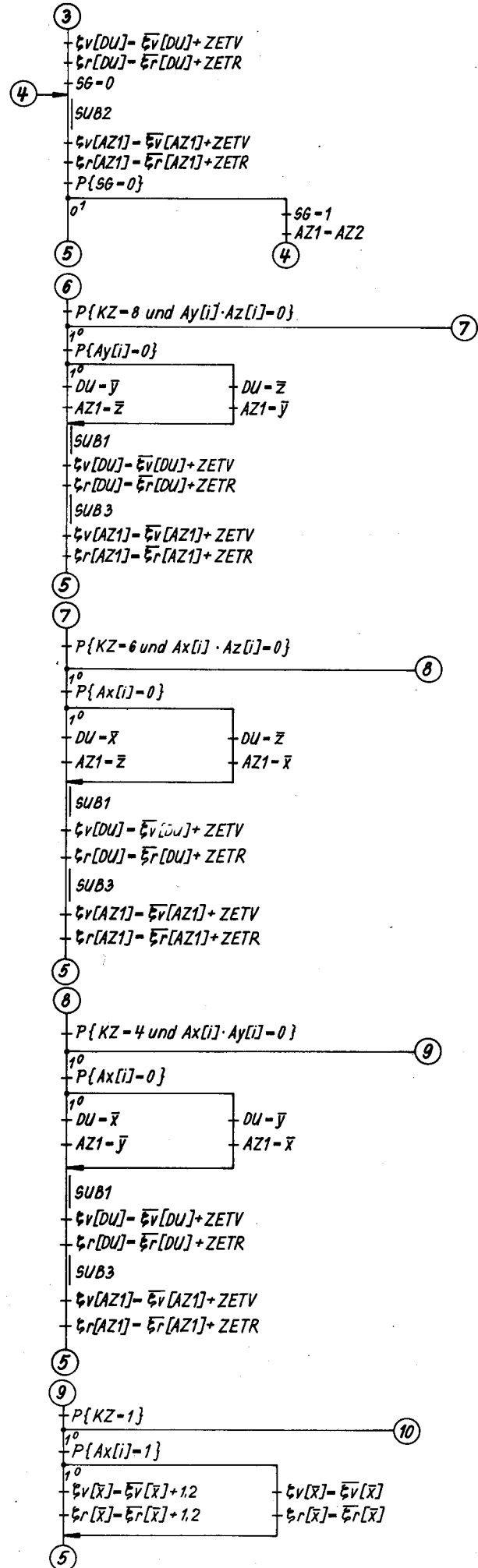
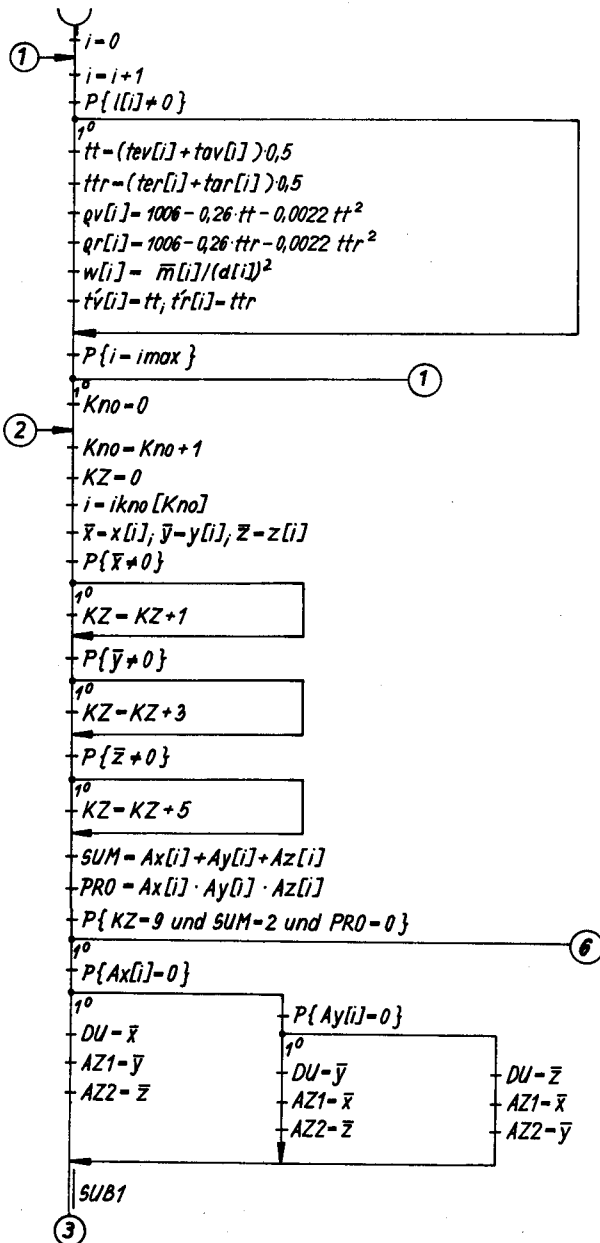
Bild 5.1.-4

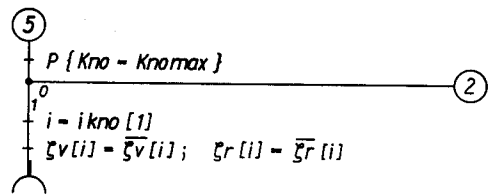
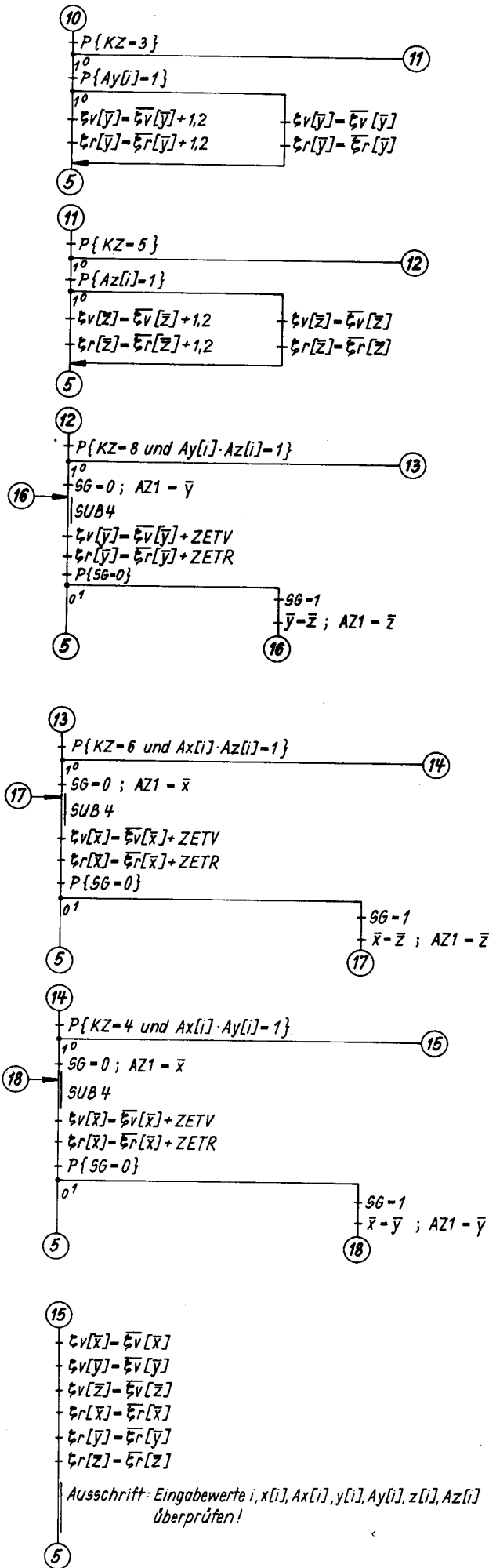
Zusammenstellung der Berechnungsgleichungen zur Ermittlung der Einzelwiderstandsbeiwerte von Rohrverzweigungen

x[i]	1	0	1	1	1	0	0
y[i]	3	3	0	3	0	3	0
z[i]	5	5	5	0	0	0	5
KZ	9	8	6	4	1	3	5

Die Kennzahl gibt eindeutig die Belegung durch abgehende Leitungen wieder, so bedeutet z. B. KZ = 6, daß die Abzweige x und z vorhanden sind. Die Art der Abzweige wird durch die Zahl Ax[i], Ay[i] und Az[i] gekennzeichnet (vgl. Flußbild 1.2.-1, NETZ, Schema 1), wobei 0 Durchgang und 1 Abzweig bedeuten. Die zusätzlich gebildeten Kennwerte SUM = Ax[i] + Ay[i] + Az[i] und PRO = Ax[i] · Ay[i] · Az[i] werden zur Steuerung des Berechnungsablaufs für die ζ-Werte verwendet. Die Berechnung selbst erfolgt dann für die existenten Teilstrecken gemäß den Gln. (5.1.-22) bis (5.1.-28) gleich zusammengefaßt für Vor- und Rücklauf (vgl. Bild 5.1.-4). Außerdem werden die eingegebenen teilstreckenbezogenen ζ-Werte für Armaturen, Bogen u. a. m. zum berechneten Wert für die Abzweige addiert.

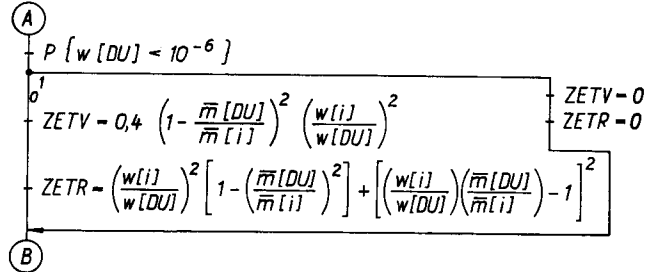
— Liegt keiner der im Bild 5.1.-4 dargestellten Fälle vor, so folgt eine Fehlerausschrift.



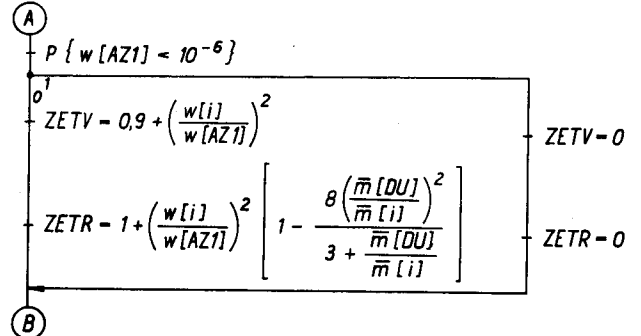


Interne Unterprogramme

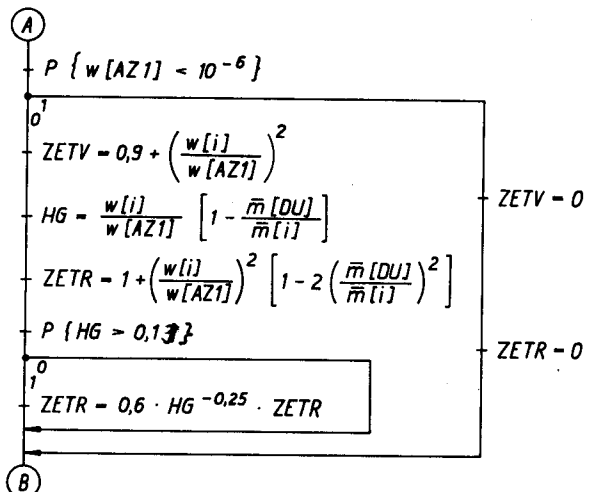
SUB 1



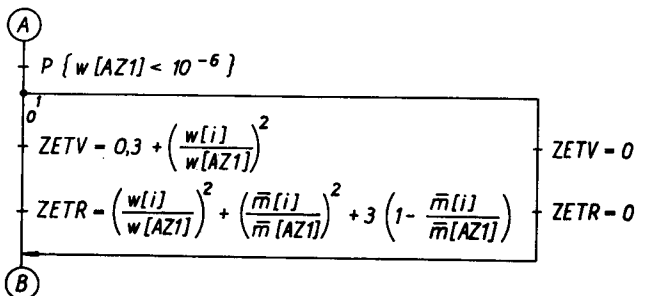
SUB 2



SUB 3



SUB 4



Flußbild 5.1.-2

Ermittlung der Einzelwiderstandsbeiwerte (ZETA)

Die Einzelwiderstände von Abzweigen werden an Hand von Approximationsgleichungen bestimmt. Dazu erfolgt die Addition von eingegebenen $\xi_v[i]$ und $\xi_r[i]$ für Armaturen und weitere Formstücke. Zusätzlich werden die Dichten $qv[i]$, $qr[i]$ auf der Grundlage der mittleren Teilstreckentemperaturen berechnet.

Handrechnung

Zur manuellen Ermittlung der ζ -Werte für Rohrverzweigungen dienen die Bilder 5.1.-5 bis 5.1.-8 bzw. für Überschlagsrechnungen die jeweils vermerkten Werte. Die Kurvenbegrenzungen ergeben sich aus der praktischen Annahme, daß die Querschnitte der Abzweige den Querschnitt des Rohres, das den Gesamtmassestrom führt, nicht übersteigt. Zur Vereinfachung sind die ζ -Werte für die Vorlauf- und Rücklaufleitung gleich zusammengefaßt worden, da bei der Handrechnung üblicherweise Vor- und Rücklauf summativ betrachtet werden.

Schließlich finden sich in Tabelle 5.1.-1 noch ausgewählte Einzelwiderstandsbeiwerte für Rohrleitungsteile. Ausführlichere Darstellungen sind [33] zu entnehmen.

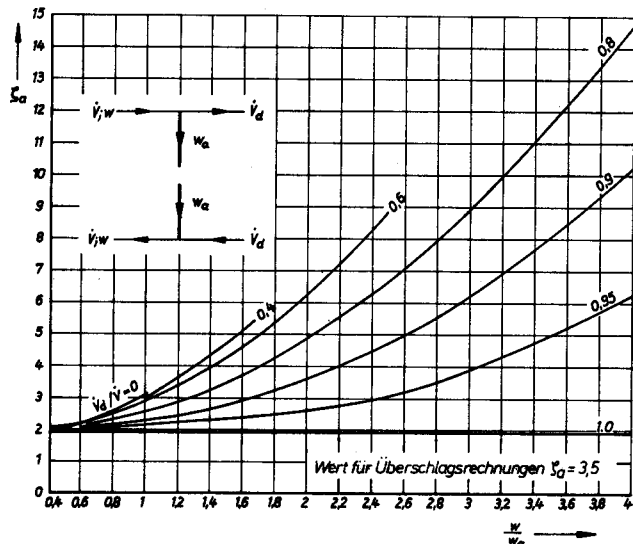


Bild 5.1.-5
Einzelwiderstandsbeiwert für den Abzweig (Trennung plus Vereinigung) eines T-Stücks

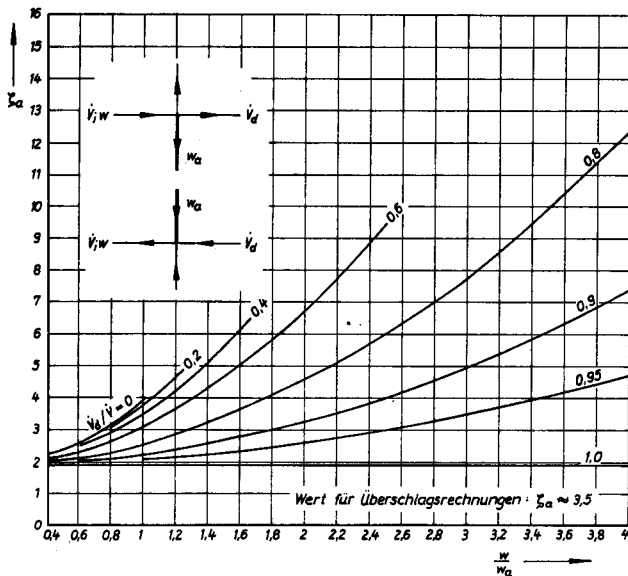


Bild 5.1.-6
Einzelwiderstandsbeiwert für den Abzweig (Trennung plus Vereinigung) eines +-Stücks

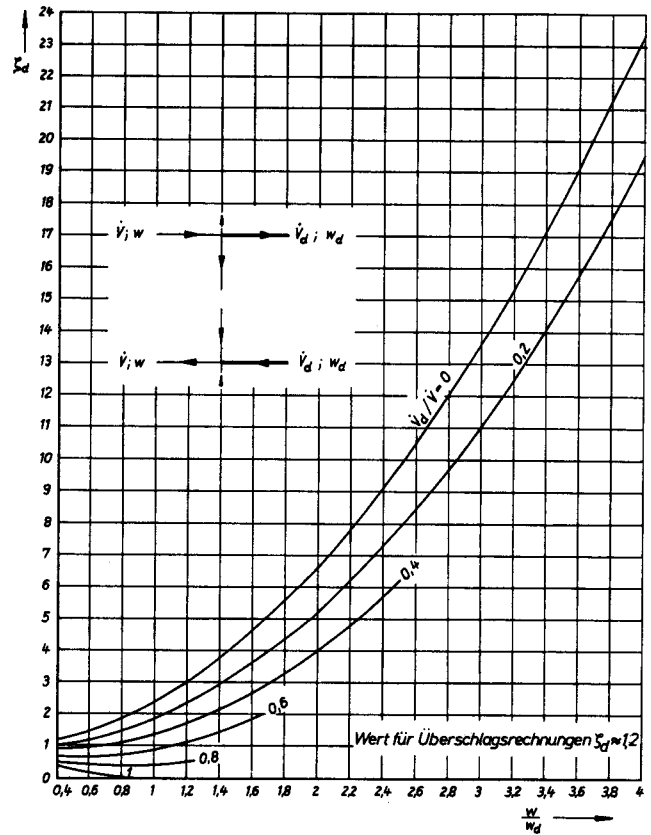


Bild 5.1.-7
Einzelwiderstandsbeiwert für den Durchgang (Trennung plus Vereinigung) eines T- und +-Stücks

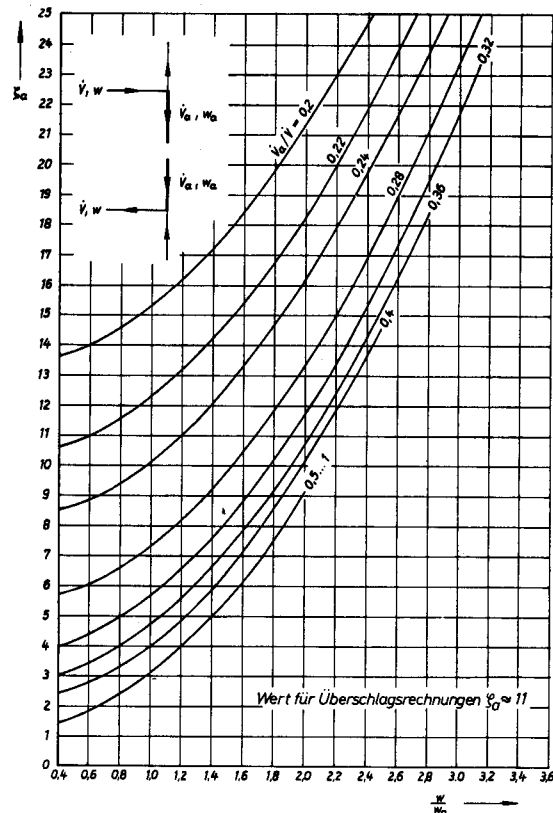


Bild 5.1.-8
Einzelwiderstandsbeiwert für Gegenlauf (Trennung plus Vereinigung) eines T-Stücks

Tabelle 5.1.-1 Einzelwiderstandsbeiwerte ζ für ausgewählte Rohrleitungsbauteile und Armaturen

	r/d		
	1	1,5	3
Glattrohrkrümmer 90°	0,4	0,3	0,2
Faltenrohrkrümmer 90°	0,8	0,6	0,4
Segmentkrümmer 90°	0,46	0,35	
Glattrohr-U-Bogen	1,3	1	0,6
Faltenrohr-U-Bogen	2,6	1,9	1,3
Segment-U-Bogen	1,5	1,1	
Flanschverbindung	0,05		
Schweißverbindung	0,03		
Stopfbüchse	0,2 ... 0,6		
Konfusor (Düse)	0,1		
Diffusor	0,1 ... 0,3		
Absperrventil	5		
Rückschlagventil,	horizontal	6	
	vertikal	4	
Schieber,	gerader Durchgang	0,3	
	eingezogener Durchgang	0,5	
Blenden	siehe Tabelle 5.4.-1		

5.1.1.3. Druckverlustberechnung für Teilstrecken

Ausgehend von Gl. (5.1.-10), sind Algorithmen zu entwerfen, die eine rationelle Abarbeitung ermöglichen.

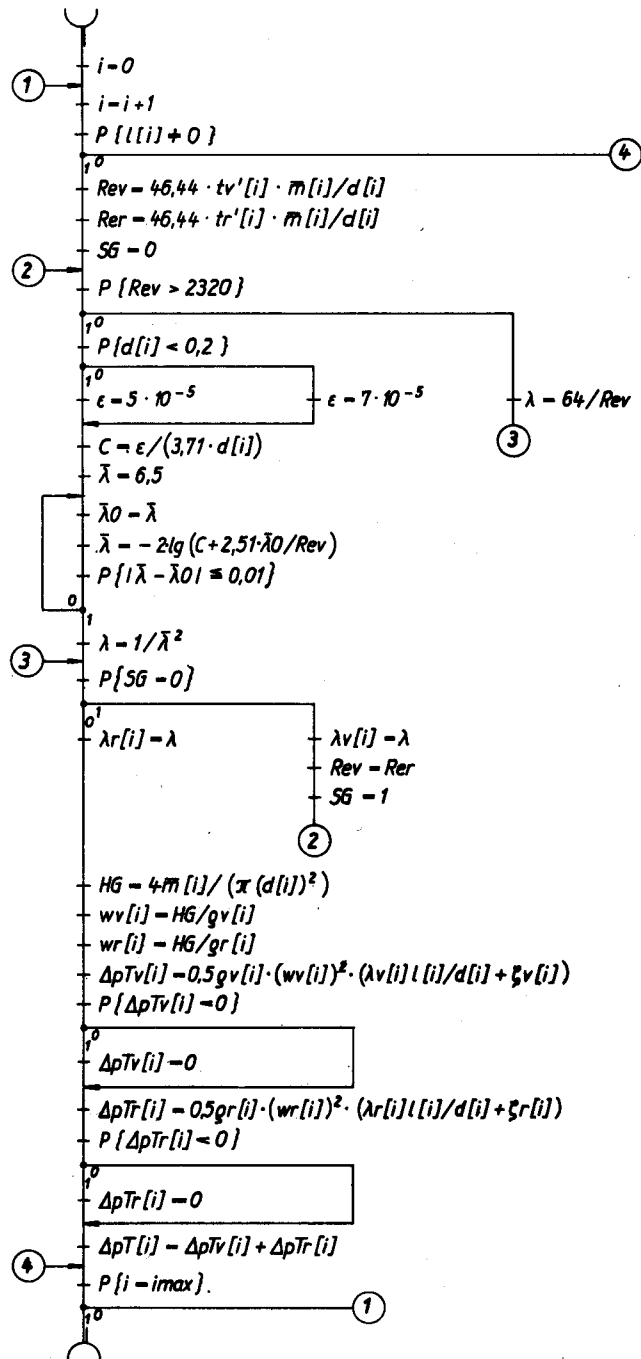
Computerrechnung

Nach dem Flußbild 5.1.-3 werden zunächst die Reynolds-Zahlen auf der Grundlage der Gln. (5.1.-13) und (5.1.-20) getrennt für die Teilstreckenmitteltemperaturen $tv'[i]$ und $tr'[i]$ berechnet, dann die Rohrreibungsbeiwerte gemäß den Gln. (5.1.-11) bzw. (5.1.-12) für abgestufte Rohrrauigkeiten ϵ sowie die Geschwindigkeiten $wv[i]$ und $wr[i]$ nach Gl. (5.1.-14) ermittelt und schließlich Gl. (5.1.-10) ebenfalls getrennt für Vor- und Rücklauf ausgewertet. Die Teilstreckendruckverluste $\Delta pTv[i]$ und $\Delta pTr[i]$ werden zu $\Delta pT[i]$ [$\cong \Delta p_R$ nach Gl. (5.1.-10)] zusammengefaßt. Eine eingebaute Schranke verhindert negative Einzelsummanden. Druckgewinne in den Abzweigen von Stromvereinigungen, verursacht durch negative ζ -Werte infolge von Injektorwirkung, werden damit nur in dem Umfang der auftretenden Druckverluste berücksichtigt. Der Rest ist als Sicherheitszuschlag zu werten.

Handrechnung

Die Gl. (5.1.-10) wird zu diesem Zweck in der Form

$$\Delta p_R = Rl + S \Sigma \zeta \quad (= Rl + Z) \quad (5.1.-29)$$



Flußbild 5.1.-3

Ermittlung der Teilstreckendifferenzdrücke (TEIDRUK)

Nach iterativer Ermittlung des Rohrreibungsbeiwertes erfolgt unter Beachtung des Einzelwiderstandsbeiwertes die Berechnung des Teilstreckendifferenzdrucks, getrennt für Vor- und Rücklauf. Schließlich werden beide Werte teilstreckenweise zum Differenzdruck der Teilstrecke $\Delta pT[i]$ zusammengefaßt.

Einheiten: Drücke in Pa; Masseströme in kg/s; Längen und Durchmesser in m; Dichten in kg/m^3 ; Geschwindigkeiten in m/s

geschrieben. Es ist üblich, rechnerisch Vor- und Rücklauf zusammengefaßt zu betrachten, d. h. die Längen l und die Einzelwiderstandsbeiwerte vor der Auswertung der Gl. (5.1.-29) zu addieren. Der spezifische Druckverlust je Meter Rohr R , der Staudruck S und die Geschwindigkeit w sind Tabellen, z. B. [33], zu entnehmen. Ein Auszug für die Berechnungstemperatur 120 °C ist in Tabelle 5.1.-2 wiedergegeben. Die Anwendungsbereiche und die dabei maximal möglichen Fehler sind:

- 90 ... 140 °C = 2%; 80 ... 150 °C = 3%
- 60 ... 170 °C = 5%.

5.1.1.4. Beispiel

Für das im Bild 5.1.-9 dargestellte Rohrleitungssystem ist der Druckverlust — zusammengefaßt für Vor- und Rücklauf — zu berechnen. Die Masseströme \dot{m} , die Durchmesser DN und die Gesamtleitungslängen l sind in Tabelle 5.1.-3 aufgeführt.

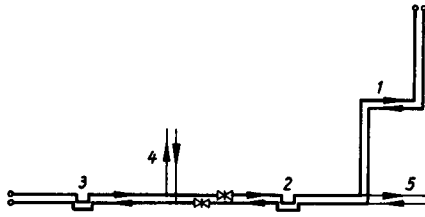


Bild 5.1.-9
Rohrnetz für Berechnungsbeispiel 5.1.1.4.

Lösung

Der spezifische Druckverlust R , der Staudruck S und die Geschwindigkeit w sind Tabelle 5.1.-2 zu entnehmen. Die Einzelwiderstandsbeiwerte werden an Hand der Bilder 5.1.-5 und 5.1.-7 sowie der Tabelle 5.1.-1 ermittelt. Die dazu benötigten Ausgangsdaten und Ergebnisse finden sich in Tabelle 5.1.-4. Zusammengefaßt sind dies:

Druckverluste infolge Rohrreibung:
 $Rl = 23212 \text{ Pa}$
Druckverluste infolge Einzelwiderständen:
 $S \Sigma \zeta = 9066 \text{ Pa}$

Summe: 32278 Pa

Tabelle 5.1.-3 Formblatt zur Druckverlustberechnung

Teilstrecke	\dot{m} kg/s	DN mm	R Pa/m	l m	Rl Pa	S Pa	$\Sigma \zeta$	$S \Sigma \zeta$ Pa	w m/s
1	32	200	37,2	160	5952	479	6,4	3066	1,0
2	50	200	89,4	100	8940	1170	3,6	4212	1,6
3	100	300	41,6	200	8320	894	2,0	1788	1,4
4	50	200							1,6
5	18	150							1,1
								23212	9066

Tabelle 5.1.-4 Ermittlung der Einzelwiderstandsbeiwerte

Teilstrecke 1:	4 Bogen	$\zeta = 1,2$
	Abzweig:	$\frac{w}{w_a} = \frac{1,6}{1} = 1,6$
		$\frac{\dot{V}_d}{\dot{V}} = \frac{18}{50} = 0,4$
		$\zeta = 5,2$
		$\Sigma \zeta = 6,4$
Teilstrecke 2:	2 Glattrohr-U-Bogen	$\zeta = 2,0$
	2 Schieber	$\zeta = 0,6$
	Durchgang:	$\frac{w}{w_d} = \frac{1,4}{1,6} = 0,9$
		$\frac{\dot{V}_d}{\dot{V}} = \frac{50}{100} = 0,5$
		$\zeta = 1,0$
		$\Sigma \zeta = 3,6$
Teilstrecke 3:	2 Glattrohr-U-Bogen	$\Sigma \zeta = 2,0$

Flußbild 5.1.-4
Ermittlung der Abnehmerdruckverluste (ABNVER)

Ausgehend vom k_v -Wert für jeden Abnehmer, wird der Differenzdruck $\Delta p_A[\text{Abn}]$ berechnet, der über diesem Abnehmer abfällt. Der Differenzdruck kann auch als konstante Größe $\Delta p_A[\text{Abn}]$ vorgegeben sein. Einheiten: Drücke in Pa; k_v in m^2 ; Masseströme in kg/s ; Dichten in kg/m^3

5.1.2. Druckverlust durch Abnehmer

Der Anschlußdifferenzdruck der Abnehmer kann fest vorgegeben sein und durch entsprechende Differenzdruckregler während des Betriebes konstant gehalten werden. Der Durchflußwiderstand eines Abnehmers gestaltet sich in den meisten Fällen jedoch durchsatzabhängig, man charakterisiert ihn dann durch seinen k_v -Wert. Der jeweils gültige Druckverlust lautet:

$$\Delta p_A = \frac{1}{\rho} \left(\frac{\dot{m}}{k_v} \right)^2 = \rho \left(\frac{\dot{V}}{k_v} \right)^2 \quad (5.1.-30)$$

Zur automatisierten Druckverlustberechnung für alle Abnehmer ist das im Flußbild 5.1.-4 dargestellte Schema geeignet. Fest vorgegeben sind die Differenzdrücke $\Delta p_A[\text{Abn}]$ oder die Durchlaßkoeffizienten $\overline{k_v}[\text{Abn}]$. Es folgen die endgültigen Differenzdrücke $\Delta p_A[\text{Abn}]$, die in der weiteren Rechnung benutzt werden. Die k_v -Werte müssen, um ohne Einschränkung im SI zu bleiben, in m^2 eingesetzt werden. Es gilt die Umrechnung zur konventionellen Einheit

$$k_v = k_v^* \cdot 28 \cdot 10^{-6} \quad k_v \text{ in } \text{m}^2; \quad k_v^* \text{ in } \text{m}^3/\text{h}$$

(Weitere Hinweise zur Umrechnung sind in Tabelle 5.4.-1 enthalten.)

5.1.2.1. Beispiel

Das Netzteil einer Hausanschlußstation hat einen Durchflußkoeffizienten von $k_v^* = 23 \text{ m}^3/\text{h}$. Es ist daraus der Druckverlust des Abnehmers bei einem Durchfluß von $\dot{m} = 6,5 \text{ kg/s}$ und einer mittleren Temperatur von $90 \text{ }^\circ\text{C}$ zu berechnen.

Lösung

Die Umrechnung des k_v^* -Wertes in SI-Einheiten liefert $23 \cdot 28,0 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 = 6,44 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$.

Mit der Dichte $\rho = 965,3 \text{ kg/m}^3$ ergibt sich Gl. (5.1.-30) zu

$$\Delta p_A = \frac{1}{965,3} \left(\frac{6,5}{6,44 \cdot 10^{-4}} \right)^2 \text{ Pa} = 106 \text{ kPa}$$

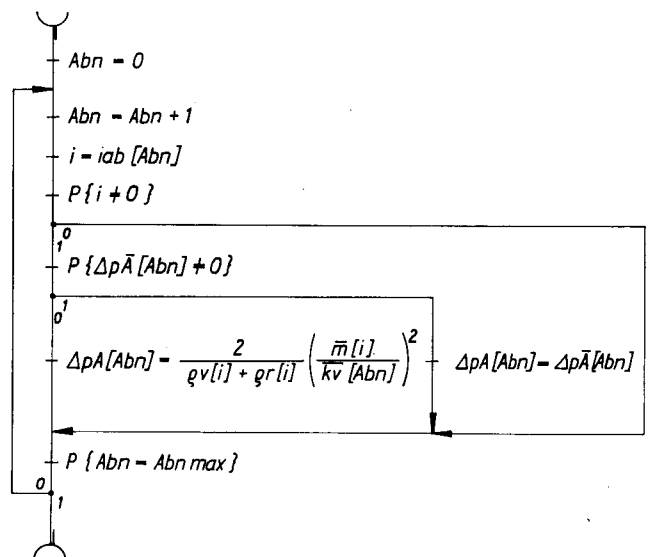


Tabelle 5.1.-2. Druckverlusttabellen für die Bezugstemperatur 120 °C ($\epsilon = 0,05$ mm für DN ≤ 150 ; $\epsilon = 0,07$ mm für DN ≥ 200)

DN	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{4}$	1	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{2}$	50	60	65	80
\varnothing mm (innen)	12,6	15,7	21,2	27,1	36,0	41,3	51,2	64,2	70,2	81,8
Massestrom \dot{m} kg/s	Druckverlust R Geschwindigkeit w Staudruck S		in Pa/m in m/s in Pa		Bezugstemperatur $t_0 = 120$ °C					
0,010	11,6 0,08 3,40	4,01 0,05 1,41	0,955 0,03 0,425	0,188 +0,02 0,159	0,060 +0,01 0,051	0,035 +0,01 0,029	0,015 +0,01 0,012			
0,0105	12,7 0,09 3,75	4,37 0,06 1,56	1,04 0,03 0,468	0,197 +0,02 0,175	0,063 +0,01 0,056	0,037 +0,01 0,033	0,015 +0,01 0,014			
0,011	13,8 0,09 4,12	4,74 0,06 1,71	1,13 0,03 0,514	0,206 +0,02 0,193	0,066 +0,01 0,062	0,038 +0,01 0,036	0,016 +0,01 0,015			
0,0115	14,9 0,10 4,50	5,13 0,06 1,87	1,21 0,03 0,562	0,216 +0,02 0,210	0,069 +0,01 0,068	0,040 +0,01 0,039	0,017 +0,01 0,017			
0,012	16,1 0,10 4,90	5,52 0,07 2,03	1,31 0,04 0,612	0,407 0,02 0,229	0,072 +0,01 0,074	0,042 +0,01 0,042	0,018 +0,01 0,018			
0,0125	17,3 0,11 5,32	5,93 0,07 2,21	1,40 0,04 0,664	0,436 0,02 0,249	0,075 +0,01 0,080	0,043 +0,01 0,046	0,018 +0,01 0,020			
0,013	18,5 0,11 5,75	6,36 0,07 2,39	1,50 0,04 0,718	0,466 0,02 0,269	0,078 +0,01 0,086	0,045 +0,01 0,050	0,019 +0,01 0,021			
0,0135	19,8 0,11 6,21	6,80 0,07 2,57	1,60 0,04 0,774	0,498 0,02 0,290	0,081 +0,01 0,093	0,047 +0,01 0,054	0,020 +0,01 0,023			
0,014	21,2 0,12 6,67	7,25 0,08 2,77	1,71 0,04 0,833	0,530 0,03 0,312	0,084 +0,01 0,100	0,049 +0,01 0,058	0,021 +0,01 0,024			
0,015	24,0 0,13 7,66	8,19 0,08 3,18	1,92 0,05 0,956	0,596 0,03 0,358	0,090 +0,02 0,115	0,052 +0,01 0,066	0,022 +0,01 0,028			
0,016	26,9 0,14 8,72	9,18 0,09 3,62	2,15 0,05 1,09	0,666 0,03 0,407	0,173 0,02 0,131	0,056 +0,01 0,076	0,024 +0,01 0,032	0,010 +0,01 0,013		
0,017	30,0 0,14 9,84	10,2 0,09 4,08	2,39 0,05 1,23	0,740 0,03 0,460	0,192 0,02 0,148	0,059 +0,01 0,085	0,025 +0,01 0,036	0,010 +0,01 0,015		
0,018	33,3 0,15 11,0	11,3 0,10 4,58	2,65 0,05 1,38	0,816 0,03 0,516	0,212 0,02 0,166	0,111 0,01 0,096	0,027 +0,01 0,040	0,011 +0,01 0,016		
0,019	36,7 0,16 12,3	12,5 0,10 5,10	2,91 0,06 1,53	0,896 0,03 0,574	0,232 0,02 0,184	0,121 0,02 0,106	0,028 +0,01 0,045	0,011 +0,01 0,018	0,008 +0,01 0,013	
0,020	40,3 0,17 13,6	13,7 0,11 5,65	3,18 0,06 1,70	0,980 0,04 0,636	0,254 0,02 0,204	0,132 0,02 0,118	0,029 +0,01 0,050	0,012 +0,01 0,020	0,008 +0,01 0,014	
0,021	44,1 0,18 15,0	14,9 0,11 6,23	3,47 0,06 1,87	1,07 0,04 0,702	0,276 0,02 0,225	0,144 0,02 0,130	0,031 +0,01 0,055	0,013 +0,01 0,022	0,009 +0,01 0,016	
0,022	48,0 0,19 16,5	16,2 0,12 6,84	3,76 0,07 2,06	1,16 0,04 0,770	0,299 0,02 0,247	0,156 0,02 0,143	0,057 0,01 0,060	0,013 +0,01 0,024	0,009 +0,01 0,017	
0,023	52,0 0,20 18,0	17,6 0,13 7,47	4,07 0,07 2,25	1,25 0,04 0,842	0,322 0,02 0,270	0,168 0,02 0,156	0,061 0,01 0,066	0,014 +0,01 0,027	0,010 +0,01 0,019	
0,024	56,3 0,20 19,6	19,0 0,13 8,14	4,39 0,07 2,45	1,35 0,04 0,916	0,347 0,02 0,294	0,181 0,02 0,170	0,065 0,01 0,072	0,014 +0,01 0,029	0,010 +0,01 0,020	
0,025	60,6 0,21 21,3	20,4 0,14 8,83	4,72 0,08 2,66	1,45 0,05 0,994	0,372 0,03 0,319	0,194 0,02 0,184	0,070 0,01 0,078	0,015 +0,01 0,032	0,010 +0,01 0,022	0,006 +0,01 0,012
0,026	65,2 0,22 23,0	21,9 0,14 9,55	5,06 0,08 2,87	1,55 0,05 1,08	0,398 0,03 0,345	0,207 0,02 0,199	0,075 0,01 0,084	0,015 +0,01 0,034	0,011 +0,01 0,024	0,006 +0,01 0,013
0,027	69,9 0,23 24,8	23,5 0,15 10,3	5,41 0,08 3,10	1,65 0,05 1,16	0,425 0,03 0,372	0,221 0,02 0,215	0,080 0,01 0,091	0,016 +0,01 0,037	0,011 +0,01 0,026	0,006 +0,01 0,014
0,028	74,7 0,24 26,7	25,1 0,15 11,1	5,77 0,08 3,33	1,76 0,05 1,25	0,453 0,03 0,401	0,236 0,02 0,231	0,085 0,01 0,098	0,029 0,01 0,040	0,012 +0,01 0,028	0,006 +0,01 0,015
0,029	79,7 0,25 28,6	26,7 0,16 11,9	6,14 0,09 3,57	1,87 0,05 1,34	0,481 0,03 0,430	0,250 0,02 0,248	0,090 0,01 0,105	0,031 0,01 0,042	0,012 +0,01 0,030	0,007 +0,01 0,016
0,030	84,9 0,25 30,6	28,4 0,16 12,7	6,53 0,09 3,82	1,99 0,06 1,43	0,510 0,03 0,460	0,265 0,02 0,265	0,096 0,02 0,112	0,033 0,01 0,045	0,012 +0,01 0,032	0,007 +0,01 0,017

(+ vor der Geschwindigkeit w weist auf laminare Strömung hin)

DN	3/8	1/2	3/4	1	1 1/4	1 1/2	50	60	65	80	100	125
∅ mm (innen)	12,6	15,7	21,2	27,1	36,0	41,3	51,2	64,2	70,2	81,8	100	125
Massestrom \dot{m} kg/s	Druckverlust R Geschwindigkeit w Staudruck S		in Pa/m in m/s in Pa		Bezugstemperatur $t_2 = 120 \text{ }^\circ\text{C}$							
0,032	95,7 0,27 34,9	32,0 0,18 14,5	7,32 0,10 4,35	2,23 0,06 1,63	0,571 0,03 0,523	0,297 0,03 0,302	0,107 0,02 0,128	0,037 0,01 0,052	0,024 0,01 0,036	0,007 +0,01 0,020		
0,034	107 0,29 39,4	35,7 0,19 16,3	8,16 0,10 4,91	2,48 0,06 1,84	0,634 0,04 0,591	0,329 0,03 0,341	0,119 0,02 0,144	0,041 0,01 0,058	0,027 0,01 0,041	0,008 +0,01 0,022		
0,036	119 0,31 44,1	39,7 0,20 18,3	9,05 0,11 5,51	2,74 0,07 2,06	0,701 0,04 0,662	0,364 0,03 0,382	0,131 0,02 0,162	0,045 0,01 0,065	0,029 0,01 0,046	0,014 0,01 0,025		
0,038	132 0,32 49,2	43,8 0,21 20,4	9,97 0,11 6,13	3,02 0,07 2,30	0,770 0,04 0,738	0,399 0,03 0,426	0,144 0,02 0,180	0,049 0,01 0,073	0,032 0,01 0,051	0,016 0,01 0,028	0,004 -0,01 0,012	
0,040	145 0,34 54,5	48,2 0,22 22,6	10,9 0,12 6,80	3,31 0,07 2,55	0,842 0,04 0,817	0,437 0,03 0,472	0,157 0,02 0,200	0,054 0,01 0,081	0,035 0,01 0,057	0,017 0,01 0,031	0,004 +0,01 0,014	
0,042	159 0,36 60,1	52,7 0,23 24,9	11,9 0,13 7,49	3,61 0,08 2,81	0,918 0,04 0,901	0,475 0,03 0,520	0,171 0,02 0,220	0,058 0,01 0,089	0,038 0,01 0,062	0,019 0,01 0,034	0,004 +0,01 0,015	
0,044	173 0,37 65,9	57,5 0,24 27,3	13,0 0,13 8,22	3,92 0,08 3,08	0,996 0,05 0,989	0,516 0,03 0,571	0,185 0,02 0,242	0,063 0,01 0,098	0,041 0,01 0,068	0,020 0,01 0,037	0,008 0,01 0,017	
0,046	189 0,39 72,0	62,4 0,25 29,9	14,1 0,14 8,99	4,24 0,08 3,37	1,08 0,05 1,08	0,557 0,04 0,624	0,200 0,02 0,264	0,068 0,02 0,107	0,045 0,01 0,075	0,022 0,01 0,041	0,008 0,01 0,018	
0,048	204 0,41 78,4	67,5 0,26 32,5	15,2 0,14 9,79	4,58 0,09 3,67	1,16 0,05 1,18	0,600 0,04 0,680	0,215 0,02 0,288	0,073 0,02 0,116	0,048 0,01 0,081	0,023 0,01 0,044	0,009 0,01 0,020	
0,050	221 0,42 85,1	72,8 0,27 35,3	16,4 0,15 10,6	4,93 0,09 3,98	1,25 0,05 1,28	0,645 0,04 0,737	0,231 0,03 0,312	0,079 0,02 0,126	0,052 0,01 0,088	0,025 0,01 0,048	0,010 0,01 0,021	
0,052	238 0,44 92,1	78,3 0,28 38,2	17,6 0,16 11,5	5,28 0,10 4,30	1,34 0,05 1,38	0,690 0,04 0,798	0,247 0,03 0,338	0,084 0,02 0,137	0,055 0,01 0,096	0,027 0,01 0,052	0,010 0,01 0,023	
0,054	255 0,46 99,3	84,0 0,30 41,2	18,9 0,16 12,4	5,65 0,10 4,64	1,43 0,06 1,49	0,738 0,04 0,860	0,264 0,03 0,364	0,090 0,02 0,147	0,059 0,01 0,103	0,029 0,01 0,056	0,011 0,01 0,025	
0,056	274 0,48 107	90,0 0,31 44,3	20,1 0,17 13,3	6,04 0,10 4,99	1,52 0,06 1,60	0,786 0,04 0,925	0,281 0,03 0,392	0,096 0,02 0,158	0,063 0,01 0,111	0,030 0,01 0,060	0,012 0,01 0,027	
0,058	292 0,49 115	96,0 0,32 47,5	21,5 0,17 14,3	6,43 0,11 5,35	1,62 0,06 1,72	0,836 0,05 0,992	0,299 0,03 0,420	0,102 0,02 0,170	0,067 0,02 0,119	0,032 0,01 0,064	0,013 0,01 0,029	0,004 0,01 0,012
0,060	312 0,51 123	102 0,33 50,8	22,9 0,18 15,3	6,84 0,1 5,73	1,72 0,06 1,84	0,888 0,05 1,06	0,317 0,03 0,450	0,108 0,02 0,182	0,071 0,02 0,127	0,034 0,01 0,069	0,013 0,01 0,031	0,005 0,01 0,013
0,063	342 0,54 135	112 0,34 56,1	25,0 0,19 16,9	7,46 0,12 6,31	1,88 0,07 2,03	0,968 0,05 1,17	0,345 0,03 0,496	0,117 0,02 0,200	0,077 0,02 0,140	0,037 0,01 0,076	0,014 0,01 0,034	0,005 0,01 0,014
0,066	374 0,56 148	122 0,36 61,5	27,2 0,20 18,5	8,12 0,12 6,93	2,04 0,07 2,23	1,05 0,05 1,28	0,375 0,03 0,544	0,127 0,02 0,220	0,083 0,02 0,154	0,040 0,01 0,083	0,016 0,01 0,037	0,005 0,01 0,015
0,069	407 0,59 162	133 0,38 67,2	29,6 0,21 20,2	8,80 0,13 7,58	2,21 0,07 2,43	1,14 0,05 1,40	0,405 0,04 0,595	0,137 0,02 0,241	0,090 0,02 0,168	0,044 0,01 0,091	0,017 0,01 0,041	0,006 0,01 0,017
0,072	441 0,61 177	144 0,39 73,2	32,0 0,22 22,0	9,51 0,13 8,25	2,38 0,07 2,65	1,23 0,06 1,53	0,436 0,04 0,647	0,148 0,02 0,262	0,097 0,02 0,183	0,047 0,01 0,099	0,018 0,01 0,044	0,006 0,01 0,018
0,075	477 0,64 192	156 0,41 79,4	34,5 0,23 23,9	10,2 0,14 8,95	2,56 0,08 2,87	1,32 0,06 1,66	0,469 0,04 0,702	0,159 0,02 0,284	0,104 0,02 0,199	0,050 0,02 0,108	0,019 0,01 0,048	0,007 0,01 0,020
0,080	540 0,68 218	176 0,44 90,4	38,8 0,24 27,2	11,5 0,15 10,2	2,87 0,08 3,27	1,48 0,06 1,89	0,525 0,04 0,799	0,178 0,03 0,323	0,116 0,02 0,226	0,056 0,02 0,123	0,022 0,01 0,055	0,008 0,01 0,022
0,085	607 0,72 246	197 0,47 102	43,5 0,26 30,7	12,9 0,16 11,5	3,20 0,09 3,69	1,65 0,07 2,13	0,584 0,04 0,902	0,198 0,03 0,365	0,129 0,02 0,255	0,062 0,02 0,138	0,024 0,01 0,062	0,008 0,01 0,025
0,090	677 0,76 276	220 0,49 114	48,3 0,27 34,4	14,3 0,17 12,9	3,55 0,09 4,14	1,82 0,07 2,39	0,646 0,05 1,01	0,218 0,03 0,409	0,143 0,02 0,286	0,069 0,02 0,155	0,027 0,01 0,070	0,009 0,01 0,028
0,095	752 0,81 307	244 0,52 127	53,5 0,29 38,3	15,8 0,17 14,4	3,91 0,10 4,61	2,01 0,08 2,66	0,711 0,05 1,13	0,240 0,03 0,456	0,157 0,03 0,319	0,076 0,02 0,173	0,029 0,01 0,077	0,010 0,01 0,032
0,100	830 0,85 340	269 0,55 141	58,8 0,30 42,5	17,3 0,18 15,9	4,29 0,10 5,11	2,20 0,08 2,95	0,778 0,05 1,25	0,263 0,03 0,505	0,171 0,03 0,353	0,083 0,02 0,192	0,032 0,01 0,086	0,011 0,01 0,035

\dot{m}
0,01
0,1

DN	3/8	1/2	3/4	1	1 1/4	1 1/2	50	60	65	80	100	125
Ø mm (innen)	12,6	15,7	21,2	27,1	36,0	41,3	51,2	64,2	70,2	81,8	100	125
Massestrom \dot{m} kg/s	Druckverlust R Geschwindigkeit w Staudruck S		in Pa/m in m/s in Pa		Bezugstemperatur $t_a = 120 \text{ }^\circ\text{C}$							
0,10	830 0,85	269 0,55	58,8 0,30	17,3 0,18	4,29 0,10	2,20 0,08	0,778 0,05	0,263 0,03	0,171 0,03	0,083 0,02	0,032 0,01	0,011 0,01
	340	141	42,5	15,9	5,11	2,95	1,25	0,505	0,353	0,192	0,086	0,035
0,105	912 0,89	295 0,57	64,5 0,32	18,9 0,19	4,69 0,11	2,40 0,08	0,849 0,05	0,286 0,03	0,187 0,03	0,090 0,02	0,035 0,01	0,012 0,01
	375	156	46,8	17,5	5,63	3,25	1,38	0,557	0,390	0,211	0,095	0,039
0,11	998 0,93	322 0,60	70,3 0,33	20,6 0,20	5,10 0,11	2,61 0,09	0,922 0,06	0,311 0,04	0,202 0,03	0,098 0,02	0,038 0,01	0,013 0,01
	412	171	51,4	19,3	6,18	3,57	1,51	0,611	0,428	0,232	0,104	0,043
0,115	1090 0,98	351 0,63	76,4 0,35	22,4 0,21	5,52 0,12	2,83 0,09	0,997 0,06	0,336 0,04	0,219 0,03	0,105 0,02	0,041 0,02	0,014 0,01
	450	187	56,2	21,0	6,76	3,90	1,65	0,668	0,467	0,253	0,113	0,046
0,12	1180 1,0	381 0,66	82,8 0,36	24,2 0,22	5,97 0,12	3,05 0,09	1,08 0,06	0,362 0,04	0,236 0,03	0,114 0,02	0,044 0,02	0,015 0,01
	490	203	61,2	22,9	7,36	4,25	1,80	0,727	0,509	0,276	0,124	0,051
0,125	1280 1,1	412 0,68	89,4 0,38	26,1 0,23	6,43 0,13	3,28 0,10	1,16 0,06	0,389 0,04	0,253 0,03	0,122 0,03	0,047 0,02	0,016 0,01
	532	221	66,4	24,9	7,98	4,61	1,95	0,789	0,552	0,299	0,134	0,055
0,13	1380 1,1	444 0,71	96,3 0,39	28,1 0,24	6,90 0,14	3,52 0,10	1,24 0,07	0,417 0,04	0,271 0,04	0,131 0,03	0,050 0,02	0,017 0,01
	575	239	71,8	26,9	8,63	4,98	2,11	0,854	0,597	0,324	0,145	0,059
0,135	1480 1,1	477 0,74	103 0,41	30,1 0,25	7,39 0,14	3,77 0,11	1,33 0,07	0,446 0,04	0,290 0,04	0,140 0,03	0,054 0,02	0,019 0,01
	621	257	77,4	29,0	9,31	5,38	2,28	0,921	0,644	0,349	0,156	0,064
0,14	1590 1,2	512 0,77	111 0,42	32,3 0,26	7,90 0,15	4,03 0,11	1,42 0,07	0,475 0,05	0,309 0,04	0,149 0,03	0,057 0,02	0,020 0,01
	667	277	83,3	31,2	10,0	5,78	2,45	0,990	0,693	0,376	0,168	0,069
0,15	1820 1,3	585 0,82	126 0,45	36,7 0,28	8,96 0,16	4,57 0,12	1,60 0,08	0,537 0,05	0,349 0,04	0,168 0,03	0,064 0,02	0,022 0,01
	766	318	95,6	35,8	11,5	6,64	2,81	1,14	0,795	0,431	0,193	0,079
0,16	2070 1,4	662 0,88	143 0,48	41,4 0,29	10,1 0,17	5,13 0,13	1,80 0,08	0,602 0,05	0,392 0,04	0,188 0,03	0,072 0,02	0,025 0,01
	872	362	109	40,7	13,1	7,55	3,20	1,29	0,905	0,491	0,220	0,090
0,17	2330 1,4	745 0,93	160 0,51	46,3 0,31	11,3 0,18	5,73 0,13	2,01 0,09	0,671 0,06	0,436 0,05	0,209 0,03	0,080 0,02	0,028 0,01
	984	408	123	46,0	14,8	8,52	3,61	1,46	1,02	0,554	0,248	0,102
0,18	2600 1,5	832 0,99	178 0,54	51,6 0,33	12,5 0,19	6,36 0,14	2,22 0,09	0,743 0,06	0,483 0,05	0,231 0,04	0,088 0,02	0,031 0,02
	1100	458	138	51,6	16,6	9,56	4,05	1,64	1,14	0,621	0,278	0,114
0,19	2890 1,6	924 1,0	198 0,57	57,1 0,35	13,8 0,20	7,03 0,15	2,45 0,10	0,818 0,06	0,531 0,05	0,255 0,04	0,097 0,03	0,034 0,02
	1230	510	153	57,4	18,4	10,6	4,51	1,82	1,28	0,692	0,310	0,127
0,20	3200 1,7	1020 1,1	218 0,60	62,9 0,37	15,2 0,21	7,72 0,16	2,69 0,10	0,896 0,07	0,582 0,05	0,279 0,04	0,106 0,03	0,037 0,02
	1360	565	170	63,6	20,4	11,8	5,00	2,02	1,41	0,767	0,343	0,141
0,21	3520 1,8	1120 1,1	240 0,63	68,9 0,39	16,7 0,22	8,44 0,17	2,94 0,11	0,978 0,07	0,635 0,06	0,304 0,04	0,116 0,03	0,040 0,02
	1500	623	187	70,2	22,5	13,0	5,51	2,23	1,56	0,845	0,378	0,155
0,22	3860 1,9	1230 1,2	262 0,66	75,3 0,40	18,2 0,23	9,19 0,17	3,20 0,11	1,06 0,07	0,690 0,06	0,330 0,04	0,126 0,03	0,043 0,02
	1650	684	206	77,0	24,7	14,3	6,04	2,44	1,71	0,928	0,415	0,170
0,23	4210 2,0	1340 1,3	285 0,69	81,9 0,42	19,7 0,24	9,98 0,18	3,47 0,12	1,15 0,08	0,747 0,06	0,357 0,05	0,136 0,03	0,047 0,02
	1800	747	225	84,2	27,0	15,6	6,61	2,67	1,87	1,01	0,454	0,186
0,24	4570 2,0	1460 1,3	310 0,72	88,8 0,44	21,3 0,25	10,8 0,19	3,75 0,12	1,24 0,08	0,806 0,07	0,385 0,05	0,147 0,03	0,050 0,02
	1960	814	245	91,6	29,4	17,0	7,19	2,91	2,04	1,10	0,494	0,202
0,25	4960 2,1	1580 1,4	335 0,75	95,9 0,46	23,0 0,26	11,6 0,20	4,04 0,13	1,34 0,08	0,867 0,07	0,414 0,05	0,158 0,03	0,054 0,02
	2130	883	266	99,4	31,9	18,4	7,80	3,16	2,21	1,20	0,536	0,220
0,26	5350 2,2	1700 1,4	361 0,78	103 0,48	24,8 0,27	12,5 0,21	4,33 0,13	1,44 0,09	0,930 0,07	0,444 0,05	0,169 0,04	0,058 0,02
	2300	955	287	108	34,5	19,9	8,44	3,41	2,39	1,30	0,580	0,238
0,27	5770 2,3	1830 1,5	388 0,81	111 0,50	26,6 0,28	13,4 0,21	4,64 0,14	1,54 0,09	0,996 0,07	0,475 0,05	0,181 0,04	0,062 0,02
	2480	1030	310	116	37,2	21,5	9,10	3,68	2,58	1,40	0,626	0,256
0,28	6190 2,4	1970 1,5	417 0,84	119 0,51	28,4 0,29	14,3 0,22	4,96 0,14	1,64 0,09	1,06 0,08	0,507 0,06	0,193 0,04	0,066 0,02
	2670	1110	333	125	40,1	23,1	9,79	3,96	2,77	1,50	0,673	0,276
0,29	6640 2,5	2110 1,6	446 0,87	127 0,53	30,4 0,30	15,3 0,23	5,29 0,15	1,75 0,09	1,13 0,08	0,540 0,06	0,205 0,04	0,070 0,03
	2860	1190	357	134	43,0	24,8	10,5	4,25	2,97	1,61	0,722	0,296
0,30	7100 2,5	2250 1,6	476 0,90	136 0,55	32,4 0,31	16,3 0,24	5,63 0,15	1,86 0,10	1,20 0,08	0,574 0,06	0,218 0,04	0,075 0,03
	3060	1270	382	143	46,0	26,5	11,2	4,55	3,18	1,73	0,772	0,316

\dot{m}
0,1
1

DN	3/8	1/2	3/4	1	1 1/4	1 1/2	50	60	65	80	100	125
Ø mm (innen)	12,6	15,7	21,2	27,1	36,0	41,3	51,2	64,2	70,2	81,8	100	125
Massestrom \dot{m} kg/s	Druckverlust R Geschwindigkeit w Staudruck S		in Pa/m in m/s in Pa		Bezugstemperatur $t_b = 120\text{ °C}$							
0,32	8060 2,7 3490	2550 1,8 1450	539 0,96 435	153 0,59 163	36,5 0,33 52,3	18,4 0,25 30,2	6,34 0,16 12,8	2,09 0,10 5,17	1,35 0,09 3,62	0,644 0,06 1,96	0,244 0,04 0,879	0,084 0,03 0,360
0,34	9090 2,9 3940	2880 1,9 1630	607 1,0 491	172 0,62 184	40,9 0,35 59,1	20,6 0,27 34,1	7,09 0,17 14,4	2,33 0,11 5,84	1,51 0,09 4,08	0,718 0,07 2,22	0,272 0,05 0,992	0,093 0,03 0,406
0,36	10200 3,1 4410	3220 2,0 1830	678 1,1 551	192 0,66 206	45,6 0,37 66,2	22,9 0,28 38,2	7,88 0,19 16,2	2,59 0,12 6,55	1,67 0,10 4,58	0,795 0,07 2,48	0,301 0,05 1,11	0,103 0,03 0,456
0,38	11300 3,2 4920	3580 2,1 2040	753 1,1 613	213 0,70 230	50,5 0,40 73,8	25,3 0,30 42,6	8,70 0,20 18,0	2,86 0,12 7,29	1,85 0,10 5,10	0,877 0,08 2,77	0,332 0,05 1,24	0,113 0,03 0,508
0,40	12500 3,4 5450	3960 2,2 2260	832 1,2 680	235 0,73 255	55,7 0,42 81,7	27,9 0,32 47,2	9,57 0,21 20,0	3,14 0,13 8,08	2,03 0,11 5,65	0,962 0,08 3,07	0,364 0,05 1,37	0,124 0,03 0,562
0,42	13800 3,6 6010	4360 2,3 2490	915 1,3 749	259 0,77 281	61,0 0,44 90,1	30,6 0,33 52,0	10,5 0,22 22,0	3,43 0,14 8,91	2,21 0,11 6,23	1,05 0,08 3,38	0,397 0,06 1,51	0,135 0,04 0,620
0,44	15100 3,7 6590	4780 2,4 2730	1000 1,3 822	283 0,81 308	66,7 0,46 98,9	33,4 0,35 57,1	11,4 0,23 24,2	3,73 0,14 9,78	2,41 0,12 6,84	1,14 0,09 3,71	0,431 0,06 1,66	0,147 0,04 0,681
0,46	16500 3,9 7200	5220 2,5 2990	1090 1,4 899	308 0,84 337	72,6 0,48 108	36,3 0,36 62,4	12,4 0,24 26,4	4,05 0,15 10,7	2,61 0,13 7,48	1,24 0,09 4,06	0,467 0,06 1,82	0,159 0,04 0,744
0,48	18000 4,1 7840	5670 2,6 3250	1190 1,4 979	335 0,88 367	78,7 0,50 118	39,3 0,38 68,0	13,4 0,25 28,8	4,38 0,16 11,6	2,82 0,13 8,14	1,34 0,10 4,42	0,504 0,06 1,98	0,172 0,04 0,810
0,50	19500 4,2 8510	6150 2,7 3530	1290 1,5 1060	362 0,92 398	85,0 0,52 128	42,5 0,40 73,7	14,5 0,26 31,2	4,72 0,16 12,6	3,04 0,14 8,83	1,44 0,10 4,79	0,542 0,07 2,15	0,185 0,04 0,879
0,52	21100 4,4 9220	6660 2,8 3830	1400 1,6 1150	392 0,96 431	91,4 0,54 138	45,9 0,41 79,9	15,6 0,27 33,8	5,10 0,17 13,7	3,27 0,14 9,57	1,55 0,10 5,19	0,582 0,07 2,32	0,199 0,04 0,952
0,54	22700 4,6 9930	7160 3,0 4120	1500 1,6 1240	421 0,99 464	98,5 0,56 149	49,2 0,43 86,0	16,7 0,28 36,4	5,44 0,18 14,7	3,50 0,15 10,3	1,66 0,11 5,59	0,623 0,07 2,50	0,212 0,05 1,02
0,56	24400 4,8 10700	7690 3,1 4430	1610 1,7 1330	451 1,0 499	106 0,58 160	52,7 0,44 92,5	17,9 0,29 39,2	5,82 0,18 15,8	3,75 0,15 11,1	1,77 0,11 6,01	0,665 0,08 2,69	0,226 0,05 1,10
0,58	26200 4,9 11500	8240 3,2 4750	1720 1,7 1430	483 1,1 535	113 0,60 172	56,3 0,46 99,2	19,1 0,30 42,0	6,21 0,19 17,0	4,00 0,16 11,9	1,89 0,12 6,45	0,709 0,08 2,89	0,241 0,05 1,18
0,60	8810 3,3 5080	1840 1,8 1530	516 1,1 573	121 0,62 184	60,0 0,47 106	20,4 0,31 45,0	6,61 0,20 18,2	4,25 0,16 12,7	2,01 0,12 6,90	0,753 0,08 3,09	0,256 0,05 1,27	
0,63	9710 3,4 5610	2020 1,9 1690	567 1,2 631	132 0,66 203	65,9 0,50 117	22,3 0,32 49,6	7,24 0,21 20,0	4,65 0,17 14,0	2,19 0,13 7,61	0,823 0,08 3,41	0,279 0,05 1,40	
0,66	10600 3,6 6150	2220 2,0 1850	621 1,2 693	145 0,69 223	72,0 0,52 128	24,4 0,34 54,4	7,89 0,22 22,0	5,07 0,18 15,4	2,39 0,13 8,35	0,895 0,09 3,74	0,303 0,06 1,53	
0,69	11600 3,8 6720	2420 2,1 2020	677 1,3 758	158 0,72 243	78,4 0,55 140	26,5 0,36 59,5	8,57 0,23 24,1	5,50 0,19 16,8	2,59 0,14 9,13	0,970 0,09 4,09	0,328 0,06 1,67	
0,72	12600 3,9 7320	2630 2,2 2200	736 1,3 825	171 0,75 265	85,0 0,57 153	28,7 0,37 64,7	9,27 0,24 26,2	5,96 0,20 18,3	2,80 0,15 9,94	1,05 0,10 4,45	0,355 0,06 1,82	
0,75	13700 4,1 7940	2850 2,3 2390	797 1,4 895	185 0,78 287	91,9 0,59 166	31,0 0,39 70,2	10,0 0,25 28,4	6,42 0,21 19,9	3,02 0,15 10,8	1,13 0,10 4,83	0,382 0,06 1,98	
0,80	15600 4,4 9040	3240 2,4 2720	904 1,5 1020	210 0,83 327	104 0,63 189	35,1 0,41 79,9	11,3 0,26 32,3	7,24 0,22 22,6	3,40 0,16 12,3	1,27 0,11 5,49	0,429 0,07 2,25	
0,85	17600 4,7 10200	3650 2,6 3070	1020 1,6 1150	236 0,88 369	117 0,67 213	39,3 0,44 90,2	12,6 0,28 36,5	8,11 0,23 25,5	3,80 0,17 13,8	1,42 0,11 6,20	0,478 0,07 2,54	
0,90	19700 4,9 11400	4080 2,7 3440	1140 1,7 1290	263 0,94 414	130 0,71 239	43,8 0,46 101	14,1 0,29 40,9	9,02 0,25 28,6	4,23 0,18 15,5	1,57 0,12 6,95	0,530 0,08 2,65	
0,95	4540 2,9 3830	1270 1,7 1440	292 1,0 461	145 0,99 266	145 0,75 266	48,6 0,49 113	15,6 0,31 45,6	9,98 0,26 31,9	4,67 0,19 17,3	1,74 0,13 7,74	0,585 0,08 3,17	
1,00	5030 3,0 4250	1400 1,8 1590	323 1,0 511	160 0,79 511	160 0,79 295	53,6 0,51 125	17,2 0,33 50,5	11,0 0,27 35,3	5,14 0,20 19,2	1,91 0,13 8,58	0,642 0,09 3,52	

\dot{m}
0,1
1

DN	3/4	1	1 1/4	1 1/2	50	60	65	80	100	125	150	200
Ø mm (innen)	21,2	27,1	36,0	41,3	51,2	64,2	70,2	81,8	100	125	150	207
Massestrom \dot{m} kg/s	Druckverlust R Geschwindigkeit w Staudruck S		in Pa/m in m/s in Pa		Bezugstemperatur $t_B = 120 \text{ }^\circ\text{C}$							
1,0	5030 3,0	1400 1,8	323 1,0	160 0,79	53,6 0,51	17,2 0,33	11,0 0,27	5,14 0,20	1,91 0,13	0,642 0,09	0,265 0,06	0,057 0,03
	4250	1590	511	295	125	50,5	35,3	19,2	8,58	3,52	1,70	0,467
1,05	5540 3,2	1540 1,9	355 1,1	176 0,83	58,8 0,54	18,8 0,34	12,0 0,29	5,62 0,21	2,09 0,14	0,701 0,09	0,289 0,06	0,062 0,03
	4680	1750	563	325	138	55,7	39,0	21,1	9,46	3,88	1,87	0,515
1,1	6070 3,3	1690 2,0	389 1,1	192 0,87	64,3 0,57	20,5 0,36	13,1 0,30	6,13 0,22	2,27 0,15	0,763 0,09	0,315 0,07	0,067 0,03
	5140	1930	618	357	151	61,1	42,8	23,2	10,4	4,25	2,05	0,566
1,15	6630 3,5	1840 2,1	424 1,2	209 0,91	70,0 0,59	22,3 0,38	14,3 0,31	6,66 0,23	2,47 0,16	0,827 0,10	0,341 0,07	0,073 0,04
	5620	2100	676	390	165	66,8	46,7	25,3	11,3	4,65	2,24	0,618
1,2	7210 3,6	2000 2,2	460 1,2	227 0,95	75,9 0,62	24,2 0,39	15,5 0,33	7,21 0,24	2,67 0,16	0,894 0,10	0,368 0,07	0,078 0,04
	6120	2290	736	425	180	72,7	50,9	27,6	12,4	5,06	2,44	0,673
1,25	7820 3,8	2170 2,3	499 1,3	246 0,99	82,1 0,64	26,1 0,41	16,7 0,34	7,78 0,25	2,88 0,17	0,963 0,1	0,396 0,07	0,084 0,04
	6640	2490	798	461	195	78,9	55,2	29,9	13,4	5,49	2,65	0,730
1,3	8450 3,9	2350 2,4	538 1,4	265 1,0	88,5 0,67	28,2 0,43	18,0 0,36	8,38 0,26	3,10 0,18	1,03 0,11	0,426 0,08	0,091 0,04
	7180	2690	863	498	211	85,4	59,7	32,4	14,5	5,94	2,86	0,790
1,35	9110 4,1	2530 2,5	580 1,4	286 1,1	95,2 0,69	30,3 0,44	19,3 0,37	8,99 0,27	3,32 0,18	1,11 0,12	0,456 0,08	0,097 0,04
	7740	2900	931	538	228	92,1	64,4	34,9	15,6	6,41	3,09	0,852
1,4	9790 4,2	2710 2,6	622 1,5	307 1,1	102 0,72	32,4 0,46	20,7 0,38	9,62 0,28	3,55 0,19	1,19 0,12	0,487 0,08	0,104 0,04
	8330	3120	1000	578	245	99,0	69,3	37,6	16,8	6,89	3,32	0,916
1,5	11200 4,5	3110 2,8	712 1,6	351 1,2	117 0,77	37,0 0,49	23,6 0,41	11,0 0,30	4,04 0,20	1,34 0,13	0,552 0,09	0,117 0,05
	9560	3580	1150	664	281	114	79,5	43,1	19,3	7,91	3,81	1,05
1,6	12800 4,8	3530 2,9	808 1,7	398 1,3	132 0,82	41,8 0,52	26,6 0,44	12,4 0,32	4,55 0,22	1,51 0,14	0,621 0,10	0,132 0,05
	10900	4070	1310	755	320	129	90,5	49,1	22,0	9,00	4,34	1,20
1,7	3980 3,1	910 1,8	448 1,3	149 0,87	47,0 0,56	29,9 0,47	13,9 0,47	5,09 0,34	1,69 0,23	0,693 0,15	0,147 0,10	0,05
	4600	1480	852	361	146	102	55,4	24,8	10,2	4,90	1,35	0,790
1,8	4460 3,3	1020 1,9	501 1,4	166 0,93	52,4 0,59	33,3 0,49	15,4 0,49	5,67 0,36	1,88 0,24	0,769 0,16	0,163 0,11	0,06
	5160	1660	956	405	164	114	62,1	27,8	11,4	5,49	1,51	0,852
1,9	4960 3,5	1130 2,0	556 1,5	184 0,98	58,1 0,62	37,0 0,52	17,1 0,52	6,27 0,38	2,08 0,26	0,849 0,16	0,180 0,11	0,06
	5740	1840	1060	451	182	128	69,2	31,0	12,7	6,12	1,69	0,916
2,0	5490 3,7	1250 2,1	615 1,6	203 1,0	64,1 0,65	40,8 0,55	18,8 0,55	6,90 0,40	2,29 0,27	0,933 0,17	0,197 0,12	0,06
	6360	2040	1180	500	202	141	76,7	34,3	14,1	6,78	1,87	0,916
2,1	6050 3,9	1380 2,2	677 1,7	224 1,1	70,4 0,69	44,7 0,57	20,7 0,42	7,56 0,28	2,50 0,18	1,02 0,13	0,216 0,07	0,07
	7020	2250	1300	551	223	156	84,5	37,8	15,5	7,48	2,06	0,916
2,2	6640 4,0	1510 2,3	741 1,7	245 1,1	77,0 0,72	48,9 0,60	22,6 0,44	8,25 0,30	2,73 0,19	1,11 0,13	0,235 0,07	0,07
	7700	2470	1430	604	244	171	92,8	41,5	17,0	8,20	2,26	0,916
2,3	7250 4,2	1650 2,4	809 1,8	267 1,2	83,9 0,75	53,3 0,63	24,6 0,46	8,97 0,31	2,96 0,20	1,21 0,14	0,255 0,07	0,07
	8420	2700	1560	661	267	187	101	45,4	18,6	8,97	2,47	0,916
2,4	7880 4,4	1790 2,5	880 1,9	290 1,2	91,1 0,79	57,8 0,66	26,7 0,48	9,72 0,32	3,21 0,21	1,30 0,14	0,275 0,08	0,08
	9160	2940	1700	719	291	204	110	49,4	20,2	9,76	2,69	0,916
2,5	8550 4,6	1940 2,6	953 2,0	314 1,3	98,6 0,82	62,5 0,68	28,8 0,50	10,5 0,34	3,46 0,22	1,41 0,15	0,297 0,08	0,08
	9940	3190	1840	780	316	221	120	53,6	22,0	10,6	2,92	0,916
2,6	9240 4,8	2100 2,7	1030 2,1	339 1,3	106 0,85	67,4 0,71	31,1 0,52	11,3 0,35	3,72 0,22	1,51 0,16	0,319 0,08	0,08
	10800	3450	1990	844	341	239	130	58,0	23,8	11,5	3,16	0,916
2,7	9960 5,0	2260 2,8	1110 2,1	365 1,4	114 0,88	72,5 0,74	33,4 0,54	12,1 0,36	3,99 0,23	1,62 0,16	0,341 0,09	0,09
	11600	3720	2150	910	368	258	140	62,6	25,6	12,4	3,41	0,916
2,8	2430 2,9	1190 2,2	392 1,4	123 0,92	77,8 0,77	48,9 0,60	22,6 0,44	8,25 0,30	2,73 0,19	1,11 0,13	0,235 0,07	0,07
	4010	2310	979	396	277	150	67,3	27,6	13,3	3,66	0,916	0,916
2,9	2610 3,0	1280 2,3	420 1,5	131 0,95	83,2 0,79	53,3 0,63	24,6 0,46	8,97 0,31	2,96 0,20	1,21 0,14	0,255 0,07	0,07
	4300	2480	1050	425	297	161	72,2	29,6	14,3	3,93	0,916	0,916
3,0	2790 3,1	1360 2,4	449 1,5	140 0,98	88,9 0,82	60,8 0,82	40,8 0,60	14,8 0,40	4,86 0,26	1,97 0,18	0,414 0,09	0,09
	4600	2650	1120	455	318	173	77,2	31,6	15,3	4,21	0,916	0,916

\dot{m}
1
10

DN	1 ¹ / ₄	1 ¹ / ₂	50	60	65	80	100	125	150	200	250	300
Ø mm (innen)	36,0	41,3	51,2	64,2	70,2	81,8	100	125	150	207	261	313
Massestrom <i>m</i> kg/s	Druckverlust R Geschwindigkeit w Staudruck S		in Pa/m in m/s in Pa		Bezugstemperatur t ₀ = 120 °C							
3,2	3170 3,3	1550 2,5	509 1,6	159 1,0	101 0,88	46,2 0,65	16,8 0,43	5,49 0,28	2,22 0,19	0,466 0,10	0,150 0,06	0,062 0,04
	5230	3020	1280	517	362	196	87,9	36,0	17,4	4,79	1,89	0,916
	3570	1750	573	179	113	51,9	18,8	6,15	2,49	0,522	0,168	0,069
3,4	3,5	2,7	1,7	1,1	0,93	0,69	0,46	0,29	0,20	0,11	0,07	0,05
	5910	3410	1440	584	408	222	99,2	40,6	19,6	5,40	2,14	1,03
	4000	1960	642	200	127	58,0	21,0	6,85	2,77	0,580	0,186	0,077
3,6	3,7	2,8	1,9	1,2	0,99	0,73	0,49	0,31	0,22	0,11	0,07	0,05
	6620	3820	1620	655	458	248	111	45,6	22,0	6,06	2,40	1,16
	4450	2180	713	222	141	64,4	23,2	7,58	3,06	0,641	0,205	0,085
3,8	4,0	3,0	2,0	1,2	1,0	0,77	0,51	0,33	0,23	0,12	0,08	0,05
	7380	4260	1800	729	510	277	124	50,8	24,5	6,75	2,67	1,29
	4920	2410	789	246	155	71,1	25,6	8,35	3,37	0,704	0,226	0,093
4,0	4,2	3,2	2,1	1,3	1,1	0,81	0,54	0,35	0,24	0,13	0,08	0,06
	8170	4720	2000	808	565	307	137	56,2	27,1	7,48	2,96	1,43
	5430	2650	869	270	171	78,1	28,1	9,16	3,69	0,771	0,247	0,102
4,2	4,4	3,3	2,2	1,4	1,1	0,85	0,57	0,36	0,25	0,13	0,08	0,06
	9010	5200	2200	891	623	338	151	62,0	29,9	8,24	3,26	1,58
	5950	2910	952	296	187	85,4	30,8	10,0	4,03	0,841	0,269	0,111
4,4	4,6	3,5	2,3	1,4	1,2	0,89	0,59	0,38	0,26	0,14	0,09	0,06
	9890	5710	2420	978	684	371	166	68,1	32,8	9,05	3,58	1,73
	6500	3170	1040	323	204	93,1	33,5	10,9	4,38	0,913	0,292	0,120
4,6	4,8	3,6	2,4	1,5	1,3	0,93	0,62	0,40	0,28	0,14	0,09	0,06
	10800	6240	2640	1070	748	406	182	74,4	35,9	9,89	3,91	1,89
	7070	3450	1130	351	221	101	36,4	11,8	4,74	0,988	0,315	0,130
4,8	5,0	3,8	2,5	1,6	1,3	0,97	0,65	0,41	0,29	0,15	0,10	0,07
	1800	6800	2880	1160	814	442	198	81,0	39,1	10,8	4,26	2,06
		3740	1220	380	240	109	39,3	12,7	5,12	1,07	0,340	0,140
5,0	4,0	2,6	1,6	1,4	1,0	0,67	0,43	0,26	0,16	0,10	0,07	0,05
	7370	3120	1260	883	479	215	87,9	42,4	11,7	4,62	2,24	1,11
	4050	1320	410	259	118	42,4	13,7	5,51	1,15	0,366	0,150	0,07
5,2	4,1	2,7	1,7	1,4	1,0	0,70	0,45	0,31	0,16	0,10	0,07	0,05
	7980	3380	1370	955	518	232	95,0	45,8	12,6	5,00	2,42	1,21
	4360	1430	442	279	127	45,6	14,8	5,92	1,23	0,392	0,161	0,07
5,4	4,3	2,8	1,8	1,5	1,1	0,73	0,47	0,32	0,17	0,11	0,07	0,05
	8600	3640	1470	1030	559	250	102	49,4	13,6	5,39	2,61	1,31
	4690	1530	475	299	136	48,9	15,8	6,34	1,32	0,419	0,172	0,08
5,6	4,4	2,9	1,8	1,5	1,1	0,76	0,48	0,34	0,18	0,11	0,08	0,06
	9250	3920	1580	1110	601	269	110	53,2	14,7	5,80	2,80	1,41
	5030	1640	508	321	146	52,4	16,9	6,77	1,41	0,447	0,184	0,09
5,8	4,6	3,0	1,9	1,6	1,2	0,78	0,50	0,35	0,18	0,11	0,08	0,06
	9920	4200	1700	1190	645	289	118	57,0	15,7	6,22	3,01	1,51
	5380	1760	543	343	156	55,9	18,0	7,22	1,50	0,476	0,195	0,10
6,0	4,7	3,1	2,0	1,6	1,2	0,81	0,52	0,36	0,19	0,12	0,08	0,06
	10600	4500	1820	1270	690	309	127	61,0	16,8	6,66	3,22	1,61
	5920	1930	598	377	172	61,4	19,8	7,92	1,64	0,521	0,214	0,11
6,3	5,0	3,2	2,1	1,7	1,3	0,85	0,54	0,38	0,20	0,12	0,09	0,07
	11700	4960	2000	1400	761	341	140	67,3	18,6	7,34	3,55	1,71
	2120	656	413	188	67,2	21,7	8,65	1,79	0,569	0,233	0,11	0,07
6,6	3,4	2,2	1,8	1,3	0,89	0,57	0,40	0,21	0,13	0,09	0,07	0,05
	5440	2200	1540	835	374	153	73,8	20,4	8,06	3,89	1,91	0,91
	2310	715	451	205	73,3	23,6	9,41	1,95	0,617	0,253	0,12	0,08
6,9	3,6	2,3	1,9	1,4	0,93	0,60	0,41	0,22	0,14	0,10	0,07	0,05
	5950	2410	1680	913	409	167	80,7	22,3	8,80	4,26	2,11	1,03
	2520	778	490	223	79,6	25,6	10,2	2,11	0,668	0,273	0,14	0,10
7,2	3,7	2,4	2,0	1,5	0,97	0,62	0,43	0,23	0,14	0,10	0,07	0,05
	6470	2620	1830	994	445	182	87,9	24,2	9,59	4,64	2,31	1,16
	2730	843	531	241	86,2	27,7	11,0	2,28	0,721	0,295	0,15	0,10
7,5	3,9	2,5	2,1	1,5	1,0	0,65	0,45	0,24	0,15	0,10	0,07	0,05
	7020	2840	1990	1080	483	198	95,4	26,3	10,4	5,03	2,51	1,26
	3100	958	603	274	97,7	31,3	12,5	2,58	0,813	0,332	0,16	0,11
8,0	4,1	2,6	2,2	1,6	1,1	0,69	0,48	0,25	0,16	0,11	0,08	0,06
	7990	3230	2260	1230	549	225	108	29,9	11,8	5,72	2,81	1,41
	3500	1080	680	308	110	35,2	14,0	2,89	0,911	0,371	0,18	0,12
8,5	4,4	2,8	2,3	1,7	1,1	0,73	0,51	0,27	0,17	0,12	0,09	0,07
	9020	3650	2550	1380	620	254	122	33,8	13,4	6,46	3,21	1,61
	3920	1210	761	345	123	39,3	15,6	3,22	1,01	0,413	0,20	0,14
9,0	4,6	2,9	2,5	1,8	1,2	0,78	0,54	0,28	0,18	0,12	0,09	0,07
	10100	4090	2860	1550	695	285	137	37,9	15,0	7,24	3,61	1,81
	4360	1340	846	384	137	43,7	17,3	3,57	1,12	0,456	0,22	0,16
9,5	4,9	3,1	2,6	1,9	1,3	0,82	0,57	0,30	0,19	0,13	0,10	0,07
	11300	4560	3190	1730	774	317	153	42,2	16,7	8,07	4,01	2,01
		1490	936	424	151	48,2	19,1	3,94	1,24	0,502	0,25	0,16
10,0		3,3	2,7	2,0	1,3	0,86	0,60	0,31	0,20	0,14	0,10	0,07
		5050	3530	1920	858	352	170	46,7	18,5	8,94	4,51	2,26

m
1
10

DN	60	65	80	100	125	150	200	250	300	350	400	500
Ø mm (innen)	64,2	70,2	81,8	100	125	150	207	261	313	365	410	510
Massestrom \dot{m} kg/s	Druckverlust R Geschwindigkeit w Staudruck S		in Pa/m in m/s in Pa		Bezugstemperatur $t_m = 120\text{ °C}$							
10	1490 3,3	936 2,7	424 2,0	151 1,3	48,2 0,86	19,1 0,60	3,94 0,31	1,24 0,20	0,502 0,14	0,236 0,10	0,133 0,08	0,046 0,05
10,5	5030	3530	1920	858	352	170	46,7	18,5	8,94	4,83	3,04	1,27
11	1640 3,4	1030 2,9	467 2,1	166 1,4	53,0 0,91	21,0 0,63	4,32 0,33	1,35 0,21	0,550 0,14	0,258 0,11	0,146 0,08	0,050 0,05
11,5	5570	3900	2110	946	388	187	51,5	20,4	9,86	5,33	3,35	1,40
12	1800 3,6	1130 3,0	512 2,2	182 1,5	58,0 0,95	23,0 0,66	4,72 0,35	1,48 0,22	0,600 0,15	0,281 0,11	0,159 0,09	0,055 0,06
12,5	6110	4280	2320	1040	425	205	56,6	22,4	10,8	5,85	3,67	1,53
13	1960 3,8	1230 3,1	559 2,3	198 1,6	63,2 0,99	25,0 0,69	5,14 0,36	1,61 0,23	0,652 0,16	0,305 0,12	0,172 0,09	0,059 0,06
13,5	6680	4670	2530	1130	465	224	61,8	24,5	11,8	6,39	4,02	1,68
14	2140 3,9	1340 3,3	608 2,4	216 1,6	68,7 1,0	27,1 0,72	5,58 0,38	1,74 0,24	0,706 0,17	0,330 0,12	0,187 0,10	0,064 0,06
14,5	7270	5090	2760	1240	506	244	67,3	26,6	12,9	6,96	4,37	1,83
15	2320 4,1	1460 3,4	659 2,5	234 1,7	74,4 1,1	29,4 0,75	6,03 0,39	1,88 0,25	0,762 0,17	0,356 0,13	0,201 0,10	0,069 0,06
15,5	7890	5520	2990	1340	549	265	73,0	28,9	14,0	7,55	4,75	1,98
16	2500 4,3	1570 3,6	712 2,6	252 1,8	80,2 1,1	31,7 0,78	6,50 0,41	2,03 0,26	0,820 0,18	0,383 0,13	0,216 0,10	0,074 0,07
16,5	8540	5970	3240	1450	594	286	79,0	31,3	15,1	8,17	5,13	2,14
17	2700 4,4	1690 3,7	767 2,7	272 1,8	86,4 1,2	34,1 0,81	6,99 0,43	2,18 0,27	0,880 0,19	0,411 0,14	0,232 0,11	0,080 0,07
17,5	9210	6440	3490	1560	641	309	85,2	33,7	16,3	8,81	5,53	2,31
18	2900 4,6	1820 3,8	824 2,8	292 1,9	92,7 1,2	36,6 0,84	7,49 0,44	2,33 0,28	0,942 0,19	0,440 0,14	0,248 0,11	0,085 0,07
18,5	9900	6930	3760	1680	689	332	91,6	36,2	17,5	9,48	5,95	2,49
19	3320 4,9	2090 4,1	944 3,0	334 2,0	106 1,3	41,8 0,90	8,56 0,47	2,66 0,30	1,07 0,21	0,500 0,15	0,282 0,12	0,097 0,08
19,5	11400	7950	4310	1930	791	381	105	41,6	20,1	10,9	6,83	2,85
20	2370 4,4	1070 3,2	379 2,2	120 1,4	47,4 0,96	17,4 0,50	9,69 0,32	3,01 0,22	1,21 0,22	0,565 0,16	0,318 0,13	0,109 0,08
20,5	9050	4910	2200	900	434	120	47,3	22,9	12,4	7,77	3,25	1,22
21	2680 4,7	1210 3,4	427 2,3	135 1,5	53,3 1,0	10,9 0,54	3,38 0,34	1,36 0,23	0,633 0,17	0,356 0,14	0,212 0,09	0,089
21,5	10200	5540	2480	1020	490	135	53,4	25,8	14,0	8,78	3,67	1,35
22	3000 4,9	1350 3,6	478 2,4	152 1,6	59,5 1,1	12,2 0,57	3,76 0,36	1,51 0,25	0,704 0,18	0,396 0,14	0,235 0,09	0,099
22,5	11400	6210	2780	1140	549	151	59,9	29,0	15,7	9,84	4,11	1,49
23	1510 3,8	532 2,6	168 1,6	168 1,6	66,2 1,1	13,5 0,60	4,17 0,38	1,68 0,26	0,779 0,19	0,438 0,15	0,269 0,10	0,109
23,5	6920	3100	1270	612	169	66,8	32,3	17,5	11,0	4,58	1,64	0,10
24	1670 4,0	589 2,7	186 1,7	73,1 1,2	14,9 0,63	4,61 0,40	1,85 0,28	0,858 0,20	0,482 0,16	0,282 0,10	0,164 0,06	0,10
24,5	7670	3430	1410	678	187	74,0	35,8	19,3	12,1	5,07	1,80	0,11
25	1840 4,2	649 2,8	205 1,8	80,4 1,3	16,4 0,66	5,06 0,42	2,03 0,29	0,941 0,21	0,528 0,17	0,318 0,11	0,180 0,06	0,11
25,5	8450	3780	1550	748	206	81,6	39,4	21,3	13,4	5,59	1,96	0,11
26	2020 4,4	711 3,0	225 1,9	88,1 1,3	17,9 0,69	5,53 0,44	2,22 0,30	1,03 0,22	0,576 0,18	0,356 0,11	0,212 0,06	0,089
26,5	9280	4150	1700	820	226	89,5	43,3	23,4	14,7	6,14	2,13	0,11
27	2200 4,6	776 3,1	245 2,0	96,1 1,4	19,6 0,72	6,02 0,46	2,41 0,32	1,12 0,23	0,627 0,18	0,376 0,11	0,231 0,06	0,089
27,5	10100	4540	1860	897	247	97,8	47,3	25,6	16,1	6,71	2,24	0,11
28	2400 4,8	844 3,2	267 2,1	104 1,4	21,2 0,76	6,54 0,48	2,61 0,33	1,21 0,24	0,679 0,19	0,408 0,12	0,231 0,06	0,089
28,5	11000	4940	2020	976	269	107	51,5	27,8	17,5	7,31	2,49	0,11
29	915 3,4	289 2,2	113 1,5	23,0 0,79	7,07 0,50	2,83 0,34	1,31 0,25	0,733 0,20	0,429 0,15	0,249 0,08	0,133 0,05	0,046
29,5	5360	2200	1060	292	116	55,9	30,2	19,0	7,93	2,49	0,11	0,05
30	989 3,5	312 2,2	122 1,6	24,8 0,82	7,63 0,51	3,05 0,36	1,41 0,26	0,789 0,21	0,489 0,16	0,289 0,10	0,164 0,06	0,10
30,5	5800	2380	1150	316	125	60,4	32,7	20,5	8,57	2,87	1,03	0,350
31	1070 3,6	336 2,3	131 1,6	26,7 0,85	8,20 0,53	3,27 0,37	1,51 0,27	0,847 0,22	0,517 0,18	0,317 0,11	0,196 0,06	0,11
31,5	6260	2560	1240	341	135	65,2	35,2	22,1	9,25	3,25	1,14	0,328
32	1150 3,8	361 2,4	141 1,7	28,7 0,88	8,80 0,55	3,51 0,39	1,62 0,28	0,908 0,22	0,568 0,18	0,348 0,11	0,214 0,06	0,11
32,5	6730	2760	1330	366	145	70,1	37,9	23,8	9,94	3,44	1,19	0,328
33	1230 3,9	387 2,5	151 1,7	30,7 0,91	9,42 0,57	3,76 0,40	1,73 0,29	0,970 0,23	0,628 0,19	0,370 0,12	0,231 0,06	0,11
33,5	7220	2960	1430	393	156	75,2	40,7	25,5	10,7	3,64	1,24	0,350
34	1310 4,0	414 2,6	162 1,8	32,8 0,94	10,1 0,59	4,01 0,41	1,85 0,30	1,03 0,24	0,350 0,11	0,214 0,06	0,11	0,05
34,5	7720	3160	1530	421	166	80,5	43,5	27,3	11,4	3,84	1,29	0,350

m
10
100

DN	100	125	150	200	250	300	350	400	500	600	700	800
Ø mm (innen)	100	125	150	207	261	313	365	410	510	600	700	800
Massestrom \dot{m} kg/s	Druckverlust R Geschwindigkeit w Staudruck S		in Pa/m in m/s in Pa		Bezugstemperatur $t_b = 120\text{ °C}$							
32	1490 4,3 8790	470 2,8 3600	184 1,9 1740	37,2 1,0 479	11,4 0,63 189	4,54 0,44 91,6	2,09 0,32 49,5	1,17 0,26 31,1	0,395 0,17 13,0	0,177 0,12 6,78	0,083 0,09 3,66	0,043 0,07 2,15
34	1680 4,6 9920	530 2,9 4060	207 2,0 1960	41,9 1,1 540	12,8 0,67 214	5,10 0,47 103	2,35 0,34 55,9	1,31 0,27 35,1	0,442 0,18 14,7	0,198 0,13 7,65	0,093 0,09 4,13	0,048 0,07 2,42
36	1890 4,9 11100	593 3,1 4560	231 2,2 2200	46,9 1,1 606	14,3 0,71 240	5,69 0,50 116	2,62 0,36 62,7	1,46 0,29 39,4	0,492 0,19 16,4	0,220 0,13 8,58	0,103 0,10 4,63	0,054 0,08 2,72
38		660 3,3 5080	257 2,3 2450	52,1 1,2 675	15,9 0,75 267	6,32 0,52 129	2,91 0,38 69,8	1,62 0,30 43,9	0,545 0,20 18,3	0,244 0,14 9,56	0,114 0,10 5,16	0,059 0,08 3,03
40		731 3,5 5620	285 2,4 2710	57,6 1,3 748	17,6 0,79 296	6,97 0,55 143	3,21 0,41 77,4	1,79 0,32 48,6	0,600 0,21 20,3	0,268 0,15 10,6	0,125 0,11 5,72	0,065 0,08 3,35
42		805 3,6 6200	313 2,5 2990	63,4 1,3 824	19,3 0,83 326	7,66 0,58 158	3,52 0,43 85,3	1,96 0,34 53,6	0,658 0,22 22,4	0,294 0,16 11,7	0,137 0,12 6,30	0,071 0,09 3,70
44		882 3,8 6810	344 2,6 3280	69,5 1,4 905	21,2 0,87 358	8,39 0,61 173	3,85 0,45 93,6	2,14 0,35 58,8	0,719 0,23 24,6	0,321 0,16 12,8	0,150 0,12 6,92	0,078 0,09 4,06
46		963 4,0 7440	375 2,8 3590	75,9 1,4 989	23,1 0,91 391	9,14 0,63 189	4,19 0,47 102	2,33 0,37 64,3	0,782 0,24 26,8	0,349 0,17 14,0	0,163 0,13 7,56	0,084 0,10 4,43
48		1050 4,1 8100	408 2,9 3910	82,5 1,5 1080	25,1 0,95 426	9,93 0,66 206	4,55 0,49 111	2,53 0,39 70,0	0,848 0,25 29,2	0,378 0,18 15,3	0,176 0,13 8,23	0,091 0,10 4,83
50		1140 4,3 8790	442 3,0 4240	89,4 1,6 1170	27,2 0,99 462	10,7 0,69 224	4,92 0,51 121	2,74 0,40 75,9	0,916 0,26 31,7	0,408 0,19 16,6	0,190 0,14 8,94	0,099 0,11 5,24
52		1230 4,5 9500	478 3,1 4580	96,6 1,6 1260	29,3 1,0 500	11,6 0,72 242	5,31 0,53 131	2,95 0,42 82,1	0,987 0,27 34,3	0,439 0,19 17,9	0,205 0,14 9,66	0,106 0,11 5,67
54		1320 4,7 10200	515 3,2 4940	104 1,7 1360	31,6 1,1 539	12,5 0,74 261	5,71 0,55 141	3,17 0,43 88,6	1,06 0,28 37,0	0,471 0,20 19,3	0,220 0,15 10,4	0,114 0,11 6,11
56		1420 4,8 11000	553 3,4 5320	112 1,8 1470	33,9 1,1 580	13,4 0,77 280	6,13 0,57 152	3,40 0,45 95,2	1,14 0,29 39,8	0,505 0,21 20,8	0,235 0,15 11,2	0,122 0,12 6,57
58			593 3,5 5700	120 1,8 1570	36,3 1,1 622	14,3 0,80 301	6,56 0,59 163	3,64 0,47 102	1,21 0,30 42,7	0,539 0,22 22,3	0,251 0,16 12,0	0,130 0,12 7,05
60			634 3,6 6100	128 1,9 1680	38,8 1,2 666	15,3 0,83 322	7,00 0,61 174	3,89 0,48 109	1,30 0,31 45,7	0,575 0,22 23,8	0,268 0,17 12,9	0,138 0,13 7,54
63			699 3,8 6730	141 2,0 1860	42,7 1,2 734	16,8 0,87 355	7,70 0,64 192	4,27 0,51 121	1,42 0,33 50,3	0,631 0,24 26,3	0,293 0,17 14,2	0,152 0,13 8,32
66			766 4,0 7380	155 2,1 2040	46,8 1,3 806	18,4 0,91 389	8,43 0,67 211	4,67 0,53 132	1,55 0,34 55,3	0,689 0,25 28,8	0,320 0,18 15,6	0,165 0,14 9,13
69			837 4,1 8070	169 2,2 2230	51,1 1,4 880	20,1 0,95 426	9,19 0,70 230	5,09 0,55 145	1,69 0,36 60,4	0,749 0,26 31,5	0,348 0,19 17,0	0,180 0,15 9,97
72			910 4,3 8790	184 2,3 2420	55,5 1,4 959	21,9 0,99 464	9,98 0,73 251	5,53 0,58 157	1,84 0,37 65,8	0,813 0,27 34,3	0,377 0,20 18,5	0,195 0,15 10,9
75			987 4,5 9540	199 2,4 2630	60,2 1,5 1040	23,7 1,0 503	10,8 0,76 272	5,98 0,60 171	1,98 0,39 71,4	0,878 0,28 37,2	0,407 0,21 20,1	0,210 0,16 11,8
80			1120 4,8 10800	226 2,5 2990	68,3 1,6 1180	26,9 1,1 572	12,2 0,81 309	6,78 0,64 194	2,25 0,41 81,2	0,993 0,30 42,4	0,460 0,22 22,9	0,237 0,17 13,4
85				255 2,7 3380	77,0 1,7 1340	33,9 1,2 646	13,8 0,86 349	7,62 0,68 219	2,52 0,44 91,6	1,11 0,32 47,8	0,516 0,23 25,8	0,266 0,18 15,1
90				286 2,8 3790	86,2 1,8 1500	33,9 1,2 724	15,4 0,91 392	8,52 0,72 246	2,82 0,47 103	1,24 0,34 53,6	0,575 0,25 29,0	0,296 0,19 17,0
95				318 3,0 4220	95,9 1,9 1670	37,7 1,3 807	17,1 0,96 436	9,46 0,76 274	3,13 0,49 114	1,38 0,36 59,8	0,637 0,26 32,3	0,328 0,20 18,9
100				352 3,1 4670	106 2,0 1850	41,6 1,4 894	18,9 1,0 483	10,5 0,80 304	3,45 0,52 127	1,52 0,37 66,2	0,702 0,28 35,7	0,361 0,21 21,0

\dot{m}
10
100

DN	200	250	300	350	400	500	600	700	800
Ø mm (innen)	207	261	313	365	410	510	600	700	800
Massestrom \dot{m} kg/s	Druckverlust R Geschwindigkeit w Staudruck S		in Pa/m in m/s		Bezugstemperatur $t_B = 120\text{ °C}$				
100	352 3,1 4670	106 2,0 1850	41,6 1,4 894	18,9 1,0 483	10,5 0,80 304	3,45 0,52 127	1,52 0,37 66,2	0,702 0,28 35,7	0,361 0,21 21,0
105	388 3,3 5150	117 2,1 2040	45,8 1,4 986	20,8 1,1 533	11,5 0,84 335	3,79 0,54 140	1,67 0,39 73,0	0,771 0,29 39,4	0,396 0,22 23,1
110	425 3,5 5660	128 2,2 2240	50,2 1,5 1080	22,8 1,1 585	12,6 0,88 367	4,15 0,57 153	1,83 0,41 80,1	0,842 0,30 43,2	0,432 0,23 25,4
115	464 3,6 6180	140 2,3 2450	54,8 1,6 1180	24,9 1,2 639	13,7 0,92 402	4,52 0,60 168	1,99 0,43 87,6	0,917 0,32 47,3	0,470 0,24 27,7
120	505 3,8 6730	152 2,4 2660	59,6 1,7 1290	27,1 1,2 696	14,9 0,96 437	4,91 0,62 183	2,16 0,45 95,4	0,994 0,33 51,5	0,510 0,25 30,2
125	548 3,9 7300	165 2,5 2890	64,6 1,7 1400	29,3 1,3 755	16,2 1,0 475	5,32 0,65 198	2,34 0,47 103	1,07 0,34 55,8	0,551 0,26 32,7
130	592 4,1 7900	178 2,6 3130	69,8 1,8 1510	31,7 1,3 817	17,5 1,0 513	5,74 0,67 214	2,52 0,49 112	1,16 0,36 60,4	0,594 0,27 35,4
135	639 4,3 8520	192 2,7 3370	75,2 1,9 1630	34,1 1,4 881	18,8 1,1 553	6,17 0,70 231	2,71 0,51 121	1,25 0,37 65,1	0,638 0,28 38,2
140	686 4,4 9160	206 2,8 3620	80,8 1,9 1750	36,6 1,4 948	20,2 1,1 595	6,63 0,73 249	2,91 0,52 130	1,34 0,39 70,1	0,684 0,30 41,1
150	787 4,7 10500	237 3,0 4160	92,6 2,1 2010	42,0 1,5 1090	23,1 1,2 683	7,58 0,78 285	3,32 0,56 149	1,52 0,41 80,4	0,780 0,32 47,1
160		269 3,2 4730	105 2,2 2290	47,7 1,6 1240	26,2 1,3 777	8,59 0,83 325	3,76 0,60 170	1,73 0,44 91,5	0,882 0,34 53,6
170		303 3,4 5340	119 2,3 2580	53,7 1,7 1400	29,5 1,4 878	9,67 0,88 367	4,23 0,64 191	1,94 0,47 103	0,991 0,36 60,5
180		340 3,6 5990	133 2,5 2900	60,1 1,8 1570	33,1 1,4 984	10,8 0,93 411	4,73 0,67 215	2,17 0,50 116	1,11 0,38 67,9
190		378 3,8 6680	148 2,6 3230	66,9 1,9 1750	36,8 1,5 1100	12,0 0,99 458	5,25 0,71 239	2,40 0,52 129	1,23 0,40 75,6
200		419 4,0 7400	164 2,8 3580	74,0 2,0 1930	40,7 1,6 1210	13,3 1,0 507	5,80 0,75 265	2,65 0,55 143	1,35 0,42 83,8
210		462 4,2 8160	180 2,9 3940	81,5 2,1 2130	44,8 1,7 1340	14,6 1,1 559	6,38 0,79 292	2,92 0,58 158	1,49 0,44 92,4
220		506 4,4 8950	198 3,0 4330	89,4 2,2 2340	49,1 1,8 1470	16,0 1,1 614	6,99 0,82 320	3,19 0,61 173	1,63 0,46 101
230		553 4,6 9780	216 3,2 4730	97,6 2,3 2560	53,6 1,8 1610	17,5 1,2 671	7,62 0,86 350	3,48 0,63 189	1,77 0,48 111
240		602 4,8 10700	235 3,3 5150	106 2,4 2780	58,3 1,9 1750	19,0 1,2 731	8,28 0,90 381	3,78 0,66 206	1,92 0,51 121
250		653 5,0 1600	255 3,4 5590	115 2,5 3020	63,2 2,0 1900	20,6 1,3 793	8,97 0,94 414	4,09 0,69 223	2,08 0,53 131
260			275 3,6 6040	124 2,6 3270	68,3 2,1 2050	22,2 1,3 857	9,68 0,97 448	4,42 0,72 242	2,24 0,55 142
270			297 3,7 6520	134 2,7 3520	73,6 2,2 2210	23,9 1,4 925	10,4 1,0 483	4,75 0,74 261	2,41 0,57 153
280			319 3,9 7010	144 2,8 3790	79,0 2,2 2380	25,7 1,5 994	11,2 1,0 519	5,10 0,77 280	2,59 0,59 164
290			342 4,0 7520	154 2,9 4070	84,7 2,3 2550	27,6 1,5 1070	12,0 1,1 557	5,46 0,80 301	2,77 0,61 176
300			366 4,1 8050	165 3,0 4350	90,6 2,4 2730	29,5 1,6 1140	12,8 1,1 596	5,83 0,83 322	2,96 0,63 189

\dot{m}
100
3000

DN	300	350	400	500	600	700	800
Ø mm (innen)	313	365	410	510	600	700	800
Massestrom \dot{m} kg/s	Druckverlust R Geschwindigkeit w Staudruck S		in Pa/m in m/s in Pa	Bezugstemperatur $t_b = 120\text{ °C}$			
320	416 4,4 9160	188 3,2 4950	103 2,6 3110	33,5 1,7 1300	14,5 1,2 678	6,62 0,88 366	3,36 0,67 215
340	469 4,7 10300	212 3,4 5590	116 2,7 3510	37,7 1,8 1470	16,4 1,3 765	7,45 0,94 413	3,78 0,72 242
360	526 5,0 11600	237 3,6 6270	130 2,9 3940	42,2 1,9 1640	18,3 1,3 858	8,33 0,99 463	4,22 0,76 272
380		264 3,8 6980	145 3,0 4390	47,0 2,0 1830	20,4 1,4 956	9,26 1,0 516	4,69 0,80 303
400		292 4,1 7740	160 3,2 4860	52,0 2,1 2030	22,5 1,5 1060	10,2 1,1 572	5,18 0,84 335
420		322 4,3 8530	177 3,4 5360	57,2 2,2 2240	24,8 1,6 1170	11,3 1,2 630	5,70 0,89 370
440		353 4,5 9360	194 3,5 5880	62,7 2,3 2460	27,2 1,6 1280	12,3 1,2 692	6,24 0,93 406
460		386 4,7 10200	211 3,7 6430	68,5 2,4 2680	29,7 1,7 1400	13,5 1,3 756	6,81 0,97 443
480		420 4,9 11100	230 3,9 7000	74,5 2,5 2920	32,3 1,8 1530	14,6 1,3 823	7,40 1,0 483
500			250 4,0 7590	80,8 2,6 3170	35,0 1,9 1660	15,9 1,4 894	8,02 1,1 524
520			270 4,2 8210	87,3 2,7 3430	37,8 1,9 1790	17,1 1,4 966	8,66 1,1 567
540			291 4,3 8860	94,1 2,8 3700	40,7 2,0 1930	18,5 1,5 1040	9,32 1,1 611
560			313 4,5 9520	101 2,9 3980	43,8 2,1 2080	19,8 1,5 1120	10,0 1,2 657
580			335 4,7 10200	108 3,0 4270	46,9 2,2 2230	21,2 1,6 1200	10,7 1,2 705
600			359 4,8 10900	116 3,1 4570	50,2 2,2 2380	22,7 1,7 1290	11,5 1,3 754
630				128 3,3 5030	55,3 2,4 2630	25,0 1,7 1420	12,6 1,3 832
660				140 3,4 5530	60,6 2,5 2880	27,4 1,8 1560	13,8 1,4 913
690				153 3,6 6040	66,2 2,6 3150	29,9 1,9 1700	15,1 1,5 997
720				167 3,7 6580	72,0 2,7 3430	32,6 2,0 1850	16,4 1,5 1090
750				181 3,9 7140	78,0 2,8 3720	35,3 2,1 2010	17,8 1,6 1180
800				205 4,1 8120	88,7 3,0 4240	40,1 2,2 2290	20,2 1,7 1340
850				232 4,4 9160	100 3,2 4780	45,2 2,3 2580	22,8 1,8 1510
900				259 4,7 10300	112 3,4 5360	50,6 2,5 2900	25,5 1,9 1700
950				289 4,9 11400	125 3,6 5980	56,3 2,6 3230	28,3 2,0 1890
1000					138 3,7 6620	62,4 2,8 3570	31,4 2,1 2100

DN	600	700	800
Ø mm (innen)	600	700	800
Massestrom \dot{m} kg/s	Druckverlust R Geschwindigkeit w Staudruck S		in Pa/mm in m/s in Pa
1000	138 3,7 6620	62,4 2,8 3570	31,4 2,1 2100
1050	152 3,9 7300	68,7 2,9 3940	34,5 2,2 2310
1100	167 4,1 8010	75,3 3,0 4320	37,9 2,3 2540
1150	182 4,3 8760	82,3 3,2 4730	41,3 2,4 2770
1200	198 4,5 9540	89,5 3,3 5150	45,0 2,5 3020
1250	215 4,7 10300	97,1 3,4 5580	48,8 2,6 3270
1300	233 4,9 11200	105 3,6 6040	52,7 2,7 3540
1350		113 3,7 6510	56,8 2,8 3820
1400		122 3,9 7010	61,0 3,0 4110
1500		139 4,1 8040	70,0 3,2 4710
1600		158 4,4 9150	79,6 3,4 5360
1700		179 4,7 10300	89,7 3,6 6050
1800		200 5,0 11600	101 3,8 6790
1900			112 4,0 7560
2000			124 4,2 8380
2100			137 4,4 9240
2200			150 4,6 10100
2300			164 4,8 11100

\dot{m}
100
3000

5.1.3. Druckerzeugung durch Pumpen

Zur Druckerzeugung werden in der Regel einstufige Kreiselpumpen eingesetzt. Sie werden allein, in Parallel- oder in Reihenschaltung betrieben. Bild 5.1.-10 zeigt die Ermittlung der gemeinsamen Kennlinien für je zwei Pumpen, deren Kennlinien unterschiedlich sind.

Bei parallelgeschalteten Pumpen addieren sich die Förderströme bei konstantem Förderdruck, bei in Reihe geschalteten Pumpen werden die Förderhöhen bei konstantem Volumenstrom addiert. Im Bild 5.1.-10 sind noch zwei mögliche Rohrnetzkenlinien eingetragen. Ausgehend vom Betriebspunkt *P 1* (Rohrnetzkenlinie 1 und

Pumpe 1), folgt bei Parallelbetrieb beider Pumpen eine Förderstromerhöhung um $\Delta \dot{V}_1$. Analog erhält man, ausgehend von *P 2* (Rohrnetzkenlinie 2 und Pumpe 1), bei Reihenschaltung einen Förderstromzuwachs von $\Delta \dot{V}_2$. Obwohl in der Darstellung zu den Pumpenkombinationen relativ gut passende Rohrnetzkenlinien gewählt wurden, sind die erreichbaren Förderstromerhöhungen bei gemeinsamem Pumpenbetrieb verhältnismäßig gering.

Für den praktischen Betrieb ist es stets günstiger, wenn die notwendigen Betriebspunkte durch *eine* Pumpe im möglichst hohen Wirkungsgradbereich realisiert werden. Der Parallelbetrieb von zwei gleichen Pumpen ist zur Erreichung der maximalen Umwälzung nur dann zu vertreten, wenn eine Pumpe als Reservepumpe dient und der Einzelbetrieb im Havariefall wenigstens zwei Drittel der Maximalleistung garantiert.

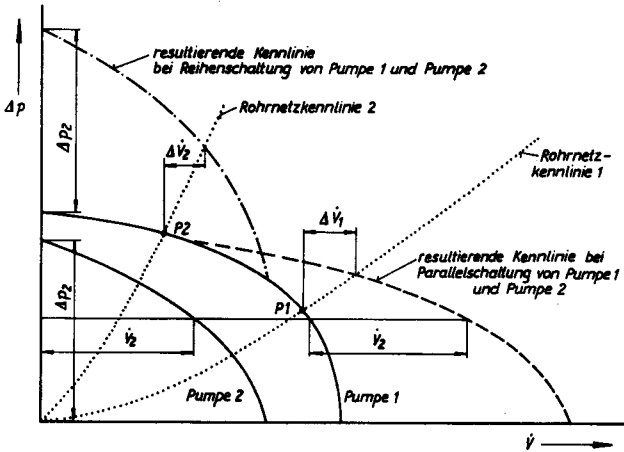


Bild 5.1.-10
Ermittlung resultierender Pumpenkennlinien für Parallel- und Reihenschaltung zweier unterschiedlicher Pumpen und des realen Förderstromzuwachses

Die geeignete Pumpe wird üblicherweise an Hand des Kennfeldes — beispielhaft im Bild 5.1.-11 dargestellt — ausgewählt. Anzustreben ist der Betrieb bei maximalem Wirkungsgrad. Zwischen der Förderhöhe *H* und dem Pumpendruck Δp_p besteht der Zusammenhang

$$H = \frac{\Delta p_p}{\rho g} \quad (5.1-31)$$

Bei der automatisierten Auswahl müssen zunächst die Kennlinien durch Gleichungen approximiert werden. Besonders eignen sich dazu Polynome dritten Grades der Form

$$\Delta p_p = \rho g (a_p \dot{V} + b_p \dot{V}^2 + c_p \dot{V}^3) \quad (5.1-32)$$

Δp_p Pumpendruck in Pa
 a_p, b_p, c_p, d_p Koeffizienten

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}}{\rho} 3600 \quad \text{Fördervolumenstrom in m}^3/\text{h} \quad (\dot{m} \text{ in kg/s}).$$

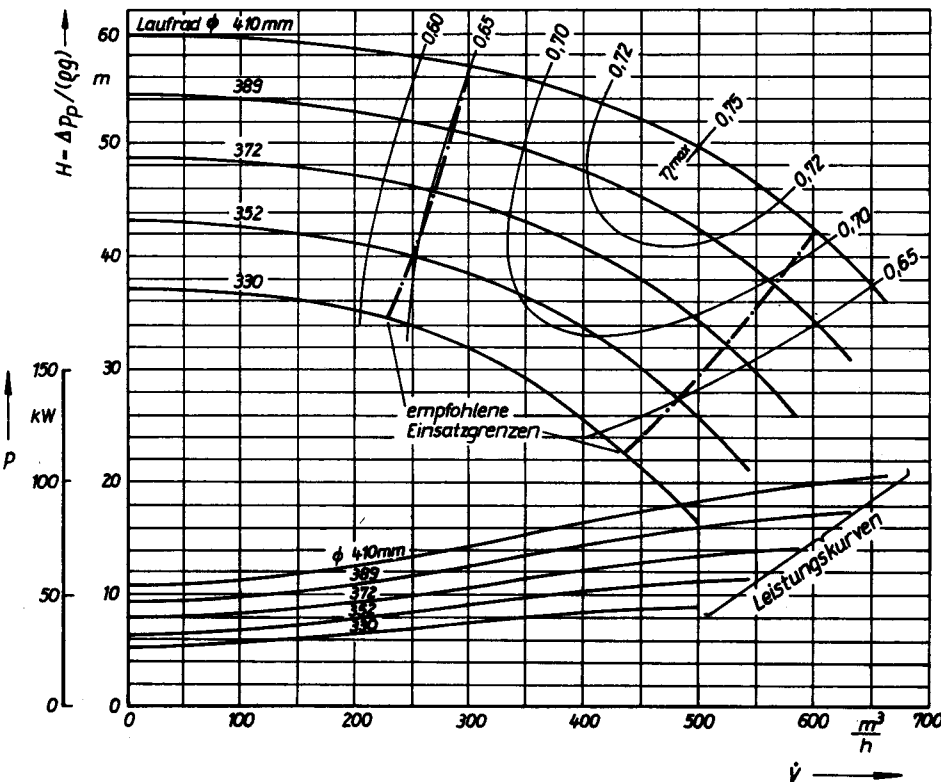
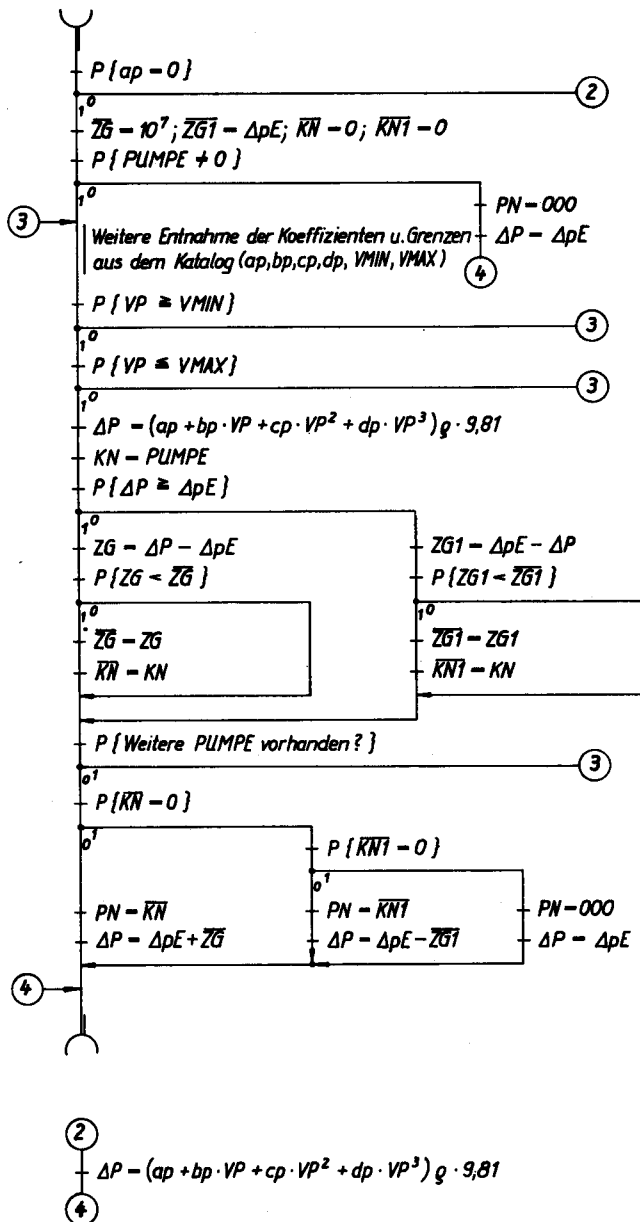


Bild 5.1.-11
Beispieldarstellung eines praktischen Pumpenkennfeldes für verschiedene Laufraddurchmesser

Die praktische Berechnung wird im Beispiel 5.1.3.3. gezeigt. Für die Dichte ist der Wert, der am Einbauort der Pumpe vorliegt, einzusetzen. Weiterhin begrenzen die Werte V_{MIN} und V_{MAX} noch die Pumpenkennlinie. Damit kann von vornherein ein Betrieb im instabilen Gebiet, im unwirtschaftlichen Bereich oder bei zu hohen Leistungsaufnahmen ausgeschlossen werden. Die Koeffizienten und die Grenzwerte sind direkte Eingabedaten oder einem Pumpenkatalog gemäß der Katalognummer PUMPE zu entnehmen. Diese kann einen Einzelwert (PUMPE = 5,005) oder einen Auswahlbereich (PUMPE = 18,225) usw. charakterisieren. PUMPE = 0 bedeutet keine Pumpenauswahl.

Der Algorithmus ist im Flußbild 5.1.-5 aufgezeichnet. Dabei werden für Δp_p und \dot{V} die Symbole ΔP und VP verwandt.



Flußbild 5.1.-5
Pumpenauswahl (PUMP)

Mit dem Unterprogramm können zwei Aufgaben gelöst werden. So kann die Auswahl der druckmäßig günstigsten Pumpe aus einem vorgegebenen Katalog vorgenommen und der zum Förderstrom gehörige Differenzdruck der Pumpe bestimmt werden, oder die Pumpe ist vorgegeben, so daß lediglich die Ermittlung des Differenzdrucks der Pumpe ΔP erfolgt.
Einheiten: Drücke in Pa; Volumenströme in m^3/h

Sind die Koeffizienten für eine einzige Pumpe vorgegeben, so wird nur deren Drucksprung berechnet, wobei die Förderstromgrenzen unberücksichtigt bleiben. Ist eine Auswahl aus einem Bereich, d. h. von mehreren Pumpen möglich, so wird die mit der geringsten positiven Abweichung ($\Delta P > \Delta p_E$) vorgeschlagen. Gibt es nur Pumpen, deren Förderdruck ΔP unter dem Netz-Einspeisendruck Δp_E liegt, so wird die mit der kleinsten Druckunterschreitung ausgewählt. Kann wegen der Förderstromgrenzen keine Pumpe gefunden werden, wird wie für PUMPE = 0 $\Delta P = \Delta p_E$ gesetzt.

Die druckmäßige Anpassung des gewünschten Netz-Betriebspunktes an die tatsächliche Pumpenkennlinie kann für starre Verhältnisse durch Abdrehen des Pumpenlaufrades erfolgen. Lehnt dies der Hersteller ab oder sind die Betriebspunkte ohnehin flexibel, müssen zusätzliche Regeleinrichtungen installiert werden. Dazu bieten sich drei Möglichkeiten an:

- Drosselregelung
- Bypassregelung
- Drehzahlregelung.

5.1.3.1. Drossel- und Bypassregelung

Die Schaltungen und die Kennlinien einschließlich der Anpassung sind für die ersten beiden Varianten im Bild 5.1.-12 dargestellt. Als Regelgröße kann, wie einge-

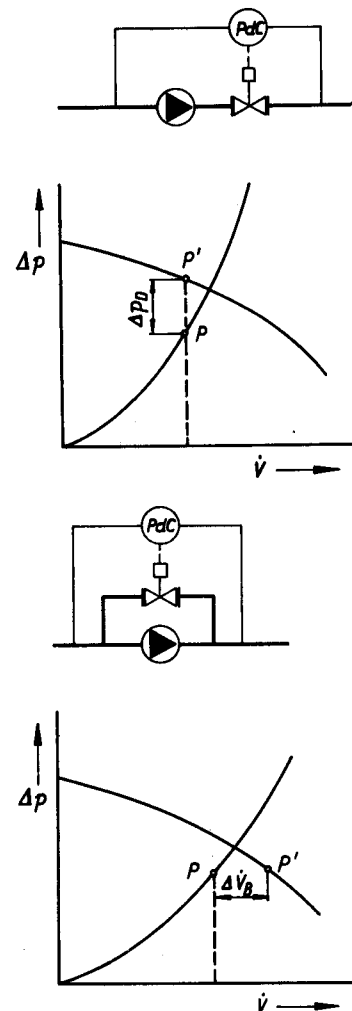


Bild 5.1.-12
Schaltung und Kennlinienanpassung einer Drossel- bzw. Bypassregelung

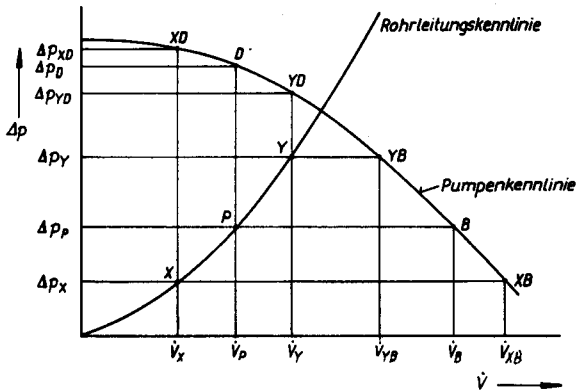


Bild 5.1.-13
Bezeichnungen markanter Punkte auf den Rohrleitungs- und Pumpenkennlinien zur kritieriellen Beurteilung des Drossel- und Bypassbetriebs

zeichnet, der für das Netz verfügbare Differenzdruck, der Differenzdruck an markanten Netzendpunkten oder der Volumenstrom verwendet werden. Sowohl die Drossel- als auch die Bypassregelung ist mit Energieverlusten behaftet. Die Größe der Verluste und die Forderungen an die Stellglieder sind unterschiedlich. Welche Variante günstiger ist, sei am Bild 5.1.-13 erläutert. Die verwendeten Größen entsprechen den Bezeichnungen im Bild. Soll ein *konstanter Volumenstrom* beim Betriebspunkt *P* realisiert werden, sind bei Drosselbetrieb der Punkt *D* und bei Bypassbetrieb der Punkt *B* auf der Pumpenkennlinie zu fahren. Es sind folgende Kriterien zu beachten:

1. Kriterium

Pumpenkennlinie muß im Punkt *D* bzw. *B* im Dauerbetrieb befahrbar sein.

Bei Drosselbetrieb muß der Differenzdruck ($\Delta p_D - \Delta p_P$) bei einem Volumenstrom \dot{V}_P durch einen Widerstand abgebaut werden. Im Falle des Bypassbetriebes muß der Volumenstrom ($\dot{V}_B - \dot{V}_P$) bei einem Differenzdruck Δp_P von der Pumpendruckleitung zur -saugeleitung rückfließen. Beide Lösungen führen zu vergrößerten Energieaufwendungen.

2. Kriterium

Die Schaltung mit dem geringsten Leistungsbedarf ist zu wählen.

$$\left[\frac{\dot{V}_P \Delta p_D}{\eta_D} \frac{\eta_B}{\dot{V}_B \Delta p_P} \right] < 1 \rightarrow \text{Drosselbetrieb} \quad (5.1.-33)$$

$$> 1 \rightarrow \text{Bypassbetrieb}$$

Bei extrem flacher Pumpenkennlinie wird der Drosselbetrieb, bei extrem steiler Kennlinie der Bypassbetrieb wirtschaftlich sein.

Es ist üblich, für jede eingesetzte Pumpe für den Havariefall eine Reserve vorzusehen. Dabei ist es durchaus vertretbar, für zwei Netze mit separaten Pumpen nur eine Reservepumpe zu installieren. Folgende Standardschaltungen werden empfohlen (Bild 5.1.-14):

- Variante I:** zwei gleiche Pumpen (eine Reserve), nötigenfalls mit Drosselscheibe *D*
- Variante II:** zwei gleiche Pumpen (eine Reserve) mit Bypassstrecke *B*
- Variante III:** drei gleiche Pumpen (eine Reserve), je nach Belastung arbeiten ein oder zwei Pumpen in Parallelbetrieb

Variante IV: zwei gleiche Pumpen arbeiten auf zwei verschiedene Netze bei nur einer Reservepumpe

Variante V, VI: zwei ungleiche Pumpen arbeiten auf zwei verschiedene Netze bei nur einer Reservepumpe. Die Anpassung dieser an den schwächer belasteten Stromkreis erfolgt durch eine Drosselblende *D* bzw. durch einen Bypass *B*.

Zur Funktionskontrolle sind Differenzdruckmanometer zu installieren.

Sind auch *variable Volumenströme* zu fördern, so werden zur Grobabstufung verschieden große Pumpen und zur Feinanpassung Regelungen nach Bild 5.1.-12 vorgesehen. Außer den zwei genannten Kriterien ist noch ein weiteres zu untersuchen.

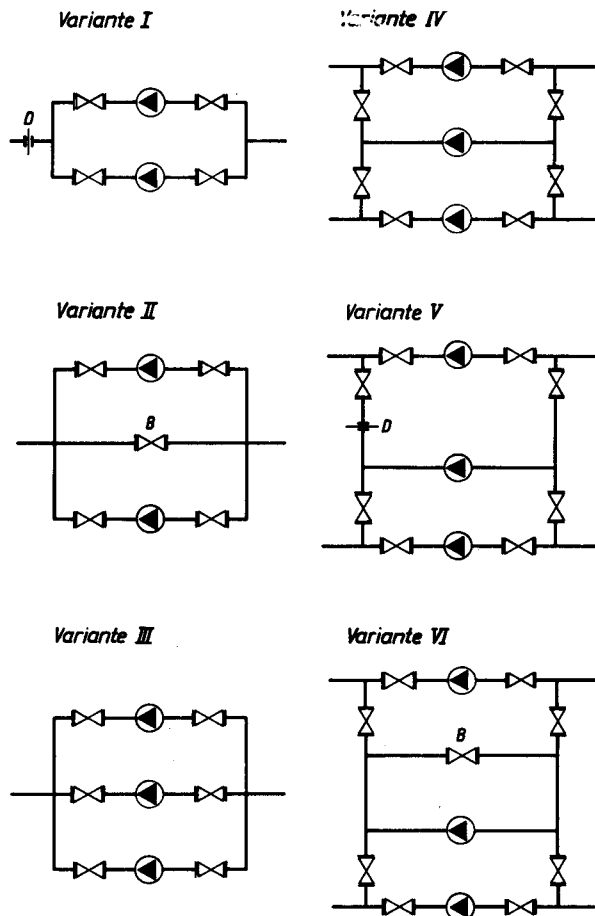


Bild 5.1.-14
Standardschaltungen für Pumpen, die auf ein oder mehrere Netze arbeiten

3. Kriterium

Es ist die Schaltung zu wählen, die das kleinste Stellverhältnis des Regelventils erfordert.

$$\left[\frac{\dot{V}_Y \sqrt{\Delta p_{XD} - \Delta p_X} (\dot{V}_{YB} - \dot{V}_Y) \sqrt{\Delta p_X}}{\dot{V}_X \sqrt{\Delta p_{YD} - \Delta p_Y} (\dot{V}_{XB} - \dot{V}_X) \sqrt{\Delta p_Y}} \right] < 1$$

$$\rightarrow \text{Drosselbetrieb} \quad (5.1.-34)$$

$$> 1 \rightarrow \text{Bypassbetrieb}$$

Der Gleichung liegen die Werte des Bildes 5.1.-13 zugrunde. Die Rohrleitungs-kennlinie wird dabei zwischen den

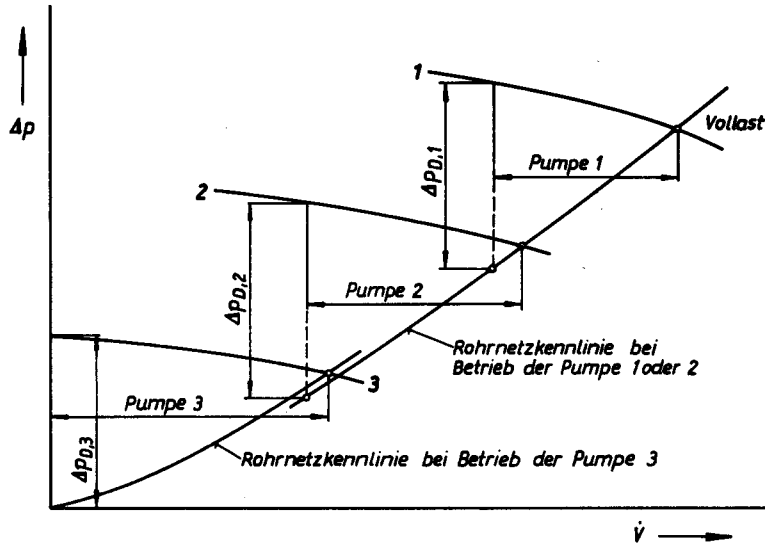


Bild 5.1.-15
Kennfeld möglicher Betriebspunkte bei abgestuften Pumpeneinsatz und Drosselregelung zur Feinanpassung

Punkten X und Y gefahren. Werden mehrere Pumpen eingesetzt, so wählt man — um jeweils einen großen Bereich der Rohrnetzkenlinie abzudecken — Pumpen mit flachen Kennlinien. In diesem Fall ist der Drosselbetrieb vorteilhaft. Eine typische Lösung zeigt Bild 5.1.-15. Es ist darauf zu achten, daß sich die Einsatzbereiche der Pumpen stets etwas überschneiden, damit bei automatischen Umschaltungen kein Pendeln zwischen zwei Pumpentypen an einem „Umschaltunkt“ entstehen kann. Die maximal abzudrosselnden Differenzdrücke $\Delta p_{D,1}$ bis $\Delta p_{D,3}$, die u. a. für die Bemessung der Stellrichtungen benötigt werden, sind im Bild eingetragen. Mitunter ist noch zu beachten, daß die Rohrnetzkenlinie infolge unterschiedlicher Pumpenanschlüsse und verschiedener Drosseleinrichtungen nicht kontinuierlich verläuft, sondern aus mehreren Abschnitten mit versetzten Anschlußstellen besteht.

Bei Schaltungen mit mehreren abgestuften Pumpensätzen braucht man natürlich nicht für jede Pumpe eine Reserve vorzusehen, sondern es kann im Havariefall die nächstgrößere Pumpe bei zusätzlicher Drosselung die Förderung übernehmen. Für die Pumpe mit der größten Leistung muß eine gleich große Reservepumpe vorhanden sein. Von diesem Grundsatz darf man abweichen, wenn es sich um eine Umwälzpumpe handelt, die die Mengenbeaufschlagung der Heizflächen nicht beeinflusst, d. h. regelbare Abnehmerstationen zwischengeschaltet sind und die nächstkleinere Pumpe mindestens zwei Drittel der maximalen Wärmezufuhr an die Abnehmer sicherstellt.

5.1.3.2. Drehzahlregelung

Diese Variante ist zweifellos die eleganteste Lösung, da keine hydraulischen Verluste auftreten und die Rohrnetzkenlinie in relativ großen Bereichen kontinuierlich bei hohem Wirkungsgrad durchfahren werden kann. Wegen der hohen Investitionsaufwendungen ist der Einsatz aber noch begrenzt [50].

Die drehzahlabhängigen Pumpenkennlinien sowie die möglichen Schnittpunkte mit der Rohrnetzkenlinie sind im Bild 5.1.-16 dargestellt. Ist die Rohrnetzkenlinie beispielsweise im Bereich von P bis P' zu befahren, so muß eine Drehzahlregelung von 100% bis 65% erfolgen.

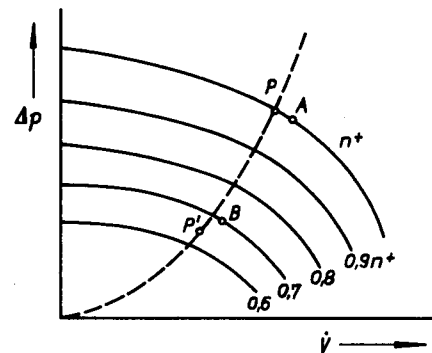


Bild 5.1.-16
Pumpenkennfeld bei Drehzahlregelung

Die Pumpenkennlinien folgen den Proportionalitätsgesetzen

$$\frac{\dot{V}}{\dot{V}^+} = \frac{n}{n^+}; \quad \frac{\Delta p}{\Delta p^+} = \left(\frac{n}{n^+}\right)^2. \quad (5.1.-35)$$

Damit kann beispielsweise der Punkt B aus den Parametern des Punktes A (Bild 5.1.-16) zu

$$\dot{V}_B = 0,7 \dot{V}_A \quad \text{und} \quad \Delta p_B = 0,49 \Delta p_A$$

ermittelt werden.

5.1.3.3. Beispiel

Die im Bild 5.1.-11 dargestellte Pumpenkennlinie (Lauf rad-Durchmesser 410 mm) ist durch Gl. (5.1.-32) zu approximieren. Des weiteren soll überprüft werden, ob der Netzbetriebspunkt E ($\Delta p_E = 0,46$ MPa; $\dot{m}_E = 125$ kg pro s) bei einer Dichte von $\rho = 977,7$ kg/m³ am günstigsten durch eine Drossel- oder eine Bypassregelung angepaßt werden sollte.

Außerdem ist zu untersuchen, ob sich die gefundene Aussage ändert, wenn ein Regelbereich bis zum Netzbetriebspunkt ($\Delta p'_E = 0,325$ MPa; $\dot{m}'_E = 105$ kg/s) durchfahren werden muß.

Lösung

Zunächst wird eine Näherungsgleichung für die Pumpenkennlinie gesucht. Zur Software vieler Rechner gehören entsprechende Algorithmen. Im vorliegenden Fall soll jedoch ganz konventionell die Anpassung der Kennlinie in folgenden Punkten erfolgen:

H in m	60	57	50	40
\dot{V} in m ³ /h	0	300	500	630

Daraus ergeben sich, aufbauend auf Gl. (5.1.-32), die vier Bestimmungsgleichungen:

$$\begin{aligned}
 60 &= ap \\
 57 &= ap + bp \cdot 300 + cp \cdot 300^2 + dp \cdot 300^3 \\
 50 &= ap + bp \cdot 500 + cp \cdot 500^2 + dp \cdot 500^3 \\
 40 &= ap + bp \cdot 630 + cp \cdot 630^2 + dp \cdot 630^3
 \end{aligned}$$

Durch Substitution von ap folgen die Gleichungen mit drei Unbekannten der Form

$$\begin{aligned}
 300bp + 90000cp + 27000000dp &= -3 \\
 500bp + 250000cp + 125000000dp &= -10 \\
 630bp + 396900cp + 250047000dp &= -20
 \end{aligned}$$

$$D = \begin{vmatrix} 300 & 90000 & 27000000 \\ 500 & 250000 & 125000000 \\ 630 & 396900 & 250047000 \end{vmatrix} = 8,1081 \cdot 10^{14}$$

$$D_1 = \begin{vmatrix} -3 & 90000 & 27000000 \\ -10 & 250000 & 125000000 \\ -20 & 396900 & 250047000 \end{vmatrix} = -1,0818 \cdot 10^{13}$$

$$D_2 = \begin{vmatrix} 300 & -3 & 27000000 \\ 500 & -10 & 125000000 \\ 630 & -20 & 250047000 \end{vmatrix} = 3,8780 \cdot 10^{10}$$

$$D_3 = \begin{vmatrix} 300 & 90000 & -3 \\ 500 & 250000 & -10 \\ 630 & 396900 & -20 \end{vmatrix} = -9,9150 \cdot 10^7$$

$$bp = \frac{D_1}{D} = -0,0133$$

$$cp = \frac{D_2}{D} = 4,7829 \cdot 10^{-5}$$

$$dp = \frac{D_3}{D} = -1,2229 \cdot 10^{-7}$$

Damit lautet die approximierte Pumpenkennlinie nach den Gln. (5.1.-32) und (5.1.-31) mit \dot{V} in m³/h

$$\begin{aligned}
 H &= (60 - 0,0133\dot{V} + 4,7829 \cdot 10^{-5} \dot{V}^2 \\
 &\quad - 1,2229 \cdot 10^{-7} \dot{V}^3) \text{ m}
 \end{aligned}$$

bzw.

$$\begin{aligned}
 \Delta p_P &= (575,474 - 0,1276\dot{V} + 0,4587 \cdot 10^{-3} \dot{V}^2 \\
 &\quad - 1,1729 \cdot 10^{-6} \dot{V}^3) \text{ kPa} .
 \end{aligned}$$

Erstere ist im Bild 5.1.-17 eingetragen und der realen Kennlinie gegenübergestellt. Die Näherung erscheint für praktische Zwecke hinreichend genau. Eine weitere Verbesserung wäre möglich, wenn mehrere Auswahlpunkte verwendet würden und die Koeffizientenbestimmung unter Einbeziehen der Fehlerquadratmethode benutzt würde.

Der Betriebspunkt

$$\Delta p_E = 460 \text{ kPa} \quad \text{und} \quad \dot{m}_E = 125 \text{ kg/s}$$

soll in das Diagramm 5.1.-17 eingezeichnet werden. Dazu sind die Umrechnungen erforderlich:

$$H_E = \frac{460000}{977,7 \cdot 9,81} \text{ m} = 47,96 \text{ m}$$

$$\dot{V}_E = \frac{125}{977,7} \cdot 3600 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} = 460,26 \text{ m}^3/\text{h} .$$

Die Entscheidung, ob eine Drossel- oder Bypassregelung anzuwenden ist, wird mit Hilfe von Gl. (5.1.-33) getroffen. (Der im Bild 5.1.-13 mit P bezeichnete Betriebspunkt entspricht jetzt dem Einspeisepunkt E . Weiterhin werden der Einfachheit halber statt der Werte Δp die Höhen H verwendet. Dies ist möglich, da in der Gleichung nur Quotienten auftreten.)

Es ergibt sich

$$\frac{460 \cdot 52}{0,735} \frac{0,74}{528 \cdot 48} = 0,95 < 1 .$$

Dies bedeutet, daß Drosselbetrieb anzuwenden ist.

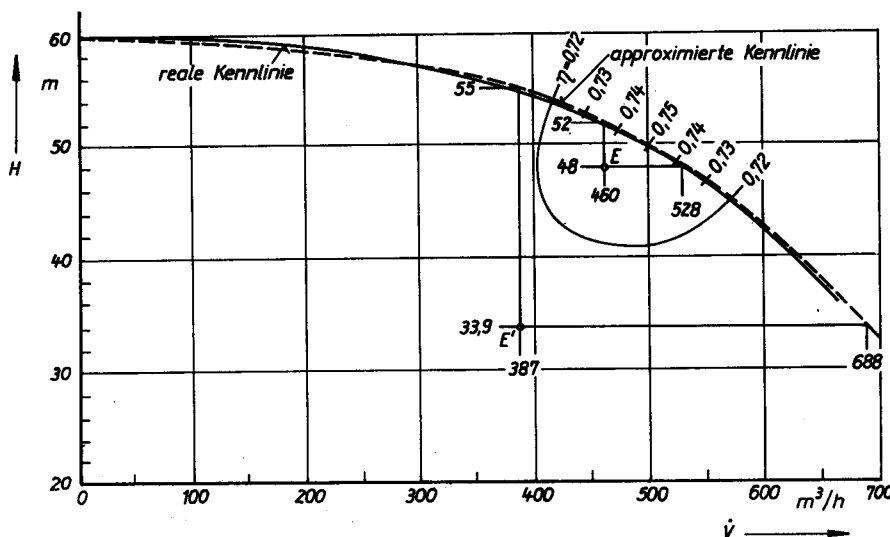


Bild 5.1.-17

Gegenüberstellung von realer und approximierter Pumpenkennlinie und Betriebspunkte bei Drossel- und Bypassregelung

Die Umrechnung des Netzbetriebspunktes E' liefert

$$H_{E'} = \frac{325000}{977,7 \cdot 9,81} \text{ m} = 33,89 \text{ m}$$

$$\dot{V}_{E'} = \frac{105}{977,7} 3600 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} = 387 \text{ m}^3/\text{h}$$

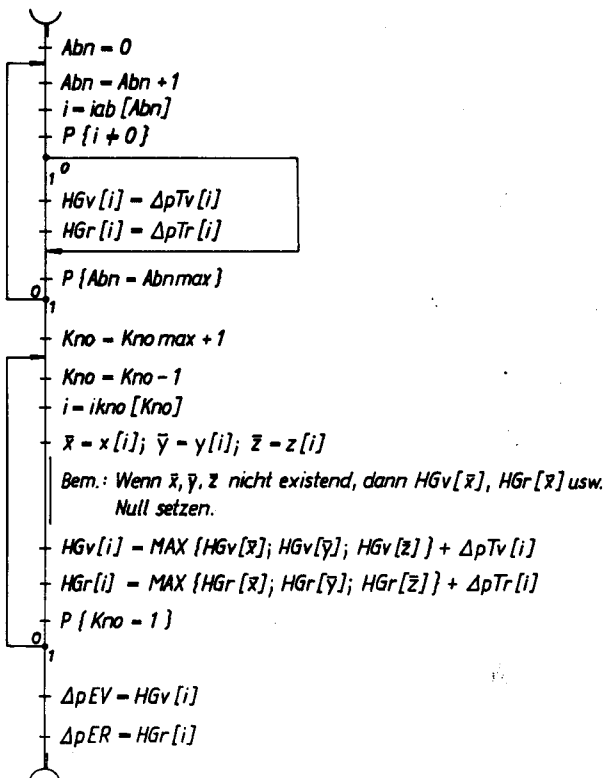
Dieser Punkt sowie die Parameter bei Drossel- und Bypassbetrieb sind im Bild 5.1.-17 eingetragen. Nach Gl. (5.1.-34) folgt (vgl. dazu Bild 5.1.-13 mit Punkt $X \cong E'$; Punkt $Y \cong E$)

$$\frac{460 \sqrt{55 - 33,9} (528 - 460) \sqrt{33,9}}{387 \sqrt{52 - 48} (688 - 387) \sqrt{48}} = 0,52 < 1,$$

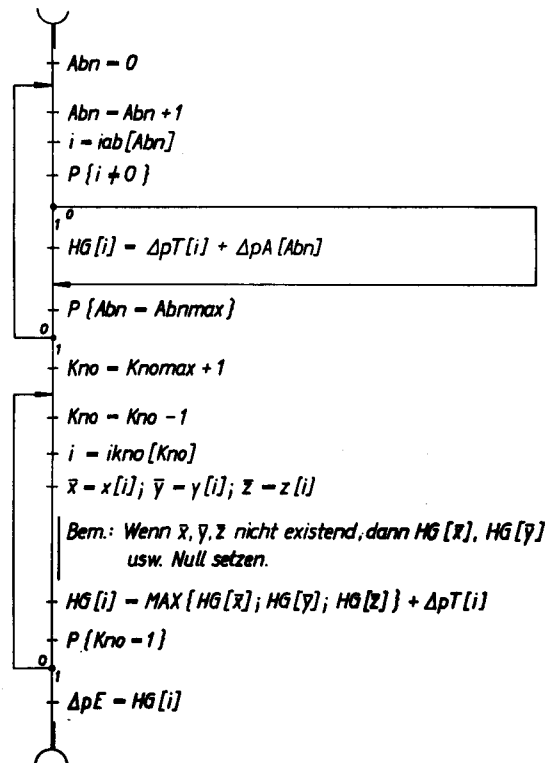
d. h., auch unter dem Gesichtspunkt variabler Betriebsbedingungen ist die Drosselregelung zweckmäßig.

5.1.4. Netzdifferenzdrücke und Drucküberschüsse an den Abnehmern

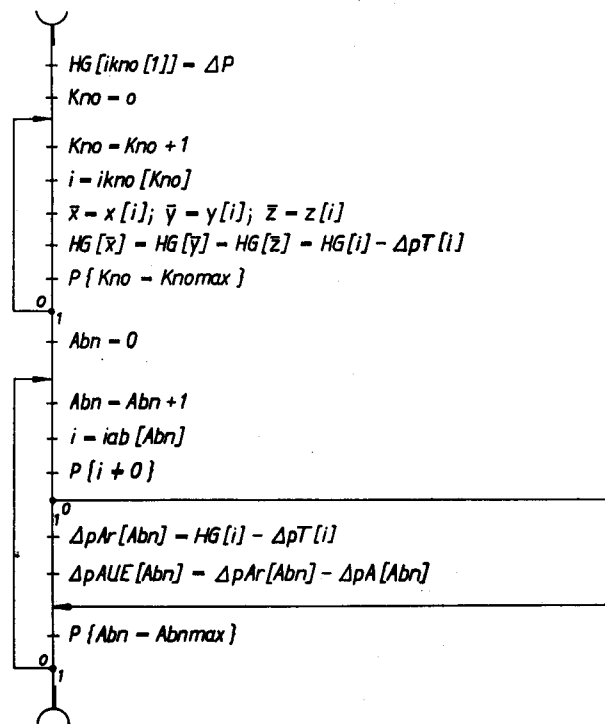
Sind die Druckverluste der Teilstrecken berechnet, dann können diese auf verschiedene Art und Weise zusammengefaßt werden. Nach Flußbild 5.1.-6 werden, ausgehend von den Teilstreckendifferenzdrücken $\Delta pTv[i]$ und $\Delta pTr[i]$ (vgl. Flußbild 5.1.-3), die Differenzdrücke für den Vor- und Rücklauf an der Einspeisestelle ΔpEV und ΔpER getrennt ermittelt. Dabei bleiben die Abnehmerdifferenzdrücke unberücksichtigt. Die Ergebnisse können im Planungsstadium von Netzen, deren Abnehmer noch nicht endgültig im konstruktiven Aufbau festliegen, interessant sein.



Flußbild 5.1.-6
Ermittlung der Netzdifferenzdrücke (DIFDRUK)
Für den Vorlauf- und Rücklauf-Netzabschnitt (ohne Abnehmer) werden die Differenzdrücke an der Einspeisestelle ΔpEV und ΔpER berechnet.



Flußbild 5.1.-7
Ermittlung des Einspeisedifferenzdrucks (DIFFE)
Ausgehend von den Abnehmerdifferenzdrücken $\Delta pA[Abn]$ und den Teilstreckendifferenzdrücken $\Delta pT[i]$, wird der Gesamtdifferenzdruck an der Einspeisestelle ΔpE bestimmt.



Flußbild 5.1.-8
Ermittlung der Drucküberschüsse an den Abnehmern (ABNÜB)
Nach Festlegung des Pumpendrucks ΔP werden in einer Rückrechnung die tatsächlichen Abnehmer-Differenzdrücke $\Delta pAr[Abn]$ und die Drucküberschüsse $\Delta pAUE[Abn]$ berechnet.

Gemäß Flußbild 5.1.-7 wird der Differenzdruck an der Einspeisestelle ΔpE , ausgehend von den Abnehmerdifferenzdrücken $\Delta pA[Abn]$ und den Teilstreckendifferenzdrücken $\Delta pT[i]$ — bestehend aus den Anteilen für Vor- und Rücklauf —, berechnet. Dieser Wert ist für die Pumpenauswahl notwendig.

Bei beiden vorgestellten Algorithmen wird von der Netzperipherie ausgegangen und, aufbauend auf dem Netzstrukturmodell nach Abschnitt 1.2.3., knotenpunktweise der jeweilige Druckdifferenz-Höchstwert ermittelt, um damit die Berechnung fortzusetzen.

Auf der Grundlage des im Flußbild 5.1.-8 dargelegten Algorithmus werden die realen Abnehmerdifferenzdrücke $\Delta p_{Ar}[Abn]$ bzw. die Drucküberschüsse zu den Vorgabewerten $\Delta p_{AUE}[Abn]$, die auch negativ sein können, berechnet. Der Rechengang hat dabei seinen Ursprung am Netzeinspeisepunkt und endet bei den existierenden Abnehmern.

5.2. Druckgrenzwerte

Es war üblich, in Fernwärmenetzen relativ große Sicherheitsabstände zwischen Betriebs- und Berechnungsparametern der Trassen zu wählen. Der zunehmende Netzausbau konnte deshalb mitunter von der früher gewährten „Großzügigkeit“ zehren. Es waren so vielfach auch nachträgliche Änderungen des Betriebsregimes möglich. Mit fortschreitendem Netzausbau, Einführen des Verbundbetriebes und den strengeren Forderungen nach effektivstem Einsatz der Investitionen schrumpften die Sicherheitsgrenzen auf ein Minimum.

Es wurden auch Betriebszustände praktisch und theoretisch untersucht, die bewußt Ausdampfen an Hochpunkten und damit eine Zweiphasenströmung zuließen. Dies sollte aber vorerst auf große Systeme (Transitsysteme), deren Einspeise- und Übergabestellen mit Hilfe der Steuerungs- und Regelungstechnik von Überwachungs- bzw. Dispatcherzentralen aus kontrollierbar und beeinflussbar sind, beschränkt bleiben.

Für die nachgeschalteten Abnehmernetze mit den vielfältigsten, individuell gestalteten Hausstationen sollten die konventionellen Grundsätze der Druckgestaltung im Interesse der variablen Ausbaufähigkeit und des einfacheren Betriebes beibehalten werden. Dies besagt nicht, daß man nach „großzügigen Faustformeln“ bemessen sollte. Dem widersprechen beispielsweise auch die Darlegungen in den Abschnitten 3., 4. und 6., in denen durch Beachten der Gleichzeitigkeitsfaktoren, der möglichen Wärmespeicherung und der Rohrnetzoptimierung alle überschaubaren Reserven abgebaut werden. Ließe man aber unter bestimmten Umständen z. B. eine Unterdruckbildung an den Netzhochpunkten zu, dann führte dies nicht zwangsläufig zu einer Gefährdung des Systems, jedoch zu einem nicht vertretbaren Bedienungsaufwand, so wenn beispielsweise die Heizungssysteme von 8000 Wohneinheiten zu entlüften wären.

5.2.1. Statische Druck- und Temperaturgrenzen

Um die oberen Betriebsgrenzwerte für das Wärmenetz festzulegen, ist vom Berechnungsdruck p_B und von der Berechnungstemperatur t_B auszugehen. (Diese Werte werden vielfach auch als Konzessionsdruck, Genehmigungsdruck oder höchstzulässiger Betriebsdruck sowie Konzessionstemperatur, Genehmigungstemperatur oder höchstzulässige Betriebstemperatur bezeichnet.) Wegen der eventuell ungenauen Erfassung der Netz-Berechnungs-

daten, wegen möglicherweise veränderter Nutzung der Trassen und zur partiellen Gewährleistung einer ausreichenden Schließdruckdifferenz der installierten Sicherheitsventile sollten die maximal zulässigen Betriebswerte des Netzes $p_{\max, \text{zul}}$ und $t_{\max, \text{zul}}$ sicherheitshalber um die Differenzwerte Δp_{Si} bzw. Δt_{Si} unter den Berechnungswerten der Anlagenteile liegen. Es gelten:

$$p_{\max, \text{zul}} = p_B - \Delta p_{Si} \quad (5.2.-1)$$

$$t_{\max, \text{zul}} = t_B - \Delta t_{Si} \quad (5.2.-2)$$

Gibt es keine gesetzlichen Festlegungen, so sind die Zuschläge nach den vorgenannten Gesichtspunkten zu wählen.

Zur Ermittlung der normativen, maximalen Betriebsparameter p_{\max} und t_{\max} sind die Regelungstoleranzen Δp_{Re} und Δt_{Re} zu beachten. Spezifiziert für den Netzvorlauf gelten:

$$p_{V, \max} = p_{\max, \text{zul}} - \Delta p_{Re} \quad (5.2.-3)$$

$$t_{V, \max} = t_{\max, \text{zul}} - \Delta t_{Re} \quad (5.2.-4)$$

Andererseits darf der Druck im Netzvorlauf einen unteren Grenzwert nicht unterschreiten. Dieser berechnet sich aus dem Sättigungsdruck $p_S(t_{\max, \text{zul}}) = p_S(t_{V, \max} + \Delta t_{Re})$ und der möglichen Abweichung Δp_{Re} , welche positiv und negativ auftreten kann, zu

$$p_{V, \min} = p_S(t_{V, \max} + \Delta t_{Re}) + \Delta p_{Re} \quad (5.2.-5)$$

Für Netze, die im Niedertemperaturbereich betrieben werden, sollte man den Sättigungsdruck für $t_{\max, \text{zul}} = 100^\circ\text{C}$ bestimmen, d. h. $p_S = 0,1 \text{ MPa}$ setzen.

Die regelungstechnischen Abweichungen sind entsprechend den eingesetzten Geräten, der Trägheit des Systems und weiteren spezifischen Bedingungen zu wählen. Auch unter günstigsten Voraussetzungen sollten mindestens

$$\Delta p_{Si} + \Delta p_{Re} = 0,05 \text{ MPa} \quad \text{und} \quad \Delta t_{Si} + \Delta t_{Re} = 5 \text{ K}$$

angenommen werden. Der in Ansatz gebrachte Wert Δp_{Si} ist zu erhöhen, wenn die geforderte Schließdruckdifferenz eines auf p_B eingestellten Sicherheitsventils den Wert $(\Delta p_{Si} + \Delta p_{Re})$ überschreitet. Das Unterschreiten des Schließdrucks und die Abweichung der Druckhalteanlage müssen nicht addiert werden, da nach dem Ansprechen des Sicherheitsventils ein Druckrückgang auf $p_{V, \max}$ nicht nachteilig ist. Nach Abschluß darf dann unter Ausschöpfen der Regelungstoleranz Δp_{Re} der Druck auf maximal $p_{V, \max} + \Delta p_{Re}$ wieder ansteigen. Die Berechnung wird im Beispiel des Abschnitts 5.2.4. gezeigt.

Für die Festlegung der Grenzwerte im Rücklauf-Netzteil kann man in der Regel davon ausgehen, daß die Temperatur unter 100°C liegt. Aus Gründen der Sicherheit bezüglich der erfaßten Größen und zur Vermeidung von Unterdruck wird der Absolutwert

$$p_{R, \min, \text{zul}} = 0,15 \text{ MPa} \quad (5.2.-6)$$

festgelegt. Der normative, minimale Rücklaufdruck ergibt sich dann unter Addition der Regelabweichung zu

$$p_{R, \min} = 0,15 \text{ MPa} + \Delta p_{Re} \quad (5.2.-7)$$

Wird mit Wärmespeicherung im Netzurücklauf gearbeitet, so liegen die Temperaturen meistens über 100 °C. Es ist dann das $p_{R, \min}$, ausgehend vom Sättigungszustand für $t_{R, \max}$ unter Einbeziehen der Temperaturregelabweichung Δt_{Re} — analog zu Gl. (5.2.-5) —, zu bestimmen.

Der maximale Rücklaufdruck darf theoretisch $p_{V, \max}$ entsprechen. Eine Zusammenstellung der abgeleiteten Größen ist im Bild 5.2.-1 gegeben.

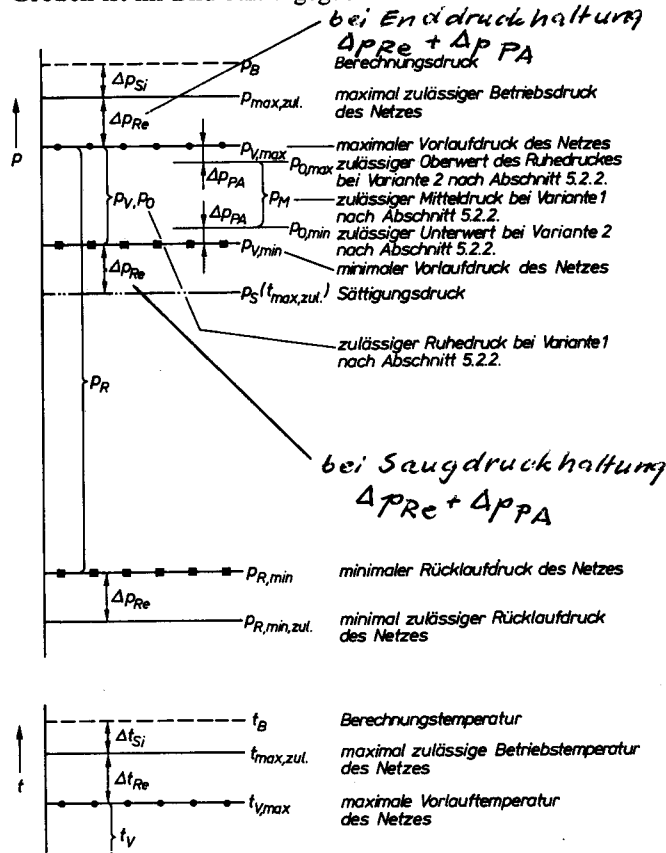


Bild 5.2.-1
Zusammenhang zwischen Berechnungsgrößen, Betriebsgrößen und Toleranzen

5.2.2. Dynamische Druck- und Temperaturparameter

Die sich während des Anlagenbetriebes einstellenden Druck- und Temperaturparameter p_V , p_R sowie t_V sind im Normalfall nicht mit den Grenzwerten identisch. Als zulässige Betriebsbereiche folgen:

$$p_{V, \min} < p_V < p_{V, \max} \quad (5.2.-8)$$

$$p_{R, \min} < p_R < p_{V, \max} \quad (5.2.-9)$$

$$t_V < t_{V, \max} \quad (5.2.-10)$$

Sie sind im Bild 5.2.-1 gekennzeichnet. Im Sonderfall der Rücklaufaufheizung ist noch $t_R < t_{R, \max}$ zu beachten. Die Werte $p_{V, \min}$ und $p_{V, \max}$ stellen auch die Grenzwerte für die Druckhaltung dar. Dabei ist es zunächst gleichgültig, ob es sich um eine statische Druckauflastung mit relativ großer, betriebsbedingter Schwankungsbreite oder um einen eng begrenzten Druckbereich einer dynamischen Druckhaltung handelt. In jedem Fall muß auch der Ruhedruck p_0 , d. h. der Druck, der sich bei Stillstand der Umwälzpumpen einstellt, mindestens innerhalb dieser Grenzen liegen.

Ein diffiziles Problem besteht in der Frage, inwieweit dynamische Druckschwankungen infolge von hydraulischen Schaltvorgängen, des Ausfalls der Umwälzpumpen u. ä. Berücksichtigung finden sollten. Die technisch eleganteste Lösung ist zweifellos das weitestgehende Vermeiden der Druckstöße durch entsprechende konstruktive Vorkehrungen und Betriebsweisen. Grundprinzip sind langsame Mengenstromveränderungen. Dies kann bei Absperrorganen durch entsprechend lange Schließ- und Öffnungszeiten (gegebenenfalls durch Intervallbetätigungen), durch Anordnung von kleineren Bypassarmaturen, die zeitverzögert geschlossen werden, durch Einsatz von Armaturen mit günstiger Schließcharakteristik, z. B. Ringkolbenventile, oder durch ein bewußtes Herunterfahren der Umwälzmenge, anschließende Betätigung der Armatur und nachfolgendes Wiederherstellen des Vollastbetriebes erfolgen. Derartige Betriebsmanöver lassen sich mit drehzahlgeregelten Pumpen besonders günstig realisieren. Als unbeeinflussbarer Störfall verbleibt noch der plötzliche Ausfall der Umwälzpumpe. Man sollte mehrstufige Pumpen deshalb möglichst im Nebenschluß anordnen und eine durchgehende, geradlinige Verbindung von der Saug- zur Druckseite mit eingebauter Rückschlagsklappe herstellen. Der Querschnitt sollte den Saugquerschnitten der gleichzeitig betriebenen Umwälzpumpen entsprechen.

Weiterhin wirken trägheitsarm arbeitende Druckhalteanlagen — dazu gehören statische Druckhaltungen — druckstoßmindernd. Ausführliche theoretische und praktische Untersuchungen werden in [26], [27] und [29] mitgeteilt.

Infolge des starken Abbremsens der Wasserförderung am Einbauort der Pumpe baut sich ein großer Druck im Saugstutzen auf, während sich im Pumpendruckstutzen ein starker Druckabfall einstellt. Beide Druckänderungen pflanzen sich im Wärmenetz als Longitudinalwellen mit großer Geschwindigkeit fort. Sie berechnen sich nach [28] zu

$$a = \sqrt{\frac{1}{\rho_w \left(\frac{1}{E_w} + \frac{d}{s} \frac{1}{E_R} \right)}} \quad (5.2.-11)$$

E_w Elastizitätsmodul des Wassers
 $E_w = (2484 - 3,76t - 0,0148t^2)$ MPa
für $50^\circ\text{C} \leq t \leq 200^\circ\text{C}$

E_R Elastizitätsmodul des Rohres
 $E_R = (2,078 \cdot 10^5 - 84,08t)$ MPa
für $50^\circ\text{C} \leq t \leq 200^\circ\text{C}$

d Rohrrinnendurchmesser

s Rohrwanddicke

b Faktor zur Berücksichtigung der Rohrlagerung und der Systemgestalt, für mögliche Längsdehnung gilt $b \approx 0,85$.

Für praktische Bedingungen ergeben sich Werte zwischen $a = 1000$ und 1400 m/s.

Wie die Druckschwingungen verlaufen, sich fortpflanzen und gedämpft werden, hängt vom Rohrsystem und von den eingebauten Armaturen ab. Der mittlere Druckverlauf wird hauptsächlich von der installierten Druckhaltung beeinflusst. Entscheidend sind die maximalen Volumenströme, die zwischen Netz und Druckhalteein-

richtung infolge von Druckänderungen im Netz fließen können, und die auftretenden Reaktionszeiten.

Die hydrodynamisch bedingte Ausgleichsmenge für ein Netz, das einer zeitlichen Druckänderung $\Delta p/\Delta\tau$ unterworfen wurde, läßt sich bei Vernachlässigung temperaturbedingter Volumenänderungen und der Leckverluste gemäß nachfolgender Ableitung berechnen: Bei einer Druckänderung folgt auf Grund der Elastizität der Rohrleitung eine Volumenänderung von

$$\Delta V_R = V_{R,2} - V_{R,1} = V_{R,1} \frac{d}{s} \frac{b}{E_R} (p_2 - p_1), \quad (5.2.-12)$$

d. h., eine Drucksteigerung bewirkt eine Vergrößerung des Rohrvolumens V_R und umgekehrt. Gleichzeitig führt die Druckänderung zu einer Volumenänderung des Wassers V_w nach der Beziehung

$$\Delta V_w = V_{w,2} - V_{w,1} = -V_{w,1} \frac{1}{E_w} (p_2 - p_1). \quad (5.2.-13)$$

Dabei resultiert aus einer Drucksteigerung eine Verringerung des Wasservolumens und umgekehrt.

Das auszugleichende Volumen beträgt somit

$$V_{R,2} - V_{w,2} = V_{R,1} \left[1 + \frac{d}{s} \frac{b}{E_R} (p_2 - p_1) \right] - V_{w,1} \left[1 - \frac{1}{E_w} (p_2 - p_1) \right]. \quad (5.2.-14)$$

Geht man davon aus, daß zu Beginn der Druckänderung die Rohrleitung vollkommen mit Wasser gefüllt war, so gilt $V_{R,1} = V_{w,1} = V_1$. Somit folgt

$$V_{R,2} - V_{w,2} = V_1 \left(\frac{1}{E_w} + \frac{d}{s} \frac{b}{E_R} \right) (p_2 - p_1). \quad (5.2.-15)$$

Handelt es sich um ein Rohrsystem, welches beispielsweise aus verschiedenen Durchmessern besteht und mit Wasser verschiedener Temperatur gefüllt ist, so muß eine genaue Berechnung abschnittsweise, d. h. entsprechend den zugehörigen Volumina, vorgenommen werden. Zusammenfassend gilt

$$\Delta V = \sum_{i=1}^n (V_{R,2} - V_{w,2})_i = \sum_{i=1}^n V_{1,i} \left(\frac{1}{E_w} + \frac{d}{s} \frac{b}{E_R} \right)_i (p_2 - p_1)_i. \quad (5.2.-16)$$

Bei Ausfall der Umwälzpumpe existieren bezüglich der Wirkungsweise der Druckhalteanlagen zwei Grenzfälle: Variante 1: kein sofortiger Volumenausgleich
Variante 2: sofortiger, trägheitsloser Volumenausgleich. Im weiteren werden diese beiden Grenzfälle näher untersucht.

1. Nach dem Pumpenausfall bildet sich rasch der systemeigene Mitteldruck p'_M aus. Da weder zu- noch abgespeist wird ($\Delta V = 0$), liefert Gl. (5.2.-16) für den sich neu einstellenden Druck p_2 , der identisch mit p'_M ist:

$$p'_M = \frac{\sum_{i=1}^n V_{1,i} p_{1,i} \left(\frac{1}{E_w} + \frac{d}{s} \frac{b}{E_R} \right)_i}{\sum_{i=1}^n V_{1,i} \left(\frac{1}{E_w} + \frac{d}{s} \frac{b}{E_R} \right)_i}. \quad (5.2.-17)$$

Setzt man die Klammerausdrücke näherungsweise gleich, so erhält man die vereinfachte Berechnungsgleichung

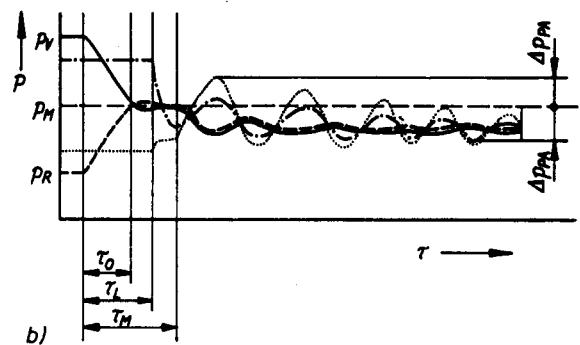
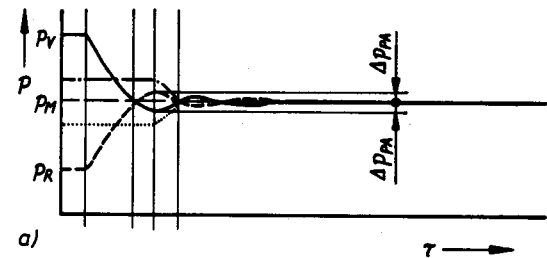
$$p'_M = \frac{\sum_{i=1}^n V_{1,i} p_{1,i}}{\sum_{i=1}^n V_{1,i}}. \quad (5.2.-18)$$

Wird die getrennte Summation nur über den Vorlauf- und Rücklaufabschnitt V_V und V_R vorgenommen, so kann man Gl. (5.2.-18)

$$p'_M = \frac{V_V p_V + V_R p_R}{V_V + V_R} \quad (5.2.-19)$$

schreiben. Unter den Vorlauf- und Rücklaufdrücken p_V und p_R sind die jeweiligen Mittelwerte zu verstehen. Die Vereinfachung $V_V = V_R$ führt schließlich zu einer groberen Näherung, die jedoch wegen der einfachen Handhabung vielfach benutzt wird. Sie lautet

$$p'_M = \frac{p_V + p_R}{2}. \quad (5.2.-20)$$



Kennzeichnung der Druckverläufe
 Einbauort der Pumpe Netzende
 — Vorlauf - - - Vorlauf
 - - - Rücklauf ····· Rücklauf

Bild 5.2.-2
 Druckausgleichsvorgang bei Ausfall der Umwälzpumpe und symmetrischer Mitteldruckhaltung
 a) Idealfall; b) Rücklauf mit Gaseinschlüssen; Druckhaltung arbeitet trägheitsbehaftet

Im Bild 5.2.-2 ist eine Idealisierung des Druckausgleichsvorgangs nach [26] aufgezeichnet. Die zugehörigen Definitionen lauten:

- τ_0 Auslaufzeit der Pumpen, d. h. Zeit, bis sich die Förderhöhe Null einstellt ($\tau_0 \approx 5 \dots 10$ s)
- τ_L Zeit bis zum Eintreffen der Druckwelle am Netzende mit dem Abstand L ($\tau_L = L/a$)
- τ_M Zeit bis zum Erreichen des Mitteldrucks ($\tau_M \approx (1 \dots 2) L_{max}$ in s und größte Trassenlänge L_{max} in km).

Die durch die Druckwellen bei Pumpenausfall verursachte größte Abweichung vom Mitteldruck Δp_{PA} braucht nur bei der Festlegung des Mitteldrucks beachtet zu werden. Der zulässige Bereich ist im Bild 5.2.-1 ergänzend eingetragen.

Der sich zunächst einstellende, systemeigene Mitteldruck p'_M kann beträchtlich von den Werten nach den Gln. (5.2.-17) bis (5.2.-20) abweichen, wenn sich Gaseinschlüsse im Rohrleitungssystem befinden. Der Einfluß ist von der Größe des Gasvolumens im Vor- und Rücklauf (V_{GV} und V_{GR}) und dem dort vorhandenen Systemdruck p_V und p_R abhängig. Läßt man der Einfachheit halber die Elastizität des Rohrsystems sowie des Wassers unberücksichtigt und schließt weiterhin eine Kompensation der Volumendifferenz durch die Druckhalteanlage während der ersten Sekunden aus, so ergibt sich nach dem BOYLESchen Gesetz ein Mitteldruck von

$$p'_M = p_V \frac{V_{GV}}{V_{GV} + V_{GR}} + p_R \frac{V_{GR}}{V_{GV} + V_{GR}} \quad (5.2.-21)$$

Würden beispielsweise bei $p_V = 1 \text{ MPa}$ $V_{GV} = 0,2 \text{ m}^3$ und bei $p_R = 0,3 \text{ MPa}$ $V_{GR} = 0,4 \text{ m}^3$ Gas eingeschlossen sein, folgte $p'_M = 0,53 \text{ MPa}$. Demgegenüber liefert Gl. (5.2.-20) $p'_M = 0,65 \text{ MPa}$.

Diese Ergebnisse zeigen, welch großen Einfluß Gasansammlungen in Rohrsystemen auf die Ausbildung des systemeigenen Mitteldrucks nehmen. Besonders gefährlich sind die Gaseinschlüsse im Rücklauf, da diese den Mitteldruck gegenüber dem arithmetischen Wert herabsetzen, wodurch Ausdampfung auftreten kann. Im Bild 5.2.-2 wird ein praktisch möglicher Druckverlauf bei vorhandenen Gaseinschlüssen gezeigt.

Da die reale Ermittlung des Gasvolumens und des jeweiligen Drucks im Betriebszustand ohnehin kaum möglich ist, hat es auch wenig Sinn, die Gln. (5.2.-17) und (5.2.-21) zu kombinieren, wie dies eigentlich die Theorie erforderte.

- Bei vollkommen trägheitslosem Druck- und Volumenausgleich ergeben sich bei Pumpenausfall Druckschwingungen um den von der Druckhalteanlage aufgeprägten Druck, welcher gleichzeitig den Ruhedruck p_0 darstellt. Eine gleichfalls idealisierte Darstellung nach [26] gibt Bild 5.2.-3 wieder. Stellt der Ruhedruck p_0 einen Druckoberwert oder -unterwert dar, so müssen die maximalen Druckschwankungen bei der Festlegung dieses Ruhedrucks Beachtung finden. Die zulässigen Grenzwerte $p_{0, \max}$ bzw. $p_{0, \min}$ sind ebenfalls im Bild 5.2.-1 ergänzt worden.

Selbstverständlich werden in der Praxis die besprochenen zwei Varianten nicht in der dargestellten Reinheit vorkommen, da die Druckhalteanlagen in der Regel für die lastbedingten Zuspese- bzw. Abspeisemasseströme ausgelegt und dementsprechend auch während der instationären Druckvorgänge wirksam sind. Als relevanter Parameter zur Einordnung praktischer Anlagen zwischen den behandelten Extremfällen wäre der Quotient \dot{V}_{Dh}/V_N (maximaler Zuspese- bzw. Abspeisestrom der Druckhalteanlage zum Netzinhalt) charakteristisch. Da darüber

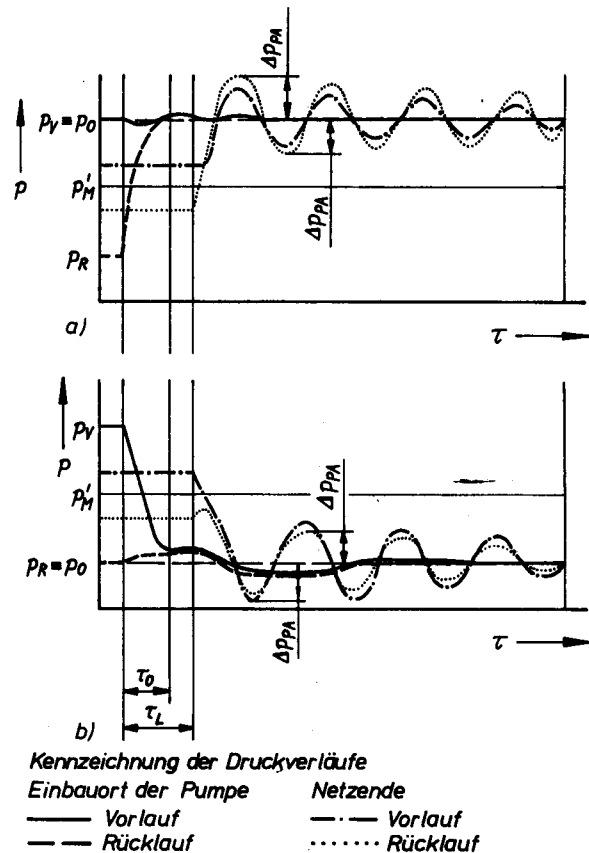


Bild 5.2.-3

Druckausgleichsvorgang bei Ausfall der Umwälzpumpe und trägheitslos arbeitender Druckhalteanlage

a) Ruhedruck entspricht dem Vorlaufdruck (Enddruckhaltung); b) Ruhedruck entspricht dem Rücklaufdruck (Saugdruckhaltung)

quantitative Aussagen noch nicht vorliegen, sind nur qualitative Betrachtungen möglich.

Die konventionellen dynamischen Druckhaltungen (Druckdiktierung) mit symmetrischem Mitteldruck ($p_M \equiv p_0$) entsprechen in guter Näherung der Variante 1 und der Druckverlauf somit dem Bild 5.2.-2. Bei Lösungen mit $p_M \neq p_0$ stellt sich zunächst der Mitteldruck ein, und danach folgt je nach Kapazität der Druckhalteeinrichtung und des zu überwindenden Differenzdrucks der Angleichvorgang. In [26] wird für die dazu erforderliche Zeitdauer τ_{M0} die experimentell ermittelte Approximation

$$\tau_{M0} = 0,64 \cdot 10^{-3} |p_M - p_0| \frac{V_N}{\dot{V}_{Dh}} \text{ in s} \quad (5.2.-22)$$

mit dem Differenzdruck $|p_M - p_0|$ in MPa, dem Netzinhalt in m^3 und dem Zuspese- bzw. Abspeisestrom in m^3/s angegeben. Der genannte Druckausgleichsvorgang ist im Bild 5.2.-4 beispielhaft dargestellt.

Konventionelle statische Druckhaltesysteme mit geringem hydraulischem Widerstand der Ausgleichsleitung und großvolumigem dampf- oder gasbeaufschlagtem Ausdehnungsgefäß kommen der Variante 2 und der Druckverlauf dem Bild 5.2.-3 nahe. Bei den praktisch ausgeführten Druckhalteanlagen — vor allem, wenn die Ausgleichsleitung zu den Ausdehnungsgefäßen nur nach den thermisch bedingten Volumenänderungen ([45]) bemessen wurde — wird sich bei Ausfall der Umwälzpumpe nicht sofort der Ruhedruck einstellen. Es ist ein

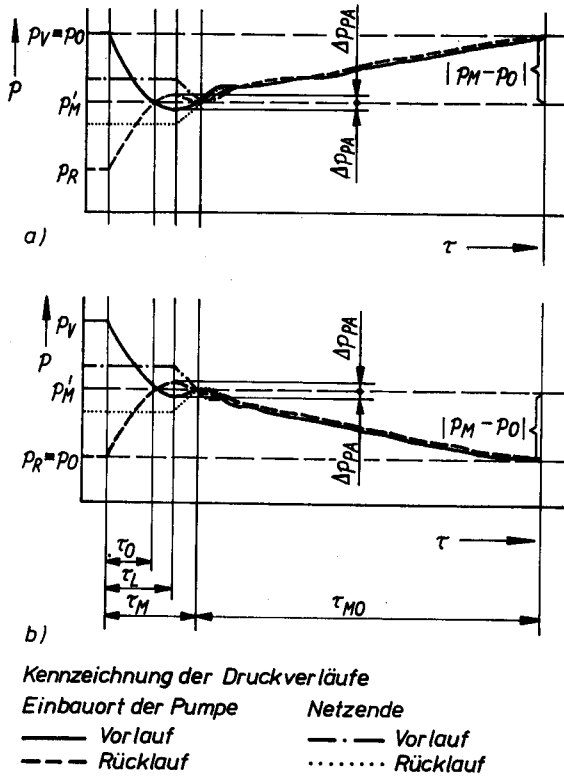


Bild 5.2.-4
Druckausgleichsvorgang bei Ausfall der Umwälzpumpe und träge arbeitender Druckhalteanlage
a) Ruhedruck entspricht dem Vorlaufdruck (Enddruckhaltung);
b) Ruhedruck entspricht dem Rücklaufdruck (Saugdruckhaltung)

Mittelwert zwischen systemeigenem Mitteldruck und Ruhedruck zu erwarten, wobei sich mit zunehmender Zeit diese Grundkurve dem Ruhedruck nähert. Die eventuellen Druckschwingungen, die dieser Grundkurve überlagert sind, überschreiten dadurch den Ruhedruck nur gering oder überhaupt nicht. Eine in [29] angegebene Messung instationärer Druckverläufe in einem Netz mit 105 MW Übertragungsleistung ist im Bild 5.2.-5 auszugswise wiedergegeben.

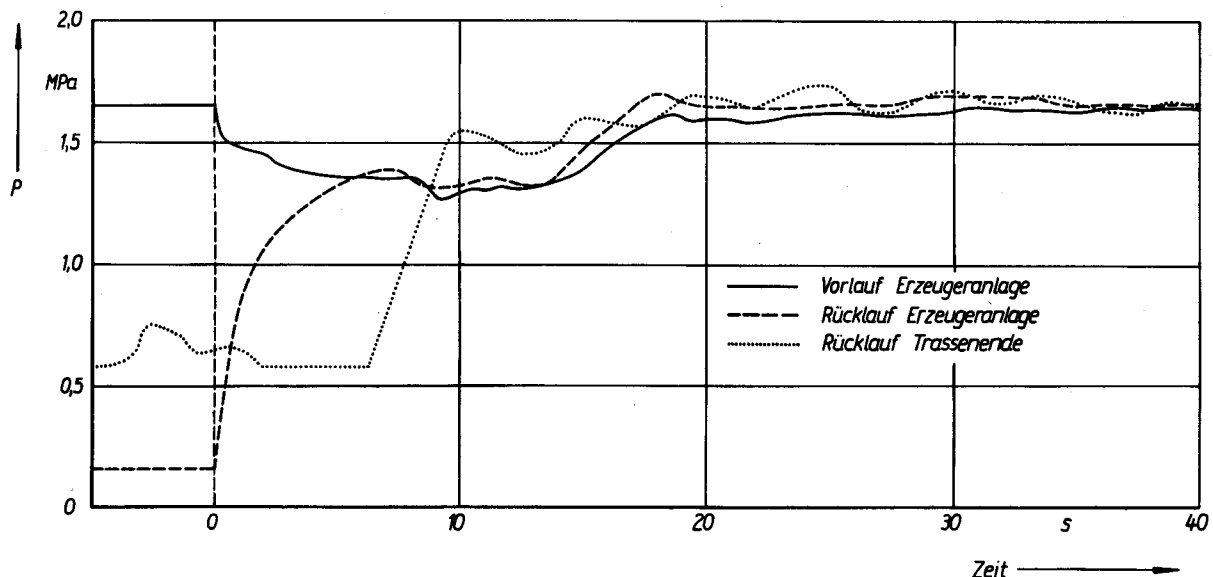


Bild 5.2.-5
Gemessener Druckverlauf bei Ausfall der Umwälzpumpe und statischer Enddruckhaltung

5.2.3. Vereinfachte Festlegung der Grenzwerte

Da die Netze im Anwenderbereich relativ klein sind (in der Regel $V_N < 1000 \text{ m}^3$; in Sonderfällen $1000 \text{ m}^3 < V_N < 5000 \text{ m}^3$), zur Umwälzung des Heizmediums üblicherweise nur einstufige Kreiselpumpen eingesetzt werden und die Druckhaltesysteme stets trägheitsbehaftet arbeiten, seien in Anlehnung an [24] und [25] folgende Zuschläge empfohlen:

V_N m^3	Δp_{Re} MPa	$\Delta p_{Re} + \Delta p_{PA}$ MPa
< 1000	0,03	0,03
1000 ... 5000	0,03	0,06

Diese Aussagen sollen nicht bedeuten, daß der Zuschlag für instationäre Druckverläufe bei Pumpenausfall $\Delta p_{PA} = 0$ bzw. 0,03 MPa beträgt, sondern, daß keine einfache Addition der Störfälle (Abweichung der Druckregelgröße Δp_{Re} und Druckstoß bei Pumpenausfall Δp_{PA}) vorgenommen wird. Damit können die ursprünglich festgelegten Druckgrenzwerte — allerdings bei veränderter Interpretation — Verwendung finden.

5.2.4. Beispiel

Ein Netz mit einem Füllvolumen von $V_N = 250 \text{ m}^3$ soll mit einer statischen Druckhaltung (Gaspolster) verbunden sein. Der Berechnungsdruck beträgt $p_B = 1,3 \text{ MPa}$. Für die Berechnungstemperatur gilt $t_B = 150 \text{ °C}$ und für die normative, maximale Betriebstemperatur $t_{v,max} = 130 \text{ °C}$. Das zu installierende Sicherheitsventil führt bei voller Abblaseleistung zu einem Druckanstieg vor dem Ventilsitz, der dem 1,05fachen Ansprechdruck p_A entspricht. Es schließt bei $0,90 p_A$.

Für den Vorlaufdruck ist der praktisch mögliche Bereich zu bestimmen.

Lösung

Der minimal erforderliche Vorlaufdruck berechnet sich aus Gl. (5.2.-5):

$$p_{V, \min} = p_s(130 \text{ °C} + 5 \text{ K}) + 0,03 \text{ MPa} = 0,34 \text{ MPa} .$$

Es handelt sich dabei um den Absolutdruck.

Die Temperaturdifferenz beträgt

$$\Delta t_{Si} + \Delta t_{Re} = t_B - t_{V, \max} = (150 \text{ °C} - 130 \text{ °C}) = 20 \text{ K} .$$

Dieser Wert ist völlig ausreichend, da er die Mindestforderung von 5 K beträchtlich übersteigt.

Zur Ermittlung des maximalen Vorlaufdrucks $p_{V, \max}$ wird Bezug auf Bild 5.2.-1 genommen. Bei p_B muß das Sicherheitsventil ansprechen. Somit gilt

$$p_A = p_B = 1,3 \text{ MPa} = 1,2 \text{ MPa } \ddot{U} ,$$

wenn man berücksichtigt, daß der Ansprechdruck üblicherweise als Überdruck angegeben wird. Der Druck bei voller Öffnung des Ventils darf gemäß den meisten Vorschriften bis zu 10% über dem Berechnungsdruck p_B — gemessen in MPa \ddot{U} — liegen. Der angegebene Wert von 5% bereitet somit keine Probleme. Der maximale Öffnungsdruck beträgt

$$p_{\text{Off}} = 1,05 \cdot 1,2 \text{ MPa } \ddot{U} = 1,26 \text{ MPa } \ddot{U} = 1,36 \text{ MPa} .$$

Das Sicherheitsventil schließt bei

$$p_{\text{Sch}} = 0,9 \cdot 1,2 \text{ MPa } \ddot{U} = 1,08 \text{ MPa } \ddot{U} = 1,18 \text{ MPa} .$$

Dieser Wert soll gleich oder größer dem maximalen Vorlaufdruck sein:

$$p_{V, \max} \leq 1,18 \text{ MPa} .$$

Die Ergebnisse sind im Bild 5.2.-6 veranschaulicht.

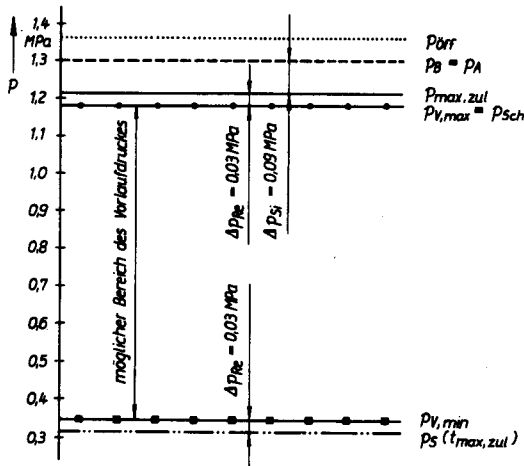


Bild 5.2.-6

Grafische Zusammenstellung der im Beispiel 5.2.4. gegebenen Berechnungs- und ermittelten Betriebsdrücke sowie der Toleranz- und Betriebsbereiche

Aus den berechneten Drücken folgen die Differenzen

$$\begin{aligned} \Delta p_{Si} + \Delta p_{Re} &= p_B - p_{V, \max} \\ &= (1,3 - 1,18) \text{ MPa} = 0,12 \text{ MPa} . \end{aligned}$$

Bei einer Regelungstoleranz von $\Delta p_{Re} = 0,03 \text{ MPa}$ ist damit der Sicherheitszuschlag $\Delta p_{Si} = 0,09 \text{ MPa}$ am Einbaupunkt des Sicherheitsventils zu wählen.

Der im Abschnitt 5.2.1. gegebene Mindestwert $\Delta p_{Si} + \Delta p_{Re} \geq 0,05 \text{ MPa}$ wird überschritten.

5.3. Belastungen der Druckhalteanlagen

Die Aufgabe der Druckhalteanlage ist es, die Volumenkompensation des Netzinhaltswassers so durchzuführen, daß die Ruhe- und Betriebsdrücke stets innerhalb der zulässigen Grenzen liegen. Dies geschieht durch geregeltes Zu- und Abspeisen. Die Volumenänderungen sind die Folge von Druck- und Temperaturänderungen des Netzwassers sowie von Leckverlusten.

Quantitative Kennwerte für eine Druckhalteanlage sind: *Ausdehnungsvolumen* ΔV

Es handelt sich dabei um das maximale Differenzvolumen, das beim Aufheizen der kalten Anlage bis zur maximalen Betriebstemperatur abgespeist und in Ausdehnungsgefäßen bis zum Abheizvorgang deponiert wird. *Zuspeise- und Abspeiseströme* $\dot{V}_{Zu}, \dot{V}_{Ab}$ Für die Bemessung der Rohrquerschnitte, der Stellventile und der Pumpen sind vor allem die maximalen Volumenströme interessant.

Druckverhältnis π

Es wird der Quotient aus den *absoluten* Drücken, die minimal bzw. maximal im Ausdehnungsgefäß statischer Druckhaltungen auftreten dürfen, gebildet:

$$\pi = \frac{p_{AG, \min}}{p_{AG, \max}} . \tag{5.3.-1}$$

5.3.1. Maximale Volumenänderung

Die entscheidende Volumenänderung wird durch Temperaturänderungen im Wärmenetz bewirkt. Außerdem treten noch Volumenänderungen infolge von Druckänderungen auf [vgl. Gl. (5.2.-16)]. Zusammenfassend gilt für ein Netz, wobei entsprechend den Temperatur- und Druckänderungen abschnittsweise vorzugehen ist:

$$\begin{aligned} \Delta V &= \sum_{i=1}^n V_{1,i} \left[(\alpha_R - \alpha_w)_i (t_2 - t_1)_i \right. \\ &\quad \left. + \left(\frac{1}{E_w} + \frac{d}{s} \frac{b}{E_R} \right)_i (p_2 - p_1)_i \right] . \end{aligned} \tag{5.3.-2}$$

Dabei bedeuten außer den Größen, die bereits als Legende zu Gl. (5.2.-11) beschrieben wurden:

α_R kubischer Wärmeausdehnungskoeffizient des Stahlrohres

$$\alpha_R \approx 3,6 \cdot 10^{-5} \text{ K}^{-1}$$

α_w thermischer Ausdehnungskoeffizient des Wassers nach

$$\alpha_w = (4,5 + 0,916 t_m - 1,9 \cdot 10^{-3} t_m^2) 10^{-5} \text{ K}^{-1}$$

für $30 \text{ °C} \leq t_m \leq 150 \text{ °C}$

t_m mittlere Temperatur während der Änderung

$$t_m = 0,5(t_1 + t_2) .$$

Um die Größen der einzelnen Glieder abschätzen zu können, werden folgende Zustandsänderungen betrachtet:

$$\begin{aligned} t_1 &= 10 \text{ °C}; & t_2 &= 100 \text{ °C}; \\ p_1 &= 0,1 \text{ MPa}; & p_2 &= 1 \text{ MPa} \end{aligned}$$

$$\alpha_R \Delta t = 3,6 \cdot 10^{-5} \cdot 90 = 0,003$$

$$\alpha_w \Delta t = (4,5 + 0,916 \cdot 55 - 1,9 \cdot 10^{-3} \cdot 55^2) 10^{-5} \cdot 90 = 0,044$$

$$\frac{1}{E_w} \Delta p = (2484 - 3,76 \cdot 55 - 0,0148 \cdot 55^2)^{-1} \cdot 0,9 = 0,0004$$

$$\frac{d}{s} \frac{b}{E_R} \Delta p = \frac{209}{5} 0,85(2,078 \cdot 10^5 - 84,08 \cdot 55)^{-1} \cdot 0,9 = 0,0002$$

Die Bewertung der Ergebnisse zeigt, daß für die Bemessung der Druckhalteanlage nur die temperaturbedingte Volumenänderung des Wassers entscheidend ist. Die Volumenänderung der Stahlrohre stellt dann eine zusätzliche Reserve in der Berechnung dar, da die Volumenänderungen von Stahl und Wasser in gleicher Richtung wirken.

Für praktische Berechnungen wird der Term schrittweise übergeführt in

$$V \alpha_w \Delta t = V \frac{dv}{dt} \frac{1}{v} \Delta t = m \frac{dv}{dt} \Delta t = m \frac{\Delta v}{\Delta t} \Delta t = m \Delta v = m[v(t_2) - v(t_1)] \quad (5.3.-3)$$

m Wassermasse im Anlagenteil
 v spezifisches Volumen des Wassers .

Es ist üblich, die Ausdehnungsmenge mit positivem Vorzeichen zu bewerten. Bei genauer Berechnung sind die Systemelemente mit den dort maximal vorhandenen Betriebstemperaturen einzeln zu betrachten. Somit gilt

$$\Delta V = \sum_{i=1}^n m_i [v(t_{\max})_i - v(t_{\min})_i] \quad (5.3.-4)$$

Das spezifische Volumen kann Bild 5.3.-1 entnommen oder nach der Näherungsgleichung $v = (0,9979 + 0,000099t + 0,000003444t^2) 10^{-3}$ in m^3/kg für $30^\circ C \leq t \leq 180^\circ C$ (5.3.-5) berechnet werden, wobei die Druckabhängigkeit vernachlässigt wurde. Der maximale Fehler beträgt 0,1%.

Da die minimale Systemtemperatur $t_{\min} \leq 10^\circ C$ betragen kann, folgt weiter

$$\Delta V = \sum_{i=1}^n m_i \Delta v(t_{\max})_i \quad (5.3.-6)$$

Für Δv können die Werte der Tabelle 5.3.-1 Verwendung finden oder aus Bild 5.3.-1 entnommen werden.

Tabelle 5.3.-1 Differenzen der spezifischen Volumina für Wasser der Temperatur t , bezogen auf $t_0 \leq 10^\circ C$

t in $^\circ C$	80	90	100	110	120	130	140	150
Δv in $10^{-6} m^3/kg$	29	36	43	51	60	70	80	90

Bei kleineren Heizungsanlagen, z. B. für ein Gebäude, genügt es, die Anlagenmasse zusammengefaßt als m_A zu betrachten und Δv für die mittlere Systemtemperatur $[0,5(t_v + t_R)]$ einzusetzen. Die Summation entfällt dann. Bei der Einspeisung über Mischstationen sollte man aus Gründen der Genauigkeit Vorlauf, Rücklauf und Gebäudeanlagen bei der zugehörigen mittleren Systemtemperatur jeweils getrennt betrachten.

Die Volumenänderung ΔV_v , die sich nach plötzlichem Stillstand eines aufgeheizten Netzes im Zeitraum 0 bis τ ergibt, kann gemäß Abschnitt 5.3.2.3. vereinfacht berechnet werden. Selbstverständlich ist die Ermittlung auch

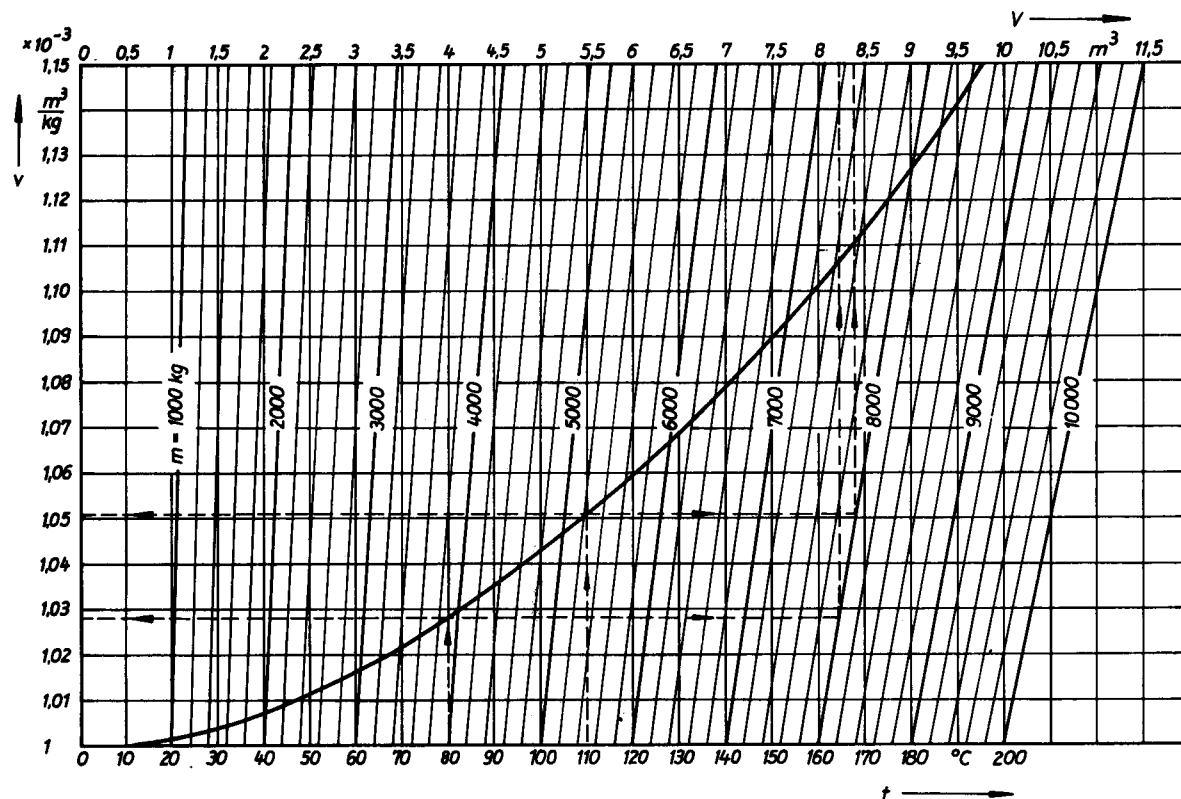


Bild 5.3.-1 Spezifisches Volumen des Wassers v in Abhängigkeit von der Temperatur und erforderliches Ausgleichsvolumen bei Temperaturänderungen
 Beispiel: 8000 kg Wasser kühlen sich von $110^\circ C$ auf $80^\circ C$ ab. Wie groß ist die Volumenänderung?
 a) $\Delta V = (1,051 - 1,028) 10^{-3} \cdot 8000 m^3 = 0,184 m^3$; b) $\Delta V = (8,4 - 8,22) m^3 = 0,18 m^3$

nach Kenntnis der Bauteiltemperaturen t_i auf der Grundlage von Gl. (5.3.-6) und anschließender Differenzbildung zum Maximalwert möglich ($\Delta V_r = \Delta V_{r, \max} - \Delta V_r$).

Die Ermittlung der Anlagenfüllung ist bei Neuanlagen unproblematisch, da es in einfacher Weise aus dem vorliegenden Materialauszug berechnet werden kann. Schwierigkeiten gibt es bei bestehenden Anlagen, die anzuschließen sind. In [52] wurden Angaben für den Wasserinhalt von Gebäudeheizungsanlagen veröffentlicht. Es gilt die Beziehung

$$m_G = \underbrace{\dot{Q}_G \mu_R \left(\frac{20}{\Delta t} \right)^R}_{\text{Rohrinhalt}} + \underbrace{\dot{Q}_G \mu_H \left(\frac{60}{\vartheta_V - 0,5 \Delta t} \right)^M}_{\text{Heizkörperinhalt}} \quad (5.3.-7)$$

m_G Wassermasse der Gebäudeanlage in kg

\dot{Q}_G Wärmeleistung in kW

Δt Temperaturspreizung der Anlage in K

ϑ_V Übertemperatur des Vorlaufs in K

Die übrigen Werte sind der Tabelle 5.3.-2 für typische Bauteile zu entnehmen.

Tabelle 5.3.-2 Koeffizienten und Exponenten zur Auswertung der Gl. (5.3.-7)

Wirkprinzip	Netzsystem	Verteilung \dot{Q} kW	μ_R kg/kW	R	
Schwerkraft- heizung	Zweirohr	obere	< 50	5,0	
		untere	< 50	1,2	
Pumpen- heizung	Zweirohr	obere	< 50	2,5	
		untere	< 50	2,0	
	Einrohr	obere	> 50	4,5	0,8
		untere	> 50	4,0	
	Einrohr	obere	> 50	3,5	

Bauart	μ_H kg/kW	M
Gußradiator	8,7	1,33
Stahlblechradiator	11,5	1,33
Plattenheizkörper ohne Sekundärheizfläche	3,2	1,29
Flachheizkörper	1,2	1,26
Konvektorruhe	1,1	1,33
Rippenrohr	4,7	1,33
Glattrohr	10,0	1,25
Strahlplatte	2,6	1,25
Wandluftheizer	0,33	1

5.3.2. Volumenausgleichsströme

In Netzen treten betriebsbedingt sowohl Volumenexpansionen als auch Volumenkontraktionen auf. Verursacht werden diese durch planmäßiges Auf- und Abheizen der Anlage, durch Regelungsvorgänge zur Lastanpassung und durch Auskühlen aufgeheizter Netze bzw. Netzteile bei nachfolgendem Stillstand. Die thermisch bedingten Ausgleichsströme werden von denen zur Deckung der Leckverluste noch überlagert. Die hydraulisch bedingten Volumenänderungen sind so klein, daß sie bei der Bemessung der Druckhalteanlage vernach-

lässigt werden können (vgl. Abschnitt 5.3.1.). Da bei Volumenkontraktion ins Netz nachzuspeisen ist, müssen die Leckmengenströme dazuaddiert werden. Bei Volumenexpansion könnten von den auftretenden Abspeiseströmen die Leckverluste subtrahiert werden. Aus Sicherheitsgründen erfolgt dies jedoch nicht.

Nachfolgend werden die einzelnen Belastungskomponenten untersucht und näherungsweise Berechnungsverfahren angegeben. Exakte Ermittlungen sind durch Einsatz des im Abschnitt 2.4. vorgestellten Rechenprogramms denkbar. Bei entsprechender Erzeuger- und Abnehmersimulation könnte der Temperaturverlauf im Netz berechnet und auf die Wassermasse im System geschlossen werden. Erfolgt dies — wie im Programm vorgesehen — in diskreten Zeitschritten, so folgen die thermisch bedingten Volumenausgleichsströme als modifizierte Differenzenquotienten $\left(\dot{V} = v \frac{\Delta m}{\Delta \tau} \right)$.

5.3.2.1. Leckverluste

Grundsätzlich sollten die Leckverluste durch eine gute Wartung so gering wie möglich gehalten werden. Nach [25] gelten folgende Richtwerte:

für *direkten* Anschluß der Raumheizflächen

$$\dot{V}_L = 120 \cdot 10^{-12} m_{Anl} \quad \text{in m}^3/\text{s} \quad (5.3.-8)$$

für *indirekten* Anschluß der Raumheizflächen

$$\dot{V}_L = 60 \cdot 10^{-12} m_{Anl} \quad \text{in m}^3/\text{s} \quad (5.3.-9)$$

m_{Anl} Anlagenwassermasse in kg.

5.3.2.2. Volumenänderungen infolge Laständerungen bei Betrieb des Netzes

Der zur Kompensation erforderliche Volumenstrom \dot{V} ergibt sich mathematisch als die negative Summe aller Volumenstromänderungen, die zu einem bestimmten Zeitpunkt längs des geschlossenen Heizkreislaufs auftreten. Es gilt

$$\dot{V} = -\oint d\dot{V}. \quad (5.3.-10)$$

Wird ein konstanter Massestrom im Netz umgewälzt, der den Wärmebereitsteller und — zerlegt in beliebig viele Teilströme — alle Abnehmer durchströmt, so berechnet sich der Volumenausgleichstrom zu

$$\dot{V} = -\sum_{i=1}^p \dot{m}_i (v_2 - v_1)_i = -\sum_{i=1}^p \frac{\dot{Q}_i}{c} \left| \left(\frac{dv}{dt} \right)_{m,i} \right| \quad (5.3.-11)$$

\dot{m}_i Massestrom im Anlagenteil i

$(v_2 - v_1)_i$ Differenz des spezifischen Volumens zwischen Aus- und Eintritt des Anlagenteils i

\dot{Q}_i zu- bzw. abgeführter Wärmestrom im Anlagenteil i

Zufuhr: $\dot{Q} > 0$; Abgabe: $\dot{Q} < 0$

c spezifische Wärme

$\left(\frac{dv}{dt} \right)_m$ mittlerer Quotient des spezifischen Volumens bei einer Temperaturänderung im Anlagenteil i .

Die Summe ist über alle Anlagenteile $i = 1 \dots p$ (Rohrteilstrecken und Apparate), in denen Temperaturände-

rungen auftreten, zu bilden. Aus Gl. (5.3.-5) folgen

$$v_2 - v_1 = [99(t_2 - t_1) + 3,444(t_2^2 - t_1^2)] 10^{-9} \text{ in m}^3/\text{kg} \quad (5.3.-12)$$

$$\left(\frac{dv}{dt}\right)_m = [99 + 3,444(t_1 - t_2)] 10^{-9} \\ = [99 + 6,888t_m] 10^{-9} \text{ in m}^3/\text{kg K} \quad (5.3.-13)$$

mit t in °C. Der Wert $(v_2 - v_1)$ kann auch aus Bild 5.3.-1 und der Quotient (dv/dt) aus Tabelle 5.3.-3 entnommen werden. Der Volumenstrom \dot{V} ist positiv bei Zusp eisung und negativ bei Absp eisung. Es gelten folgende Definitionen:

$$\dot{V} > 0: \dot{V}_{Zu} = \dot{V} \\ \dot{V} < 0: \dot{V}_{Ab} = |\dot{V}|. \quad (5.3.-14)$$

Tabelle 5.3.-3 Differentialquotient dv/dt für Wasser

t °C	$\frac{dv}{dt}$ $10^{-6} \text{ m}^3/\text{kg K}$	t °C	$\frac{dv}{dt}$ $10^{-6} \text{ m}^3/\text{kg K}$
30	0,306	110	0,857
40	0,375	120	0,926
50	0,443	130	0,994
60	0,512	140	1,063
70	0,581	150	1,132
80	0,650	160	1,201
90	0,719	170	1,270
100	0,788	180	1,339

Bei Auswertung der Gl. (5.3.-11) sind alle Anlagenteile i , die Aufwärmungs- oder Abkühlungspunkte enthalten, einzubeziehen. Für die technischen Betrachtungen ist es ausreichend, nur die Wärmebereitsteller E und die Abnehmer A zu bilanzieren. Die Rohrleitungen werden dagegen als adiabat betrachtet.

Die weiteren Untersuchungen sind getrennt durchzuführen, so für Netze mit Abnehmern, deren Heizflächen direkt mit der Netzvorlauftemperatur $t_{v,N}$ beaufschlagt werden, und für Netze mit Abnehmern, die eine Beimischung enthalten und somit die Heizflächen mit niedrigerer Temperatur t_M versorgen.

Unter Heizflächen sind die Heizkörper der Gebäudeanlagen oder auch Wärmeübertrager zu verstehen. Andererseits kann es sich bei Mischstationen um Hausanschlußstationen oder aber auch um zentrale Stationen für nachgeschaltete Netzteile handeln.

Temperaturgleicher Anschluß

Ist das Netz so einfach aufgebaut, wie im Bild 5.3.-2 dargestellt, so reduziert sich Gl. (5.3.-11). Mit den im Bild eingetragenen Bezeichnungen gilt

$$\dot{V} = -\dot{m}_E(v_{v,E} - v_{r,E}) - \sum_{i=1}^n \dot{m}_{N,i}(v_{r,N,i} - v_{v,N,i}). \quad (5.3.-15)$$

Bei gleichen Temperaturspreizungen sämtlicher Abnehmer (oder bei Definition eines „Ersatzabnehmers“ für alle n realen Abnehmer) folgt schließlich

$$\dot{V} = -\dot{m}_E[v_{v,E} - v_{r,E}] + (v_{r,N} - v_{v,N}) \\ = \frac{1}{c} \left[-\dot{Q}_E \left(\frac{dv}{dt} \right)_{m,E} + \dot{Q}_A \left(\frac{dv}{dt} \right)_{m,A} \right], \quad (5.3.-16)$$

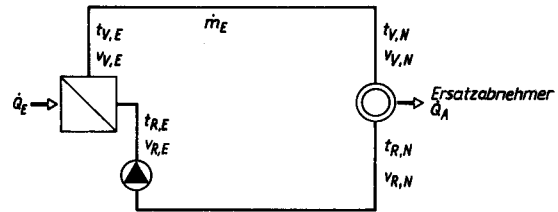
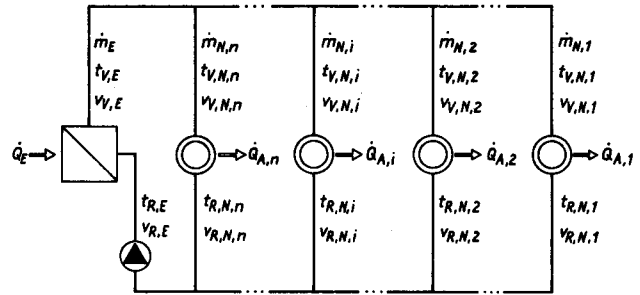


Bild 5.3.-2 Prinzipschaltbild eines Netzes mit n temperaturgleichen Abnehmeranschlüssen und Reduzierung auf einen Ersatzabnehmer

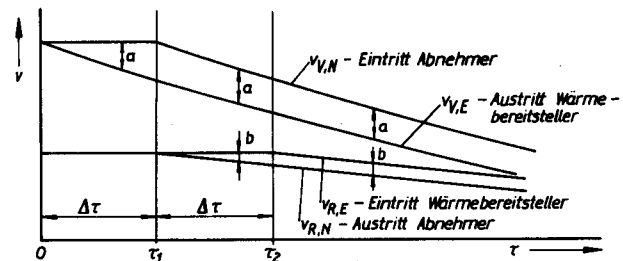


Bild 5.3.-3 Zeitlicher Verlauf der spezifischen Volumina am Wärmebereitsteller und am Abnehmer während eines Abfahrvorgangs

wobei der im Wärmebereitsteller zugeführte Wärmestrom \dot{Q}_E und der im Abnehmer übertragene Wärmestrom \dot{Q}_A stets positiv einzusetzen sind.

Der zeitliche Verlauf des spezifischen Volumens an markanten Netzstellen ist im Bild 5.3.-3 beispielhaft für einen Abfahrvorgang dargestellt. So wird die Veränderung des spezifischen Volumens am Austritt des Wärmeübertragers im Verbraucherschwerpunkt erst wirksam nach der Zeit

$$\Delta\tau \approx \frac{m_{Anl}}{2\dot{m}_E} \quad (5.3.-17)$$

m_{Anl} Anlagenwassermasse
 \dot{m}_E umgewälzter Massestrom.

Anmerkung

Im Abschnitt 2. wurden die Totzeit τ , und die Zeitverschiebung $\Delta\tau_N$ ermittelt. Die Zeitdifferenz $\Delta\tau$ ist inhaltlich identisch mit der Summe $(\tau + 0,5 \Delta\tau_N)$. Ist diese bekannt, so sollte wegen der größeren Genauigkeit auch diese Verwendung finden.

Auf Grund der Transportzeit sind die Kurven $v_{v,E}$ (Wärmebereitstelleraustritt) und $v_{v,N}$ (Abnehmereintritt) um $\Delta\tau$ verschoben. Sie verlaufen äquidistant zueinander. Als Näherung wird angenommen, daß die Parameteränderung am Abnehmereintritt momentan zur Parameteränderung am Abnehmeraustritt führt. Diese wird letztlich wieder nach dem Zeitintervall $\Delta\tau$ an der Einspeisestelle wirksam, woraus die Verschiebung der Kurven $v_{r,N}$ und $v_{r,E}$ resultiert. Die Schwierigkeit bei Aus-

wertung der Gl. (5.3.-16) besteht in der Berechnung des spezifischen Volumens am Abnehmeraustritt $v_{R,N}$ als Funktion von $v_{V,N}$.

Für die häufigsten Auslegungsfälle eines Heiznetzes 110 °C/70 °C und 90 °C/70 °C sind die zu jedem $v_{V,N}$ gehörigen $v_{R,N}$ aus Bild 5.3.-4 ablesbar. Derartige Diagramme können aufgestellt werden, wenn zu jeder Eintrittstemperatur eine eindeutig definierte Austrittstemperatur gehört. Weitere Temperaturkurven für Raumheizflächen lassen sich nach Abschnitt 1.1.2.2. ermitteln. Sind die Heizkörperventile mit Thermostaten versehen, dann können die zu den jeweils angebotenen Vorlauftemperaturen gehörenden Rücklauftemperaturen nach Abschnitt 1.1.3.2. berechnet werden.

Bei Beimischstationen entspricht die Netzzücklauftemperatur $t_{R,N}$ der Temperatur des Gebäuderücklaufs. Sie wird bei zusätzlicher Rücklaufauskühlung je nach Massestrom und Belastung weiter abgesenkt ($t_{R,N}^*$). Berechnungshinweise finden sich in den Abschnitten 1.1.3.3. und 1.1.3.5.

Würden als Abnehmer Wärmeübertrager installiert, die beispielsweise Gebäudeheizungen indirekt anschließen, so sind die Rücklauftemperaturen entsprechend dem gewählten Regelungsregime, den Auslegungs- und Belastungsdaten zu ermitteln. Als Berechnungshilfe für diesen speziellen Fall können das im Abschnitt 1.1.3.4. beschriebene Näherungsverfahren oder die in [2] und [49] vorgestellten Rechenprogramme dienen.

Ist der Zusammenhang zwischen den Vorlauf- und Rücklauftemperaturen bekannt, so lassen sich die Diagramme $v_{2V} = f(v_{1V})$ sofort aufstellen. Die Gl. (5.3.-16) kann dann auch grafisch ausgewertet werden. In Verbindung mit Bild 5.3.-3 gilt

$$\dot{V} = \dot{m}_E[(v_{V,N} - v_{V,E}) + (v_{R,E} - v_{R,N})] = \dot{m}_E(a + b) \quad (5.3.-18)$$

Die im Bild 5.3.-4 gewählte Abszisse (Außentemperatur) bietet den Vorteil, daß bei linearem, zeitlichem Abfall der Außentemperatur t_a die Abszissenwerte durch eine Zeitkoordinate in ebenfalls linearer Teilung ersetzt werden können (vgl. Beispiel 1, Abschnitt 5.3.2.7.).

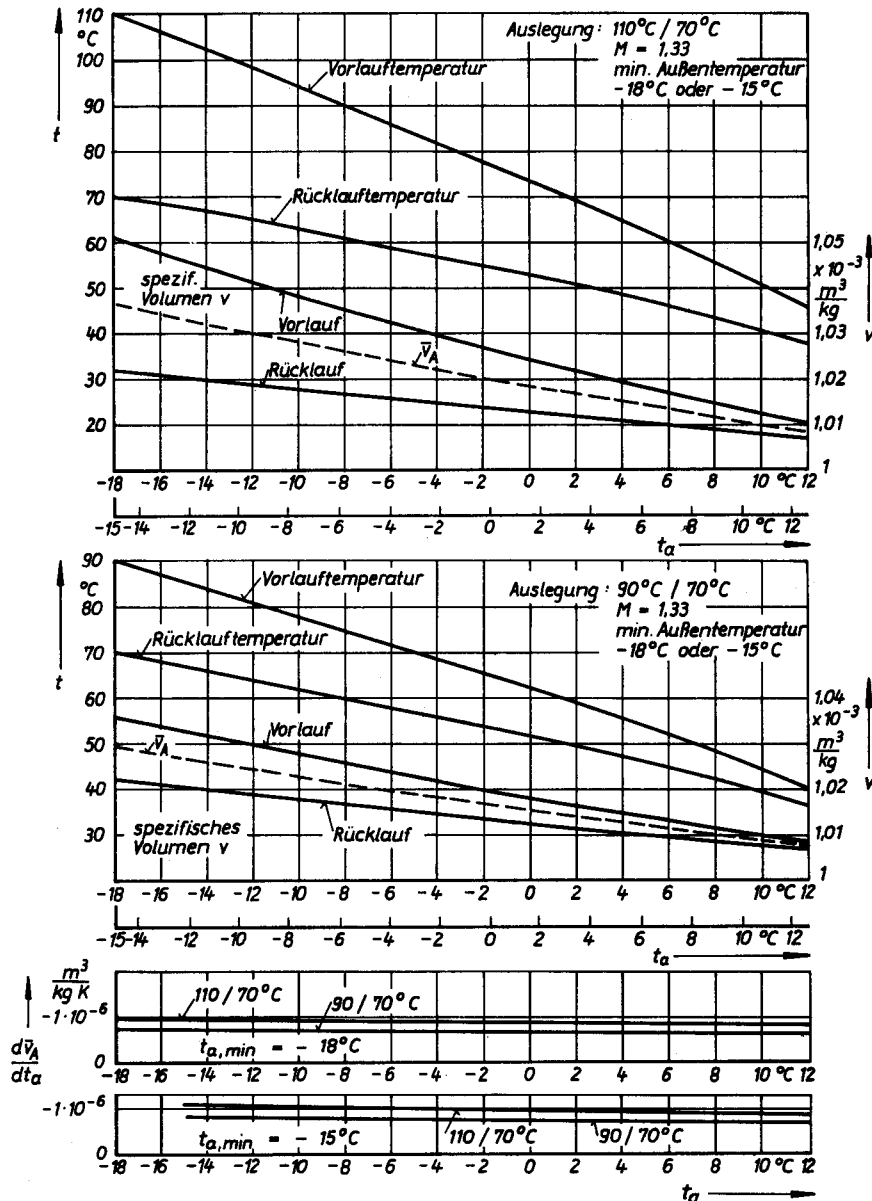


Bild 5.3.-4
Außentemperaturabhängige Vorlauf- und Rücklauftemperaturen t , zugehörige spezifische Volumina v und Anlagenmittelwerte \bar{v}_A sowie Differentialquotienten $d\bar{v}_A/dt_a$

Temperaturtransformierter Anschluß

Werden die Heizflächen der Gebäudeanlagen oder nachgeschaltete Netzteile über Beimischstationen versorgt, so sind die Beimischpunkte ebenfalls als Abkühlpunkte für das Netzwasser und als Aufwärmepunkte für den Beimischstrom zu betrachten. Ausgehend von Bild 5.3.-5,

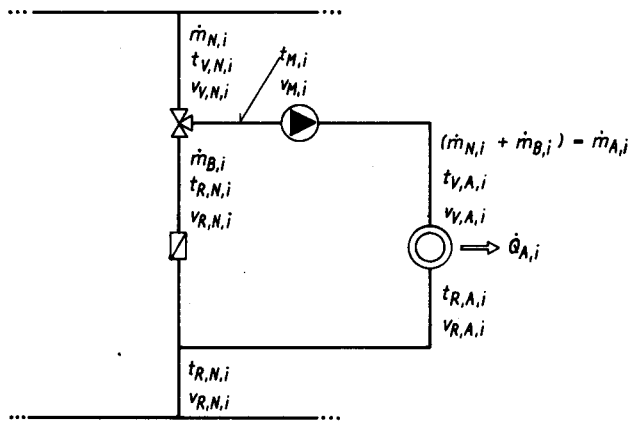


Bild 5.3.-5
Prinzipschaltbild eines temperaturtransformierten Abnehmeranschlusses

gelten für den durch den Abnehmer *i* verursachten Volumenänderungsstrom nach Gl. (5.3.-11) bei Annahme konstanter Masseströme, aber sich laufend verändernden Temperaturen:

$$\begin{aligned} \dot{V}_{A,i} = & \text{Volumenänderung} \\ & -\dot{m}_{N,i}(v_{M,i} - v_{v,N,i}) \quad \text{des Netzwasserstroms durch Abkühlung auf Mischtemperatur} \\ & -\dot{m}_{B,i}(v_{M,i} - v_{r,N,i}) \quad \text{des Beimischstroms durch Erwärmung auf Mischtemperatur} \\ & -(\dot{m}_{N,i} + \dot{m}_{B,i})(v_{r,A,i} - v_{v,A,i}) \quad \text{des heizflächenbeaufschlagten Massestroms durch Abkühlung auf Rücklauftemperatur} \end{aligned} \quad (5.3.-19)$$

Würde es sich um einen thermisch stationären Vorgang handeln, so folgt wegen $v_{M,i} \equiv v_{v,A,i}$ und $v_{r,A,i} \equiv v_{r,N,i}$ sofort

$$\dot{V}_{A,i} = -\dot{m}_{N,i}(v_{r,N,i} - v_{v,N,i}), \quad (5.3.-20)$$

d. h., Volumenänderungen im Abnehmerstromkreis gleichen sich selbständig aus. Bei instationären Abläufen müssen die im Abnehmerkreis auftretenden Volumenstromänderungen aber unbedingt beachtet werden. Der Beimischstrom \dot{m}_B errechnet sich aus der Enthalpiebilanz

$$\dot{m}_B = (\dot{m}_A - \dot{m}_N) = \dot{m}_A \left(1 - \frac{\Delta t_A}{\Delta t_N} \right) = \dot{m}_N \frac{t_{v,N} - t_M}{t_M - t_{r,A}} \quad (5.3.-21)$$

- \dot{m}_A Massestrom durch den Abnehmer ($\dot{m}_v = \dot{m}_B + \dot{m}_N$)
- \dot{m}_N Netzeinspeise-Massestrom
- Δt_A Temperaturdifferenz des Abnehmers ($\Delta t_A = t_M - t_{r,N}$)
- Δt_N Temperaturdifferenz des Netzes ($\Delta t_N = t_{v,N} - t_{r,N}$)

Entsprechend den errechneten Masseströmen kann gedanklich auch der Anlageninhalt des Abnehmers m_A aufgeteilt werden, so daß die Masseanteile

$$m_B = m_A \left(1 - \frac{\Delta t_A}{\Delta t_N} \right) \quad (5.3.-22)$$

$$m_N = m_A \frac{\Delta t_A}{\Delta t_N} \quad (5.3.-23)$$

entstehen.

Nach der Bereitstellung der Grundwerte kann der Volumenausgleichsstrom nach zwei verschiedenen Methoden berechnet werden.

Variante 1

Auf der Grundlage der Gl. (5.3.-11) und (5.3.-19) folgt für den betrachteten Zeitpunkt mit den Bezeichnungen der Bilder 5.3.-2 und 5.3.-5 bei Annahme eines Ersatzabnehmers

$$\dot{V} = -\dot{m}_E[(v_{v,E} - v_{r,E}) + (v_M - v_{v,N}) + (v_{r,A} - v_{v,A})] - \dot{m}_B[(v_M - v_{r,N}) + (v_{r,A} - v_{v,A})] \quad (5.3.-24)$$

Die Berechnung ist aufwendig, da man für verschiedene Zeitpunkte unter Beachten der Transportzeiten im Netz und Abnehmerstromkreis die realen Temperaturen im gesamten System bestimmen muß und danach erst die zugehörigen spezifischen Volumina an den entscheidenden Stellen (Wärmebereitsteller, Mischpunkt, Abnehmerheizfläche) ermitteln kann. Die Transportzeiten ergeben sich nach Gl. (5.3.-17) für das Netz und den Abnehmerstromkreis, wobei im ersten Fall für m_{An1} nur die Füllmasse des Netzes und im zweiten Fall für m_{An1} die Füllmasse des Abnehmers und an Stelle \dot{m}_E der hier zutreffende Massestrom \dot{m}_A einzusetzen sind.

Die Berechnung nach dieser Variante ist praktisch nur bei Einsatz zentraler Mischstationen mit nachgeschalteten Großabnehmern — beispielsweise eines Wohngebietes — sinnvoll.

Variante 2

Handelt es sich nur um kleine Abnehmer mit geringen internen Transportzeiten, z. B. um Gebäudeheizungen, kann zunächst so wie bei temperaturgleichen Abnehmeranschlüssen verfahren werden. Die Gl. (5.3.-16) ist allerdings noch zu ergänzen, da außer der umlaufenden Netzwassermenge auch noch der als Beimischstrom zirkulierende Abnehmer-Wasserinhalt $V_B = m_B \bar{v}_A$ der Volumenänderung unterliegt. Die Parameter für einen Ersatzabnehmer reduzieren sich auf die im Bild 5.3.-6 dargestellten Größen. Es gilt die Berechnungsgleichung

$$\dot{V} = -\dot{m}_E[(v_{v,E} - v_{r,E}) + (v_{r,N} - v_{v,N})] - m_B \frac{d\bar{v}_A}{dt} \quad (5.3.-25)$$

- \bar{v}_A mittleres spezifisches Volumen des Wassers im Abnehmer: $\bar{v}_A = f \left(\frac{t_M + t_{r,N}}{2} \right)$.

Die Wassermenge m_B berechnet sich nach Gl. (5.3.-22). Die Transportzeit ist weiterhin nach Gl. (5.3.-17) zu er-

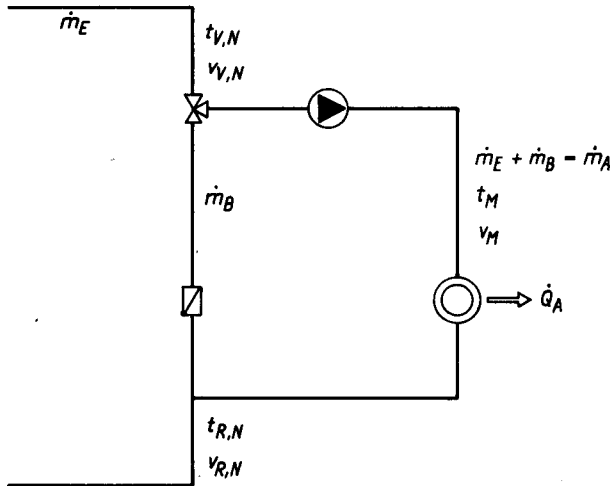


Bild 5.3.-6
Prinzipschaltbild eines temperaturtransformierten Ersatzabnehmer-Anschlusses
(Die Transportzeit im Abnehmerstromkreis wird vernachlässigt.)

mitteln. Die einzusetzende Wassermasse m_{Anl} setzt sich summativ aus der Füllmenge des Fernheiznetzes und dem Anteil m_N nach Gl. (5.3.-23) zusammen.

Der Differentialquotient $d\bar{v}_A/d\tau$ stellt die Änderung des mittleren spezifischen Volumens im Abnehmer nach der Zeit dar. Dieser Differentialquotient sollte entsprechend den Triebkräften, die die Laständerung bewirken, zerlegt werden. So gelten beispielsweise folgende kausalen Zusammenhänge:

- Laständerungen infolge von Änderungen der Außentemperatur t_a

$$\frac{d\bar{v}_B}{d\tau} = \frac{d\bar{v}_A}{dt_a} \frac{dt_a}{d\tau} \quad (5.3.-26)$$

- Laständerungen während des Auf- oder Abheizens infolge von Änderungen der Netzvorlauftemperatur $t_{v,N}$

$$\frac{d\bar{v}_B}{d\tau} = \frac{d\bar{v}_A}{dt_{v,N}} \frac{dt_{v,N}}{d\tau} \quad (5.3.-27)$$

Die einzelnen Differentialquotienten spiegeln unterschiedliche Zusammenhänge wider:

$$\frac{dt_a}{d\tau} \quad \text{Funktion der Witterung}$$

$$\frac{dt_{v,N}}{d\tau} \quad \text{Funktion des Regelungsregimes}$$

$$\frac{d\bar{v}_A}{dt_a} \quad \text{Funktion der Abnehmeranlage und deren Auslegungsparameter (Werte für übliche Temperaturparameter sind im Bild 5.3.-4 eingetragen)}$$

$$\frac{d\bar{v}_A}{dt_{v,N}} \quad \text{Funktion der Abnehmeranlage und deren Auslegungsparameter.}$$

Damit ist eine sehr flexible Auswertung der Gl. (5.3.-25) möglich.

Legt man beispielsweise ein gleitend gefahrenes Netz zugrunde, so nehmen die Außentemperaturfühler des Wärmebereitstellers und der Beimischstation die Störgrößenänderungen gleichzeitig wahr, so daß — wie im Bild 5.3.-7 gezeigt — nur eine einmalige Zeitverschiebung

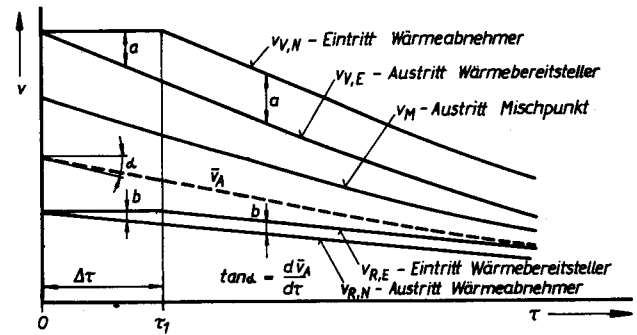


Bild 5.3.-7
Zeitlicher Verlauf der spezifischen Volumina am Wärmebereitsteller und am Abnehmer einschließlich des Mittelwertes während einer Laständerung (Wärmebereitsteller und Abnehmer reagieren zeitgleich)

$\Delta\tau$ entsteht. Der Volumenausgleichstrom kann grafisch oder rechnerisch bestimmt werden. Im ersten Fall erfolgt eine Neuordnung der Gl. (5.3.-25)

$$\begin{aligned} \dot{V} &= \dot{m}_E[(v_{v,N} - v_{v,E}) + (v_{R,E} - v_{R,N})] - m_B \frac{d\bar{v}_A}{d\tau} \\ &= \dot{m}_E(a + b) - m_B \tan \alpha, \end{aligned} \quad (5.3.-28)$$

wobei die Größen a , b und der Kurvenanstieg $\tan \alpha$ aus Bild 5.3.-7 abzuleiten sind. Die rechnerische Lösung folgt aus den Gln. (5.3.-25) und (5.3.-26). Der Wert $d\bar{v}_A/dt_a$ ist aus Bild 5.3.-4 zu entnehmen.

Eine eventuelle Verringerung des Massestroms \dot{m}_E , wie sie bei Lastsenkungen auftreten kann, wird bei Auswertung der Gl. (5.3.-25) nicht berücksichtigt, sondern dient als Zuschlag.

Die Zuspeisemengen, die bei Abfahrvorgängen erforderlich werden, sind ebenfalls vom vorhandenen Regelungsregime abhängig. Haben die Beimischstationen eine außentemperaturabhängige Regelung und eine Mengengbegrenzung, die bei Vollast gerade erreicht wird, so erfolgt beim Abfahren des Netzvorlaufs die maximal mögliche Netzentnahme. Zu jeder angebotenen Vorlauftemperatur $t_{v,N}$ sind nunmehr die Mischtemperatur t_M und die Austrittstemperatur $t_{R,N}$ zu errechnen. Da dies nur iterativ möglich ist, sollte man die Umkehrfunktion, entwickelt aus Gl. (5.3.-22), bilden:

$$t_{v,N} = \frac{t_M - \frac{\dot{m}_B}{\dot{m}_A} t_{R,N}}{1 - \frac{\dot{m}_B}{\dot{m}_A}} \quad (5.3.-29)$$

Das konstante Verhältnis \dot{m}_B/\dot{m}_A ist für den Vollastfall nach Gl. (5.3.-22) zu bestimmen. Ausgehend von Bild 5.3.-4, läßt sich mit Gl. (5.3.-29) der zu den Anlagenparametern t_M und $t_{R,N}$ gehörige Wert für $t_{v,N}$ errechnen und das entsprechende spezifische Volumen $v_{v,N}$ zuordnen.

Bei dem beschriebenen Regelungsregime entsteht beim Abheizen qualitativ der im Bild 5.3.-8 dargestellte Verlauf der spezifischen Volumina. Soll die maximal mögliche Vorlauftempersenkung für einen vorgegebenen Zuspeisestrom bestimmt werden, so stellt man zunächst,

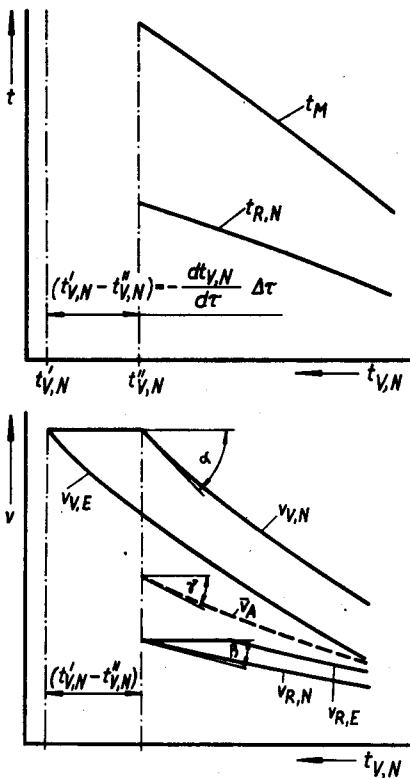


Bild 5.3.-8

Obere Grafik:

Zuordnung der Mischtemperatur t_M und der Netzurücklauftemperatur $t_{R,N}$ zur Netzvorlauftemperatur $t_{V,N}$ nach Gl. (5.3.-29) und Bild 5.3.-4

Untere Grafik:

Zuordnung der spezifischen Volumina zu den oberen Temperaturen jeweils als Funktion von $t_{V,N}$ und Kennzeichnung der Kurvenanstiege

$$\tan \alpha = \frac{dv_{V,N}}{dt_{V,N}}; \quad \tan \beta = \frac{dv_{R,N}}{dt_{V,N}}; \quad \tan \gamma = \frac{dv_A}{dt_{V,N}}$$

ausgehend von Gl. (5.3.-28), folgende Zusammenhänge her:

$$-(v_{V,N} - v_{V,E}) \approx \frac{dv_{V,N}}{dt_{V,N}} \frac{dt_{V,N}}{d\tau} \Delta\tau \quad (5.3.-30)$$

$$-(v_{R,E} - v_{R,N}) \approx \frac{dv_{R,N}}{dt_{V,N}} \frac{dt_{V,N}}{d\tau} \Delta\tau \quad (5.3.-31)$$

Die Substitution dieser Gleichungen und Gl. (5.3.-27) in Gl. (5.3.-28) liefert

$$\begin{aligned} \dot{V}_{Zu} \approx & -\dot{m}_E \left(\frac{dv_{V,N}}{dt_{V,N}} \frac{dt_{V,N}}{d\tau} + \frac{dv_{R,N}}{dt_{V,N}} \frac{dt_{V,N}}{d\tau} \right) \Delta\tau \\ & - m_B \frac{d\bar{v}_A}{dt_{V,N}} \frac{dt_{V,N}}{d\tau}, \end{aligned} \quad (5.3.-32)$$

woraus die Temperaturabsenkungsgeschwindigkeit

$$\frac{dt_{V,N}}{d\tau} \approx \frac{-\dot{V}_{Zu}}{\dot{m}_E \Delta\tau \left(\frac{dv_{V,N}}{dt_{V,N}} + \frac{dv_{R,N}}{dt_{V,N}} \right) + m_B \frac{d\bar{v}_A}{dt_{V,N}}} \quad (5.3.-33)$$

als Ergebnis folgt.

Eine praktische Anwendung wird im Beispiel 2, Abschnitt 5.3.2.7., demonstriert.

5.3.2.3. Volumenänderungen bei Stillstand des aufgeheizten Netzes

Meistens wird bei Ausfall der Heizenergie durch entsprechende elektrische Schaltungen auch die Netzzumwälzung unterbrochen. Hierzu sind auch die Umwälzpumpen der Hausstationen — vor allem bei direktem Anschluß — einzubeziehen. Unter technisch realen Bedingungen kann außer der Abkühlung des Wassers auch die der Anlagenmaterialien einbezogen werden. Zur Ableitung einer Berechnungsgleichung geht man von den modifizierten Grundgleichungen (5.3.-2) und (5.3.-3)

$$\dot{V} = - \sum_{i=1}^n m_i \left(\frac{dv}{d\tau} \right)_i \quad (5.3.-34)$$

aus, stellt den Differentialquotienten aber entsprechend dem kausalen Zusammenhang als Produkt zweier Differentialquotienten dar:

$$\frac{dv}{d\tau} = \frac{dv}{dt} \frac{dt}{d\tau} \quad (5.3.-35)$$

Der Differentialquotient dv/dt folgt sofort aus Gl. (5.3.-5) zu

$$\frac{dv}{dt} = (99 \cdot 10^{-9} + 6,888 \cdot 10^{-9} t) \quad \text{in m}^3/\text{kg K} \quad (5.3.-36)$$

Die Werte für einige praktisch vorkommende Temperaturen sind Tabelle 5.3.-3 zu entnehmen.

Der Differentialquotient $dt/d\tau$ wird aus der Wärmebilanz — gebildet über die infinitesimale Zeitdauer $d\tau$ — abgeleitet. Es gilt für ein sich abkühlendes, wassergefülltes Anlagenteil mit der Wärmekapazität des Wassers und des Stahls

$$dQ = k A(t - t_U) d\tau = -[(m c)_W + (m c)_{\text{Stahl}}] dt \quad (5.3.-37)$$

k Wärmedurchgangskoeffizient

A Heizfläche

t Temperatur des Anlagenteils (Wasser und Stahl)

t_U Umgebungstemperatur

$m c$ Wärmekapazität.

Aus Gl. (5.3.-37) ergibt sich sofort

$$\frac{dt}{d\tau} = - \frac{k A(t - t_U)}{(m c)_W + (m c)_{\text{Stahl}}} \quad (5.3.-38)$$

Der Zähler des Bruches ist bei Beginn des Abkühlungsvorgangs am größten und ungefähr gleich der Wärmeabgabe des Anlagenteils im unmittelbar vorausgegangen Lastfall. Daß dies so ist, liegt im näherungsweise vernachlässigbaren inneren Wärmeübergangswiderstand $1/\alpha_i$ gegenüber den in Reihe liegenden Widerständen bei den meisten Heizflächen (z. B. Radiator, Platte) sowie den Rohrleitungen begründet. Beim Konvektor und Flachheizkörper trifft dies nicht ganz zu. Der dadurch entstehende geringe Fehler bedeutet inhaltlich einen Sicherheitszuschlag zum Volumenstrom \dot{V}_{Zu} . Die Gl. (5.3.-38) kann mit $kA(t - t_U) = \dot{Q}_A$ in der Form

$$\frac{dt}{d\tau} = - \frac{\dot{Q}_A}{(m c)_W + (m c)_{\text{Stahl}}} = - \frac{\dot{Q}_A (m c)_W^{-1}}{1 + \frac{(m c)_{\text{Stahl}}}{(m c)_W}} \quad (5.3.-39)$$

geschrieben werden, wobei die Wärmekapazität der eventuell vorhandenen Rohrdämmung vernachlässigt wird, was einem weiteren Sicherheitszuschlag entspricht. Eine

Auswertung des Nenners $z = 1 + \frac{(m c)_{\text{Stahl}}}{(m c)_w}$ für die üblichen Anlagenteile ist Tabelle 5.3.-4 zu entnehmen. (Detaillierte Angaben für Rohrleitungen finden sich in Tabelle 2.2.-1.)

Tabelle 5.3.-4 Mittelwerte für den Faktor $z = 1 + (m c)_{\text{Stahl}} / (m c)_w$

Anlagenteil	z
Rohr DN	
10 ... 32	1,50
40 ... 100	1,15
120 ... 500	1,09
Radiatoren	1,70
Plattenheizkörper	1,60
Flachheizkörper	2,40

Mit Kenntnis der Differentialquotienten lautet Gl. (5.3.-34) zusammenfassend über alle Anlagenteile i

$$\dot{V}_{zu} = \sum_{i=1}^n \left\{ m(99 \cdot 10^{-9} + 6,888 \cdot 10^{-9} t) \frac{\dot{Q}_A}{z(m c)_w} \right\}_i \quad (5.3.-40)$$

Für die praktische Berechnung gilt damit die Zahlenwertgleichung

$$\dot{V}_{zu} = \sum_{i=1}^n \left[(23,6 + 1,64 t) 10^{-9} \frac{\dot{Q}_A}{z} \right]_i = \sum_{i=1}^n \varepsilon_i \dot{Q}_{A,i} \quad \text{in m}^3/\text{s} \quad (5.3.-41)$$

\dot{Q}_A Wärmeabgabestrom des Bauteils in kW
 t mittlere Temperatur des Bauteils in °C
 z Faktor nach Tabelle 5.3.-4
 ε Faktor nach Tabelle 5.3.-5

Durch Kombination der Werte aus den Tabellen 5.3.-3 und 5.3.-4 folgen die ε -Werte für typische Anlagenteile. Selbstverständlich sinkt mit zunehmender Komplexität die Genauigkeit der Rechnung, da beispielsweise der Anteil der einzelnen Rohrdurchmesser innerhalb der drei Gruppen unberücksichtigt blieb. Vernachlässigt man in ganz grober Näherung die Wärmekapazität $(m c)_{\text{Stahl}}$ der einzelnen Anlagenteile, so ist ε mit den Werten in Tabelle 5.3.-3 identisch. Der Volumenstrom \dot{V}_{zu} würde dabei einen erheblichen Zuschlag aufweisen.

Bei Auswertung der Gl. (5.3.-41) ergibt sich der größte Volumenstrom $\dot{V}_{zu, \max}$, wenn die Vollastwerte t^+ und \dot{Q}_A^+ eingesetzt werden. Dieser erforderliche Zuspaisstrom \dot{V}_{zu} nimmt mit zunehmender Auskühlzeit rasch ab. Die nach der Zeit τ vorliegenden Parameter \dot{Q}_A und t errechnen sich aus Gl. (5.3.-39), wenn man die Beziehung

$$\frac{\dot{Q}_A}{\dot{Q}_A^+} = \left(\frac{t - t_U}{t^+ - t_U} \right)^M \quad (5.3.-42)$$

die für die Heizflächen und Rohre gültig ist, substituiert, die Trennung der Variablen sowie die Integration über τ und t durchführt, zu

Tabelle 5.3.-5 Mittelwerte für den Faktor ε zur Auswertung der Gl. (5.3.-41)

Anlagenteil	Mittlere Temperatur °C	ε $10^{-6} \frac{\text{m}^3}{\text{kWs}}$
Rohr DN	10 ... 32	120
		110
		100
		90
		80
	40 ... 100	120
		110
		100
		90
		80
Radiatoren	125 ... 500	120
		110
		100
		90
		80
		90
		80
		90
		80
		80
Plattenheizkörper	90	0,101
	80	0,091
Flachheizkörper	90	0,107
	80	0,097

$$t = \left[(t^+ - t_U)^{1-M} - (1-M) \frac{\dot{Q}_A^+}{z(m c)_w} \frac{\tau}{(t^+ - t_U)^M} \right]^{\frac{1}{1-M}} + t_U \quad (5.3.-43)$$

Gemäß Tabelle 1.1.-1 liegen die Heizflächenexponenten für konventionelle Heizflächen im Bereich $M = 1,20 \dots 1,35$, für Massivelemente (Fußbodenheizungen) $M = 1,0 \dots 1,15$, für nackte Rohrleitungen im Mittel bei $M = 1,25$, und für gedämmte Rohre gilt $M = 1$. Für den Grenzwert $M = 1$ folgt aus den Gln. (5.3.-39) und (5.3.-42)

$$t = (t^+ - t_U) e^{-\frac{\dot{Q}_A^+}{z(m c)_w} \frac{\tau}{t^+ - t_U}} + t_U \quad (5.3.-44)$$

Diese Gleichung ist übrigens identisch mit Gl. (2.2.-29).

Mit den nach der Zeit τ vorliegenden Temperaturen t sind mit Gl. (5.3.-42) der Wärmestrom $\dot{Q}_{A,i}$ des Bauteils i und damit anteilig $\dot{V}_{zu,i}$ über Gl. (5.3.-41) berechenbar. Der Gesamtvolumenstrom \dot{V}_{zu} ergibt sich dann additiv aus den Einzelwerten.

Bei Druckhaltesystemen, die nur einen Teil des Ausdehnungsvolumens im Druckgefäß deponieren können, muß auch Kenntnis über die maximale Volumenkontraktion bei Stromausfall während des Zeitbereichs von 0 bis τ vorhanden sein.

Bei dieser Havarie werden sowohl die Umwälzpumpen als auch die Füllpumpen betriebsunfähig. Die zu diesem Zeitpunkt τ nach Stillstand des Netzes erforderliche Zuspaismenge kann mit Hilfe der Gln. (5.3.-41) bis (5.3.-44)

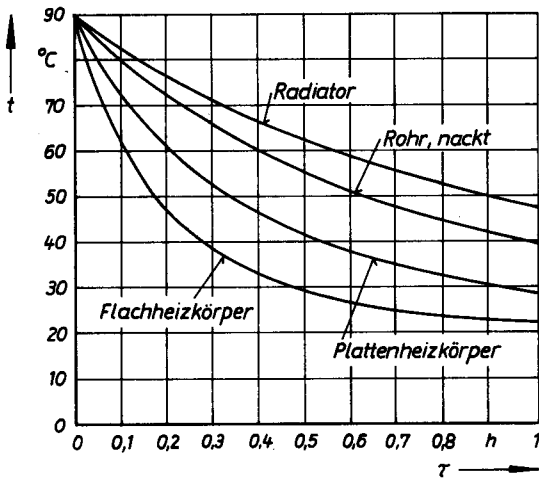


Bild 5.3.-9
 Näherungsweise Abkühlungskurven von Heizflächen
 Mittlere Ausgangstemperatur: 90 °C; Umgebungstemperatur: 20 °C

errechnet werden. Entscheidenden Einfluß haben dabei der Heizflächenexponent und das Wärmekapazitätsverhältnis.

Leider unterliegen diese Parameter auch innerhalb eines Bauteilsortiments (z. B. Plattenheizkörper, Rohre usw.) großen Schwankungen. Unter Zugrundelegung von Mittelwerten gelten die im Bild 5.3.-9 dargestellten Temperaturkurven (Umgebungstemperatur 20 °C). Den Zuspaisstrom

$$\dot{V}_{zu} = \sum_{i=1}^n \varepsilon_i \dot{Q}_i,$$

über den Zeitraum $\tau_0 = 0$ bis τ integriert, liefert das in der Zeit τ zu kompensierende Volumen

$$\Delta V_\tau = \int_0^\tau \dot{V}_{zu} d\tau = \sum_{i=1}^n \left[\int_0^\tau \varepsilon \dot{Q} d\tau \right]_i, \quad (5.3.-45)$$

wobei entsprechend den Anlagenteilen vorgegangen wird. Es ist zweckmäßig, den Integranden mit der jeweils höchsten Zuspaismenge, die momentan bei Stillstand nach einem Vollastfall auftritt, dimensionslos zu machen:

$$\Delta V_\tau = \sum_{i=1}^n \left[\varepsilon^+ \dot{Q}^+ \int_0^\tau \frac{\varepsilon \dot{Q}}{\varepsilon^+ \dot{Q}^+} d\tau \right]_i. \quad (5.3.-46)$$

Auf der Grundlage der Kurven im Bild 5.3.-9 wurde das in Gl. (5.3.-46) gegebene Integral numerisch gelöst und

Tabelle 5.3.-6 Integralwerte $\int_0^\tau (\varepsilon \dot{Q}) / (\varepsilon^+ \dot{Q}^+) d\tau$ in h zur Auswertung der Gl. (5.3.-46)

Stillstandszeit τ h	Bauteil				
	Radiator	Plattenheizkörper	Flachheizkörper	Rohr, nackt	Rohr, gedämmt
0,1	0,091	0,079	0,069	0,088	0,100
0,2	0,164	0,128	0,098	0,155	0,200
0,3	0,224	0,155	0,111	0,206	0,300
0,4	0,273	0,176	0,118	0,247	0,400
0,5	0,315	0,190	0,122	0,279	0,500
0,6	0,350	0,200	0,125	0,305	0,600
0,7	0,379	0,208	0,127	0,326	0,700
0,8	0,405	0,214	0,128	0,343	0,800
0,9	0,426	0,218	0,129	0,357	0,900
1	0,445	0,222	0,129	0,369	1,000

die Ergebnisse — die in guter Näherung auch für Anlagen 90 °C/70 °C gelten — in Tabelle 5.3.-6 zusammengestellt. Die gezeigte Auswertung für mittlere Parameter der einzelnen Bauteile birgt natürlich Ungenauigkeiten bei Verallgemeinerungen in sich. Eine feinere Unterteilung, z. B. in einreihige und zweireihige Plattenheizkörper, wäre jedoch nicht praxistgerecht, da in den meisten Projekten ein Mischsortiment vorgesehen ist und eine Aufschlüsselung einen zu großen Aufwand darstellt. Analoge Überlegungen führten dazu, nackte Rohre des DN 20 als repräsentativen Mittelwert für alle installierten ungedämmten Rohre zu verwenden und für die gedämmten Rohre bis zu einem einstündigen Stillstand die Abkühlungsgeschwindigkeit des Inhaltswassers durchweg wie zu Beginn anzusetzen. Dadurch ergeben sich für den letzten Fall maximale Integralwerte. Der Einfluß der gedämmten Rohre ist jedoch trotzdem gering, da der Faktor $\varepsilon^+ \dot{Q}^+$ gegenüber dem Faktor für Heizflächen sehr klein ist (vgl. Beispiel 3, Abschnitt 5.3.2.7.).

5.3.2.4. Maximale Volumenexpansion

Die größte Volumenexpansion tritt beim Aufheizen, d. h. beim Anfahren des Netzes auf. Der ungünstigste Fall liegt vor, wenn keine Wärmeabgabe stattfindet und die maximale Heizleistung an das Sekundärnetz übertragen wird. Diese maximale Heizleistung $\dot{Q}_{E,max}$ ist in der Regel größer als die projektierte Vollastleistung \dot{Q}_E^+ . Da kein Abnehmerwärmestrom fließt, ist es gleichgültig, ob sonst der Anschluß temperaturgleich oder transformiert erfolgt. Aus Gl. (5.3.-16) ergibt sich bei Beachten der Definitionsgleichung (5.3.-14)

$$\dot{V}_{Ab,max} = \dot{m}_E^+ (v_{V,E} - v_{R,E}) = \frac{1}{c} \dot{Q}_E^+ n \left| \left(\frac{dv}{dt} \right)_{m,E} \right|. \quad (5.3.-47)$$

Mögliche Leckverluste des Systems, die den Abpseiestrom reduzieren, bleiben hierbei unberücksichtigt.

Die maximale Heizleistung $\dot{Q}_{E,max} = \dot{Q}_E^+ n$ ist bei Kesselanlagen bekannt oder wird durch einen entsprechenden Überlastfaktor — beispielsweise $n = 1,1$ — geschätzt. Für die spezifischen Volumina sind sicherheitshalber die Vollastwerte $v_{V,E}^+, v_{R,E}^+$ bzw. $(dv/dt)_{m,E}^+$ zu verwenden. Beim Einsatz von Wärmeübertragern kann prinzipiell genauso verfahren werden. Es sind aber auch genaue automatisierte Berechnungen [2, 49] möglich.

Überschläglic kann dies auch manuell mit Hilfe von Bild 1.1.-29 erfolgen. Auszugehen ist jeweils von den Vollastverhältnissen. So ergibt sich im Schnittpunkt von Betriebscharakteristik Φ^+ und $(\dot{C}_s/\dot{C}_p)^+$ der Wert $(k A/\dot{C}_s)^+$. Die Indizes p und s weisen auf das Primär- bzw. Sekundärmedium hin. Sie stimmen mit Bild 1.1.-29 überein. Damit gelten die Identitäten

$$t'_s \equiv t_{R,E}; \quad t''_s \equiv t_{V,E}; \quad \dot{m}_E c = \dot{C}_s.$$

Bei den weiteren Betrachtungen sind verschiedene Fälle zu unterscheiden:

Heizflächenbeaufschlagung mit Heißwasser

Die Sekundärvorlaufstemperatur wird meistens durch ein Drosselventil im Primärstromkreis geregelt. Je nach der Auslegung dieses Ventils wird es möglich sein, bei voller Öffnung einen größeren Primärwasserstrom als im

Vollastfall durch den Wärmeübertrager zu setzen. Diese Wassermenge ist unter Vernachlässigung aller „Sicherheitszuschläge“ bei der Druckverlustberechnung für den maximal möglichen Differenzdruck des Fernheiznetzes an der Anschlußstelle zu ermitteln. Dies ist deshalb wichtig, weil die früher gewährten Zuschläge zu einer schnelleren Aufheizung führen und man sich folglich bei den jetzigen Berechnungen auf die unsichere Seite begibt. Das gleiche gilt für die Heizfläche, die erfahrungsgemäß Zuschläge infolge der standardisierten Normgrößen, der möglichen Verringerung der Wärmedurchgangskoeffizienten durch Ablagerungen usw. enthalten.

Als Rechengang ergibt sich damit: Ermittlung des minimalen \dot{C}_s/\dot{C}_p durch Einsetzen des maximalen \dot{C}_p sowie Vergrößerung des für den Vollastfall ermittelten kA/\dot{C}_s . Mit Kenntnis dieser Größen kann in Bild 1.1.-29 die neue Betriebscharakteristik Φ abgelesen werden.

Heizflächenbeaufschlagung mit Dampf

Gleichgültig, ob eine Dampfmengen- oder Kondensatanstauregelung installiert ist, ergibt sich die maximale Heizleistung, wenn die Heizfläche voll beaufschlagt und die höchstmögliche Sattdampf Temperatur vorliegt. Bezüglich der „Sicherheitszuschläge“ gilt das oben Gesagte.

Es ist folgender Rechengang zu wählen: Das Verhältnis der Wärmekapazitätsströme $\dot{C}_s/\dot{C}_p = 0$ gilt bei Dampf als Heizmedium grundsätzlich, so daß nur der für den Vollastfall ermittelte Wert $(kA/\dot{C}_s)^+$ entsprechend zu erhöhen und aus vorgenanntem Diagramm Φ abzulesen ist.

Diese Berechnung gilt nur für den Kondensationsteil. Eventuelle Heißdampfkühlung oder Kondensatunterkühlung müßte wie heißwasserbeaufschlagte Heizflächen gerechnet werden. Der Aufwand dürfte dem Effekt jedoch nicht entsprechen, deshalb wird eine prozentuale Berücksichtigung zur Kondensationswärmemenge empfohlen.

Ermittlung des Maximalwertes

Der in Gl. (5.3.-47) einzusetzende Maximalwert $(v_{v,E} - v_{r,E})$ ist über eine Zwischenrechnung zu ermitteln, da das spezifische Volumen des Vorlaufs $v_{v,E}$ eine Funktion der Austrittstemperatur des Wärmeübertragers $t_{v,E}$ und das spezifische Volumen des Rücklaufs $v_{r,E}$ eine Funktion der Eintrittstemperatur $t_{r,E}$ darstellt. Die Temperaturdifferenz $t_{v,E} - t_{r,E}$ errechnet sich aus

$$t_{v,E} - t_{r,E} = \Phi(t'_p - t_{r,E}), \tag{5.3.-48}$$

wobei diese von der gewählten Eintrittstemperatur $t_{r,E}$ abhängt. Die Kompliziertheit wird perfekt, wenn man berücksichtigen würde, daß die Umwälzpumpe stets konstanten Volumenstrom und damit einen von $v_{r,E}$ abhängigen Massestrom — bei Anordnung der Pumpe im Rücklauf — fördert. Letzteres soll jedoch bei einem geringen Fehler (maximal 3%) vernachlässigt werden. Dies bedeutet, daß man die in Gl. (5.3.-47) gebene Differenz $(v_{v,E} - v_{r,E})$ maximiert. Es gilt analog Gl. (5.3.-12)

$$v_{v,E} - v_{r,E} = 99 \cdot 10^{-9}(t_{v,E} - t_{r,E}) + 3,444 \cdot 10^{-9}(t_{v,E}^2 - t_{r,E}^2),$$

woraus nach Substitution von $t_{v,E}$ — entsprechend Gl. (5.3.-48) — die Ableitung nach $t_{r,E}$

$$\frac{d(v_{v,E} - v_{r,E})}{dt_{r,E}} = -99 \cdot 10^{-9}\Phi + 3,444 \cdot 10^{-9} \times \{2[(1 - \Phi)t_{r,E} + \Phi t'_p](1 - \Phi) - 2t_{r,E}\} = 0$$

gebildet und gleich Null gesetzt wird. Nach kurzer Umrechnung folgt die anzunehmende Wassereintrittstemperatur, bei der die maximale Volumenexpansion auftritt, zu

$$t_{r,E} = [14,4 + (\Phi - 1)t'_p] \frac{1}{\Phi - 2}. \tag{5.3.-49}$$

Diese Gleichung ist im Bild 5.3.-10 grafisch ausgewertet.

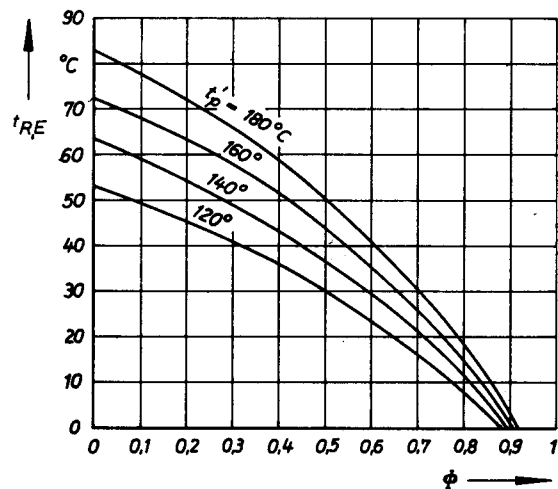


Bild 5.3.-10
Eintrittstemperatur $t_{r,E}$ in den Wärmeübertrager, die zur maximalen Volumenexpansion führt — grafische Auswertung der Gl. (5.3.-49)

Selbstverständlich sind bei den vorgestellten Betrachtungen auch die verschiedenen Betriebsprogramme zu beachten, so beispielsweise das stufenweise Aufheizen des Netzes, vorgeschriebene Zeitfunktionen der Wärmeentnahme u. a. m. Sie wirken in der Regel auf $\dot{V}_{Ab,max}$ reduzierend. Im Abschnitt 5.3.2.7., Beispiel 2, ist eine Berechnungsvariante vorgestellt.

5.3.2.5. Maximale Volumenkontraktion

Die Berechnung unterscheidet zwischen betriebem und stillstehendem Netz. Die Ergebnisse können aus den Ableitungen der Abschnitte 5.3.2.2. und 5.3.2.3. gefolgert werden. Die Zuspaiseströme und die Leckverluste sind zu addieren.

Betrieb des Netzes

Die größte Volumenkontraktion entsteht unmittelbar nach Ausfall der Heizenergie bei weiterer Umwälzung des Netzwassers und vorausgegangenem Vollastbetrieb (Zeiger „+“). Während die einzelnen Abnehmer volle Leistung \dot{Q}_A^+ abgeben, da der Vorlauf der Fern- und Anschlußleitungen noch entspeichert wird, fließt an der Wärmeübertragerstelle kaltes Rücklaufwasser in den ehemals warmen Vorlauf.

Aus Gl. (5.3.-16) folgt unter Beachten der Definitionsgleichung (5.3.-14)

$$\dot{V}_{Zu, \max, B} = \dot{m}_E^+(v_{R, N}^+ - v_{V, N}^+) = \frac{\dot{Q}_A^+}{c} \left| \left(\frac{dv}{dt} \right)_m^+ \right|. \quad (5.3.-50)$$

Dieses Ergebnis gilt sowohl für den temperaturgleichen als auch für den temperaturtransformierten Anschluß mittels Beimischstationen, da im ersten Moment des Heizenergieausfalls der Abnehmerstromkreis noch unbeeinflusst arbeitet.

Stillstand des Netzes

Wird mit Ausfall der Heizenergie auch die Umwälzung des Heizwassers — einschließlich der Abnehmeranlagen — unterbrochen, so berechnet sich der maximale Zuspaisstrom gemäß der Zahlenwertgleichung (5.3.-41)

$$\dot{V}_{Zu, \max, S} = \sum_{i=1}^n \varepsilon_i^+ \dot{Q}_{A, i}^+ \quad \text{in m}^3/\text{s}, \quad (5.3.-51)$$

wobei die Vollastdaten \dot{Q}^+ in kW und ε^+ nach Tabelle 5.3.-5 einzusetzen sind.

Der Zuspaisstrom bei Heizenergieausfall und Stillstand der Umwälzpumpen ist stets kleiner als bei deren Betrieb. Nach dieser Behauptung gilt

$$\dot{V}_{Zu, \max, S} < \dot{V}_{Zu, \max, B}$$

Setzt man die Gln. (5.3.-50) und (5.3.-51) ein und betrachtet nur einen Ersatzabnehmer, so folgt nach Kürzung

$$\varepsilon < \frac{1}{c} \left| \left(\frac{dv}{dt} \right)_m \right|$$

Der Vergleich der Tabellenwerte 5.3.-5 und 5.3.-3 bestätigt die Gültigkeit der angeschriebenen Ungleichung.

5.3.2.6. Schlußfolgernde Auslegungshinweise

Bemißt man die Druckhalteanlage so, daß die vorgeannten Extremwerte

- Volumenexpansion beim vollen Aufheizen ($\dot{V}_{Ab, \max}$)
- Volumenkontraktion bei Heizenergieausfall und Netzbetrieb ($\dot{V}_{Zu, \max, S}$)

kompensiert werden können, dann sind auch alle übrigen Betriebsfälle ohne weiteres zu beherrschen.

Die maximale Volumenkontraktion, die bei Heizenergieausfall und Netzstillstand ($\dot{V}_{Zu, \max, S}$) auftritt, ist, wie bereits nachgewiesen, kleiner als bei Netzbetrieb.

Beim Fixieren verbindlicher Auslegungsdaten sind — soweit diese nicht durch Normen vorgegeben wurden — auch die daraus folgenden technischen Konsequenzen zu beachten. Handelt es sich beispielsweise um eine statische Druckhalteanlage und beeinflussen die maximalen Volumenausgleichsströme nur die Bemessung der Ausgleichsleitung zwischen Netz und Ausdehnungsgefäß, so sollten natürlich die absoluten Extremwerte zugrunde gelegt werden. Ließen sich durch ein spezielles Betriebssystem die maximalen Volumenströme senken, so bewirkte dies ohnehin nur eine unbedeutende Reduzierung der Investitionskosten für die genannte Ausdehnungslei-

tung. Soll jedoch eine dynamische Druckhalteanlage mit ständig laufenden Druckdiktierpumpen zum Einsatz kommen, dann würde eine Reduzierung der maximalen Volumenströme zu einer beachtlichen Verringerung der Investitions- und vor allem der Betriebskosten führen, da die Pumpenauswahl bedeutenden Einfluß auf deren Jahresenergieverbrauch nimmt.

Zusammenfassend seien folgende Hinweise gegeben:

1. Bei einfachen Druckhalteanlagen, z. B. statischen Druckhaltesystemen, sind den Bemessungen $\dot{V}_{Ab, \max}$ [Gl. (5.3.-47)] und $\dot{V}_{Zu, \max, B}$ [Gl. (5.3.-50)] zugrunde zu legen.
2. Bei dynamischen Druckhalteanlagen sind zur Beschränkung der Investitionen und der Antriebsenergie für die Druckdiktierpumpen vorhandene Betriebsprogramme genau zu analysieren bzw. unter den genannten Gesichtspunkten spezielle Betriebsprogramme zu entwerfen, die das Ziel haben, die maximalen Volumenausgleichsströme gegenüber $\dot{V}_{Ab, \max}$ und $\dot{V}_{Zu, \max, B}$ zu verringern. Solche Festlegungen können sein:

- Das Netz wird stufenweise oder so langsam aufgeheizt, daß die Wärmezufuhr stets mit einer partiellen Wärmeabgabe der Abnehmer gekoppelt ist. Die Berechnung hat dann nach Gl. (5.3.-47) mit $\dot{Q}_E < \dot{Q}_E^+$ oder nach Gl. (5.3.-16) mit $\dot{Q}_E > \dot{Q}_A > 0$ zu erfolgen.

- Bei Heizenergieausfall wird durch entsprechende elektrische Schaltungen auch die Wasserumwälzung — einschließlich der in den Hausanschlußstationen — unterbrochen, wodurch $\dot{V}_{Zu, \max, S}$ nach Gl. (5.3.-51) maßgebend ist. (Falls genaue Angaben zur Nachwärmentwicklung im Wärmebereitsteller vorliegen, könnte dieser Wert noch verringert werden.)

3. Für Kombinationen statischer und dynamischer Druckhaltesysteme gelten prinzipiell die gleichen Zielstellungen wie unter Punkt 2.
4. Die praktischen Belastungsdaten für die Anlagenteile des jeweiligen Druckhaltesystems sind schaltungsspezifisch zu ermitteln. Es gelten:

- Abpaisstrom der Anlage, der den Überströmregler beaufschlagt:

$$\dot{V}_{Anl, Ab} = \dot{V}_{Ab, \max} + \dot{V}_{P, \min} \quad (5.3.-52)$$

Bei Vorhandensein einer Druckdiktierpumpe ist deren Mindestförderstrom $\dot{V}_{P, \min}$ zu addieren.

Die Leckverluste werden sicherheitshalber nicht subtrahiert.

- Zuspaisstrom der Anlage, den die Druckdiktierpumpe fördert:

$$\dot{V}_{Anl, Zu} = \dot{V}_{Zu, \max} + \dot{V}_{Ü, \min} + \dot{V}_L \quad (5.3.-53)$$

Enthält die Druckhalteanlage einen Überströmregler, der die Abpaismenge aus dem Netz regelt, so ist dessen Mindestdurchsatzmenge $\dot{V}_{Ü, \min}$ zu addieren.

Außerdem muß der Leckmengenstrom \dot{V}_L nach Gl. (5.3.-8) bzw. (5.3.-9) Berücksichtigung finden.

5. Zur Verringerung der praktischen Belastungsdaten sind die anlagenbedingten Mindestvolumenströme $\dot{V}_{P, \min}$ und $\dot{V}_{Ü, \min}$ unter Beachten der technisch be-

dingten Grenzen zu minimieren. Es gibt folgende Möglichkeiten:

- Es werden mehrere Pumpen und Überströmregler eingesetzt, die gestaffelt in und außer Betrieb gehen. Dadurch sind die Mindestwerte jeweils dem kleinsten Bauelement zuzuordnen.
- Da es sich bei Heizenergieausfall um eine Havariesituation handelt, darf der Überströmregler kurzzeitig geschlossen sein ($\dot{V}_{U,\min} = 0$).

(Aus Gründen einer genauen, stetigen Regelung sollte dies beim Normalbetrieb nicht auftreten.)

- Das planmäßige Abheizen sollte keinesfalls den maximalen Belastungsfall charakterisieren. Es sind dafür Betriebsprogramme zu ermitteln, die die Förderleistung von mindestens zwei Druckdiktierpumpen (einschließlich Reservepumpe) in Rechnung stellen.
- Es ist der Nachweis zu führen, daß die maximal möglichen Volumenänderungen infolge witterungsbedingter Laständerungen durch das Druckhalte-system kompensierbar sind. Dabei ist ein maximaler Temperaturanstieg der Außentemperatur von 3 K/h anzunehmen. Dieser Temperaturgradient gilt als Maximalwert bei tiefsten Außentemperaturen.

5.3.2.7. Beispiele

Beispiel 1

Ein Heiznetz wird mit 110 °C/70 °C im Vollastzustand betrieben. Die Abnehmer sind direkt in den Heizstromkreis eingebunden. Die Regelung erfolgt zentral vom Wärmeübertrager aus. Die Umwälzpumpen haben eine Leistung von 100 m³/h, das Füllvolumen beträgt 50 m³. Die Anlage wird mit 110 °C Vorlauftemperatur bei -15 °C Außentemperatur gefahren.

Wie groß ist der maximale Zuspaisestrom, wenn die Außentemperatur linear um 3 K/h steigt und die Vorlauftemperatur sich ohne Zeitverzögerung auf den jeweils neuen Soll-Wert einstellt?

Lösung

Nach Gl. (5.3.-17) errechnet sich

$$\Delta\tau = \frac{50}{2 \cdot 100} \text{ h} = 0,25 \text{ h}.$$

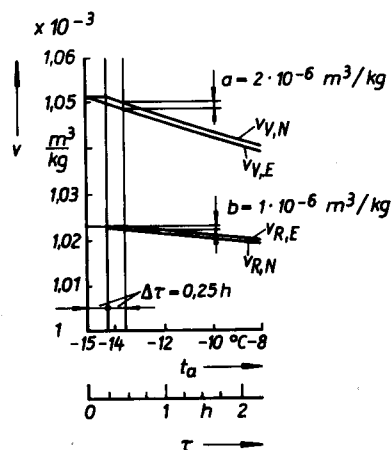


Bild 5.3.-11

Verläufe der spezifischen Volumina bei einem Anstieg der Außentemperaturen von 3 K/h und einer Transportzeit im Netz von 0,25 h, wobei die Heizflächen temperaturgleich ohne Zwischenregelung angeschlossen sind (Beispiel 1).

Durch Abpausen der Kurven $v_{V,N}$ und $v_{R,N}$ aus Bild 5.3.-4 auf darübergelegtes Transparentpapier und Ergänzung der Zeitdifferenzen am Abszissenmaßstab erhält man das zeitliche Verhalten des Abnehmers (Bild 5.3.-11). Die am Abnehmer wirksam gewordene Vorlaufvolumenänderung muß jedoch 0,25 h vorher in gleicher Weise am Erzeugeraustritt erfolgt sein, d. h., die Kurve $v_{V,N}$ kann als Kurve $v_{V,E}$ um 0,25 h nach „vorn“ verschoben, ebenfalls abgepaust werden. Dabei entsprechen 0,25 h einem Temperaturabfall von 0,75 K, da 3 K/h in der Aufgabenstellung vorgegeben werden.

Analog ist mit der Änderung des Volumens am Erzeuger eintritt zu verfahren, d. h., die Kurve $v_{R,N}$ wird, um 0,25 h nach „hinten“ verschoben, als $v_{R,E}$ durchgezogen. Die Zeitkoordinate kann somit endgültig — von 0 beginnend — aufgetragen werden.

Der Zuspaisestrom ist nach Gl. (5.3.-18) zu ermitteln. Der größte Wert tritt dort auf, wo die Strecke $(a + b)$ — vgl. auch Bild 5.3.-3 — ein Maximum erreicht. Es ist sofort zu sehen, daß $(a + b)$ nach 0,5 h — von Beginn der Abkühlung an gerechnet — den größten Wert mit $3 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3/\text{kg}$ annimmt. Der Massestrom wird näherungsweise

$$\dot{m}_E = \frac{100000 \text{ kg}}{3600 \text{ s}} = 27,78 \text{ kg/s}$$

gesetzt und konstant betrachtet. Im Temperaturbereich kleiner als 70 °C führt dies zu einem maximalen Fehler von 2%.

Schließlich folgt nach Gl. (5.3.-18)

$$\begin{aligned} \dot{V}_{zu} &= 27,78 \cdot 3 \cdot 10^{-6} \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \\ &= 83,3 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s} \approx 0,3 \text{ m}^3/\text{h} . \end{aligned}$$

Beispiel 2

Ein Wohngebiet mit etwa 7500 Wohnungseinheiten und zahlreichen gesellschaftlichen Einrichtungen soll durch ein Netz 130 °C/70 °C über Hausmischstationen von einer Wärmeübertragerstation aus mit Heizenergie versorgt werden. Die Gebäudeheizungsanlagen sind für die Temperaturparameter 110 °C/70 °C (Außentemperatur $t_{a,\min} = -18$ °C) bemessen und werden entsprechend der Außentemperatur gleitend gefahren. Die Vorlauftemperatur des Außennetzes soll stets um 60 K über der zur jeweiligen Außentemperatur gehörigen Rücklauf-temperatur liegen.

Die Wassermassen, die Wärmeabgaben und die mittleren Temperaturen der Anlagenteile sind nachfolgend zusammengestellt.

Netz

Gedämmte Rohre

DN 500 ... 125 $m_w = 293000 \text{ kg}$;

$$\dot{Q}^+ = 183 \text{ kW}; \quad t_m^+ = 100 \text{ °C}$$

DN 100 ... 40 $m_w = 130000 \text{ kg}$;

$$\dot{Q}^+ = 754 \text{ kW}; \quad t_m^+ = 100 \text{ °C}$$

Gebäudeanlage**Gedämmte Rohre**DN 100 ... 40 $m_w = 80000 \text{ kg}$;

$$\dot{Q}^+ = 499 \text{ kW}; \quad t_m^+ = 90 \text{ }^\circ\text{C}$$

Nackte RohreDN 32 ... 10 $m_w = 40000 \text{ kg}$;

$$\dot{Q}^+ = 5568 \text{ kW}; \quad t_m^+ = 90 \text{ }^\circ\text{C}$$

Plattenheizkörper $m_w = 148000 \text{ kg}$;

$$\dot{Q}^+ = 55100 \text{ kW}; \quad t_m^+ = 90 \text{ }^\circ\text{C}$$

Die Umgebungstemperatur der Anlagenteile betrage durchweg $t_U = 20 \text{ }^\circ\text{C}$. Die Aufheizung des Netzwassers erfolgt in zwei Stufen von $70 \text{ }^\circ\text{C}$ auf $100 \text{ }^\circ\text{C}$ und von $100 \text{ }^\circ\text{C}$ auf $130 \text{ }^\circ\text{C}$. Primärseitig steht Satttdampf zur Verfügung. Die vorhandenen Dampftemperaturen liegen auf Grund von Druckschwankungen in der ersten Stufe zwischen $127 \text{ }^\circ\text{C}$ und $151 \text{ }^\circ\text{C}$, in der zweiten Stufe zwischen $179 \text{ }^\circ\text{C}$ und $200 \text{ }^\circ\text{C}$. Die Heizfläche der Wärmeübertrager erhielt nach Herstellerangaben einen Zuschlag von etwa 30 Prozent, um Unsicherheiten in der Berechnung der Wärmedurchgangskoeffizienten zu begegnen. Die Auslegung erfolgte für die jeweils niedrigste Dampftemperatur. Im Netz werden maximal $\dot{m}^+ = 222 \text{ kg/s}$ umgewälzt. Für die Bemessung einer dynamischen Druckhalteanlage ist anzunehmen, daß beide Aufheizstufen nacheinander in Betrieb genommen werden.

Folgende Größen sind zu berechnen:

- Leckverluste
- maximale Volumenexpansion unter Beachten des Betriebsregimes
- maximale Volumenkontraktion bei Netzbetrieb und bei Netzstillstand
- Volumenänderung bei Laständerung infolge veränderter Außentemperatur (3 K/h)
- maximale Temperaturänderungsgeschwindigkeit der Netzvorlaufstemperatur beim planmäßigen Abfahren unter Annahme, daß der Zuspaisestrom $\dot{V}_{zu} = 0,006 \text{ m}^3/\text{s}$ beträgt.

Lösung

Leckverluste. Die Berechnung erfolgt nach Gl. (5.3.-8). Die Wassermasse der Anlage ergibt sich gemäß Aufgabenstellung zu

$$\begin{aligned} m_{Anl} &= (293 + 130 + 80 + 40 + 148) 10^3 \text{ kg} \\ &= 691 \cdot 10^3 \text{ kg} . \end{aligned}$$

Damit liefert die genannte Gleichung

$$\dot{V}_L = 120 \cdot 10^{-12} \cdot 691 \cdot 10^3 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 82,92 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s} .$$

Maximale Volumenexpansion. Die Berechnung des größten Abspeisestroms beim Aufheizvorgang erfolgt nach den Gln. (5.3.-47) bis (5.3.-49). Es wird davon ausgegangen, daß die erste und zweite Aufheizstufe zeitlich nacheinander in Betrieb genommen werden. Die parallelgeschalteten Wärmeübertrager einer Stufe können jedoch gleichzeitig in Betrieb gehen. Es ist zuerst festzustellen, bei Inbetriebnahme welcher Stufe die größte Volumenexpansion auftritt.

Für die erste Aufheizstufe gilt:

Die Betriebscharakteristik nach Gl. (5.3.-48)

$$\Phi = \frac{100 - 70}{127 - 70} = 0,53$$

ergibt für $\dot{C}_s/\dot{C}_p = 0$ (Dampfbeaufschlagung) nach Bild 1.1.-29 $kA/\dot{C}_s = 0,77$. Dieser Wert wird mit 1,3 multipliziert, da von der Herstellerfirma die Heizfläche A um 30% größer als erforderlich gewählt wurde. Damit erhält man als vorhandenen Wert $kA/\dot{C}_s = 1,0$, woraus nach oben erwähntem Diagramm $\Phi = 0,63$ folgt. Für die weitere Berechnung ist nicht, wie bei der Auslegung, die minimale Dampftemperatur von $127 \text{ }^\circ\text{C}$, sondern die maximal mögliche Dampftemperatur von $151 \text{ }^\circ\text{C}$ anzusetzen. Die Wassereintrittstemperatur, die zur größten Volumenexpansion führt, errechnet sich nach Gl. (5.3.-49) bzw. Bild 5.3.-10 zu

$$t_{R,E} = [14,4 + (0,63 - 1) \cdot 151] \cdot \frac{1}{0,63 - 2} = 30 \text{ }^\circ\text{C} ,$$

womit die Wasseraustrittstemperatur nach Gl. (5.3.-48)

$$t_{V,E} = 30 \text{ }^\circ\text{C} + 0,63 \cdot (151 - 30) \text{ K} = 106 \text{ }^\circ\text{C}$$

errechenbar ist. Die zugehörigen spezifischen Volumina sind Bild 5.3.-1 zu entnehmen. Damit ergibt sich der Abspeisevolumenstrom nach Gl. (5.3.-47) zu

$$\begin{aligned} \dot{V}_{Ab, \max} &= 222(1,048 - 1,004) 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \\ &= 9,77 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s} . \end{aligned}$$

Für die zweite Aufheizstufe gilt:

Analog zur vorstehenden Berechnung folgt nach Gl. (5.3.-48)

$$\Phi = \frac{130 - 100}{179 - 100} = 0,38$$

und weiter mit $\dot{C}_s/\dot{C}_p = 0$ aus dem Diagramm $kA/\dot{C}_s = 0,48$. Die Erhöhung auf das 1,3fache liefert schließlich als neuen Wert $kA/\dot{C}_s = 0,62$, womit $\Phi = 0,45$ abgelesen werden kann. Unter der Voraussetzung, daß die maximale Dampftemperatur $200 \text{ }^\circ\text{C}$ beträgt, ergibt sich nach Gl. (5.3.-49) die Wassereintrittstemperatur $t_{R,E} = 62 \text{ }^\circ\text{C}$ und nach Gl. (5.3.-48) die Wasseraustrittstemperatur $t_{V,E} = 124 \text{ }^\circ\text{C}$.

Mit den zugehörigen Werten aus Bild 5.3.-1 folgt nach Gl. (5.3.-47)

$$\begin{aligned} \dot{V}_{Ab, \max} &= 222(1,063 - 1,017) \cdot 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \\ &= 10,21 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s} . \end{aligned}$$

Theoretisch kann somit beim Anfahren der zweiten Aufheizstufe die maximale Abspeisemenge auftreten. (Bei einwandfreier Funktion der MSR-Anlage ist dieser Wert praktisch nicht zu erwarten, da erst bei Erreichen von $100 \text{ }^\circ\text{C}$ am Austritt der ersten Aufheizstufe die zweite Stufe zugeschaltet wird. Die Aufheizung würde dann von $100 \text{ }^\circ\text{C}$ auf $130 \text{ }^\circ\text{C}$ erfolgen, wobei sich ein Abspeisestrom von $5,8 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ ergäbe.)

Maximale Volumenkontraktion bei Netzbetrieb. Sie tritt bei Ausfall der Heizenergie auf. Der Zuspaisestrom ist nach Gl. (5.3.-50) zu berechnen:

$$\begin{aligned} \dot{V}_{Zu, \max, B} &= 222(1,069 - 1,022) \cdot 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \\ &= 10,43 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s} . \end{aligned}$$

Maximale Volumenkontraktion bei Netzstillstand. Bei voll aufgeheiztem Netz und anschließendem Heizenergie- und Pumpenausfall ergibt sich der erforderliche Zuspaisestrom gemäß Gl. (5.3.-51) mit den Werten der Tabelle 5.3.-5 und der Aufgabendstellung

$$\begin{aligned} \dot{V}_{Zu, max, S} &= (0,173 \cdot 183 + 0,164 \cdot 754 + 0,149 \cdot 499 \\ &\quad + 0,114 \cdot 5568 + 0,107 \cdot 55100) \cdot 10^{-6} \frac{m^3}{s} \\ &= (32 + 124 + 74 + 635 + 5896) \cdot 10^{-6} \frac{m^3}{s} \\ &= 6,76 \cdot 10^{-3} \frac{m^3}{s} \end{aligned}$$

Wie aus den Ergebnissen zu ersehen, ist der Anteil, der durch die Heizkörperabkühlung verursacht wird, entscheidend.

Dieser Zuspaisestrom liegt natürlich nur zu Beginn der Betriebsunterbrechung vor. Er nimmt mit der Zeit rasch ab. Errechnet man die Temperaturen der einzelnen Anlageanteile nach fünf Minuten, so ergeben sich nach den Gln. (5.3.-43) und (5.3.-44) folgende Werte:

Gedämmte Rohre DN 500 ... 125

$$t = 20^\circ\text{C} + 80 \text{ Ke}^{-\frac{183\,000 \cdot 300}{1,09 \cdot 293\,000 \cdot 4\,190 \cdot 80}} = 100,0^\circ\text{C}$$

Gedämmte Rohre DN 100 ... 40

$$t = 20^\circ\text{C} + 80 \text{ Ke}^{-\frac{754\,000 \cdot 300}{1,15 \cdot 130\,000 \cdot 4\,190 \cdot 80}} = 99,6^\circ\text{C}$$

Nackte Rohre DN 32 ... 10

$$\begin{aligned} t &= 20^\circ\text{C} + \left[70^{-0,25} + 0,25 \frac{5\,568\,000 \cdot 300}{1,5 \cdot 40\,000 \cdot 4\,190 \cdot 70^{1,25}} \right]^{0,25} \text{ K} \\ &= 83,7^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Plattenheizkörper

$$\begin{aligned} t &= 20^\circ\text{C} + \left[70^{-0,29} + 0,29 \frac{55\,100\,000 \cdot 300}{1,6 \cdot 148\,000 \cdot 4\,190 \cdot 70^{1,29}} \right]^{0,29} \text{ K} \\ &= 75,6^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Diese Übersicht zeigt, daß es für die ersten Minuten ausreichend ist, nur die Abkühlung der Plattenheizkörper näher zu betrachten. Für die übrigen Anlageanteile sind auf Grund der geringen Abkühlungen und der an sich kleinen Zuspaiseströme die eingangs errechneten Teilzuspaiseströme zu verwenden ($\dot{V}'_{Zu, max, S} = 0,865 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$). Die Zuspaisemengen infolge der Heizkörperabkühlung errechnen sich gemäß den Gln. (5.3.-41) bis (5.3.-43). Die Ergebnisse sind tabellarisch zusammengefaßt:

τ min	t °C	ε $10^{-6} \frac{m^3}{kWs}$	\dot{Q} kW	$\varepsilon \dot{Q}$ $10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$	$\dot{V}_{Zu, S}$ $10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$
2	83,7	0,1005	48 788	4,903	5,768
4	78,2	0,0949	43 424	4,121	4,986
6	73,2	0,0898	38 672	3,473	4,338
8	68,8	0,0853	34 597	2,951	3,816
10	64,8	0,0812	30 983	2,516	3,381
12	61,3	0,0776	27 897	2,164	3,029

Diese Werte zeigen die rasche Abnahme des erforderlichen Zuspaisestroms deutlich. Dies bedeutet, daß $\dot{V}_{Zu, max, S}$ wegen der vorhandenen Kurzzeitigkeit genau ermittelt und ohne „Sicherheitszuschläge“ versehen in der weiteren Rechnung verwendet werden sollte.

Volumenänderung bei Laständerung. Die Temperaturen für den Netzvorlauf, den Abnehmervorlauf (= Mischtemperatur) und Abnehmerrücklauf sind als Funktion der Außentemperatur unter Verwendung des Bildes 5.3.-4 im Bild 5.3.-12 aufgezeichnet. Zugehörig werden unter Verwendung der Bilder 5.3.-1 und 5.3.-4 die spezifischen Volumina aufgetragen.

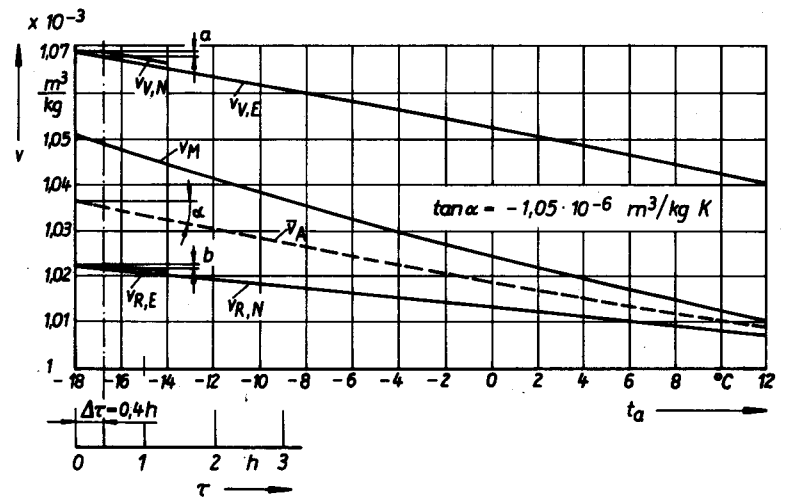
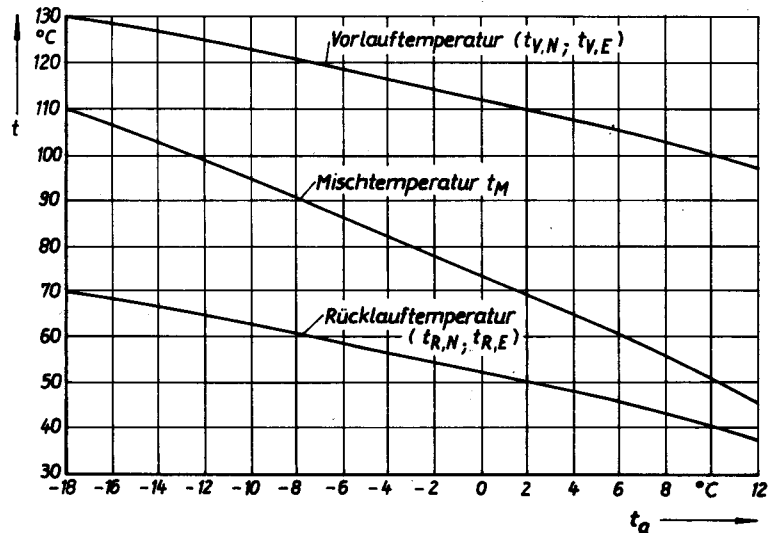


Bild 5.3.-12
Temperaturverläufe und spezifische Volumina in Abhängigkeit von den Außentemperaturen sowie deren Verschiebung bei einem Anstieg der Außentemperaturen von 3 K/h und einer Transportzeit im Netz von 0,4 h, wobei die Heizflächen temperaturtransformiert unter Einschalten von Beimischstationen angeschlossen sind (Beispiel 2)

Ausgehend von der Wassermasse des Abnehmers $m_A = 268\,000 \text{ kg}$, berechnen sich nach den Gln. (5.3.-22) und (5.3.-23) die Masseanteile für den Bypass

$$m_B = 268\,000 \left(1 - \frac{40}{60} \right) \text{ kg} = 89\,333 \text{ kg}$$

das Netz

$$m_N = 268000 \frac{40}{60} \text{ kg} = 178667 \text{ kg}.$$

Die in Gl. (5.3.-17) einzusetzende Anlagenmasse m_{Anl} ergibt sich als Summe aus dem Netz und dem Gebäudeanteil m_N . Es gilt somit

$$m_{Anl} = (293 + 130 + 178,7) \cdot 10^3 \text{ kg} = 601700 \text{ kg},$$

woraus folgt

$$\Delta\tau = \frac{601700}{2 \cdot 222} \text{ s} = 1355,2 \text{ s} \approx 0,4 \text{ h}.$$

Unter Beachtung der Tatsache, daß sich die Außentemperatur um 3 K/h ändert und in Kurvenverlauf nach Bild 5.3.-7 entsteht, kann Bild 5.3.-12 um die fehlenden v -Kurven und die Zeitkoordinate ergänzt werden. Der Zuspaisestrom berechnet sich nach Gl. (5.3.-28). Die Werte a , b und α sind aus der Grafik entnehmbar. Der Anstieg $d\bar{v}_A/dt_a$ kann aber auch aus Bild 5.3.-4 zu $-10^{-6} \text{ m}^3/\text{kg K}$ abgelesen werden. Weiter gilt $dt_a/d\tau = 3 \text{ K/h}$.

Der größte witterungsbedingte Zuspaisestrom errechnet sich damit zu

$$\begin{aligned} \dot{V}_{Zu} &= \left[222(2 \cdot 10^{-6}) - 89333(-10^{-6}) \frac{3}{3600} \right] \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \\ &= 0,518 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}. \end{aligned}$$

Maximale Temperaturänderungsgeschwindigkeit beim Abheizen. Ausgehend von der Mischtemperatur t_M und der Rücklauftemperatur $t_{R,N}$ für die Auslegungsparameter $110^\circ\text{C}/70^\circ\text{C}$ nach Bild 5.3.-4, kann nach Gl. (5.3.-29) die Vorlauftemperatur des Netzes bestimmt werden. Entscheidend ist das Mischungsverhältnis

$$\frac{\dot{m}_B}{\dot{m}_A} = \left(1 - \frac{40}{60} \right) = 0,33.$$

Die Temperaturverläufe sind im Bild 5.3.-13 aufgezeichnet, wobei für die Abszisse die Netzvorlauftemperatur $t_{V,N}$ gemäß der Empfehlung zu Bild 5.3.-8 verwendet wurde. Darunter sind die spezifischen Volumina dargestellt (Werte aus Bild 5.3.-1). Die einzelnen Kurven werden qualitativ ebenfalls nach Bild 5.3.-8 verschoben. Die Anstiege sind quantitativ aus Bild 5.3.-13 ermittelbar. Es gelten:

$$\tan \alpha = \frac{dv_{V,N}}{dt_{V,N}} = 1 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3/\text{kg K}$$

$$\tan \beta = \frac{dv_{R,N}}{dt_{V,N}} = 0,2 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3/\text{kg K}$$

$$\tan \gamma = \frac{d\bar{v}_A}{dt_{V,N}} = 0,43 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3/\text{kg K}.$$

Die Ermittlung der Werte ist mit einigen Unsicherheiten behaftet, da die Tangenten nicht immer eindeutig an die v -Kurven angelegt werden können. Analytische Berechnungen sind zwar möglich, aber relativ aufwendig. Da die dabei erreichbare Genauigkeit jedoch nicht den getroffenen Näherungsannahmen entspricht, wird diese Berechnungsvariante nicht benutzt.

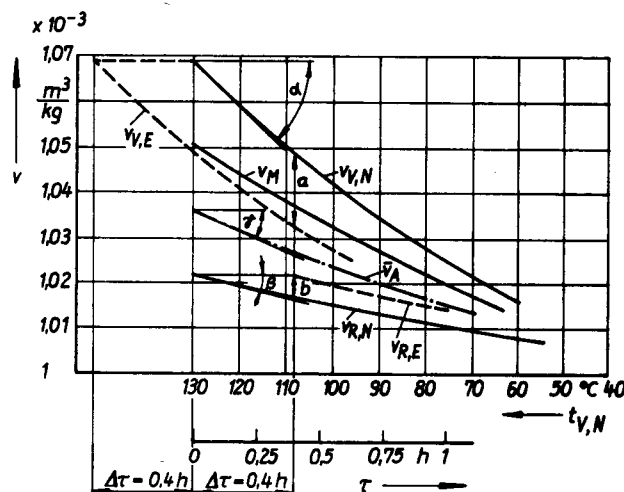
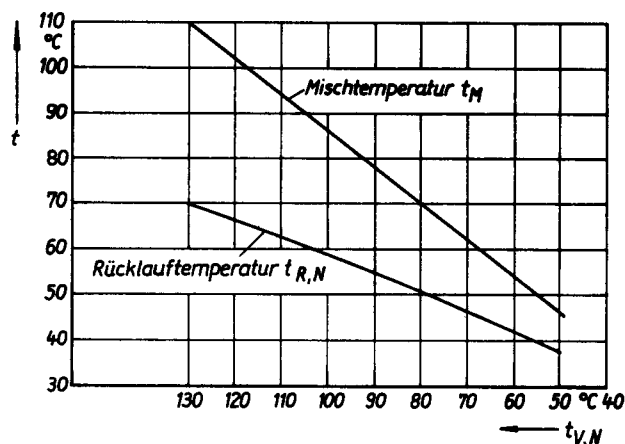


Bild 5.3.-13

Temperaturverläufe und spezifische Volumina in Abhängigkeit von der Netzvorlauftemperatur sowie den zugehörigen Kurvenverschiebungen beim planmäßigen Abheizen (Beispiel 2)

Unter Beachten des verfügbaren Zuspaisestroms von $\dot{V}_{Zu} = 0,006 \text{ m}^3/\text{s}$ ergibt sich nach Gl. (5.3.-33)

$$\begin{aligned} \frac{dt_{V,N}}{d\tau} &= \frac{-0,006}{222 \cdot 1355(1 + 0,2) \cdot 10^{-6} + 89333 \cdot 0,43 \cdot 10^{-6}} \frac{\text{K}}{\text{s}} \\ &= -0,015 \text{ K/s} = -54 \text{ K/h}. \end{aligned}$$

Da die Vorlauftemperatur linear mit der Zeit abnimmt, kann der Abszissenmaßstab in einen Zeitmaßstab übergeführt werden, wobei $54 \text{ K} \approx 1 \text{ h}$ gilt. Zu beachten ist des weiteren, daß die Temperaturabsenkung $\Delta\tau = 0,4 \text{ h}$ vorher am Austritt und $0,4 \text{ h}$ nachher am Eintritt des Wärmebereitstellers — jeweils vom Verbraucher aus betrachtet — auftritt.

Bild 5.3.-13 kann damit um die gestrichelt dargestellten Kurvenzüge ergänzt werden. Es ist sofort zu sehen, daß $(a + b)_{\max} = 21 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3/\text{kg}$ bei $\tau = 0,8 \text{ h}$ liegt. Dieser Wert ist kleiner als das mit den Kurvenanstiegen errechnete Ergebnis. Verursacht wurde dies durch den konvexen Kurvenverlauf. Rechnet man den notwendigen Zuspaisestrom für die ermittelte Absenkungsgeschwindigkeit der Vorlauftemperatur von 54 K/h exakt nach, so folgt nach Gl. (5.3.-28)

$$\begin{aligned} \dot{V}'_{Zu} &= \left[222 \cdot 21 \cdot 10^{-6} - 89333 \cdot 0,43 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{-54}{3600} \right] \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \\ &= 0,0052 \text{ m}^3/\text{s}. \end{aligned}$$

Demgegenüber steht ein möglicher Förderstrom von $0,006 \text{ m}^3/\text{s}$, d. h., eine Reserve ist noch vorhanden. Die mit Gl. (5.3.-33) vorgeschlagene Näherung führt ohne Iteration zu einer sofortigen Aussage über die maximal mögliche Abkühlungsgeschwindigkeit, die den Betreiber interessiert.

Das Beispiel wird im Abschnitt 5.4.2.3. fortgesetzt.

Beispiel 3

Die Druckauflastung und Volumenkompensation für ein Heiznetz, das ein Wohngebiet versorgt, soll durch eine statische Druckhalteanlage (geschlossenes Ausdehnungsgefäß mit drucklosem Speicher) erfolgen. Das Netz ist für die Vollastwerte $110 \text{ }^\circ\text{C}/70 \text{ }^\circ\text{C}$ ausgelegt und versorgt die Gebäudesysteme über einen direkten Anschluß. Die Füllvolumina, die Wärmeströme im Vollastzustand sowie die zugehörigen mittleren Temperaturen zwischen Vor- und Rücklauf sind nachfolgend zusammengestellt: Fernleitung; gedämmte Rohre DN 65 ... 250

$$V = 60 \text{ m}^3; \dot{Q}^+ = 185,6 \text{ kW}; t = 90 \text{ }^\circ\text{C}$$

Gebäudeanlage; gedämmte Rohre DN 40 ... 100

$$V = 17,4 \text{ m}^3; \dot{Q}^+ = 99,8 \text{ kW}; t = 90 \text{ }^\circ\text{C}$$

nackte Rohre DN 10 ... 32

$$V = 8 \text{ m}^3; \dot{Q}^+ = 1113,6 \text{ kW}; t = 90 \text{ }^\circ\text{C}$$

Plattenheizkörper

$$V = 29,6 \text{ m}^3; \dot{Q}^+ = 11020 \text{ kW}; t = 90 \text{ }^\circ\text{C}$$

Die Umgebungstemperatur beträgt $t_U = 20 \text{ }^\circ\text{C}$.

Nach Einschätzung des Betreibers ist mit Ausfall der Elektroenergie zu rechnen. Die Mindestfüllung im Ausdehnungsgefäß soll deshalb die maximale Volumenkontraktion 30 Minuten lang kompensieren können.

Folgende Aufgaben sind zu lösen:

- maximale Volumenänderung
- maximale Volumenänderung während eines 30minütigen Netzstillstandes
- maximale Volumenausgleichsströme.

Lösung

Maximale Volumenänderung. Nach Gl. (5.3.-6) folgt unter Berücksichtigung einer geringfügigen Überheizung mit den Werten der Tabelle 5.3.-1

$$\Delta V = 115 \cdot 0,04 \text{ m}^3 = 4,6 \text{ m}^3.$$

Maximale Volumenänderung während 30 Minuten Netzstillstand. Die Berechnung hat nach Gl. (5.3.-45) zu erfolgen. Die ε -Werte sind der Tabelle 5.3.-5 und die Integrale der Tabelle 5.3.-6 zu entnehmen. Damit wird

$$\begin{aligned} \Delta V_{t=0,5\text{h}} &= (0,153 \cdot 185,6 \cdot 0,5 + 0,149 \cdot 99,8 \cdot 0,5 \\ &+ 0,114 \cdot 1113,6 \cdot 0,279 + 0,107 \cdot 11020 \\ &\times 0,190) \cdot 10^{-6} \cdot 3600 \text{ m}^3 = 1,0 \text{ m}^3. \end{aligned}$$

Maximale Volumenausgleichsströme. Bei Volumenexpansion tritt nach Gl. (5.3.-47) der Abspeisestrom

$$\begin{aligned} \dot{V}_{\text{Ab,max}} &= \frac{1}{4,19} \cdot 12419 \cdot 1,3 \cdot 0,719 \cdot 10^{-6} \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \\ &= 2,77 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}. \end{aligned}$$

auf. Der Volumen-Temperaturgradient wurde Tabelle 5.3.-3 entnommen, der Überlastfaktor $n = 1,3$ gesetzt. Bei Volumenkontraktion gilt nach Gl. (5.3.-50)

$$\dot{V}_{\text{Zu,max,B}} = \frac{12419}{4,19} \cdot 0,719 \cdot 10^{-6} \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 2,13 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}.$$

Diesem Wert ist noch der Leckmengenstrom zu überlagern. Er beträgt nach Gl. (5.3.-8)

$$\dot{V}_L = 120 \cdot 10^{-12} \cdot 115000 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 13,8 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}.$$

Die Fortsetzung des Beispiels findet sich im Abschnitt 5.4.1.7., Beispiel 1.

5.4. Druckhaltesysteme

Die Anlagen zur Druckhaltung können grundsätzlich in dynamische und statische Systeme eingeteilt werden.

Die *statischen Systeme* haben ein direkt im Heizungsnetz eingebundenes Ausdehnungsgefäß, das ein Gas- oder Dampfpolster enthält. Die Volumenschwankungen werden durch Wasserstandsänderung in diesem Ausdehnungsgefäß abgefangen. Die dadurch in gleichem Maße hervorgerufene Volumenänderung des kompressiblen Mediums hat stets eine Druckänderung zur Folge. Je nach den im Netz zugelassenen Druckschwankungen errechnet sich das Volumen des Ausdehnungsgefäßes. Zur Verringerung des Behältervolumens kann ein Teil des Wassers oder des kompressiblen Mediums aus dem Ausdehnungsgefäß entnommen und druckmäßig getrennt in einem separaten Behälter gespeichert werden. Leicht verfügbare Druckmedien – wie Luft oder Dampf – bläst man bei Druckerhöhungen ab und speist bei Unterdruck erneut nach. Den statischen Systemen ist eigen, daß sie die gesamte Volumenänderung – in den letztgenannten Fällen zumindest einen großen Teil – im abgeschlossenen System kompensieren können.

Die *dynamischen Systeme* zeichnen sich durch kontinuierliche Zuspense- und Abspeiseströme aus, deren Größen so geregelt werden, daß ein bestimmter Netzdruck garantiert ist. Diese Einrichtungen bezeichnet man oft auch als Druckdiktieranlagen. Die für den Pumpenbetrieb notwendige Antriebsenergie muß ununterbrochen zur Verfügung stehen. Je nach geforderter Versorgungssicherheit werden mehrfache elektrische Netzeinspeisungen oder der zusätzliche Einbau von Notstromaggregaten vorgesehen. Die gesamte Ausdehnungswassermenge wird in der Regel in drucklosen Ausdehnungsgefäßen gespeichert.

Die *statisch-dynamischen Systeme* stellen Kombinationen der vorgenannten Grundvarianten dar. Theoretisch können beispielsweise statische Systeme mit teilweiser Was-

serabspeisung in drucklose Speicher durch laufende Vergrößerung dieses Anteils in dynamische Systeme übergeführt werden. Viele kombinierte Systeme wurden in die Praxis eingeführt, um die Elektroenergie-Aufwendungen der rein dynamisch arbeitenden Druckhalteanlagen zu senken. Einige Lösungen sind vermutlich auch nur aus patentrechtlichen Gesichtspunkten kreiert worden.

Sogenannte *nachgeschaltete Druckhaltesysteme* regeln den Druck in Sekundärnetzen durch Überspeisen und gegebenenfalls auch durch Rückspeisen aus einem Primärnetz. Es handelt sich dabei um technisch einfache, kostengünstige Lösungen. Die eigentliche Volumenkompensation muß aber durch die Druckhaltung des Primärnetzes erfolgen, so daß die dafür entstehenden Kosten anteilig auf die Sekundärnetze umzulegen sind.

Sehr oft werden Druckhaltesysteme schaltungsmäßig mit thermischen Wasseraufbereitungsanlagen gekoppelt, wobei die Abspeiseströme über Entgaser geleitet werden und die Wasserspeicherung im zugehörigen Wasserraum erfolgt. Da zwischen beiden Einrichtungen kein funktionseller Zusammenhang besteht, die Schaltungen unnötig kompliziert und variantenreich werden sowie die Volumenänderungsströme sich mit den entgaserbeaufschlagten Strömen überlagern, werden der klaren Darstellung wegen nur die eigentlichen Druckhaltesysteme betrachtet.

Belastungen und Parameter

Die grundsätzlichen Größen sind im Abschnitt 5.3. definiert, die Einflußfaktoren abgeleitet und schließlich im Abschnitt 5.3.2.6. schlußfolgernd betrachtet worden. Für die praktische Bemessung der Druckhaltesysteme ergibt sich somit zusammenfassend:

ΔV	Ausdehnungsvolumen nach Gl. (5.3.-6), das zu kompensieren und zu speichern ist (Außer dem Ausdehnungsvolumen soll mitunter noch diejenige Wassermenge im Ausdehnungsgefäß vorrätig sein, die infolge von Entgasungsvorgängen und Leckverlusten während eines vorgegebenen, wartungsfreien Zeitraumes ins Netz nachzuspeisen ist. Eine Faustformel [53] gibt dafür $\Delta V^* = 15 \cdot 10^{-6} m_{Anl}$ in m^3 mit m_{Anl} in kg an. Falls dieser Anteil berücksichtigt werden soll, ist er zum Ausgangswert ΔV zu addieren.)
ΔV_τ	Ausdehnungsvolumen nach Gl. (5.3.-46), das im Druckgefäß deponiert werden sollte, um während einer Zeit τ Ausfälle der Elektroenergie ohne Druckunterschreitung zu überbrücken
$\dot{V}_{Anl, Ab}$	maximaler Abspeisestrom der Druckhalteanlage nach Gl. (5.3.-52) ($\dot{V}_{Anl, Ab} = \dot{V}_{Ab, max} + \dot{V}_{P, min}$)
$\dot{V}_{Anl, Zu}$	maximaler Zuspaisestrom der Druckhalteanlage nach Gl. (5.3.-53) ($\dot{V}_{Anl, Zu} = \dot{V}_{Zu, max} + \dot{V}_{U, min} + \dot{V}_L$)
$\dot{V}_{Ab, max}$	maximaler Abspeisestrom des Netzes nach Gl. (5.3.-47)
$\dot{V}_{Zu, max}$	maximaler Zuspaisestrom des Netzes nach Gl. (5.3.-50) oder Gl. (5.3.-51)
\dot{V}_P	Förderstrom einer Diktierpumpe oder einer Rückförderpumpe mit den Grenzwerten $\dot{V}_{P, min}$, $\dot{V}_{P, max}$

\dot{V}_U	Förderstrom eines Überströmreglers oder einer Abspeiseleitung mit den Grenzwerten $\dot{V}_{U, min}$, $\dot{V}_{U, max}$
\dot{V}_L	Leckvolumenstrom nach Gl. (5.3.-8) oder (5.3.-9)
p_{AG}	Absolutdruck im Ausdehnungsgefäß mit den Grenzwerten $p_{AG, min}$, $p_{AG, max}$
p_{Ab}	Absolutdruck am Anschlußpunkt der Abspeiseleitung mit den Grenzwerten $p_{Ab, min}$, $p_{Ab, max}$
p_{Zu}	Absolutdruck am Anschlußpunkt der Zuspaiseseite mit den Grenzwerten $p_{Zu, min}$, $p_{Zu, max}$
π	Druckverhältnis nach Gl. (5.3.-1) ($\pi = p_{AG, min}/p_{AG, max}$)
ρ	Dichte (ρ_G Gas; ρ_D Dampf; ρ_W Wasser)
\dot{m}_{Si}	Massestrom, der durch das Sicherheitsventil abzuführen ist.

Bei der Berechnung der minimalen und maximalen Volumenströme, z. B. \dot{V}_U , \dot{V}_P usw., sind die jeweils aktuellen Drücke zu beachten. Außerdem müssen bei Berücksichtigung der hydraulischen Verhältnisse auch die Verknüpfungen der Grenzdrücke zu den zulässigen Betriebsgrößen p_V , p_R , p_0 und p_M (vgl. Bild 5.2.-1) hergestellt werden.

Definitionen

Entscheidend für die Gestaltung des Netzdruckverlaufs im Betriebs- und Ruhezustand sind bei statischen Systemen der Anschlußort der Druckhalteanlage und bei dynamischen Systemen Ort und Art der Ermittlung der Regelgröße. Im weiteren werden nachfolgende Bezeichnungen verwandt.

Saugdruckhaltung

Die statische Druckhalteanlage ist auf der Saugseite der Umwälzpumpe eingebunden.

Enddruckhaltung

Der Anschluß der statischen Druckhaltung erfolgt auf der Druckseite der Umwälzpumpe.

Vielfach wird die Saugdruckhaltung auch als Rücklaufdruckhaltung und die Enddruckhaltung als Vorlaufdruckhaltung bezeichnet. Da die Begriffe „Vor- und Rücklauf“ aber entsprechend der thermischen Beaufschlagung benutzt werden, hier aber aus hydraulischer Sicht der Einbauort der Umwälzpumpe entscheidend ist, sollte man die vorgeschlagenen Bezeichnungen wählen.

Mitteldruckhaltung

Als Regelgröße wird der Mitteldruck, gebildet zwischen

- Saug- und Enddruck der Umwälzpumpen
- Vor- und Rücklauf am Netzbeginn
- Vor- und Rücklauf am Netzende,

verwandt. Liegt der Wert symmetrisch zwischen den genannten Ausgangsparametern, spricht man vom symmetrischen Mitteldruck oder schlechthin vom Mitteldruck, ansonsten wird die Bezeichnung asymmetrischer Mitteldruck verwendet.

Im Extremfall kann die asymmetrische Mitteldruckhaltung quantitativ der Saug- oder Enddruckhaltung entsprechen.

Mitteldruckhaltungen werden üblicherweise bei dynamischen Systemen angewendet. In Sonderfällen ist eine Realisierung aber auch durch statische Druckhaltesysteme möglich.

Für die Mitteldruckhaltung wird mitunter auch die Bezeichnung „Zwischendruckhaltung“ gewählt.

5.4.1. Statische Druckhaltesysteme

Bei der statischen Druckhaltung mittels geschlossenen Ausdehnungsgefäßes kann als druckauflastendes Medium Stickstoff oder Wasserdampf bei direkter Berührung des Wassers verwendet werden. Luft ist aus Gründen der Korrosionsgefahr nur in Ausnahmefällen — so evtl. bei Havarien — kurzzeitig einsetzbar. Bei Verwendung von Membrangefäßen ist die Beaufschlagung mit Stickstoff üblich, in Sonderfällen kann aber auch Luft zum Einsatz kommen.

Je nachdem, ob Stickstoff (Variante S), Dampf (Variante D) oder Luft in Membrangefäßen (Variante L) aufgelastet wird, sind Besonderheiten in der Schaltung und Berechnung zu beachten.

5.4.1.1. Variante S I (Bild 5.4.-1)

Die maximal mögliche Volumenänderung ΔV wird im Druckbehälter 1 kompensiert. Bei Erreichen des Mindestdrucks wird über eine Reduziereinrichtung Stickstoff nachgespeist — im Havariefall Druckluft. Die Absicherung gegen Überdruck gewährleistet ein wasserseitig angeordnetes Sicherheitsventil. (Mitunter wird zur Absicherung des Druckmediums noch ein separates Sicherheitsventil auf der gasführenden Zuleitung verlangt.)

Beim Mindestwasserstand erfolgt ein Alarmsignal, und Zusatzwasser ist nachzuspeisen. Dies kann von Hand oder durch Füllautomaten geschehen.

Bemessung. Das erforderliche Volumen des Ausdehnungsgefäßes errechnet sich zu

$$V_{AG} = \frac{\Delta V}{1 - \pi} + V_R, \quad (5.4.-1)$$

wobei V_R ein Wasserrestvolumen darstellt, das nicht unterschritten werden soll. Die Größe ist konstruktiv bedingt, z. B., daß der wasserseitige Anschluß des Sicher-

heitsventils und das Hand- oder Mannloch stets unterhalb des Wasserspiegels liegen, daß die Membran nicht völlig zusammengedrückt wird usw. In der Regel steht dieses Volumen in einem bestimmten Verhältnis zur Behältergröße. So wird mit

$$\varphi_{AG} = \frac{V_R}{V_{AG}} \approx 0,2 \quad (5.4.-2)$$

$$V_{AG} = \frac{\Delta V}{1 - \pi} \frac{1}{1 - \varphi_{AG}} \approx 1,25 \frac{\Delta V}{1 - \pi}. \quad (5.4.-3)$$

Bei einem Füllvolumen $V_{\min} = V_R$ liegt der Mindestwasserstand und bei $V_{\max} = V_R + \Delta V$ der Höchstwasserstand vor.

In der Ausdehnungsleitung A fließt maximal der Volumenstrom $\dot{V}_{Anl, Zu} = \dot{V}_{Zu, max} + \dot{V}_L$.

5.4.1.2. Variante S II (Bild 5.4.-2)

Die vorher beschriebene Schaltung ist durch einen drucklosen Speicher 2 ergänzt. Bei Erreichen des höchsten Wasserstandes I im Druckbehälter wird durch Öffnen des Magnetventils 3 in den drucklosen Behälter das Volumen ΔV_1 bis zum Wasserstand II abgespeist. Beim unteren Wasserstand III muß durch Schalten der Rückförderpumpe 4 in den Druckbehälter das Volumen ΔV_2 bis zum Wasserstand IV zurückgespeist werden. Der erforderlichen Betriebssicherheit wegen sind zwei Pumpen vorzusehen. Die Wasserstandsgrenzwertregelung (LCA) kann auch durch eine Druckgrenzwertregelung (PCA) ersetzt werden. In beiden Fällen ist ein Signalgeber für den niedrigsten und den höchsten Wasserstand vorzusehen. Mitunter werden auch komplette Steuergeräte angeboten, die sowohl das Abspeiseventil 3 als auch die Rückförderpumpe 4 enthalten. Muß mit dem Ausfall der Antriebsenergie für die Pumpen 4 gerechnet werden, so sollte man bei mittlerem Wasserstand V (Signal (LA)) die Rückförderpumpe von Hand schalten und das Ausdehnungsgefäß bis zum Wasserstand II füllen. Dadurch ist garantiert, daß das Ausdehnungsvolumen ΔV_t bei einer plötzlichen Volumenkontraktion zur Einspeisung ins Netz verfügbar ist. Diesen Vorgang zu automatisieren wird nicht empfohlen, da bei gleitend gefahrenen Netzen von einer bestimmten Außentemperatur an die gesamte Tagesschwankung im Ausdehnungsgefäß untergebracht werden kann, bei einer Verlegung des Pumpeneinschalt-

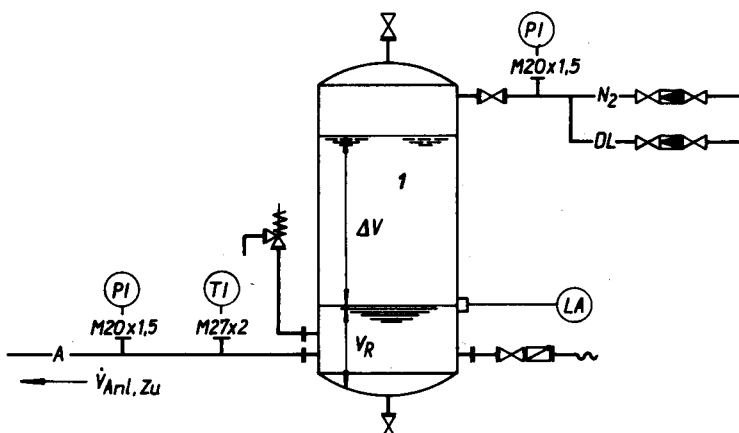


Bild 5.4.-1
Druckhalteanlage mit inertgasbeaufschlagtem Ausdehnungsgefäß 1 (Variante S I)

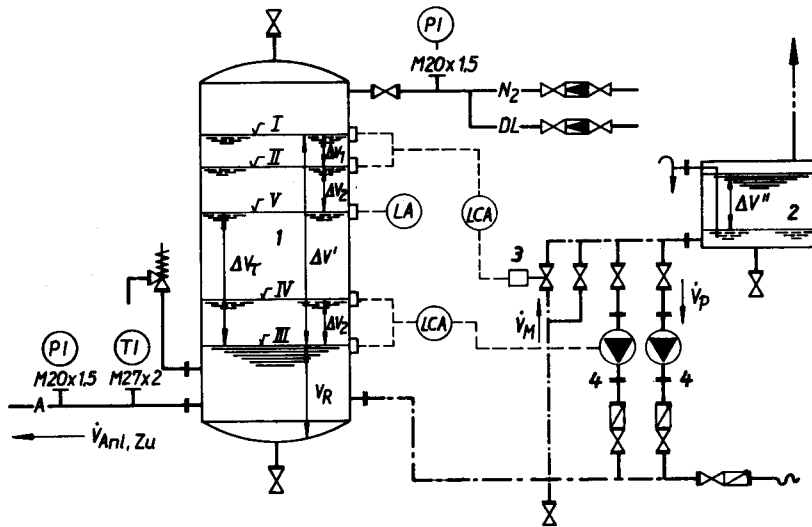


Bild 5.4.-2 · Druckhalteanlage mit inertgasbeaufschlagtem Ausdehnungsgefäß 1, drucklosem Speicher 2, Abspeiseventil 3 und Rückförderpumpen 4 (Variante S II)

punktes aber der Speicher 2 ganzjährig zur Volumenkompensation mit herangezogen würde. Zusatzwasser wird bei Erreichen des Mindestwasserstandes im drucklosen Speicher 2 entweder direkt in den Druckbehälter oder, wenn die Druckverhältnisse dies nicht gestatten, in den drucklosen Speicher eingeleitet. Die Nachspeisung von Inertgas erfolgt analog der vorher beschriebenen Variante bei Unterschreiten des niedrigsten Behälterdrucks.

Bemessung. Ausgehend vom maximalen Zuspaisestrom $\dot{V}_{Anl, Zu} = \dot{V}_{Zu, max} + \dot{V}_L$ und vom maximalen Abspeisestrom $\dot{V}_{Anl, Ab} = \dot{V}_{Ab, max}$, sind der Pumpenförderstrom $\dot{V}_P \geq \dot{V}_{Anl, Zu}$ und der Durchsatz durch das Magnetventil $\dot{V}_M \geq \dot{V}_{Anl, Ab}$ festzulegen. Überdimensionierungen sollten vermieden werden. Mit den zulässigen Schalthäufigkeiten n_p für die Pumpe und n_M für das Magnetventil folgen die notwendigen Differenzvolumina:

$$\Delta V_1 = \frac{\dot{V}_M}{4n_M} \quad \text{und} \quad \Delta V_2 = \frac{\dot{V}_P}{4n_p} \quad (5.4.-4)$$

Sind die zulässigen Schalthäufigkeiten sehr groß, so ergeben sich sehr kleine Differenzvolumina. Aus praktischen Gründen müssen diese dann oft größer gewählt werden, so daß nicht bereits Wellenbewegungen an der Wasseroberfläche zum Ansprechen der Zweipunktregelungen führen.

Ist mit Elektroenergieausfall zu rechnen, so ist für die Zeitspanne τ das Volumen ΔV_τ zu bestimmen. Im Interesse einer wirtschaftlichen Bemessung sollte diese Zeitdauer so klein als technisch unbedingt notwendig sein. Sie ist beispielsweise vom Betreiber für die Wasserfüllung des Druckgefäßes mittels Handpumpe aus dem Speicher 2 oder für eine Füllung aus dem Trinkwassernetz über eine Schlauchverbindung zu bestimmen. Die Nutzvolumina betragen dann im Ausdehnungsgefäß 1

$$\Delta V' \geq \Delta V_\tau + \Delta V_1 + \Delta V_2 \quad (5.4.-5)$$

und im drucklosen Speicher 2

$$\Delta V'' = \Delta V - \Delta V' + \Delta V_1 \quad (5.4.-6)$$

Der letzte Summand wurde hinzugefügt, da dieses Volumen sowohl im geschlossenen Gefäß verbleiben als auch bei Erreichen des Wasserstandes I ins Füllgefäß abfließen kann.

Ist mit Elektroenergieausfall nicht zu rechnen, dann kann in Gl. (5.4.-5) ΔV_τ frei gewählt werden. (Bei $\Delta V_\tau = 0$ erreicht man die Grenze der dynamischen Druckhaltung.)

Die Behältervolumina betragen für das Ausdehnungsgefäß

$$V_{AG} = \frac{\Delta V'}{1 - \pi} \frac{1}{1 - \varphi_{AG}} \quad (5.4.-7)$$

und für das Speichergefäß

$$V_{SG} = \frac{\Delta V''}{1 - \varphi_{SG}} \quad (5.4.-8)$$

Als Anhaltswert hat es sich in der Praxis bewährt, $2/5$ des Ausdehnungsvolumens im Ausdehnungsgefäß und $3/5$ im Speichergefäß zu deponieren. Unter Beachten der Gln. (5.4.-2) und (5.4.-8) ergeben sich für diesen Sonderfall

$$V_{AG} \approx 0,5 \frac{\Delta V}{1 - \pi} \quad (5.4.-9)$$

$$V_{SG} \approx 0,8 \Delta V \quad (5.4.-10)$$

Eine praktische Anwendung zeigt Beispiel 1 im Abschnitt 5.4.1.7.

5.4.1.3. Variante S III (Bild 5.4.-3)

Bei dieser Variante wird mit einer variablen Gasmenge im Ausdehnungsgefäß gearbeitet.

Bei Erreichen des maximalen Drucks wird über die Grenzwertschaltung (PC) ein gasdichtes Magnetventil 5 geöffnet, und der gleichzeitig anlaufende Gasverdichter 6 (z. B. ein gasdichter, mit Vordruck arbeitender Hubkolbenverdichter) komprimiert das Inertgas auf einen höheren Druck, um es bei kleinerem Volumen im gasdichten Druckbehälter 7 zu speichern. Gas wird so lange entnommen, bis der untere Druckgrenzwert erreicht ist.

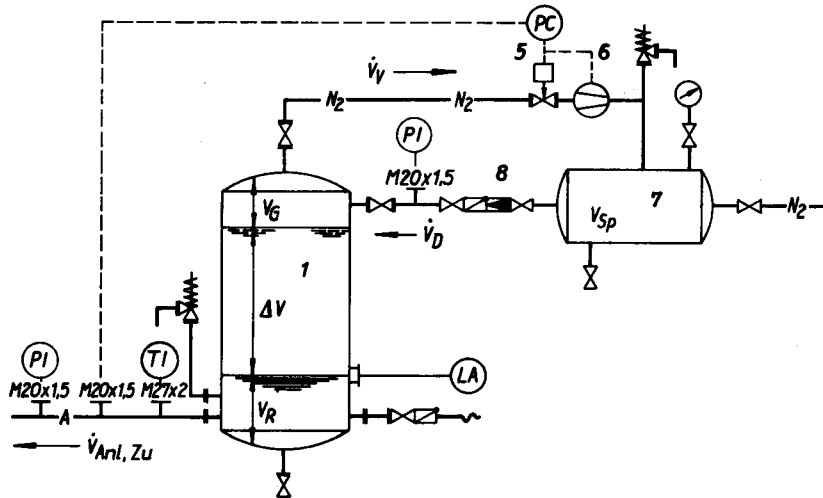


Bild 5.4.-3

Druckhalteanlage mit inertgasbeaufschlagtem Ausdehnungsgefäß 1, Inertgasspeicher 7, Gasverdichter 6 mit Magnetventil 5 und Gasreduziereinrichtung 8 (Variante S III)

Letzterer liegt geringfügig über dem minimal zulässigen Druck, denn bei Erreichen des Minimaldrucks wird automatisch Gas aus dem Speicher 7 über die Reduziereinrichtung 8 in den Druckbehälter 1 gespeist. Wären beide Drücke gleich, so könnte es im Grenzwertbereich zum Überströmen und zu gleichzeitiger Rückverdichtung führen.

Diese Schaltung bietet den Vorteil, daß bei Stromausfall und Netzkontraktion die Nachspeisung ohne Hilfsenergie erfolgt.

Bemessung. Vorgegeben sind der maximale Zuspaisestrom $\dot{V}_{Anl, Zu} = \dot{V}_{Zu, max} + \dot{V}_L$ und der maximale Abspeisestrom $\dot{V}_{Anl, Ab} = \dot{V}_{Ab, max}$. Für die Gasvolumenströme, bezogen auf den Zustand im Ausdehnungsgefäß, müssen gelten: Förderstrom des Verdichters $\dot{V}_V \geq \dot{V}_{Anl, Ab}$ und Durchsatz durch das Drosselventil $\dot{V}_D \geq \dot{V}_{Anl, Zu}$. Das Restgasvolumen V_G darf einen Minimalwert nicht unterschreiten, da sonst die Schalthäufigkeit des Gasverdichters n_v überschritten wird. Die Ableitung ergibt

$$V_G = \frac{\dot{V}_V}{4n_v} \frac{\pi}{1 - \pi} \quad (5.4.-11)$$

Das Mindestvolumen des Ausdehnungsgefäßes ergibt sich zu

$$V_{AG} = \left(\Delta V + \frac{\dot{V}_V}{4n_v} \frac{\pi}{1 - \pi} \right) \frac{1}{1 - \varphi_{AG}} \quad (5.4.-12)$$

Der Inertgasspeicher muß das Volumen

$$V_{Sp} = \Delta V \frac{p_{AG, max}}{p_{Sp, max} - p_{Sp, min}} \frac{1}{1 - \varphi_{Sp}} \quad (5.4.-13)$$

aufweisen, wobei die Maximaldrücke im Ausdehnungsgefäß und Speicher Absolutwerte darstellen. (Durch Einsetzen von $p_{AG, max}$ liegt man auf der sicheren Seite.)

5.4.1.4. Variante S IV (Bild 5.4.-4)

Diese Einrichtung stellt die Kombination der Varianten S II und S III dar.

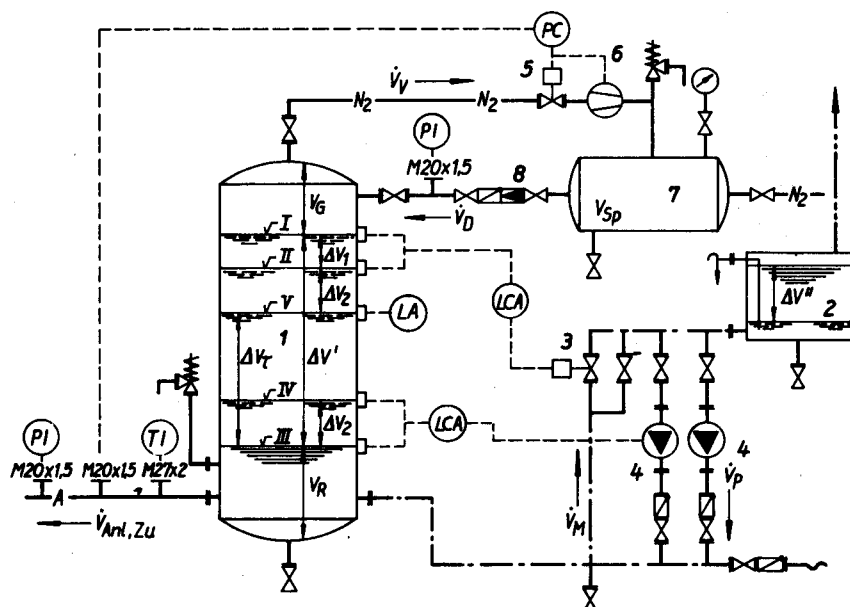


Bild 5.4.-4

Druckhalteanlage mit inertgasbeaufschlagtem Ausdehnungsgefäß 1, drucklosem Speicher 2, Abspeiseventil 3, Rückförderpumpen 4, Inertgasspeicher 7, Gasverdichter 6 mit Magnetventil 5 und Gasreduziereinrichtung 8 (Variante S IV)

Bemessung. Es gelten für diese Schaltung die Gln. (5.4.-4) bis (5.4.-6) und (5.4.-11) bis (5.4.-13), wobei in den letzten beiden Gleichungen ΔV durch $\Delta V'$ ersetzt werden muß.

Für die Volumenströme gelten als Bemessungsgrundlage:

$$\begin{aligned} \text{Wasserstrom durch Magnetventil} \quad \dot{V}_M &\cong \dot{V}_{\text{Anl., Ab}} \\ \text{Förderstrom der Pumpen} \quad \dot{V}_P &\cong \dot{V}_{\text{Anl., Zu}} \\ \text{Förderstrom des Verdichters} \quad \dot{V}_V &\cong \dot{V}_{\text{Anl., Ab}} + \dot{V}_P \\ \text{Abpeisestrom des Drosselventils} \quad \dot{V}_D &\cong \dot{V}_{\text{Anl., Zu}} + \dot{V}_M \end{aligned}$$

Die Schaltkontakte sind druck- und wasserseitig so zu legen, daß keine Überschneidungen, so beispielsweise Gasrückverdichtung und anschließende Wasserabströmung usw., vorkommen. Dies wird mit Sicherheit vermieden, wenn die mögliche Volumenänderung $\Delta \bar{V}$ bei der Druckschwankung von $p_{AG, \min}$ nach $p_{AG, \max}$ größer ist als ΔV_1 bzw. ΔV_2 — die Volumina zwischen den Schaltkontakten. Die Aussage wird im Füllvolumen-Druck-Schaubild des Ausdehnungsgefäßes deutlich (Bild 5.4.-5). Bei Fall A erfolgt von 0 aus eine Volumenzu-

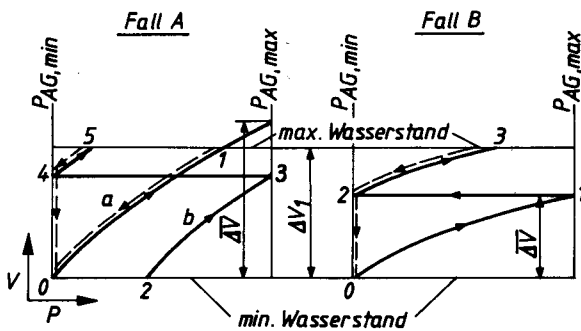


Bild 5.4.-5
Füllvolumen-Druck-Schaubild für die bei Variante S IV im Ausdehnungsgefäß 1 innerhalb des Volumenintervalls ΔV_1 möglichen Vorgänge

nahme infolge Volumenexpansion im System, bis der maximale Wasserstand an der Stelle 1 erreicht ist. Das Magnetventil öffnet, und die Kurve a wird in entgegengesetzter Richtung von 1 nach 0 durchlaufen, ohne daß eine Inertgasbewegung stattfindet. Der Betriebsfall b führt zunächst zu einer Volumenzunahme von 2 nach 3, einer Gasrückförderung von 3 nach 4 und anschließender Volumenzunahme nach 5. Der maximale Wasserstand löst die Abströmung über das Magnetventil von 5 nach 4 und von dort unter gleichzeitiger Gasrückströmung aus dem Speicher von 4 nach 0 aus. Alle weiteren Wasserabspeisungen erfolgen nach dieser einmaligen Selbstregulierung längs der eingangs beschriebenen Kurve a. Grundsätzlich anders verläuft Fall B. Geht man idealerweise gleich von 0 aus, so verläuft von 1 bis 2 die Gasrückverdichtung. Die weitere Volumenzunahme führt bei 3 zur Öffnung des Magnetventils und Wasserabströmung bis 0, wobei von 2 bis 0 noch zusätzlich Gas nachströmt. Diese unökonomisch laufende Gasrückverdichtung und Entspannung entsteht, da $\Delta \bar{V} < \Delta V_1$ gilt.

Die Volumenkontraktion kann analog beschrieben werden. Das charakteristische $\Delta \bar{V}$ ist vom Wasserstand abhängig. Somit gilt

$$\Delta \bar{V}^* = V_G \frac{1 - \pi}{\pi} > \Delta V_1$$

$$\Delta \bar{V}^{**} = (V_G + \Delta V_1) \frac{1 - \pi}{\pi} > \Delta V_2 \quad (\text{Handsteuerung})$$

$$\Delta \bar{V}^{***} = (V_G + \Delta V' - \Delta V_2) \frac{1 - \pi}{\pi} > \Delta V_2 \quad (\text{Automatik}) .$$

Zur Vereinfachung wird jedoch allgemeingültig

$$\Delta \bar{V} = V_G \frac{1 - \pi}{\pi} > \Delta V_1 \quad \text{und} \quad \Delta V_2 \quad (5.4.-14)$$

vorgeschlagen, wodurch man stets auf der „sicheren“ Seite liegt. Weiterhin muß $\Delta \bar{V} < \Delta V'$ gelten, damit die Gasrückverdichtung vor der Wasserabspeisung anspricht. Eine praktische Anwendung wird durch Beispiel 2 im Abschnitt 5.4.1.7. vorgestellt.

5.4.1.5. Variante D I (Bild 5.4.-6)

Der Dampf des Drucks p_D wird in der Druckmindereinrichtung 9 auf den Mindestdruck $p_{AG, \min}$, der im Ausdehnungsgefäß herrschen soll, reduziert. Durch diese automatische Dampfnachspeisung \dot{m}_D werden die laufende Dampfkondensation und die Volumenkontraktion des Anlagenwassers kompensiert. Diese beiden Einflüsse sind zeitlich sehr unterschiedlich, und damit schwankt der Dampfzuspeisestrom auch in großen Grenzen. Bei der Dimensionierung ist besonders darauf zu achten, daß sowohl die maximale als auch die minimale Belastung realisiert werden können. Um die Regelventile bezüglich des gegebenen Stellverhältnisses nicht zu überfordern, ist es zweckmäßig, zwei Ventile einzusetzen und jeweils für die halbe Belastung zu bemessen.

Überwiegt die Volumenexpansion des Anlagenwassers die Volumenabnahme des kondensierenden Dampfes, so muß die Dampfmenge \dot{m}_D^* durch das Sicherheitsventil 10 bei Erreichen des zulässigen Maximaldrucks $p_{AG, \max}$ abgeblasen werden. Das Ansprechen des Sicherheitsventils ist bei dieser Schaltung ein durchaus üblicher Betriebsfall. Wegen des damit verbundenen Verschleißes ist es zweckmäßig, das Sicherheitsventil 10, das nur für \dot{m}_D^* bemessen wird und somit eine sehr kleine Dimension hat, absperrbar anzuschließen. Damit ist ein Auswechseln komplikationslos möglich. Anstelle dieses kleinen Sicherheitsventils 10 ist es auch denkbar, einen Überströmregler einzusetzen, der allerdings Dichtschluß garantieren muß. Letzteres ist jedoch im allgemeinen problematisch. Ein größeres, natürlich nicht absperrbares Sicherheitsventil ist nach den üblichen Regeln am Ausdehnungsgefäß anzuordnen. Der Ansprechdruck sollte bei dem großen Sicherheitsventil geringfügig (etwa 10%) höher als beim Ventil 10 liegen. Bei Erreichen des Mindestwasserstandes erfolgt ein Alarmsignal LA, und Zusatzwasser ist nachzuspeisen.

Die Differenz zwischen minimalem und maximalem Druck spielt für die Auslegung des Ausdehnungsgefäßes keine Rolle. Allerdings sollten die beiden Werte so weit auseinanderliegen, daß gleichzeitiges Dampfnachspeisen und -abströmen vermieden wird, d. h., die Proportionalbereiche der Regelorgane dürfen sich nicht überschneiden.

Die vorgestellte Schaltung muß modifiziert werden, wenn der Dampfdruck kleiner als der maximal zulässige Druck

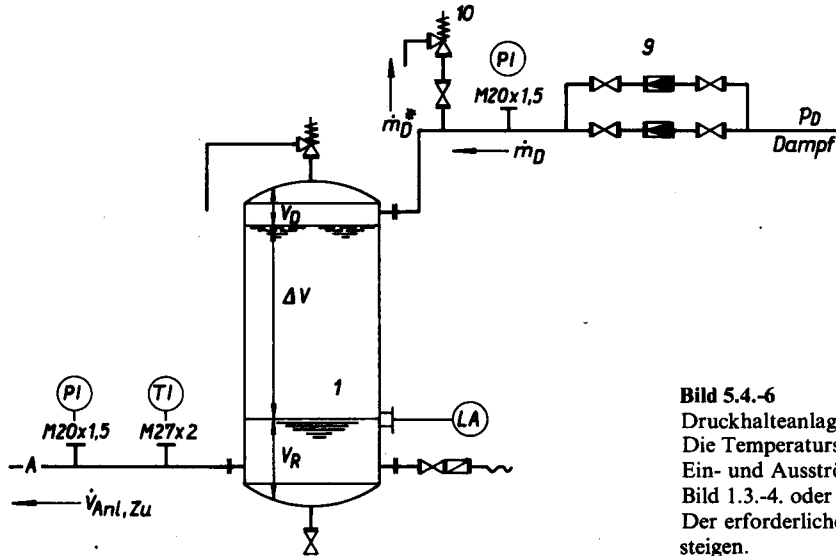


Bild 5.4.-6

Druckhalteanlage mit dampfbeaufschlagtem Ausdehnungsgefäß 1. Die Temperaturschichtung des Wassers im Behälter darf durch das Ein- und Ausströmen nicht gestört werden (gelochte Rohre analog Bild 1.3.-4. oder Prallbleche einsetzen)!

Der erforderliche Dampfstrom \dot{m}_D würde sonst zeitweise stark ansteigen.

im Ausdehnungsgefäß ist. In der Dampfzuführungsleitung sollte dann zusätzlich ein Rückschlagventil eingebaut werden. Für den Sonderfall, daß der verfügbare Dampfdruck gleich dem minimalen Druck im Ausdehnungsgefäß ist, kann der Druckminderer 9 entfallen.

Bemessung. Das Volumen des Ausdehnungsgefäßes errechnet sich nach

$$V_{AG} = \Delta V + V_R + V_D, \quad (5.4.-15)$$

wobei V_R wiederum das Restwasservolumen (vgl. Variante S I) und V_D das Mindestdampfvolumen darstellen. Letzteres ist ebenfalls konstruktiv zu wählen; es hat lediglich zu verhindern, daß Wasser in die Dampfzuführungsleitung läuft. Setzt man

$$\varphi_{AG} = \frac{V_R + V_D}{V_{AG}} \approx 0,20 + 0,05 = 0,25, \quad (5.4.-16)$$

so berechnet sich das Behältervolumen zu

$$V_{AG} = \frac{\Delta V}{1 - \varphi_{AG}} \approx 1,33 \Delta V. \quad (5.4.-17)$$

In der Ausdehnungsleitung fließt maximal $\dot{V}_{Anl, Zu} = \dot{V}_{Zu, max} + \dot{V}_L$. Damit ergibt sich der maximale Dampfverbrauch zu

$$\dot{m}_D = \frac{\dot{V}_{Anl, Zu}}{v(p_{min})} + \dot{m}_k, \quad (5.4.-18)$$

wobei \dot{m}_k den maximalen kondensierenden Dampfstrom nach Bild 5.4.-7 darstellt.

Der über das Sicherheitsventil abblasende Dampfstrom beträgt maximal

$$\dot{m}_D^* = \frac{\dot{V}_{Anl, Ab}}{v(p_{max})} = \frac{\dot{V}_{Ab, max}}{v(p_{max})}. \quad (5.4.-19)$$

Für das spezifische Dampfvolumen wird in Gl. (5.4.-18) das Sattdampfvolumen eingesetzt, da eine eventuelle Dampfüberhitzung nach Eintritt in das Ausdehnungsgefäß mit Sicherheit zusammenbricht. Das spezifische Dampfvolumen $v(p_{max})$ für die Auswertung der Gl. (5.4.-19) ist bei vertretbarem Aufwand nicht vorausberechenbar. Bei plötzlicher Verdichtung könnte man eine isentrope Zustandsänderung annehmen, die im überhitzten Gebiet endet.

Verläuft dagegen die Drucksteigerung langsam, so wird der Dampf infolge des Behälterwärmeverlustes die Überhitzung verlieren und eventuell teilweise kondensieren (polytrope Zustandsänderung). Bei großem Wärmeverlust des Behälters und geringer Komprimierung des Dampfes durch langsame Aufheizung des Netzes wird somit das Sicherheitsventil überhaupt nicht ansprechen, lediglich geht die Dampfzuspeisung zurück. Für die Berechnung wird deshalb vereinfachend das spezifische Dampfvolumen dem Sattdampfvolumen gleichgesetzt.

Die Wärmeabgabe eines dampfbeaufschlagten Ausdehnungsgefäßes kann exakt nur mit sehr großem Aufwand nach genauer Kenntnis seiner Geometrie errechnet werden. Es ist aber ausreichend, den maximalen Wärmeverlust abzuschätzen. Aus einer Wärmebilanz kann die maximal kondensierende Dampfmenge bei stationärer Auflastung berechnet werden:

$$\dot{m}_k = \frac{k(\delta) \cdot A [t_D(p) - t_u]}{\Delta h_v(p)}, \quad (5.4.-20)$$

$k(\delta)$ Wärmedurchgangskoeffizient in Funktion der Dämmdicke

A Behälteroberfläche

t_D Dampftemperatur in Funktion des Dampfdrucks p_D

t_u Temperatur der Umgebung

Δh_v Verdampfungsenthalpie in Funktion des Dampfdrucks p_D .

Die Gl. (5.4.-20) ist im Bild 5.4.-7 ausgewertet. Dabei sollte der Einfachheit halber für A die Behälteroberfläche eingesetzt werden. Dieser Wert ist ein theoretisches Maximum, das nur bei Behältervollfüllung mit Dampf erreicht würde.

Die vereinfachten Berechnungen bedeuten nicht etwa erhöhten Dampfverbrauch und damit unökonomischen Betrieb. Die Dampfmenngenströme stellen sich selbstregelnd entsprechend den realen Gegebenheiten ein. Die getroffenen Annahmen führen eventuell nur zu einer geringfügigen Überdimensionierung des Druckminderers 9 und des Sicherheitsventils 10.

Eine praktische Berechnung zeigt Beispiel 3 im Abschnitt 5.4.1.7.

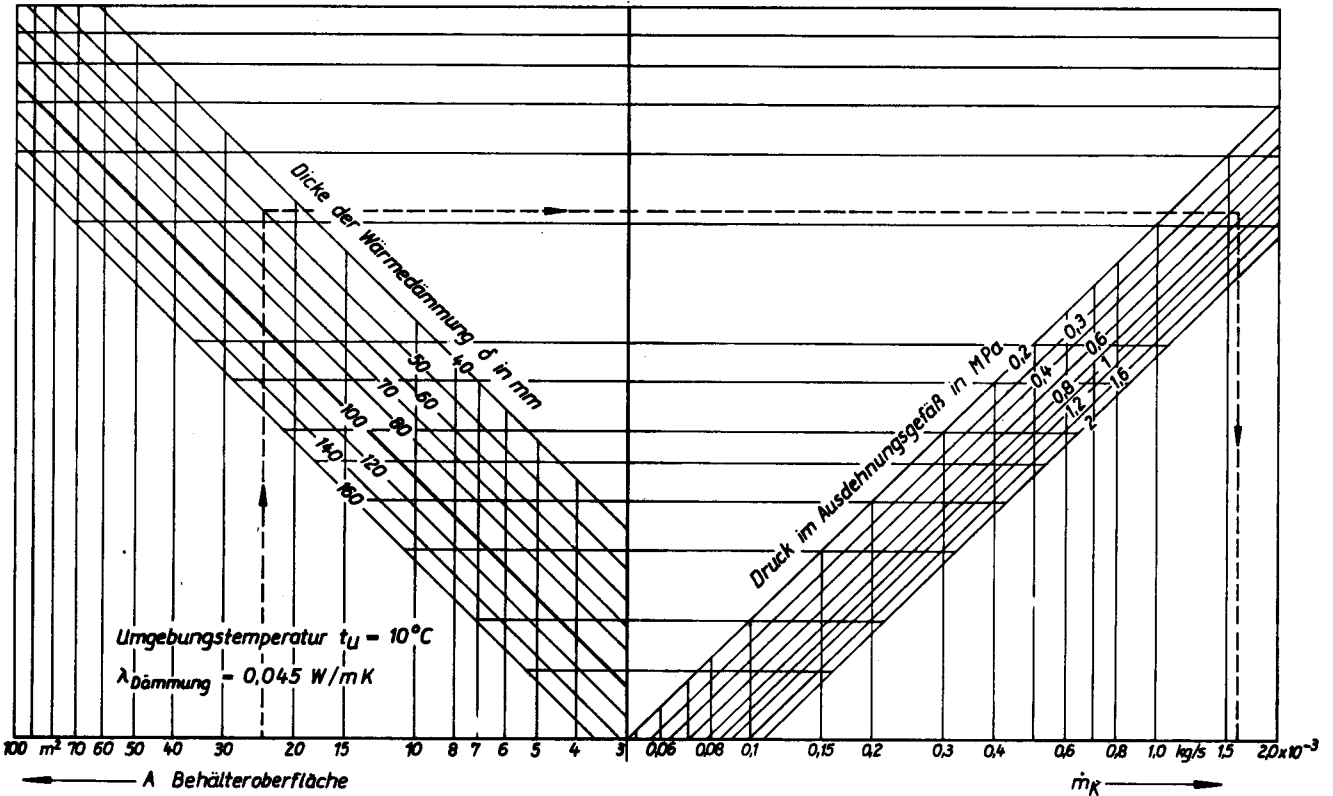


Bild 5.4.-7
 Kondensierende Dampfmenge \dot{m}_k in dampfbeaufschlagten Ausdehnungsgefäßen in Abhängigkeit von der Wärmedämmung, der Behälteroberfläche und dem Dampfdruck

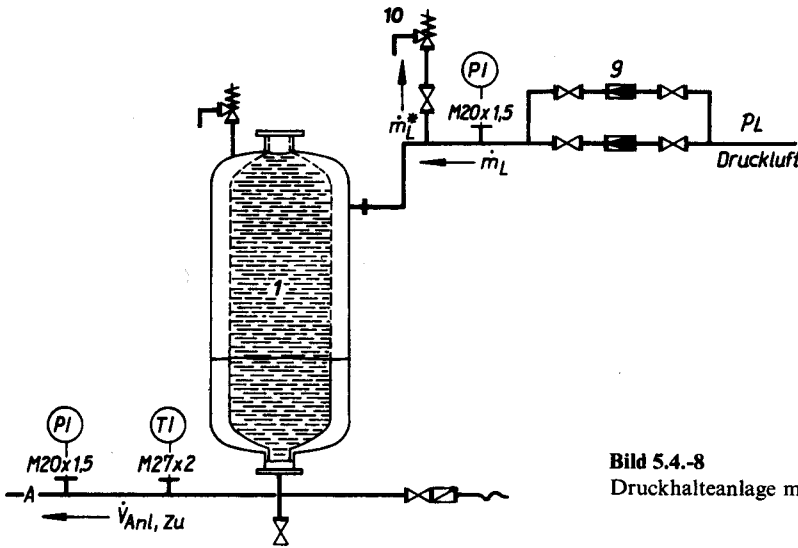


Bild 5.4.-8
 Druckhalteanlage mit luftbeaufschlagtem Membran-Ausdehnungsgefäß I

5.4.1.6. Variante LI (Bild 5.4.-8)

Bei der Auflastung von Druckluft ist die Schaltung völlig analog zur Dampfvariante. Da eine Volumenverringierung des Auflastmediums durch Kondensation entfällt, muß bei gleichbleibendem Druck im Ausdehnungsgefäß das entnommene Wasservolumen sofort durch nachströmende Luft ausgefüllt werden und umgekehrt. Das Sicherheitsventil 10 spricht dadurch häufiger an.

Bemessung. Es gelten die Gln. (5.4.-15) bis (5.4.-19) für $\dot{m}_k = 0$ und die Identität von Luft- und Dampfstrom. Die spezifischen Volumina $v(p_{\text{min}})$ und $v(p_{\text{max}})$ sind für Luft von Behältertemperatur zu berechnen.

5.4.1.7. Beispiele

Beispiel 1

Das im Abschnitt 5.3.2.7., Beispiel 3, vorgestellte Heizsystem ist an eine Druckhalteanlage der Variante S II anzuschließen. Als Belastungen wurden ermittelt:

$$\Delta V = 4,6 \text{ m}^3; \quad \Delta V_{\tau=0,5\text{h}} = 1,0 \text{ m}^3;$$

$$\dot{V}_{\text{Ab,max}} = 2,77 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s};$$

$$\dot{V}_{\text{Zu,max}} = 2,13 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s};$$

$$\dot{V}_L = 13,8 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}.$$

Die Auswertung des Druckschaubildes ergab als zulässige Druckschwankung im Ausdehnungsgefäß:

$$p_{AG, \min} = 0,68 \text{ MPa};$$

$$p_{AG, \max} = 0,9 \text{ MPa}.$$

Des Weiteren ist für die Schalthäufigkeit der Pumpe $n_p = 6 \text{ h}^{-1}$ und für das Magnetventil $n_M = 10 \text{ h}^{-1}$ anzunehmen.

Die Bemessung der Abspeiseeinrichtung zwischen Druckgefäß und drucklosem Speicher über Rohrleitung und Magnetventil ergab bei $p_{AG, \max}$ einen Volumenstrom $\dot{V}_M = 4,17 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$. Die praktische Auslegung der Zuspiseeinrichtung über das Rohrsystem einschließlich Pumpe 4 garantiert bei $p_{AG, \min}$ $\dot{V}_P = 3,33 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$. Die Behältergrößen und Differenzvolumina zur Zweipunktregelung sind zu ermitteln.

Lösung

Nach Gl. (5.4.-4) folgen

$$\Delta V_1 = \frac{4,17 \cdot 10^{-3} \cdot 3600}{4 \cdot 10} \text{ m}^3 = 0,375 \text{ m}^3$$

(gewählt 0,4 m³)

$$\Delta V_2 = \frac{3,33 \cdot 10^{-3} \cdot 3600}{4 \cdot 6} \text{ m}^3 = 0,500 \text{ m}^3.$$

Die Nutzvolumina berechnen sich für das Ausdehnungsgefäß nach Gl. (5.4.-5)

$$\Delta V' \geq (1 + 0,4 + 0,5) \text{ m}^3 = 1,9 \text{ m}^3$$

und für den drucklosen Speicher nach Gl. (5.4.-6)

$$\Delta V'' = (4,6 - 1,9 + 0,4) \text{ m}^3 = 3,1 \text{ m}^3.$$

Das Druckverhältnis folgt aus Gl. (5.3.-1)

$$\pi = \frac{0,68}{0,90} = 0,756.$$

Bei Annahme einer 20%igen Wasserrestfüllung ergeben sich die Behältervolumina nach den Gln. (5.4.-7) und (5.4.-8) zu

$$V_{AG} = \frac{1,9}{1 - 0,756} \frac{1}{1 - 0,2} \text{ m}^3 = 9,7 \text{ m}^3$$

(gewählt 10 m³)

$$V_{SG} = \frac{3,1}{1 - 0,2} \text{ m}^3 = 3,9 \text{ m}^3 \quad (\text{gewählt } 4 \text{ m}^3).$$

Die Berechnung mit den Überschlagsformeln (5.4.-9) und (5.4.-10) ergibt übrigens in diesem Fall die gleichen Typengefäße.

Beispiel 2

Die im Beispiel 1 betrachtete Druckhalteanlage soll auf die doppelte Leistung gebracht werden, da das im Abschnitt 5.3.2.7., Beispiel 3, gegebene Netz eine Erweiterung erfährt. Aus Platzgründen ist die Druckhaltung apparativ weitestgehend zu belassen und lediglich auf Variante S IV umzubauen.

Die Schalthäufigkeit des Verdichters soll $n_v = 8 \text{ h}^{-1}$ nicht übersteigen. Des Weiteren konnte durch eine veränderte elektrische Schaltung, die zu einem stets wechselnden Pumpeneinsatz führt, die zulässige Schalthäufigkeit verdoppelt werden ($n_p = 12 \text{ h}^{-1}$). Im weiteren gelten die Daten

$$\Delta V = 9,2 \text{ m}^3; \quad \Delta V_r = 2 \text{ m}^3; \quad \pi = 0,756$$

$$\dot{V}_{Ab, \max} = 5,54 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s};$$

$$\dot{V}_{Zu, \max} = 4,26 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s};$$

$$\dot{V}_L = 27,6 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}.$$

Die Bauteile der Druckhalteanlage sind zu bemessen.

Lösung

Zuerst sind die Abspeise- und Zuspiseeinrichtungen zwischen Druckgefäß und drucklosem Speicher auszuwählen. Es wird angenommen, daß die technischen Gegebenheiten $\dot{V}_M = 6,944 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ und $\dot{V}_P = 6,111 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ gelten. Damit sind die im Abschnitt 5.4.1.4. formulierten Ungleichungen $\dot{V}_M \geq \dot{V}_{Anl, Ab} = 5,54 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ und $\dot{V}_P \geq \dot{V}_{Anl, Zu} = (4,26 \cdot 10^{-3} + 27,6 \cdot 10^{-6}) \text{ m}^3/\text{s} = 4,29 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ erfüllt. Weiter liefern die Gln. (5.4.-4):

$$\Delta V_1 = \frac{6,944 \cdot 10^{-3}}{4 \cdot 10} \cdot 3600 \text{ m}^3 = 0,62 \text{ m}^3$$

(gewählt 0,7 m³)

$$\Delta V_2 = \frac{6,111 \cdot 10^{-3}}{4 \cdot 12} \cdot 3600 \text{ m}^3 = 0,46 \text{ m}^3$$

(beibehalten 0,5 m³).

Das Nutzvolumen des Ausdehnungsgefäßes muß nach Gl. (5.4.-5) betragen:

$$\Delta V' = (2 + 0,7 + 0,5) \text{ m}^3 = 3,2 \text{ m}^3.$$

Die Auswahl des Verdichters sei so erfolgt, daß sich der Förderstrom $\dot{V}_v = 0,0125 \text{ m}^3/\text{s} > \dot{V}_{Anl, Ab} + \dot{V}_P = (5,54 \cdot 10^{-3} + 6,111 \cdot 10^{-3}) \text{ m}^3/\text{s} = 0,01165 \text{ m}^3/\text{s}$ bei maximalen Drücken im Ausdehnungsgefäß und Inertgasspeicher einstellt. Das Mindestgasvolumen im Druckgefäß beträgt nach Gl. (5.4.-11)

$$V_G = \frac{0,0125}{4 \cdot 8} 3600 \frac{0,756}{1 - 0,756} \text{ m}^3 = 4,4 \text{ m}^3,$$

und damit folgt nach Gl. (5.4.-14)

$$\overline{\Delta V} = 4,4 \frac{1 - 0,756}{0,756} \text{ m}^3 = 1,4 \text{ m}^3.$$

Addiert man die Teilvolumina

$$V_R + \Delta V' + V_G = (2 + 3,2 + 4,4) \text{ m}^3 = 9,6 \text{ m}^3,$$

so ergibt sich ein Rest zum vorhandenen Druckgefäßvolumen $V_{AG} = 10 \text{ m}^3$ von $0,4 \text{ m}^3$. Dieses Volumen könnte prinzipiell allen drei Positionen zugeschlagen werden. Bei Vergrößerung von V_G würde sich die Schalthäufigkeit des Verdichters n_v reduzieren, bei der Vergrößerung $\Delta V'$ verringerte man bei Vergrößerung ΔV_1 bzw. ΔV_2 die Schalthäufigkeit des Magnetventils bzw. der Pumpe, und bei Vergrößerung von ΔV_r erhöhte sich die Reservekapazität bei Stromausfall, und der drucklose Speicher könnte relativ klein gehalten werden. Da in diesem Beispiel die Platzeinsparung dominiert, wird folgende Aufteilung festgelegt:

$$V_G = 4,4 \text{ m}^3; \quad \Delta V_1 = 0,7 \text{ m}^3; \quad \Delta V_2 = 0,5 \text{ m}^3;$$

$$\Delta V_r = 2,4 \text{ m}^3; \quad V_R = 2 \text{ m}^3.$$

Das vorhandene Ausdehnungsgefäß (10 m^3) kann also belassen werden. Die teilweise notwendige Veränderung

der Wasserstand-Schaltkontakte kann konstruktiv einfach an einer Steuersäule, die mit dem Ausdehnungsgefäß kommunizierend verbunden ist, erfolgen, so daß nachträgliche Schweißungen am Druckbehälter entfallen.

Der drucklose Speicher muß vergrößert werden. Nach Gl. (5.4.-6) gilt

$$\Delta V'' = (9,2 - 2,4 - 0,7 - 0,5 + 0,7) \text{ m}^3 = 6,3 \text{ m}^3,$$

und aus Gl. (5.4.-8) folgt

$$V_{SG} = \frac{6,3}{1 - 0,2} \text{ m}^3 = 7,9 \text{ m}^3 \quad (\text{gewählt } 8 \text{ m}^3).$$

Nimmt man für den Inertgasspeicher einen zulässigen Überdruck von 2,5 MPaÜ an, so berechnet sich das Behältervolumen nach Gl. (5.4.-13) mit $\Delta V' = 3,6 \text{ m}^3$ und $p_{Sp, \min} = 1,2 \text{ MPaÜ}$

$$V_{Sp} = 3,6 \frac{0,9}{1,3} \frac{1}{1 - 0,2} \text{ m}^3 = 3,1 \text{ m}^3.$$

Die Reduzierstation für die Stickstoffrückspeisung muß bei minimalen Drücken im Gasspeicher und Ausdehnungsgefäß mindestens

$$\dot{V}_D = (4,29 \cdot 10^{-3} + 6,944 \cdot 10^{-3}) \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 11,23 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

liefern (Zustand bezieht sich auf die Parameter im Ausdehnungsgefäß).

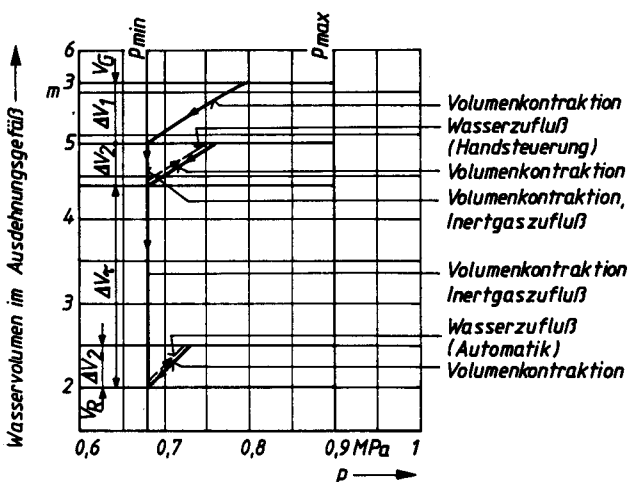
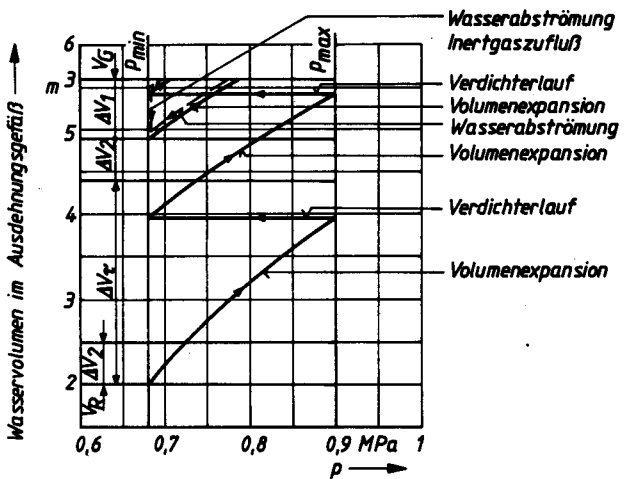


Bild 5.4.-9
 Füllvolumen-Druck-Schaubild der Vorgänge im Ausdehnungsgefäß (Beispiel 2)
 oben: Volumenexpansion — Abspeisen aus dem Netz
 unten: Volumenkontraktion — Zuspiesen in das Netz

Einen abschließenden Überblick über die Volumen- und Druckänderungen im Ausdehnungsgefäß gibt Bild 5.4.-9.

Beispiel 3

Das dem Beispiel 1 zugrunde gelegte Heiznetz soll bei gleichen Parametern eine statische Druckhaltung mit einem dampfbeaufschlagten Ausdehnungsgefäß erhalten. Zur Verfügung steht Dampf mit einem Druck von $p_D = 1,1 \text{ MPaÜ}$. Es ist die Bemessung vorzunehmen.

Lösung

Das Volumen des Ausdehnungsgefäßes ergibt sich nach Gl. (5.4.-17) zu

$$V_{AG} = 1,33 \cdot 4,6 \text{ m}^3 = 6,1 \text{ m}^3 \quad (\text{gewählt } 6,3 \text{ m}^3).$$

Dieser Behälter hat eine Oberfläche von $A = 24 \text{ m}^2$. Bei einer angenommenen Dämmdicke von $\delta = 50 \text{ mm}$ folgt aus Bild 5.4.-7 ein zur Deckung der Wärmeverluste erforderlicher Dampfstrom $\dot{m}_k = 1,6 \cdot 10^{-3} \text{ kg/s}$.

Mit dem vorgegebenen $\dot{V}_{Anl, Zu} = (2,13 \cdot 10^{-3} + 13,8 \cdot 10^{-6}) \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 2,14 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ und dem spezifischen

Dampfvolumen $v = 0,2804 \text{ m}^3/\text{kg}$ bei $p_{AG, \min} = 0,68 \text{ MPa}$ ergibt sich der maximale Dampfverbrauch nach Gl. (5.4.-18) zu

$$\dot{m}_D = \left(\frac{2,14 \cdot 10^{-3}}{0,2804} + 1,6 \cdot 10^{-3} \right) \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 9,23 \cdot 10^{-3} \text{ kg/s}.$$

Dieser Wert stellt ein absolutes Maximum dar. Beim üblichen Betriebsfall dürfte der Dampfverbrauch weit darunter liegen. Entsprechend den Erläuterungen unter „Variante D I“ sollten zwei Regelventile mit jeweils der halben Maximalleistung ausgewählt werden.

Die maximale Dampfabspeisung errechnet sich nach Gl. (5.4.-19) mit $v = 0,2149 \text{ m}^3/\text{kg}$ ($p_{AG, \max} = 0,9 \text{ MPa}$) zu

$$\dot{m}_D^* = \frac{2,77 \cdot 10^{-3} \text{ kg}}{0,2149 \text{ s}} = 12,89 \cdot 10^{-3} \text{ kg/s}.$$

Obwohl es sich um Maximalwerte handelt, sind diese doch recht klein ($\dot{m}_D^* = 46,4 \text{ kg/h}$). Sie zeigen deutlich, daß nur Sicherheitsventile mit geringem Sitzquerschnitt benötigt werden.

5.4.2. Dynamische Druckhaltesysteme

Die Hauptmerkmale der dynamisch arbeitenden Druckhaltesysteme wurden bereits einleitend zum Abschnitt 5.4. beschrieben. Den weiteren Betrachtungen wird ein einfaches Prinzipschaltbild (Bild 5.4.-10) vorangestellt. Von der Druck- zur Saugseite der Umwälzpumpe fließt in der Analogiestrecke 2 ständig ein kleiner Strom, der je nach Einregulierung der beiden Drosselventile an der Druckmeßstelle einen symmetrischen oder asymmetrischen Mitteldruck p_M widerspiegelt. Über den Nebenkreis Abspeisestellventil *ASV*, Ausgleichsgefäß (Ausdehnungsgefäß) *AG*, Druckdiktierpumpe 3 und Zuspiesestellventil *ZSV* fließt ständig ein Teilstrom. Dieser sollte möglichst klein sein, muß aber mindestens dem maximalen Zuspiesestrom an das Wärmenetz $\dot{V}_{Anl, Zu}$ entsprechen. Liegt der Druckmeßwert in Mitte der Analo-

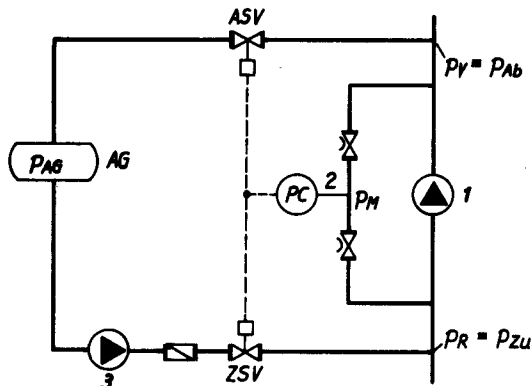


Bild 5.4.-10

Prinzipialschaltbild eines dynamischen Druckhaltesystems

1 Umwälzpumpe; 2 Analogiestrecke; 3 Druckdiktierpumpe; ASV Abspeiseventil; ZSV Zuspenseventil; AG Ausgleichsgefäß

giestrecke über dem Soll-Wert, so wird das ASV weiter geöffnet und das ZSV weiter geschlossen, so daß sich die Abspeisung aus dem Netz in das Ausdehnungsgefäß erhöht und sich die Zuspesung ins Netz verringert. Dadurch muß der Netzdruck sinken. Ist der Netzmitteldruck zu niedrig, vollzieht sich der umgekehrte Vorgang.

5.4.2.1. Ausführungsvarianten

Aufbauend auf dem vorgestellten Grundprinzip, sind viele spezielle Schaltungen entwickelt worden. Der Versuch, diese alle wiederzugeben, wäre müßig. Statt dessen werden die einzelnen Ausführungsvarianten detailliert betrachtet:

Entnahme der Regelgröße

Im Bild wird die Regelgröße nach hydraulischer Mittelwertbildung in der Analogiestrecke abgebildet. GOEPFERT hat diese Variante in der inzwischen nach ihm benannten Schaltung [30] vorgestellt.

Durch die Analogiestrecke sollten etwa 0,3% der umgewälzten Wassermenge fließen.

Die Mittelwertbildung kann auch elektrisch nach Messung der Einzelgrößen p_V und p_R vorgenommen werden.

Weiterhin ist die Regelgröße direkt markanten Netzendpunkten entnehmbar.

Gestaltung der Zuspese- und Abspeiseleitungen

Im Bild 5.4.-11 sind die verschiedensten Gestaltungsmöglichkeiten dargestellt. Gegenüber der Ursprungsvariante ist bei Fall A der Zuspeseregler weggelassen. Dadurch fördert die Druckdiktierpumpe unregelmäßig ins Netz. Der Förderstrom ist damit nur vom Differenzdruck ($p_{AG} - p_{Zu}$) abhängig. Das Abspeisestellventil muß in einem großen Lastbereich arbeiten.

Im Fall B ist die Zuspeseleitung druckseitig und die Abspeiseleitung saugseitig der Umwälzpumpe eingebunden. Dieser Vorschlag stammt ebenfalls von GOEPFERT. Der Vorteil gegenüber Fall A liegt im günstigeren Betriebsverhalten für die Pumpe begründet. Die Förderdrücke der Pumpen schwanken je nach Betriebszustand. Der größte Unterschied ergibt sich zwischen den Betriebspunkten bei maximaler Umwälzmenge ($p_{V,max}$;

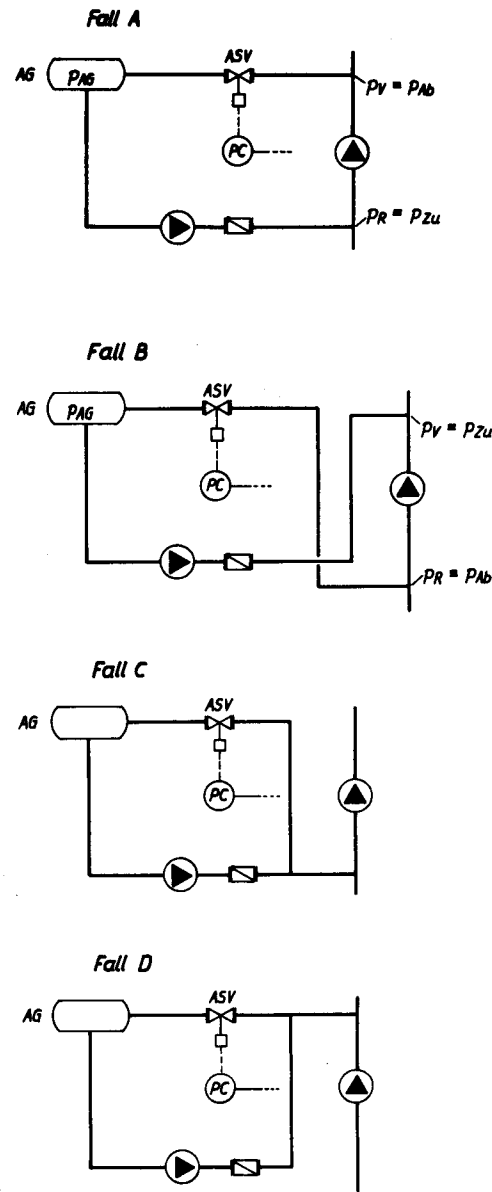


Bild 5.4.-11

Gestaltungsmöglichkeiten der Zuspese- und Abspeiseleitungen bei dynamischen Druckhalteanlagen

$p_{R,min}$) und dem Ruhezustand, für den der Netzmitteldruck ($p_0 = p_M$) gelten möge. Die Pumpen müssen somit zwischen den Drücken

Fall A $(p_M - p_{AG})$ und $(p_{R,min} - p_{AG})$

Fall B $(p_{V,max} - p_{AG})$ und $(p_M - p_{AG})$

arbeiten. Die Druckunterschiede sind in beiden Fällen gleich dem halben Differenzdruck der Umwälzpumpen ($p_M - p_{R,min} = p_{V,max} - p_M$). Bei hohen Förderdrücken (Fall B) ist somit die Differenz *relativ* klein, und eine dazu passende Pumpenkennlinie läßt sich leichter finden. Außerdem entspricht der Pumpenförderstrom den Anforderungen an die Druckhaltung besser. Bild 5.4.-12 zeigt die Betriebspunkte in Abhängigkeit von den statischen Druckdifferenzen. Da die maximale Volumenexpansion bei gleichzeitigem Betrieb der Umwälzpumpen stattfindet, würde sich bei Fall A der Betriebspunkt 3, bei Fall B der Betriebspunkt 1 einstellen. Letzterer ist günstiger, da sich dann der Gesamtabseisestrom nur zu $\dot{V}_{Anl,Ab} = \dot{V}_{Ab,max} + \dot{V}_1$ ergibt. Bei Fall A würde die Abspeiseeinrichtung mit $\dot{V}_{Anl,Ab} = \dot{V}_{Ab,max} + \dot{V}_3$ bela-

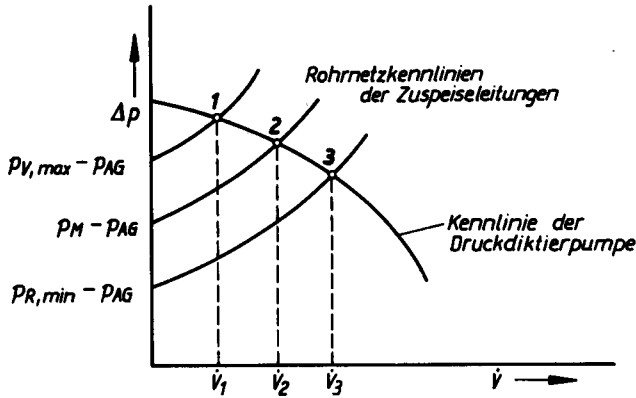


Bild 5.4.-12
Mögliche Betriebspunkte einer Druckdiktierpumpe in Abhängigkeit von den statischen Druckdifferenzen

stet. Tritt der größte Zuspeseistrom bei der Abkühlung der stillstehenden Anlage auf, dann gilt dem Fall *B* ebenfalls der Vorzug, da $\dot{V}_2 > \dot{V}_1$ ist. Die im Fall *B* höhere Leistung der Druckdiktierpumpe kann nicht nachteilig gegenüber Fall *A* gewertet werden, da der Förderstrom der Umwälzpumpe um den Volumenstrom der Druckdiktierpumpe reduziert ist. In den Fällen *C* und *D* sind die Zuspese- und Abpeseleitungen zusammengefaßt. Der Hauptvorteil besteht

darin, daß zwischen Netz und Ausgleichsgefäß nur die Ausgleichsvolumenströme fließen. Der nicht zum Volumenausgleich benötigte Förderstrom der Druckdiktierpumpe strömt sofort über das Abpesestellventil in das Ausgleichsgefäß zurück. Dies ist vorteilhaft, da das Ausgleichsgefäß in der Regel nicht aufgeheizt wird und nur das Mindestmaß an sauerstoffangereichertem Wasser (Folge mangelhafter Abdeckung der Wasseroberfläche in *AG*) ins Netz gelangt.

Prinzipiell sind alle dargestellten Ausführungsvarianten variabel verknüpfbar.

5.4.2.2. GOEPFERT-Schaltung

Diese Schaltung kann als typischer Vertreter der möglichen dynamischen Druckhalteanlagen angesehen werden. Sie hat sich vor allem in Netzen des Abnehmerbereiches gut bewährt. Zwei modifizierte Formen zeigen die Bilder 5.4.-13 und 5.4.-14.

Das Ausgleichsgefäß ist nur über eine Leitung (d. h. im Nebenschluß) angebunden. Dadurch nimmt das dort gespeicherte Wasser nicht am stationären Druckhaltebetrieb teil. Bei Wasserstandsunterschreitung wird automatisch über das Ventil 7 aufbereitetes Wasser nachgespeist. Das Wasser im Ausdehnungsgefäß ist vor

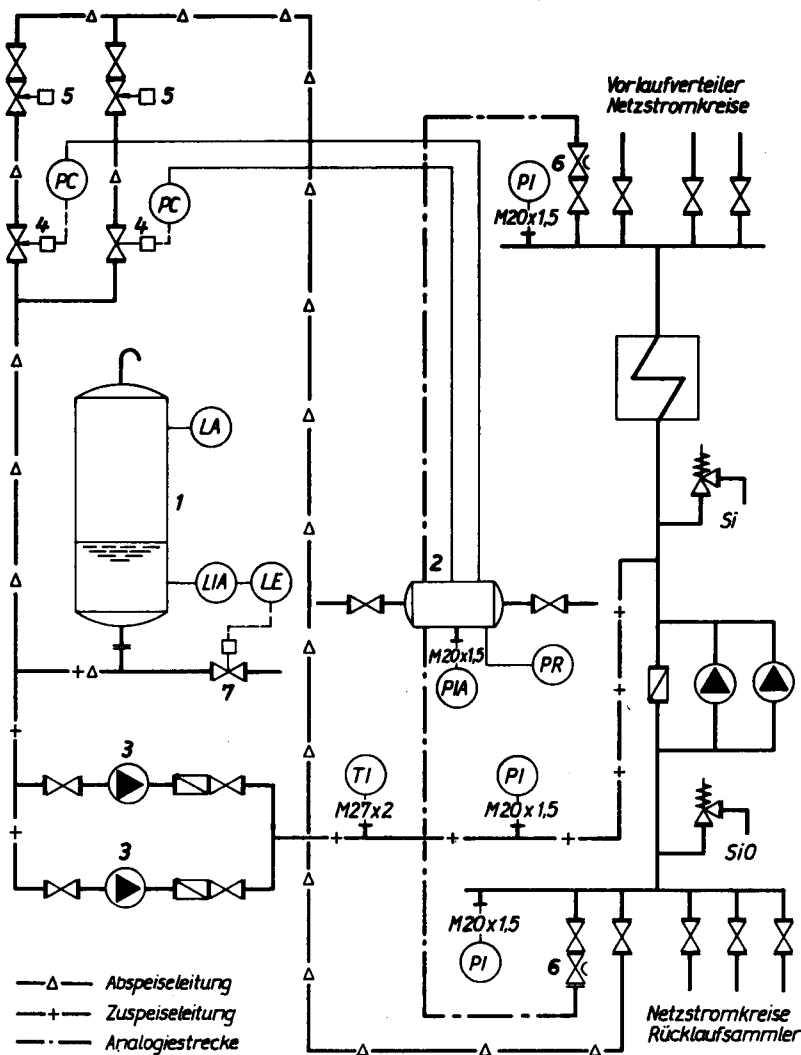


Bild 5.4.-13
Schaltung einer dynamischen Druckhalteanlage mit elektrischer Regelung der Überströmung. Die Sicherheitsventile *Si* bzw. *SiO* begrenzen den maximal zulässigen Betriebsdruck bzw. den Ruhedruck.

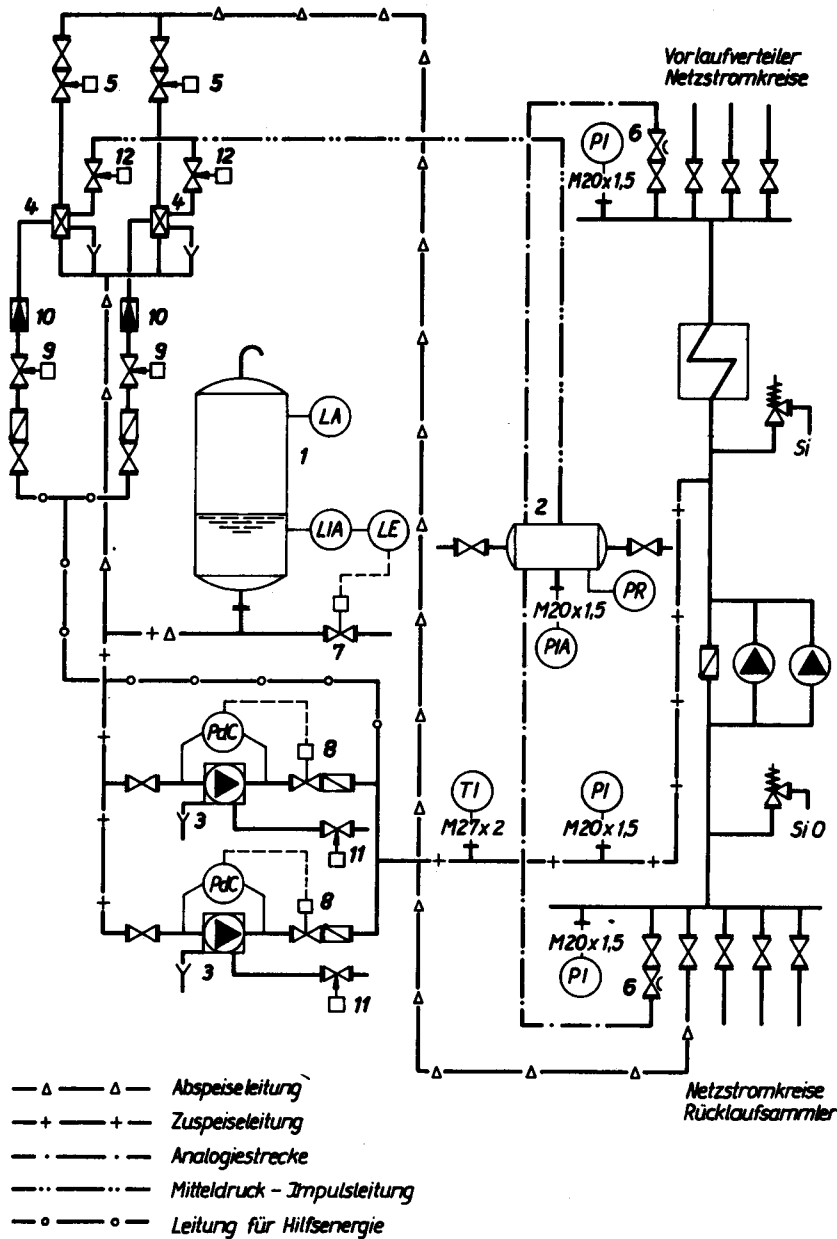


Bild 5.4.-14

Schaltung einer dynamischen Druckhalteanlage mit hydraulischer Regelung der Überströmung. Die Sicherheitsventile *Si* bzw. *SiO* begrenzen den maximal zulässigen Betriebsdruck bzw. den Ruhedruck.

Sauerstoffzutritt zu schützen (Dampfpolster, Diffusionssperre u. a. m.). In den Bildern wurde angenommen, daß eine Diffusionssperre aufgebracht ist. Bei Druckauflastung müßte sonst das Ausgleichsgefäß mit einem Sicherheitsventil versehen werden. Die Druckdiktierpumpen 3 fördern das Wasser druckseitig der Umwälzpumpen ins Netz. Eine der Temperatur entsprechende Zulaufhöhe (etwa 3 bis 5 m) ist bei drucklosen Ausgleichsgefäßen durch höhenmäßigen Versatz sicherzustellen. In der Regel sind Hochdruckkreiselpumpen einzusetzen. Voraussetzung für lange Lebensdauer ist das Einhalten der vom Hersteller vorgegebenen Einsatzgrenzen. Dazu kann sich beispielsweise eine Differenzdruckregelung und eine Pumpenlagerkühlung — wie im Bild 5.4.-14 dargestellt — erforderlich machen. Die Abspeisung aus dem Netz erfolgt über den Rücklaufsammler, ein Magnetventil 5, welches bei Netzausfall sofort schließt, und den Überströmregler 4. Dieser arbeitet, je nach Fabrikat, als elektrisch betätigtes Stellventil (Bild 5.4.-13), als hydraulischer Proportional-

regler oder als hydraulischer Regler mit Druckwasser als Hilfsenergie (Bild 5.4.-14). Im letzten Fall wird das Wasser druckseitig der Pumpen 3 entnommen und über ein Magnetventil 9 sowie einen Druckminderer 10 dem

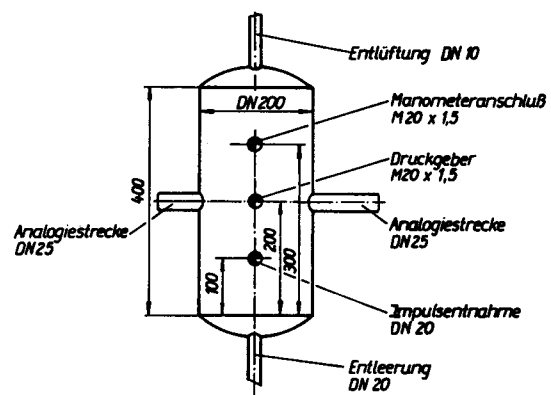


Bild 5.4.-15

Ausführungsbeispiel einer Mitteldruckentnahme (Mitteldruckflasche)

Regler 4 zugeleitet. Das verbrauchte Wasser fließt sichtbar ohne Gegendruck aus. Die Regelgröße — der konstante Netzmitteldruck — spiegelt sich in der sogenannten Mitteldruckflasche 2 wider. Eine mögliche Ausführungsvariante zeigt Bild 5.4.-15. Die Mitteldruckflasche ist symmetrisch in einer zwischen Vorlaufverteiler und Rücklaufsammler dem Außennetz parallelgeschalteten Analogiestrecke angeordnet. Um eine genaue Einstellung des symmetrischen oder asymmetrischen Mitteldrucks sowie spätere Korrekturen zu ermöglichen, sollten im Vor- und Rücklauf handbetätigte Drossel- oder Stellventile 6 installiert werden. Falls die Gefahr des Ausdampfens besteht, ist in der Analogiestrecke ein Kühler anzuordnen. Von der Mitteldruckflasche 2 wird die Regelgröße als elektrische Größe entnommen, oder bei hydraulischer Regelung führt eine Impulsleitung direkt zum Überströmregler 4.

Die MSR-Technik hat folgende Forderungen zu erfüllen: Jeweils eine Pumpe 3 muß ununterbrochen in Betrieb sein. Fällt eine Pumpe aus, so ist die Reservepumpe sofort zu starten und ein Alarmsignal zu geben. Der Anlauf hat bei der Schaltung nach Bild 5.4.-14 gegen geschlossenes Ventil 8 automatisch zu erfolgen. Bei installierter Lagerkühlung ist synchron dazu das Magnetventil 11 zu schalten. Bei Ausfall des elektrischen Netzes müssen nach dem Start des Notstromaggregats unverzüglich die Einrichtungen zur Druckhaltung vollkommen automatisch anlaufen. Dazu gehören das Schließen des druckseitigen Ventils 8, das Anfahren der Pumpe 3, das anschließende Öffnen des Ventils 8 sowie der Magnetventile 5, 9, 11 und 12.

Handsaltungen aller Aggregate müssen dominierend wirken. Bei großen Anlagen sind folgende Fernanzeigen zu empfehlen:

- Druck am Vorlaufverteiler und Rücklaufsammler (PI)
- Druck in der Mitteldruckflasche, evtl. mit Registrierung und Alarmsignal bei Abweichung des Drucks, von größer als ± 50 kPa (PIA, PR).

Die gesetzlichen Sicherheitsbestimmungen, wie beispielsweise Abschalten der Wärmebereiter bei Wassermangel, Druckabfall usw., sind zusätzlich einzuarbeiten.

Zur Anordnung der Sicherheitsventile wird im Abschnitt 5.4.6. Stellung bezogen.

Bemessung

Es gelten die im Abschnitt 5.4. definierten Belastungsparameter. Sie wurden im Bild 5.4.-16 eingetragen.

Bemessung der Abspise- und Zuspiseleitung. Auf der Grundlage der maximalen Abspise- und Zuspiseströme des Netzes $\dot{V}_{Ab,max}$ und $\dot{V}_{Zu,max}$, die nach den Gln. (5.3.-47) und (5.3.-50) ermittelt wurden, sind die Abspise- und Zuspiseleitungen zu bemessen und die zugehörigen Leitungsdruckverluste ($\Delta p_{Ab,max}$; $\Delta p_{Zu,max}$) zu berechnen. Im Ergebnis folgen die spezifischen Werte

$$C_{Ab} = \frac{\Delta p_{Ab,max}}{\dot{V}_{Ab,max}^2}; \quad C_{Zu} = \frac{\Delta p_{Zu,max}}{\dot{V}_{Zu,max}^2}. \quad (5.4.-21)$$

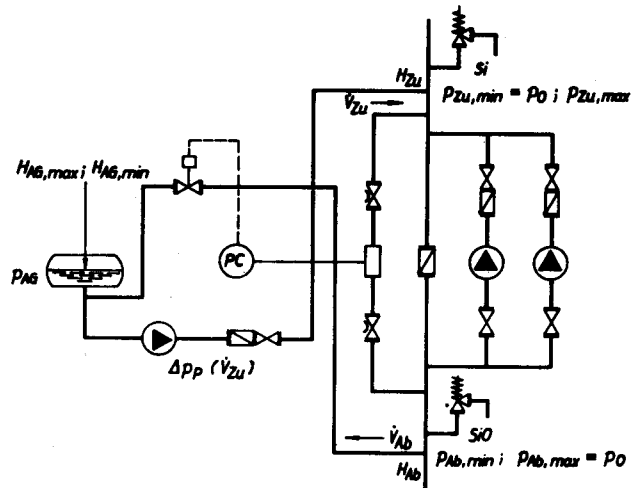


Bild 5.4.-16

Dynamische Druckhaltung nach GOEFFERT mit Angabe der Berechnungsparameter

Die Sicherheitsventile S_i bzw. S_{iO} begrenzen den maximal zulässigen Betriebsdruck bzw. den Ruhedruck.

Auswahl der Druckdiktierpumpe. Um die richtige Auswahl treffen zu können, sind vorab verschiedene Betriebspunkte zu ermitteln.

I. Heizenergieausfall bei Netzbetrieb

Gemäß den Gln. (5.3.-53) und (5.3.-50) berechnet sich der Volumenstrom zu

$$\dot{V}_{P,I} = \dot{V}_{Anl,Zu,I} = \dot{V}_{Zu,max,B} + \dot{V}_{U,min,I} + \dot{V}_L. \quad (5.4.-22)$$

Der erforderliche Förderdruck der Pumpe folgt unter Annahme, daß der Wasserspiegel im Ausdehnungsgefäß $H_{AG} = H_{AG,max}$ und der Druck an der Einspeisestelle $p_{Zu,max}$ betragen, aus der Beziehung

$$\Delta p_{P,I} = C_{Zu} \dot{V}_{P,I}^2 + (H_{Zu} - H_{AG,max}) \rho g + p_{Zu,max} - p_{AG}. \quad (5.4.-23)$$

II. Heizenergieausfall bei Netzstillstand

Die Gln. (5.3.-53) und (5.3.-51) liefern

$$\dot{V}_{P,II} = \dot{V}_{Anl,Zu,II} = \dot{V}_{Zu,max,S} + \dot{V}_{U,min,II} + \dot{V}_L. \quad (5.4.-24)$$

Der Pumpendruck berechnet sich für $H_{AG} = H_{AG,max}$ und $p_{Zu,min} = p_0$ zu

$$\Delta p_{P,II} = C_{Zu} \dot{V}_{P,II}^2 + (H_{Zu} - H_{AG,max}) \rho g + p_0 - p_{AG}. \quad (5.4.-25)$$

III. Laständerungen

Auf der Grundlage der Gln. (5.3.-53) und (5.3.-18) bzw. (5.3.-28) berechnet sich der Pumpenförderstrom

$$\dot{V}_{P,III} = \dot{V}_{Anl,Zu,III} = \dot{V}_{Zu} + \dot{V}_{U,min,III} + \dot{V}_L \quad (5.4.-26)$$

und damit der Förderdruck

$$\Delta p_{P,III} = C_{Zu} \dot{V}_{P,III}^2 + (H_{Zu} - H_{AG,min}) \rho g + p_{Zu,max} - p_{AG}, \quad (5.4.-27)$$

wobei sicherheitshalber für $H_{AG} = H_{AG,min}$ und $p_{Zu} = p_{Zu,max}$ gesetzt wurden.

Anmerkung 1

Arbeiten die Überströmregler mit Wasser als Hilfsenergie, so ist der dazu erforderliche Volumenstrom \dot{V}_H zu den errechneten Pumpenförderströmen zu addieren.

Anmerkung 2

Der vom Überströmregler abgespeiste minimale Volumenstrom $\dot{V}_{\text{Ü,min}}$ hängt von dessen maximaler Leistung ab. Letztere wird wiederum von der minimalen Pumpenleistung beeinflusst. Diese Verknüpfung durch Substitutionen von Gleichungen zu lösen hat praktisch keinen Sinn, da ohnehin nur standardisierte Aggregate verwendbar sind. Statt dessen machen sich eventuell wiederkehrende Rechnungen erforderlich, die man zunächst mit $\dot{V}_{\text{Ü,min}} = 0$ beginnen sollte.

Das Betriebsregime ist entscheidend, welche Punkte zur Pumpenauswahl herangezogen werden. Soll die Druckhalteanlage den Betriebsfall I befriedigen, dann genügt in der Regel die Auswahl dieses Punktes. Soll für den maximalen Pumpenförderstrom nur der Betriebsfall II entscheidend sein, dann muß auch Punkt III bei der Pumpenwahl unbedingt beachtet werden.

Auswahl des Überströmreglers. Es muß maximal der nach Gl. (5.3.-52) berechnete Abspeisestrom

$$\dot{V}_{\text{Ü,max}} = \dot{V}_{\text{Anl, Ab}} = \dot{V}_{\text{Ab,max}} + \dot{V}_{\text{P,min}} \quad (5.4.-28)$$

über den Überströmregler geleitet werden. Der Summand $\dot{V}_{\text{Ab,max}}$ ist eindeutig der Volumenexpansion beim Aufheizen nach Gl. (5.3.-47) unter Beachten des Betriebsregimes zugeordnet. Der minimale Pumpenförderstrom $\dot{V}_{\text{P,min}}$, der zeitgleich zum maximalen Abspeisestrom auftritt, muß im Anschluß an die Pumpenauswahl iterativ bestimmt werden. Es gilt

$$\Delta p_{\text{P}} = C_{\text{Zu}} \dot{V}_{\text{P,min}}^2 + (H_{\text{Zu}} - H_{\text{AG,min}}) \rho g + p_{\text{Zu,max}} - p_{\text{AG}} \quad (5.4.-29)$$

Diese Gleichung ist durch Gegenüberstellung mit der realen Pumpenkennlinie zu lösen. Nach der Berechnung von $\dot{V}_{\text{Ü,max}}$ kann die Druckbilanzgleichung für die Abspeiseleitung aufgestellt werden. Der Druckabfall über den Abspeiseregler beträgt

$$\rho \dot{V}_{\text{Ü,max}}^2 k_v^{-2} = p_{\text{Ab,min}} - p_{\text{AG}} + (H_{\text{Ab}} - H_{\text{AG,min}}) \rho g - C_{\text{Ab}} \dot{V}_{\text{Ü,max}}^2 \quad (5.4.-30)$$

Die Gl. (5.4.-30) wird nach k_v aufgelöst und das Ventil mit dem nächstgrößeren k_{v_s} -Wert gewählt.

Das sogenannte Stellverhältnis

$$r = \frac{k_{v_s, \text{max}}}{k_{v_s, \text{min}}} \quad (5.4.-31)$$

charakterisiert den Arbeitsbereich des Überströmreglers. Es ist vom Armaturenhersteller zu erfragen. Damit kann $k_{v_s, \text{min}}$ berechnet werden, woraus schließlich $\dot{V}_{\text{Ü,min}}$ folgt. Die Auswahl der Druckdiktierpumpe — für die zunächst $\dot{V}_{\text{Ü,min}} = 0$ gesetzt wurde — muß nach Kenntnis des tatsächlichen Wertes gegebenenfalls wiederholt werden. Es gilt

$$\dot{V}_{\text{Ü,min}} = \sqrt{\frac{p_{\text{Ab}} - p_{\text{AG}} + (H_{\text{Ab}} - H_{\text{AG}}) \rho g}{\rho k_{v, \text{min}}^{-2} + C_{\text{Ab}}}} \quad (5.4.-32)$$

wobei p_{Ab} und H_{AG} analog den betrachteten Pumpenbetriebspunkten einzusetzen sind:

	I	II	III
$p_{\text{Ab}} =$	$p_{\text{Ab,min}}$	p_0	$p_{\text{Ab,min}}$
$H_{\text{AG}} =$	$H_{\text{AG,max}}$	$H_{\text{AG,max}}$	$H_{\text{AG,min}}$

Je nach gewähltem Betriebsregime kann es sinnvoll sein, noch weitere Betriebspunkte in die Nachrechnung einzubeziehen.

5.4.2.3. Beispiel

Das im Abschnitt 5.3.2.7., Beispiel 2, vorgestellte Heizsystem ist an eine Druckhalteanlage gemäß Bild 5.4.-13 bzw. 5.4.-16 anzuschließen. Als Belastungen wurden ermittelt:

$$\begin{aligned} \dot{V}_{\text{L}} &= 82,92 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s} \\ \dot{V}_{\text{Ab,max}} &= 10,21 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s} \\ \dot{V}_{\text{Zu,max,S}} &= 6,76 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s} \quad (\text{Netzstillstand}) \\ \dot{V}_{\text{Zu}} &= 0,518 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s} \quad (\text{Laständerung}). \end{aligned}$$

Das Betriebsregime ist so geregelt, daß bei Heizenergieausfall auch die Umwälzung unterbleibt.

Die Drücke sind dem Druckschaubild entnehmbar. Sie lauten an der Abspeisestelle:

$$\begin{aligned} p_0 &= 0,82 \text{ MPa} \quad (\text{Stillstand der Umwälzpumpe}) \\ p_{\text{Ab,min}} &= 0,60 \text{ MPa} \quad (\text{Betrieb der Vollast-Umwälzpumpe}) \end{aligned}$$

Zuspeisestelle:

$$\begin{aligned} p_{\text{Zu,max}} &= 1,04 \text{ MPa} \quad (\text{Betrieb der Vollast-Umwälzpumpe}) \\ p_{\text{Zu,min}} &= 0,82 \text{ MPa} \quad (\text{Stillstand der Umwälzpumpe;} \\ & \quad p_{\text{Zu,min}} \equiv p_0). \end{aligned}$$

Das Ausdehnungsgefäß sei nur durch einen Schwimmkörper mit seitlichem Silikonörling abgedeckt. Der Druck betrage $p_{\text{AG}} \approx 0,1$ MPa. Die Anbindungen der Zuspeise- und Abspeiseleitungen liegen auf gleicher Höhe. Sie sei willkürlich $H_{\text{Zu}} = H_{\text{Ab}} = 0$ m gesetzt. Demgegenüber schwankt die Höhe des Wasserspiegels im Ausdehnungsgefäß je nach Füllstand zwischen $H_{\text{AG,min}} = 2$ m und $H_{\text{AG,max}} = 4$ m. Die Dichte der Wasserströme werde näherungsweise $\rho = 978 \text{ kg/m}^3$ angenommen.

Der maximal im Heiznetz umgewälzte Wasserstrom beträgt $\dot{m} = 222 \text{ kg/s}$.

In den Zuspeise- und Abspeiseleitungen treten die Druckverluste

$$\Delta p_{\text{Zu,max}} = 0,020 \text{ MPa}; \quad \Delta p_{\text{Ab,max}} = 0,025 \text{ MPa},$$

bezogen auf $\dot{V}_{\text{Zu,max,S}}$ und $\dot{V}_{\text{Ab,max}}$, auf.

Es sind die Druckdiktierpumpe und die Überströmregler auszuwählen.

Lösung

Gemäß Gl. (5.4.-21) können die spezifischen Druckverluste bestimmt werden:

$$C_{\text{Ab}} = \frac{0,025}{(10,21 \cdot 10^{-3})^2} \frac{\text{MPa s}^2}{\text{m}^6} = 239,8 \text{ MPa s}^2/\text{m}^6$$

$$C_{\text{Zu}} = \frac{0,020}{(6,76 \cdot 10^{-3})^2} \frac{\text{MPa s}^2}{\text{m}^6} = 437,7 \text{ MPa s}^2/\text{m}^6.$$

Auswahl der Druckdiktierpumpe. Für den maximal notwendigen Pumpenförderstrom gilt nach Gl. (5.4.-24) unter der vorläufigen Annahme $\dot{V}_{\text{Ü,min}} = 0$

$$\begin{aligned} \dot{V}_{\text{P,II}} &= (6,76 \cdot 10^{-3} + 82,92 \cdot 10^{-6}) \text{ m}^3/\text{s} \\ &= 6,84 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}. \end{aligned}$$

Der erforderliche Pumpendruck betrachtet sich entsprechend Gl. (5.4.-25) zu

$$\begin{aligned}\Delta p_{P,II} &= [437,7 \cdot (6,84 \cdot 10^{-3})^2 + (0 - 4) \cdot 978 \\ &\quad \times 9,81 \cdot 10^{-6} + 0,82 - 0,1] \text{ MPa} \\ &= 0,702 \text{ MPa}.\end{aligned}$$

Dieser Betriebspunkt II ist im Pumpenkennfeld (Bild 5.4.-17) eingetragen. Des weiteren ergibt sich bei Laständerungen entsprechend den Gln. (5.4.-26) und (5.4.-27)

$$\begin{aligned}\dot{V}_{P,III} &= (0,518 \cdot 10^{-3} + 82,92 \cdot 10^{-6}) \text{ m}^3/\text{s} \\ &= 0,601 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\Delta p_{P,III} &= [437,7 \cdot (0,601 \cdot 10^{-3})^2 + (0 - 2) \cdot 978 \\ &\quad \times 9,81 \cdot 10^{-6} + 1,04 - 0,1] \text{ MPa} \\ &= 0,921 \text{ MPa}.\end{aligned}$$

Dieser Punkt ist ebenfalls im Bild 5.4.-17 vermerkt.

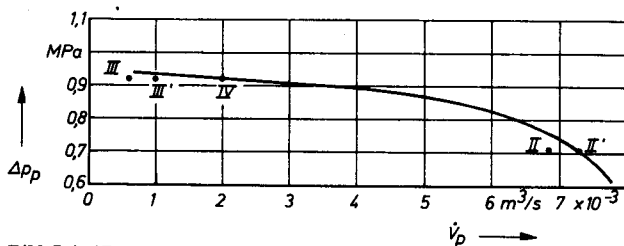


Bild 5.4.-17

Kennlinie der Druckhaltepumpe und ausgewählte Betriebspunkte zum Beispiel 5.4.2.3.

Die dargestellte Kennlinie möge der gewählten Druckdiktierpumpe entsprechen.

Auswahl des Überströmreglers. Zunächst ist der minimale Pumpenförderstrom nach Gl. (5.4.-29) zu bestimmen:

$$\begin{aligned}\Delta p_P &= 437,7 \dot{V}_{P,\min}^2 + [(0 - 2) 978 \cdot 9,81 \cdot 10^{-6} \\ &\quad + 1,04 - 0,1] \text{ MPa} \\ &= 437,7 \dot{V}_{P,\min}^2 + 0,92 \text{ MPa}.\end{aligned}$$

Der Vergleich mit der Kennlinie des Bildes 5.4.-17 liefert gemäß Punkt IV

$$\dot{V}_{P,\min} = 2 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}.$$

Die maximale Überströmmenge lautet nach Gl. (5.4.-28)

$$\begin{aligned}\dot{V}_{U,\max} &= [10,21 \cdot 10^{-3} + 2 \cdot 10^{-3}] \text{ m}^3/\text{s} \\ &= 12,21 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}.\end{aligned}$$

Aus Gl. (5.4.-30) folgt dann

$$k_v = \sqrt{\frac{978 \cdot (12,21 \cdot 10^{-3})^2}{[0,60 - 0,1 + (0 - 2) 978 \cdot 9,81 \cdot 10^{-6} - 239,8 \cdot (12,21 \cdot 10^{-3})^2] 10^6}}$$

$$k_v = 572 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2.$$

Im Abschnitt 5.1.2. ist eine Umrechnung auf die gebräuchliche Einheit m^3/h angegeben. Danach gilt

$$k_v^* = \frac{572 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3}{28 \cdot 10^{-6} \text{ h}} = 20,4 \text{ m}^3/\text{h}.$$

Der nächsthöhere standardisierte Wert beträgt $k_{vs}^* = 31,5 \text{ m}^3/\text{h} \hat{=} k_{vs} = k_{vs}^* \cdot 28 \cdot 10^{-6} = 882 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$. Das Stellverhältnis betrage $r = 50$, woraus $k_{v,\min} = 17,6 \times 10^{-6} \text{ m}^2$ folgt.

Nunmehr können mit Hilfe von Gl. (5.4.-32) die minimalen Überströmmengen bei Stillstand des Netzes und maximaler Abkühlung (Pumpenbetriebspunkt II)

$$\begin{aligned}\dot{V}_{\ddot{U},\min,II} &= \sqrt{\frac{(0,82 - 0,1) 10^6 + (0 - 4) \cdot 978 \cdot 9,81}{978 \cdot (17,6 \cdot 10^{-6})^{-2} + 239,8 \cdot 10^6}} \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \\ &= 0,46 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}\end{aligned}$$

und bei Betrieb des Netzes und Lastanpassung (Pumpenbetriebspunkt III)

$$\begin{aligned}\dot{V}_{\ddot{U},\min,III} &= \sqrt{\frac{(0,60 - 0,1) 10^6 + (0 - 2) \cdot 978 \cdot 9,81}{978 \cdot (17,6 \cdot 10^{-6})^{-2} + 239,8 \cdot 10^6}} \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \\ &= 0,39 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}\end{aligned}$$

bestimmt werden.

Überprüfung der Pumpenauswahl. Die erforderlichen maximalen Pumpenförderströme berechnen sich nach Gl. (5.4.-24) bzw. (5.4.-26)

$$\begin{aligned}\dot{V}_{P,II'} &= (6,76 \cdot 10^{-3} + 0,46 \cdot 10^{-3} + 82,92 \cdot 10^{-6}) \text{ m}^3/\text{s} \\ &= 7,30 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s},\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\dot{V}_{P,III'} &= (0,518 \cdot 10^{-3} + 0,39 \cdot 10^{-3} + 82,92) \cdot 10^{-6} \\ &\quad \text{m}^3/\text{s} \\ &= 0,99 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s},\end{aligned}$$

woraus die notwendigen Pumpendrucke nach Gl. (5.4.-25) bzw. (5.4.-27)

$$\begin{aligned}\Delta p_{P,II'} &= [437,7 (7,30 \cdot 10^{-3})^2 + (0 - 4) \cdot 978 \cdot 9,81 \\ &\quad \times 10^{-6} + 0,82 - 0,1] \text{ MPa} = 0,705 \text{ MPa}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\Delta p_{P,III'} &= [437,7 (0,99 \cdot 10^{-3})^2 + (0 - 2) \cdot 978 \cdot 9,81 \\ &\quad \times 10^{-6} + 1,04 - 0,1] \text{ MPa} = 0,912 \text{ MPa}\end{aligned}$$

folgen. Die Betriebspunkte II' und III' sind ebenfalls im Bild 5.4.-17 eingetragen. Sie werden beide von der Pumpenkennlinie erfüllt, d. h., die Pumpe wurde richtig ausgewählt.

Bemessung der Analogiestrecke. Gemäß [30] sollen 0,3 % der umgewälzten Wassermenge die Analogiestrecke durchströmen. Dies sind

$$\dot{m}_A = 0,003 \cdot 222 \text{ kg/s} = 0,67 \text{ kg/s}.$$

Es wird der Leitungsdurchmesser DN 25 gewählt. Die endgültige Einregulierung erfolgt durch zwei Stellventile mit einem

$$k_v = \sqrt{\frac{q}{\Delta p}} \dot{V} = \sqrt{\frac{978}{0,22 \cdot 10^6} \frac{0,67}{978}} \text{ m}^2 = 45,7 \text{ mm}^2.$$

(Für Δp wurde der halbe Pumpendruck eingesetzt.)

Dies entspricht nach Abschnitt 5.1.2. $k_v^* = 1,63 \text{ m}^3/\text{h}$. Es wird gewählt $k_{vs}^* = 2 \text{ m}^3/\text{h}$.

5.4.3. Statisch-dynamische Druckhaltesysteme

Wie bereits einleitend gesagt, kann beispielsweise die Schaltungsvariante S II (Abschnitt 5.4.1.2.) durch Verkleinerung des eigentlichen Druckbehälters in ein kombiniert statisch-dynamisch arbeitendes Druckhaltesystem übergeführt werden. Letztlich ist damit aber auch nur eine Saug- oder Enddruckhaltung realisierbar. Bei zahlreichen Systemen wird aber eine Mitteldruckhaltung gefordert, die mit den energetischen Vorteilen der statischen Druckhaltung verbunden ist. Nachfolgend sollen zwei Schaltungen vorgestellt werden, die die aufgeführten Ansprüche erfüllen.

5.4.3.1. Mitteldruckhaltung mit dampfbeaufschlagtem Ausdehnungsgefäß

Eine Prinzipschaltung zeigt Bild 5.4.-18. Der Grundaufbau entspricht der sogenannten EBERT-Schaltung. Sie wurde bezüglich der regelungstechnischen Einrichtungen durch [54] modifiziert. Voraussetzung für die Verwirklichung einer derartigen Druckhalteeinrichtung ist das Vorhandensein einer gesicherten Dampfschiene. Der Druck des Polsterdampfes p_{AG} muß auf einen Wert einstellbar sein, der sowohl die Abspeisung aus dem betriebenen Netz ($p_{Ab} > p_{AG}$) als auch die Zusp eisung in das stillstehende Netz ($p_{AG} > p_0$) gestattet. Somit ist bei Elektroenergieausfall stets die Volumenkompensation des Netzwassers gegeben.

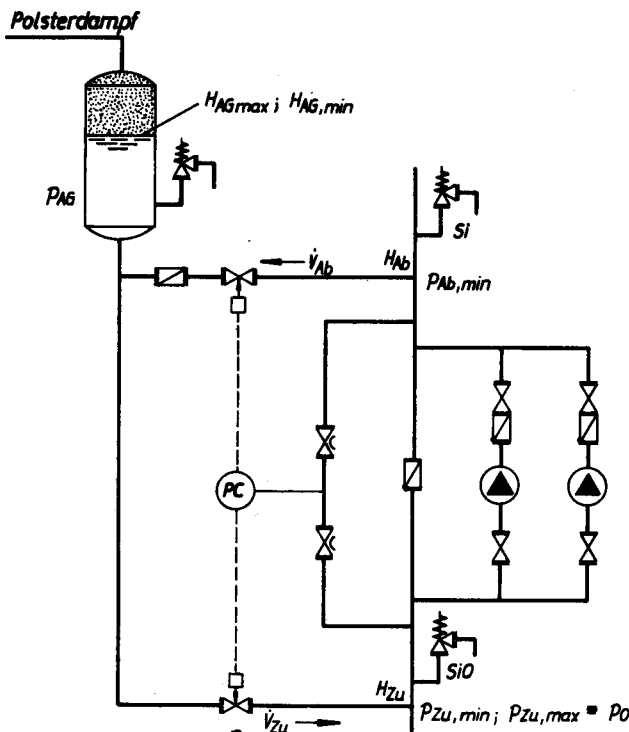


Bild 5.4.-18
Mitteldruckhaltung mit dampfbeaufschlagtem Ausdehnungsgefäß
und Angabe der Berechnungsparameter

Die Sicherheitsventile Si bzw. SiO begrenzen den maximal zulässigen Betriebsdruck bzw. den Ruhedruck.

Über die Anordnung und Einstellung der Sicherheitsventile am Netz gibt Abschnitt 5.4.6. Auskunft.

Bemessung. Die Zusp eis- und Absp eisleitungen sind nach praxisüblichen Gesichtspunkten zu bemessen. Die spezifischen Druckverluste C_{Ab} und C_{Zu} berechnen sich nach Gl. (5.4.-21).

Es ist zweckmäßig, für die Zusp eis- und Absp eisstellventile dicht schließende Armaturen einzusetzen und die Öffnungs- und Schließpunkte der gegeneinander arbeitenden Ventile zu versetzen. Dadurch wird gleichzeitiges Zu- und Absp eis verhindert. Natürlich sind dann Mitteldruckschwankungen im Netz zwischen den gewählten Grenzwerten möglich.

Die maximalen Zusp eis- und Absp eisströme ergeben sich für

Heizenergieausfall bei Netzbetrieb nach den Gln. (5.3.-53) und (5.3.-50)

$$\dot{V}_{Zu,I} = \dot{V}_{Zu,max,B} + \dot{V}_L \quad (5.4.-33)$$

Heizenergieausfall bei Netzstillstand nach den Gln. (5.3.-53) und (5.3.-51)

$$\dot{V}_{Zu,II} = \dot{V}_{Zu,max,S} + \dot{V}_L \quad (5.4.-34)$$

Aufheizung der Anlage nach den Gln. (5.3.-52) und (5.3.-47)

$$\dot{V}_{Ab} = \dot{V}_{Ab,max} \quad (5.4.-35)$$

Für die Festlegung der Druckgrenzwerte sind die einzelnen Betriebsfälle zu untersuchen. Die Druckerhöhung der Umwälzpumpen beträgt bei Einsatz der Vollastpumpe $\Delta p_{P,max}$ und bei Betrieb der kleinsten Teillastpumpe $\Delta p_{P,min}$. Damit ergeben sich bei Identität zwischen Mitteldruck und Ruhedruck $p_M \equiv p_0$

$$p_{Ab,min} = p_0 + 0,5 \Delta p_{P,min} \quad (5.4.-36)$$

$$p_{Zu,max} = p_0 \quad (5.4.-37)$$

$$p_{Zu,min} = p_0 - 0,5 \Delta p_{P,max} \quad (5.4.-38)$$

als charakteristische Parameter für die Auswahl der Stellventile. Aus den Druckbilanzen

$$\rho \dot{V}_{Zu,I}^2 k_{v,Zu,I}^{-2} = p_{AG} - p_{Zu,min} + (H_{AG,max} - H_{Zu}) \rho g - C_{Zu} \dot{V}_{Zu,I}^2 \quad (5.4.-39)$$

$$\rho \dot{V}_{Zu,II}^2 k_{v,Zu,II}^{-2} = p_{AG} - p_0 + (H_{AG,max} - H_{Zu}) \rho g - C_{Zu} \dot{V}_{Zu,II}^2 \quad (5.4.-40)$$

$$\rho \dot{V}_{Ab}^2 k_{v,Ab}^{-2} = p_{Ab,min} - p_{AG} + (H_{Ab} - H_{AG,min}) \rho g - C_{Ab} \dot{V}_{Ab}^2 \quad (5.4.-41)$$

ergeben sich die erforderlichen k_v -Werte für den Zufluß- und Abflußregler, wobei aus $k_{v,Zu,I}$ und $k_{v,Zu,II}$ der Größtwert zu bestimmen ist.

5.4.3.2. Mitteldruckhaltung mit stickstoffbeaufschlagtem Ausdehnungsgefäß

Zahlreiche Fernwärmesysteme, an die Netze für Wohn- und Industriegebiete über Wärmeübertragerstationen angekoppelt sind, führen den Wärmeträger Heißwasser. Die im vorangegangenen Abschnitt vorgestellte einfache Schaltung ist somit nicht realisierbar. Außerdem gelten Dampf-Fernwärmesysteme nicht als absolut ausfallsicher, weshalb vielfach doch dynamische Druckhalteanlagen mit zusätzlichem Notstromaggregat installiert werden. Zur Umgehung der vorgenannten Nachteile wurde in [55] eine universell anwendbare Mitteldruckhaltung mit minimalem Energieaufwand vorgeschlagen. Die Druckhaltung bietet gleichzeitig den Vorteil, daß die Volumenkompensation auch bei Stromausfall garantiert wird.

Im Bild 5.4.-19 ist die einfachste Schaltung dargestellt. Bei der Expansion des Wassers steigt der Mitteldruck in der Analogiestrecke 1 an. Dadurch wird ein Impuls an das Stellventil 2 gegeben, und Wasser aus dem Heiznetz strömt so lange in den Behälter 3, bis der Soll-Wert des Mitteldrucks erreicht ist. Im Behälter 3 wird das Inertgaspolster durch den Zufluß verdichtet. Ist ein definierter Maximaldruck erreicht, so wird vom Kon-

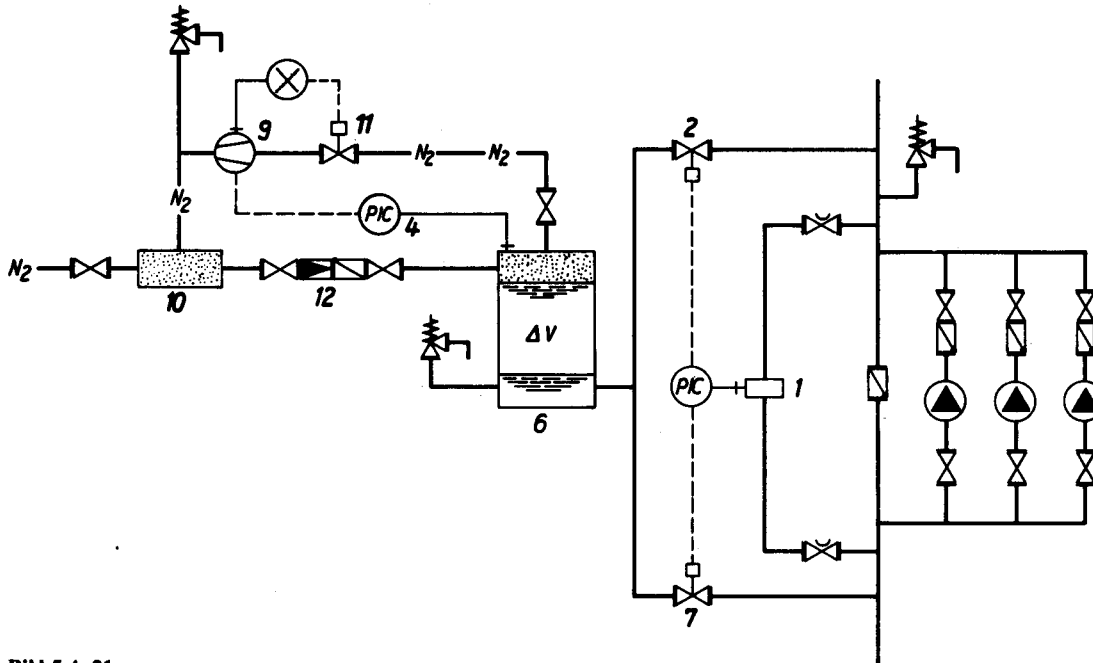


Bild 5.4.-21

Mitteldruckhaltung mit stickstoffbeaufschlagtem Ausdehnungsgefäß, Gasverdichter und Gasspeicher

3 ein, wobei das Druckangebot maximal genutzt wird. Bei Kontraktionen erfolgt dann zuerst die Entspeicherung des Behälters 3. Bei einer bestimmten Druckunterschreitung kommt es dann zur Nachspeisung aus dem Ausdehnungsgefäß 6, wozu ein weiterer Regler 8 installiert werden muß. Der energetische Effekt wird aber derzeit als so gering eingeschätzt, daß der erhöhte apparate- und regelungstechnische Aufwand nicht gerechtfertigt erscheint.

Eine weitere Lösungsmöglichkeit wird im Bild 5.4.-21 gezeigt. Der Pufferbehälter kann entfallen. An seine Stelle rückt das eigentliche Ausdehnungsgefäß 6. Da der Druck in diesem Gefäß nur relativ geringfügig über dem Mitteldruck liegt, wird, um die gesamte Ausdehnungsmenge speichern zu können, das Auflastmedium bei steigendem Druck (Kontaktmanometer 4) aus dem Ausdehnungsgefäß abgezogen und mittels des Verdichters 9 in einem gasdichten Behälter 10 bei hohem Druck gespeichert. Eine Verriegelung öffnet das Magnetventil 11 erst bei Betrieb des Kompressors. Sinkt der Druck im Ausdehnungsgefäß auf einen unteren Grenzwert, so wird der Verdichter abgeschaltet. Bei weiterer Druckabsenkung infolge der Zusp eisung ins Heiznetz wird über die Reduziereinrichtung 12 automatisch Inertgas nachgespeist.

Auf die Anordnung und Belastung der am Netz angeordneten Sicherheitsventile nimmt Abschnitt 5.4.6. Bezug.

Bemessung (Bild 5.4.-22). Es wird vorausgesetzt, daß die im Gegensinn arbeitenden Ventile 2 und 7 dicht schließen und daß die Schließ- und Öffnungspunkte dieser Stellventile versetzt sind. Damit wird gleichzeitiges Zu- und Abspeisen ausgeschlossen. Geringe Schwankungen des Netzmitteldrucks werden in Kauf genommen. Die Volumenströme und charakteristischen Druckparameter entsprechen den Gl. (5.4.-33) bis (5.4.-38).

Damit der Abspeisestrom \dot{V}_{Ab} vom Netz in den Pufferbehälter fließt, ist ein Druckgefälle erforderlich. Dies bedeutet, daß der maximale Druck im Behälter $p_{PB,max} < p_{Ab,min}$ sein muß. Die Differenz

$$\Delta p_A = p_{Ab,min} - p_{PB,max} \quad (5.4.-42)$$

steht für die Bemessung der Leitung A einschließlich der Ventile zur Verfügung. Der minimale Behälterdruck $p_{PB,min}$ ist nicht durch irgendwelche Grenzwerte genau definiert, sondern entsprechend einem ingenieurmäßigen Kompromiß unter Beachtung der Größe des Pufferbehälters 3, der Förderhöhe der Pumpe 5 und des Stellverhältnisses des Ventils 2 festzulegen. Damit die Zusp eisung \dot{V}_{Zu} auch tatsächlich in das Heiznetz transportiert werden kann, muß $p_{AG,min} > p_{Zu,max}$ sein. Die verfügbare Druckdifferenz

$$\Delta p_B = p_{AG,min} - p_{Zu,max} \quad (5.4.-43)$$

steht für die Bemessung der Nachspeiseleitung B einschließlich des Stellventils 7 zur Verfügung.

Mit den absoluten Drücken folgen die Druckverhältnisse für Ausdehnungsgefäß

$$\pi_{AG} = \frac{p_{AG,min}}{p_{AG,max}} \quad (5.4.-44)$$

Pufferbehälter

$$\pi_{PB} = \frac{p_{PB,min}}{p_{PB,max}} \quad (5.4.-45)$$

Gemäß Abschnitt 5.4.1.1. folgt mit dem Ausdehnungsvolumen ΔV und dem Wasserrestvolumen V_R das Volumen des Ausdehnungsgefäßes zu

$$V_{AG} = \frac{\Delta V}{1 - \pi_{AG}} + V_R \quad (5.4.-46)$$

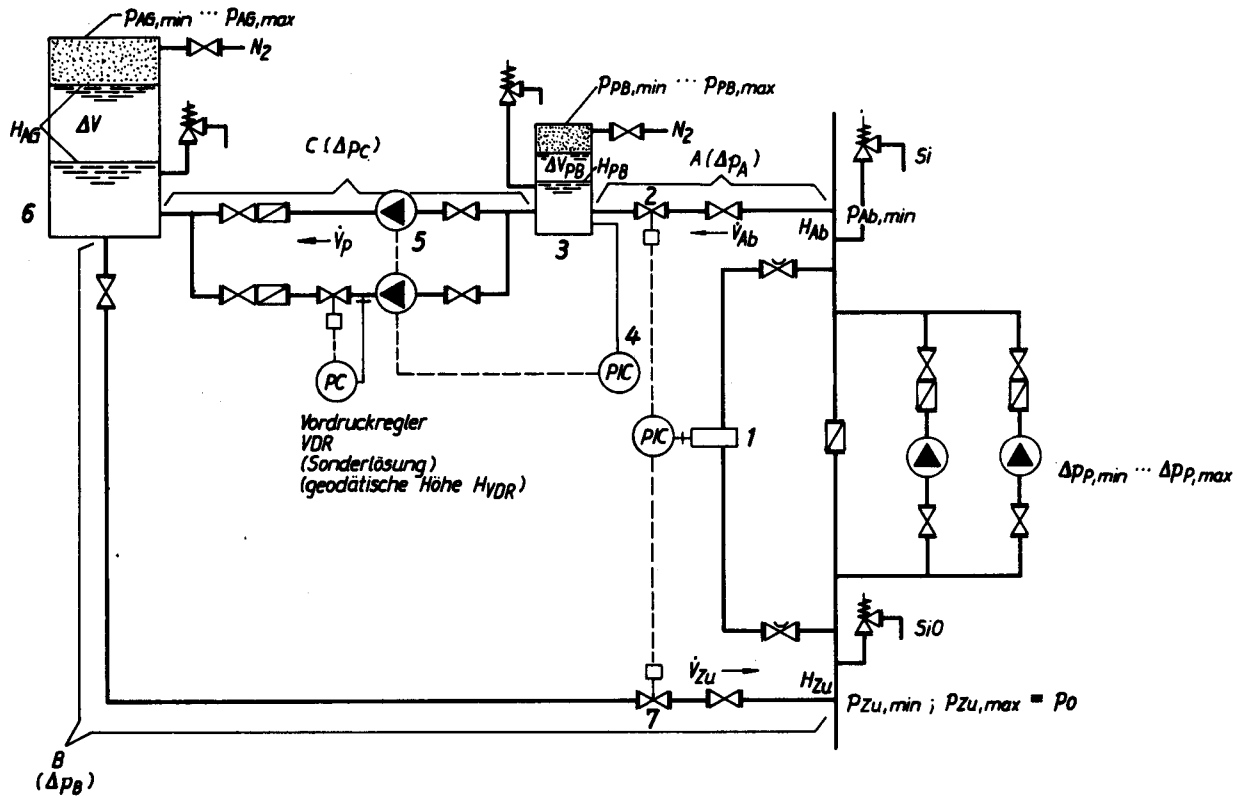


Bild 5.4.-22

Mitteldruckhaltung mit stickstoffbeaufschlagtem Ausdehnungsgefäß (Mitteldruckhaltung mit minimalem Energieaufwand) und Angabe der Berechnungsparameter

Die Sicherheitsventile Si bzw. SiO begrenzen den maximal zulässigen Betriebsdruck bzw. den Ruhedruck.

Mit $V_R = 0,2V_{AG}$ ergibt sich dann

$$V_{AG} = 1,25 \frac{\Delta V}{1 - \pi_{AG}} \quad (5.4.-47)$$

Das Nutzvolumen des Pufferbehälters berechnet sich aus

$$\Delta V_{PB} = \frac{\dot{V}_P}{4n_{max}} \quad (5.4.-48)$$

Dabei bedeutet \dot{V}_P der Pumpenförderstrom, der gleich dem maximalen Abspeisestrom $\dot{V}_{Ab,max}$ sein muß. Eine Überbemessung des Pumpenförderstroms wirkt sich ungünstig aus, da nach Gl. (5.4.-48) dann ein größeres Behältervolumen folgt. Weiterhin stellt n_{max} die maximale Schalthäufigkeit der Pumpe dar.

Das erforderliche Behältervolumen berechnet sich analog den Gln. (5.4.-46) und (5.4.-47) zu

$$V_{PB} = 1,25 \frac{\Delta V_{PB}}{1 - \pi_{PB}} \quad (5.4.-49)$$

Im weiteren verbleibt noch die Bemessung der Rohrleitungen A bis C. Es werden zunächst die Ventile 2 und 7 sowie die Pumpe 5 unberücksichtigt gelassen und die Druckverluste $\Delta p'$ für gewählte Rohrdurchmesser sowie die gegebenen maximalen Durchsätze nachgerechnet.

Daraus läßt sich jeweils eine Konstante C errechnen. Es gelten:

$$C_A = \frac{\Delta p'_A(\dot{V}_{Ab})}{\dot{V}_{Ab}^2} \quad (5.4.-50)$$

$$C_B = \frac{\Delta p'_B(\dot{V}_{Zu})}{\dot{V}_{Zu}^2} \quad (5.4.-51)$$

$$C_C = \frac{\Delta p'_C(\dot{V}_{Ab})}{\dot{V}_{Ab}^2} \quad (5.4.-52)$$

Nunmehr können die Stellventile ausgewählt werden. Die erforderlichen k_v -Werte ergeben sich aus den jeweiligen Bilanzgleichungen:

$$p_{Ab,min} - p_{PB,max} + (H_{Ab} - H_{PB}) \rho g = C_A \dot{V}_{Ab}^2 + \frac{\dot{V}_{Ab}^2 \rho}{k_{v,2}^2} \quad (5.4.-53)$$

$$k_{v,2} = \frac{\dot{V}_{Ab} \sqrt{\rho}}{\sqrt{p_{Ab,min} - p_{PB,max} + (H_{Ab} - H_{PB}) \rho g - C_A \dot{V}_{Ab}^2}} \quad (5.4.-54)$$

$$p_{AG,min} - p_{Zu,min} + (H_{AG} - H_{Zu}) \rho g = C_B \dot{V}_{Zu,1}^2 + \frac{\dot{V}_{Zu,1}^2 \rho}{k_{v,7,1}^2} \quad (5.4.-55)$$

$$k_{v,7,1} = \frac{\dot{V}_{Zu,1} \sqrt{\rho}}{\sqrt{p_{AG,min} - p_{Zu,min} + (H_{AG} - H_{Zu}) \rho g - C_B \dot{V}_{Zu,1}^2}} \quad (5.4.-56)$$

Im letzten Fall bedarf es noch der Überprüfung, ob bei Pumpenstillstand evtl. ein größerer Ventilkoeffizient erforderlich ist. Es gelten dann die Werte

$$k_{v,7,II} = \frac{\dot{V}_{Zu,II} \sqrt{\rho}}{\sqrt{p_{AG,min} - p_0 + (H_{AG} - H_{Zu}) \rho g - C_B \dot{V}_{Zu,II}^2}} \quad (5.4.-57)$$

Der jeweils größere k_v -Wert ist der Ventilauswahl zugrunde zu legen. Die Fragen des stetigen Arbeitsbereiches

des Stellventils bei minimaler Durchsatzmenge und des Dichtschlusses sind bei der Ventilauswahl zu beachten und mit dem Hersteller abzustimmen. Am zweckmäßigsten erscheint der Einsatz von direkt wirkenden Differenzdruckreglern, wobei mitunter ein konstanter Vergleichsdruck erforderlich ist. In diesen Fällen muß dann ein sogenannter Steuer- oder Hilfsdruckregler zusätzlich installiert werden, der von einem stetig vorhandenen Druckgefälle gespeist wird. Er könnte beispielsweise zwischen Ausdehnungsgefäß und Einspeisestelle angeordnet werden.

Die maximale Förderhöhe der Pumpe 5 ergibt sich aus der Druckbilanz

$$\Delta p_P(\dot{V}_{Ab}) = p_{AG, \max} - p_{PB, \min} + C_C \dot{V}_{Ab}^2 + (H_{AG} - H_{PB}) \rho g. \quad (5.4.-58)$$

Bei Auswahl der Pumpe ist der saugseitige Vordruck zu berücksichtigen. Die maximale Fördermenge der Pumpe folgt aus dem Schnittpunkt der Netzkennlinie mit der Pumpenkennlinie

$$\Delta p_P(\dot{V}_{P, \max}) = p_{AG, \min} - p_{PB, \max} + C_C \dot{V}_{P, \max}^2 + (H_{AG} - H_{PB}) \rho g. \quad (5.4.-59)$$

Wegen der großen Druckdifferenzen – innerhalb deren die Pumpe arbeiten muß – sind bevorzugt Pumpen mit steilen Kennlinien einzusetzen. Ist dies nicht möglich, so empfiehlt es sich, zusätzlich auf der Pumpendruckseite einen direkt wirkenden Vordruckregler zu installieren. Damit ist das Anfahren der Pumpe von der Fördermenge Null aus gegeben, der Förderstrom \dot{V}_P kann nahezu konstant bei \dot{V}_{Ab} gehalten werden, so daß ΔV_{PB} ein Minimum darstellt. Die Gln. (5.4.-58) und (5.4.-59) sind dann zu modifizieren:

$$\Delta p_P(\dot{V}_{Ab}) = p_{AG, \max} - p_{PB, \min} + C_C \dot{V}_{Ab}^2 + (H_{AG} - H_{PB}) \rho g + \left(\frac{\dot{V}_{Ab}}{k_{v, VDR}} \right)^2 \rho \quad (5.4.-58 a)$$

$$\Delta p_P(\dot{V}_{P, \max}) = p_{VDR} - p_{PB, \max} + C_C^* \dot{V}_{P, \max}^2 + (H_{VDR} - H_{PB}) \rho g. \quad (5.4.-59 a)$$

Dabei stellen p_{VDR} den Soll-Wert vor dem Vordruckregler und C_C^* den Widerstandsanteil der Pumpensaugleitung dar.

Das Zusammenwirken der Regelkreise sollte bezüglich einer stabilen Arbeitsweise von MSR-Projektanten überprüft werden.

5.4.3.3. Beispiel

Es ist eine Mitteldruckhaltung mit minimalem Energieaufwand nach Bild 5.4.-22 zu entwerfen. Ein Vordruckregler VDR ist vorzusehen. Die Parameter des Netzes lauten:

$$\dot{Q}^+ = 44,1 \text{ MW}; \quad V = 419 \text{ m}^3; \quad t_V^+ = 130 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$t_R^+ = 70 \text{ }^\circ\text{C}; \quad \Delta p_{P, \max} = 0,50 \text{ MPa};$$

$$\Delta p_{P, \min} = 0,22 \text{ MPa}; \quad p_M = p_0 = 0,82 \text{ MPa}.$$

Die Belastung der Druckhalteanlage beträgt nach überschläglicher Ermittlung

$$\dot{V}_{Ab} = 0,011 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\dot{V}_{Zu, I} = 0,008 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\dot{V}_{Zu, II} = 0,005 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\Delta V = 18 \text{ m}^3.$$

Die Bemessung wird für eine mittlere Dichte $\rho = 980 \text{ kg/m}^3$ vorgenommen.

Lösung

Unter Vernachlässigung der Druckverluste in den Verbindungsrohrleitungen zwischen den Umwälzpumpen und dem Zuspense- bzw. Abspeisepunkt ergeben sich nach

$$\text{Gl. (5.4.-36)}$$

$$p_{Ab, \min} = (0,82 + 0,11) \text{ MPa} = 0,93 \text{ MPa}$$

$$\text{Gl. (5.4.-37)}$$

$$p_{Zu, \max} = 0,82 \text{ MPa}$$

$$\text{Gl. (5.4.-38)}$$

$$p_{Zu, \min} = (0,82 - 0,25) \text{ MPa} = 0,57 \text{ MPa}.$$

Nunmehr werden die Drücke im Ausdehnungsgefäß und im Pufferbehälter festgelegt:

$$p_{AG, \max} = 1,65 \text{ MPa}; \quad p_{AG, \min} = 0,90 \text{ MPa};$$

$$p_{PB, \max} = 0,85 \text{ MPa}; \quad p_{PB, \min} = 0,70 \text{ MPa}.$$

Bei der Bemessung der Verbindungsleitungen wird es sich zeigen, ob die gewählten Werte bestehenbleiben können oder eine Veränderung vorgenommen werden muß.

Die Pumpe 5 muß mindestens die Druckhöhe

$$p_{AG, \max} - p_{PB, \min} = (1,65 - 0,70) \text{ MPa} = 0,95 \text{ MPa}$$

erbringen. Es wurde eine Pumpe mit der im Bild 5.4.-23 dargestellten Kennlinie ausgewählt, wobei der Zulaufdruck bis 1 MPa und der Gehäusedruck bis 2,5 MPa

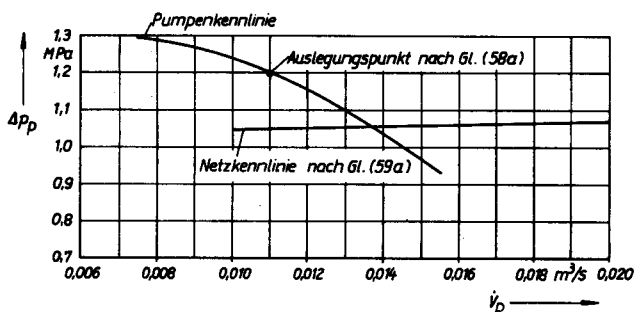


Bild 5.4.-23

Kennlinie der Pumpe 5 zum Beispiel 5.4.3.3.

betragen darf. Da der minimal erforderliche Pumpendruck in der Größenordnung von

$$p_{AG, \min} - p_{PB, \max} = (0,90 - 0,85) \text{ MPa} = 0,05 \text{ MPa}$$

liegt, wäre ein Pumpenbetrieb im gegebenen Kennlinienbereich nicht möglich. Es wird deshalb ein zusätzlicher Vordruckregler vorgesehen. Damit kann auf einen Förderstrom von $\dot{V}_F \approx \dot{V}_{Ab}$ orientiert werden, so daß unter weiterer Annahme von $n_{\max} = 12 \text{ h}^{-1} = 0,0033 \text{ s}^{-1}$ Gl. (5.4.-48):

$$\Delta V_{PB} = \frac{0,011}{4 \cdot 0,0033} \text{ m}^3 = 0,83 \text{ m}^3$$

liefert. Über die Berechnung der Druckverhältnisse ergeben sich die Behältervolumina. Es gelten nach Gln. (5.4.-44) und (5.4.-45)

$$\pi_{AG} = \frac{0,9}{1,65} = 0,55; \quad \pi_{PB} = \frac{0,7}{0,85} = 0,82$$

Gln. (5.4.-47) und (5.4.-49)

$$V_{AG} = 1,25 \frac{18,0}{1 - 0,55} \text{ m}^3 = 50,0 \text{ m}^3;$$

$$V_{PB} = 1,25 \frac{0,83}{1 - 0,82} \text{ m}^3 = 5,8 \text{ m}^3.$$

Nach Festlegen der Rohrführung und der Nenndurchmesser können die Druckverluste ermittelt werden. Es mögen die Werte

$$\Delta p'_A = 0,01 \text{ MPa}; \quad \Delta p'_B = 0,02 \text{ MPa};$$

$$\Delta p'_C = 0,011 \text{ MPa}$$

gelten. Entsprechend den Gln. (5.4.-50) bis (5.4.-52) folgen daraus

$$C_A = \frac{0,01 \text{ MPa s}^2}{0,011^2 \text{ m}^6} = 82,64 \text{ MPa s}^2 \text{ m}^{-6}$$

$$C_B = \frac{0,02 \text{ MPa s}^2}{0,008^2 \text{ m}^6} = 312,50 \text{ MPa s}^2 \text{ m}^{-6}$$

$$C_C = \frac{0,011 \text{ MPa s}^2}{0,011^2 \text{ m}^6} = 90,91 \text{ MPa s}^2 \text{ m}^{-6}.$$

Nach den Gln. (5.4.-54), (5.4.-56) und (5.4.-57) können nunmehr die erforderlichen Ventilkoeffizienten der Stellventile 2 und 7 bestimmt werden. Der Einfachheit halber werden die Höhenglieder vernachlässigt, da alle Wasserspiegel und Anschlußpunkte näherungsweise in einer waagerechten Ebene angeordnet sind. Es gelten:

$$k_{v,2} = \frac{0,011 \sqrt{980}}{\sqrt{0,93 - 0,85 - 82,64 \cdot 0,011^2 \cdot 10^3}} \text{ m}^2 = 1302 \text{ mm}^2$$

$$k_{v,7,I} = \frac{0,008 \sqrt{980}}{\sqrt{0,90 - 0,57 - 312,50 \cdot 0,008^2 \cdot 10^3}} \text{ m}^2 = 450 \text{ mm}^2$$

$$k_{v,7,II} = \frac{0,005 \sqrt{980}}{\sqrt{0,90 - 0,82 - 312,50 \cdot 0,005^2 \cdot 10^3}} \text{ m}^2 = 583 \text{ mm}^2.$$

Die Umrechnung in die konventionelle Schreibweise (vgl. Abschnitt 5.1.2.) liefert:

$$k_{v,2}^* = \frac{1302 \text{ m}^3}{28 \text{ h}} = 46,5 \text{ m}^3/\text{h} \quad (\text{gewählt } k_{vs,2}^* = 50 \text{ m}^3/\text{h})$$

$$k_{v,7,II}^* = \frac{583 \text{ m}^3}{28 \text{ h}} = 20,8 \text{ m}^3/\text{h} \quad (\text{gewählt } k_{vs,7}^* = 31,5 \text{ m}^3/\text{h}).$$

Um den Vordruckregler auszuwählen, wird von Gl. (5.4.-58a) ausgegangen. Die Bestimmungsgleichung lautet

$$k_{v,VDR} = \frac{\dot{V}_{Ab} \sqrt{\varrho}}{\sqrt{\Delta p_P(\dot{V}_{Ab}) - p_{AG,max} + p_{PB,min} - C_C \dot{V}_{Ab}^2}},$$

woraus mit dem nach Bild 5.4.-23 zugehörigen Pumpendruck $\Delta p_P = 1,2 \text{ MPa}$

$$k_{v,VDR} = \frac{0,011 \sqrt{980}}{\sqrt{1,20 - 1,65 + 0,70 - 90,91 \cdot 0,011^2}} \frac{\text{m}^2}{1000} = 704 \text{ mm}^2$$

und

$$k_{v,VDR}^* = 25,1 \text{ m}^3/\text{h} \quad (\text{gewählt } k_{vs,VDR}^* = 31,5 \text{ m}^3/\text{h})$$

folgen. Als Soll-Wert für den Vordruck (identisch mit dem Enddruck der Pumpe) wird

$$p_{VDR} \approx p_{AG,max} + \left(\frac{\dot{V}_{Ab}}{k_{v,VDR}} \right)^2 \varrho + \frac{\Delta p'_C}{2} = \left[1,65 + \left(\frac{0,011}{25 \cdot 28 \cdot 10^{-6}} \right)^2 980 \cdot 10^{-6} + \frac{90,91}{2} \cdot 0,011^2 \right] \text{ MPa} = 1,9 \text{ MPa}$$

eingestellt. Die Rohrnetzkenlinie nach Gl. (5.4.-59a) nimmt die Form

$$\Delta p_P = \left[1,90 - 0,85 + \frac{90,91}{2} \dot{V}_P^2 \right] \text{ MPa}$$

an, woraus sich die Wertepaare

\dot{V}_P in m ³ /s	0,010	0,015	0,020
----------------------------------	-------	-------	-------

Δp_P in MPa	1,05	1,06	1,07
---------------------	------	------	------

ergeben. Der Schnittpunkt — im Bild 5.4.-23 ermittelt — liefert $\dot{V}_{P,max} = 0,0137 \text{ m}^3/\text{s}$.

Der Vordruckregler arbeitet damit im Bereich folgender k_v -Werte:

$$k_{v,max} = \frac{\dot{V}_{P,max} \sqrt{\varrho}}{\sqrt{p_{VDR} - p_{AG,max} - \frac{C_C}{2} \dot{V}_{P,max}^2}} = \frac{0,0137 \sqrt{980}}{\sqrt{1,9 - 1,65 - \frac{90,91}{2} 0,0137^2}} \frac{\text{m}^2}{1000} = 873 \text{ mm}^2$$

$$k_{v,min} = \frac{\dot{V}_{P,min} \sqrt{\varrho}}{\sqrt{p_{VDR} - p_{AG,min} - \frac{C_C}{2} \dot{V}_{P,min}^2}} = \frac{0,011 \sqrt{980}}{\sqrt{1,9 - 0,9 - \frac{90,91}{2} 0,011^2}} \frac{\text{m}^2}{1000} = 345 \text{ mm}^2.$$

Umgerechnet sind dies k_v^* -Werte von 31,2 m³/h und 12,3 m³/h. Das bedeutet, daß der ausgewiesene Vordruck von 1,9 MPa ohne weiteres gehalten werden kann und das Stellverhältnis nur etwa 2,5 beträgt. Die gewählten Druckparameter sind somit endgültig.

5.4.4. Nachgeschaltete Druckhaltesysteme

Diese Systeme kommen mitunter bei indirekt an Primär-Heizwassernetze angeschlossenen Sekundärnetzen zur Anwendung. Voraussetzung ist natürlich das Einverständnis des Wärmelieferers, da dieser letztlich mit seiner

Primärdruckhaltung die Volumenkompensation des Sekundärnetzes mit übernehmen muß. Bei Wirtschaftlichkeitsvergleichen müssen deshalb außer den Kosten für die Überström- und Rückspeiseeinrichtungen auch die erhöhten Aufwendungen für die Primärdruckhaltung berücksichtigt werden. Bezüglich der technischen Lösung gibt es eine Reihe von Vorschlägen [56]. Sie reichen von einer einfachen Überströmeinrichtung gemäß Bild 5.4.-24 bis zu relativ komplizierten Zuspense- und Rückspeiseeinrichtungen entsprechend den Bildern 5.4.-25 und 5.4.-26.

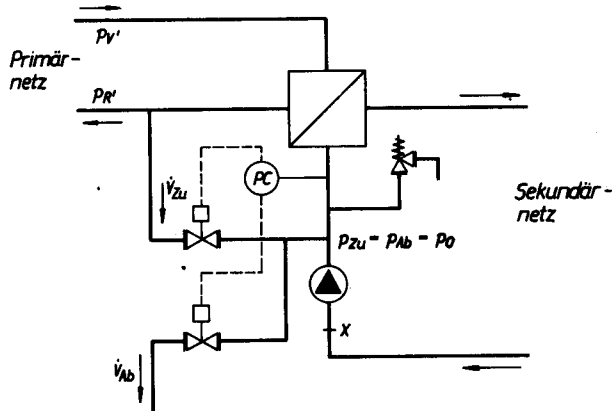


Bild 5.4.-24
Nachgeschaltetes Druckhaltesystem mit Zuspenseung aus dem Primärücklauf und ungenutzter Abspeisung in Abhängigkeit vom Enddruck

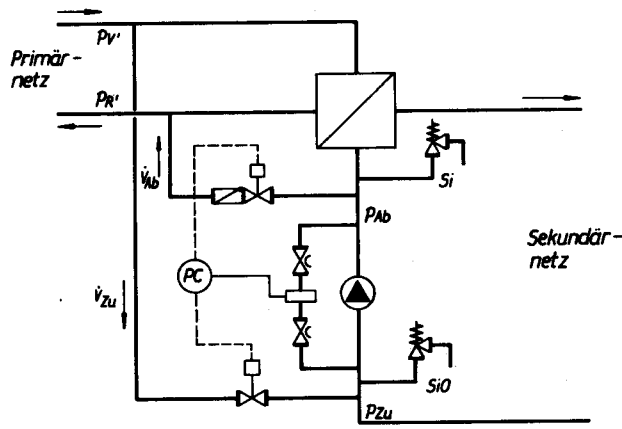


Bild 5.4.-25
Nachgeschaltetes Druckhaltesystem mit Zuspenseung aus dem Primärvorlauf und Abspeisung in den Primärücklauf in Abhängigkeit vom Mitteldruck
Die Sicherheitsventile S_i bzw. S_{iO} begrenzen den maximal zulässigen Betriebsdruck bzw. den Ruhedruck.

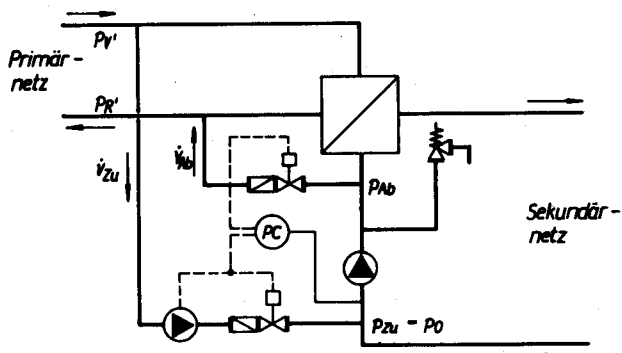


Bild 5.4.-26
Nachgeschaltetes Druckhaltesystem mit Zuspenseung aus dem Primärvorlauf unter zusätzlicher Verwendung einer Pumpe und Abspeisung in den Primärücklauf in Abhängigkeit vom Saugdruck

Im ersten Fall wird das „Ausdehnungswasser“ abgelassen, wodurch der Primärkreislauf keine Verunreinigungen erfährt. Diese Variante ist aber bei täglich auf- und abzuheizenden Sekundärsystemen wirtschaftlich nicht vertretbar. Die Anwendung der gezeigten Schaltung setzt ein Druckgefälle zwischen Primärücklauf und der Sekundäreinspeisestelle, d. h. $p_R > p_{Zu}$, voraus. Ist dies nicht gegeben, so können als weitere Varianten möglicherweise $p_v > p_{Zu}$ bei einem primärseitigen Anschluß am Vorlauf oder $p_v > p_{Zu,x}$ bei einer Verlagerung der sekundärseitigen Einbindung an die Stelle X Lösungsmöglichkeiten sein.

Im Bild 5.4.-25 ist das Sekundärnetz druckmäßig über eine Zuspenseung aus dem Primärvorlauf bei $p_v > p_{Zu}$ und eine Rückspeisung in den Primärücklauf $p_{Ab} > p_R$ angekoppelt. Liegt der Druck im Sekundärsystem höher als im Primärnetz, dann ist die Anordnung einer zusätzlichen Einspeisepumpe — wie im Bild 5.4.-26 gezeigt — notwendig.

Allen Schaltungen ist eigen, daß die zwischen den Systemen getauschten Wassermengen möglichst klein sein sollten. Aus diesem Grund sind dichtschießende Armaturen einzusetzen und die Ansprechdrücke der Zuspense- und Abspeiseeinrichtungen um technische erforderliche Toleranzbereiche zu versetzen, so daß gleichzeitiges Zu- und Abspeisen nicht auftreten kann. Die Art der Impulsentnahme und die Definition der Soll-Werte entsprechen den bisher vorgestellten Druckhaltesystemen. So können Saug- und Enddruckhaltungen (Bilder 5.4.-26 und 5.4.-24), aber auch Mitteldruckhaltungen mit symmetrischen oder asymmetrischen Zwischendrücken — gebildet über hydraulische oder elektrische Analogiestrecken (gemäß Bild 5.4.-25) — realisiert werden.

Die Stellventile sind analog der im Abschnitt 5.4.3.2. vorgestellten Abhandlung zu bemessen. Voraussetzend müssen gewissenhaft die möglichen Grenzdrücke ermittelt werden.

Die Sicherheitsventile sind nach Abschnitt 5.4.6. anzuordnen.

5.4.5. Gestaltung der Ausdehnungsgefäße

Die Hauptursache für auftretende Korrosionsschäden in Heizungsanlagen ist das Vorhandensein von Sauerstoff. Der bei Füllung der Anlage eingebrachte Sauerstoff wird nach [57] infolge von Korrosion der verwendeten unlegierten Stähle rasch gebunden. Dadurch ist das System vor weiteren Korrosionsangriffen geschützt. Nur durch erneuten Zutritt von Sauerstoff kann es zu Korrosionsschäden führen. Ursachen dafür können Unterdruckbildungen im System durch Ausfall der Druckhaltung oder falsche Bemessung, häufiges Nachspeisen von Zusatzwasser infolge von Leckagen und der direkte Kontakt von Wasser und atmosphärischer Luft im Ausdehnungsgefäß sein. Während die erstgenannten Gründe durch genaue Berechnung bzw. exakte Wartung vermieden werden können, sind bezüglich der Abdeckung der Wasseroberfläche in Ausdehnungsgefäßen bereits in der Planungsphase entsprechende konstruktive Vorkehrungen zu treffen. Nachfolgend werden verschiedene Varianten vorgestellt.

5.4.5.1. Wasserdampfbeaufschlagte Ausdehnungsgefäße

Das Ausfüllen des Behälterfreiraumes mit Wasserdampf ist die einfachste und kostengünstigste Lösung, wenn man über eine gesicherte Dampfschiene verfügt. Der Dampf muß auch außerhalb der Netzbetriebszeiten anstehen.

Als konstruktive Lösungen sind statische Druckhalte-einrichtungen mit Dampfbeaufschlagung gemäß Bild 5.4.-6 und auch nahezu drucklose Ausdehnungs- bzw. Füllgefäße mit geringen Dampfüberdrücken, z. B. 0,01 bis 0,05 MPa \ddot{U} Auflastdruck, möglich. Der im Zeitraum der Volumenexpansion des Wassers nicht kondensierende Dampf wird über ein druckmedienseitiges Sicherheitsventil abgeblasen. Die Ausdehnungsgefäße sind wärmegeämmt auszuführen. Über die maximal auftretenden Kondensationsverluste gibt Bild 5.4.-7 Auskunft. Nachteilig ist die Aufheizung des Behälterinhalts.

5.4.5.2. Stickstoffbeaufschlagte Ausdehnungsgefäße

Der Behälterfreiraum ist hierbei mit Stickstoff gefüllt. Aus Kostengründen entfallen Lösungen mit ständigem Nachfüllen und Abblasen des Stickstoffs. Somit ist die Volumenexpansion des Wassers in einem festen Behälter stets auch mit einer Druckerhöhung des Innendrucks entsprechend den Gasgesetzen verbunden. Damit ist zunächst nur an einen Einsatz im Rahmen statischer Druckhaltesysteme gemäß den Bildern 5.4.-1 bis 5.4.-4 zu denken.

Die oft vertretene Meinung, man bringe einen geringen Gasüberdruck auf ein druckloses Ausdehnungsgefäß auf, ist bei Volumenschwankungen praktisch nicht realisierbar. Würde man beispielsweise eine Druckschwankung von 0,01 bis 0,05 MPa \ddot{U} zulassen, so führte dies nach Gl. (5.4.-3) zu einem Verhältnis von

$$V_{AG} = 1,25 \frac{\Delta V}{1 - \frac{0,11}{0,15}} \approx 5 \Delta V.$$

d. h., der Behälter müßte 5mal größer als das zu kompensierende Ausdehnungsvolumen sein.

Eine Lösung der nahezu drucklosen Stickstoffauflastung ist bei einer Verbindung von festem Behälter und erweiterungsfähiger Kunststoffblase oberhalb des Wasserreservoirs zur Gasspeicherung denkbar. Das Material der Blase müßte aber eine Sauerstoffdiffusion ausschließen, da sonst auf Grund des Partialdruckgefälles von außen nach innen dennoch Sauerstoff eindringen könnte.

5.4.5.3. Behälter mit Membrane

Kennzeichnend ist die Trennung des Wasserraumes vom Gasraum durch eine elastische Membrane. Für Großbehälter sind Lösungen nach Bild 5.4.-8 üblich (derzeitige Behältergrößen bis 10 m³). Sie werden in der Regel mit einem Stickstoff-Vordruck geliefert. Bei paralleler Anordnung der Gefäße ist nur eine wasserseitige Verbindung notwendig. Gelten für die Membrane Temperatur-

begrenzungen, die unterhalb der Medientemperatur liegen, so sind Vorschaltgefäße für das abzuspeisende Volumen zwischen Netz und Membrangefäß anzuordnen.

Wird als Druckmedium Stickstoff verwandt, so gelten prinzipiell die gleichen Einsatzbedingungen und -grenzen wie im Abschnitt 5.4.5.2. beschrieben.

Beim Druckmedium Luft kann die Volumenkompensation durch laufendes Nach- und Abspeisen kompensiert werden. Bei nahezu konstanten Drücken sind große Volumina speicherbar (vgl. Abschnitt 5.4.1.6.). Die Lösung ist aus anlagentechnischer Sicht ähnlich ideal wie bei dampfbeaufschlagten Ausdehnungsgefäßen. Nachteilig ist allerdings die mögliche Korrosion im Druckluftraum. Die Membran sollte sauerstoffundurchlässig sein.

Zur Sicherheit bei Stromausfällen muß ein genügend großes Druckluftreservoir vorhanden sein.

5.4.5.4. Behälter mit gasdichter Abdeckung

Die einfachste Variante ist das Aufbringen einer mehrere Millimeter dicken Silikonölschicht auf den Wasserspiegel. Es läßt sich allerdings nicht vermeiden, daß bei stärkerer Wasserbewegung diese Ölschicht aufreißt und somit zeitweise den Kontakt zwischen Luft und Wasser ermöglicht. Weiterhin diffundiert ein Teil des Silikonöls ins Wasser.

In [58] wurde der Vorschlag unterbreitet, die Wasseroberfläche mit einem Schwimmfestkörper, an dem federnde Führungselemente oder Rollen angebracht sein können, abzudecken. Der verbleibende Ringspalt wird mit Silikonöl aufgefüllt (Bild 5.4.-27). Für die geometrischen Abmessungen gelten die Vorschläge

$$B = 15 \ln \frac{D}{100} \text{ in mm} \quad (5.4.-60)$$

mit D in mm und

$$H = 3B. \quad (5.4.-61)$$

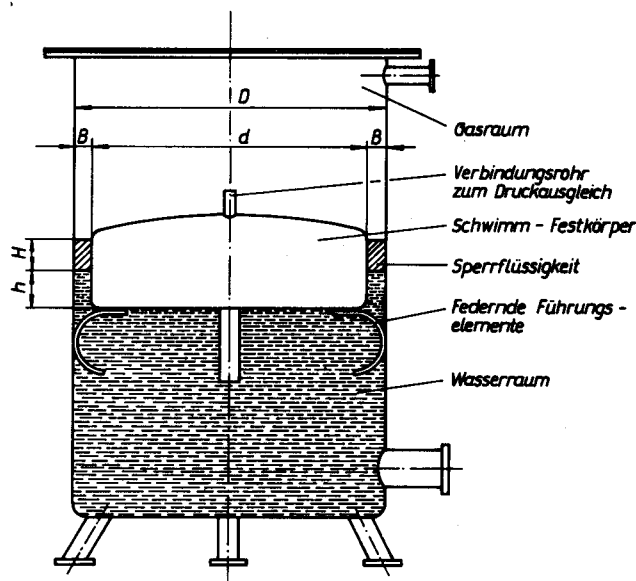


Bild 5.4.-27
Ausgleichsbehälter mit Schwimmfestkörper und Sperrflüssigkeit, z. B. Silikonöl

Die Masse des Schwimmers und seine Höhe sind so festzulegen, daß sich der Sperring aus Silikonöl auch gemäß den Vorgaben ausbilden kann. Ausgehend vom Bild 5.4.-27, gilt die Druckbilanz am Boden des Schwimm-Festkörpers:

$$\frac{m g}{A} = [h \varrho_w + H \varrho_{\text{Öl}}] g, \quad (5.4.-62)$$

woraus folgt

$$m = A[h \varrho_w + H \varrho_{\text{Öl}}] \quad (5.4.-63)$$

m	Masse des Schwimm-Festkörpers
A	Grundfläche des Schwimm-Festkörpers
h	Eintauchtiefe im Wasser
H	Höhe der Sperrflüssigkeit Öl
ϱ_w	Dichte des Wassers
$\varrho_{\text{Öl}}$	Dichte des Öls

Um ein Unterschichten des Schwimmers mit Sperrflüssigkeit grundsätzlich auszuschließen, sollte $h \approx H$ betragen. Der Schwimm-Festkörper kann aus verschiedenen Materialien bestehen, z. B. aus einem Hartschaumplast mit Oberflächenversiegelung oder einem Hohlkörper. Dieser muß evakuiert oder so berechnet sein, daß Druckänderungen im Inneren infolge Temperaturänderungen aufgenommen werden. Es ist auch möglich, an der Oberseite des Schwimmers eine Verbindung zum darüberliegenden Gaspolster herzustellen. Die Kontrolle der Sperrschicht erfolgt durch gestaffelt angeordnete Flüssigkeitsstandanzeiger.

Die Bewegung des Schwimm-Festkörpers kann bei drucklosen Gefäßen zur mechanischen Steuerung von Schaltkontakten benutzt werden.

5.4.6. Absicherung der Netze gegen unzulässigen Druck

Die Vorschriften zur Bemessung und Anordnung von sicherheitstechnischen Vor- und Einrichtungen an Wärmeerzeuger- und Druckhalteanlagen sind in den einzelnen Ländern unterschiedlich. Sie finden sich beispielsweise in [25, 43, 44, 45, 46]. Einige allgemeine Hinweise können dem Abschnitt 1.3. entnommen werden.

Die Druckbegrenzung kann natürlich nur den maximal zulässigen Druck am Einbauort des Sicherheitsventils garantieren. Drucküberschreitungen an entfernten Netzstellen infolge unzulässiger Betriebszustände, z. B. wenn Vollastpumpen bei Schwachlast betrieben werden u. ä. m., sind durch elektrische Sicherheitsschaltungen oder dezentral angeordnete Sicherheitsventile zu verhindern. Die entsprechenden Druckgrenzen und eventuellen hydraulischen Belastungen sind aus den Druckschaubildern gemäß Abschnitt 5.5. ableitbar.

Zur Einhaltung des Berechnungsdrucks p_B (vgl. Bild 5.2.-1) müssen an jedem Ausdehnungsgefäß Wärmebereitsteller und unter Umständen direkt am Wärmenetz Sicherheitsventile angeordnet sein, wenn nicht über hochliegende, offene Ausdehnungsgefäße eine Verbindung mit der Atmosphäre besteht.

Druckerhöhungen im Netz und in den direkt angeschlossenen Ausdehnungsgefäßen können entstehen durch

- Volumenexpansion beim Aufheizen
- Zufluß von Netzinhaltswasser in bestimmte Anlagenabschnitte durch eine im Teillastbetrieb laufende Umwälzpumpe infolge von Fehlbedienungen
- Zustrom des Druckmediums.

(Der mögliche Zustrom von Primärmedium infolge von Rohrreißen in Wärmeübertragern und die Dampfbildung infolge abgesperrter Wärmeabgabe gehören zur Belastung der Sicherheitsventile an den Wärmebereitstellern und bleiben im weiteren unberücksichtigt.)

5.4.6.1. Belastungsfall: Expansion

Der Volumenstrom infolge Expansion (Aufheizvorgang) ist durch Gl. (5.3.-47) als $\dot{V}_{\text{Ab,max}}$ determiniert. Der Massestrom beträgt

$$\dot{m}'_w = \varrho_w \dot{V}_{\text{Ab,max}}, \quad (5.4.-64)$$

wobei ϱ_w die Dichte des Wassers im Ansprechzustand bedeutet. Der Massestrom \dot{m}'_w kann aber auch dem Sicherheitsventil am Wärmebereitsteller zugewiesen werden, da dieser ursächlich für die thermische Expansion verantwortlich ist und nur bei dessen Betrieb entstehen kann.

5.4.6.2. Belastungsfall: Pumpenzufluß

An Hand des Bildes 5.4.-28 sei folgende, mögliche Fehlbedienung erklärt. Die Ventile 1 sind geschlossen, an der höchsten Stelle des Netzes — ΔH über dem Sicherheitsventil — wird die Anlage belüftet, und gleichzeitig ist die größte Umwälzpumpe mit der Kennlinie $\Delta p_p = \Delta p_p(\dot{V})$ in Betrieb. Wird aus Gründen der Einfachheit und der möglichen Sicherheit der Reibungsdruckverlust vernachlässigt, so steht am Sicherheitsventil der rechnerische Druck

$$p_{\text{rechn}} = \Delta p_p(\dot{V}) + \Delta H \varrho_w g \quad (5.4.-65)$$

an. Existiert ein Schnittpunkt (Bild 5.4.-29, Fall I) zwischen dem rechnerischen Druck im Ausdehnungsgefäß und dem Ansprechdruck des Sicherheitsventils — dies kann im Ausnahmefall vorkommen —, so ist auf der Abszisse der eindeutig zugehörige Pumpenförderstrom \dot{V}''_w ablesbar. Der das Sicherheitsventil beaufschlagende Massestrom berechnet sich zu

$$\dot{m}''_w = \varrho_w \dot{V}''_w. \quad (5.4.-66)$$

Liegt kein Schnittpunkt (Bild 5.4.-29, Fall II) vor, so entsteht keine Belastung des Sicherheitsventils.

5.4.6.3. Belastungsfall: Druckmedienzufluß

Je nach Druckhaltesystem unterscheiden sich die Druckmedien. Sie sind beispielsweise gas- oder dampfförmig bei statischen und flüssig bei dynamischen Druckhalteanlagen. Die Masseströme durch Stellventile mit vorgegebenen k_v -Werten oder durch Drosselblenden mit bekanntem Öffnungsquerschnitt berechnen sich gemäß den in Tabelle 5.4.-1 zusammengestellten, zugeschnittenen Größengleichungen. Diese Masseströme \dot{m}'''_w können

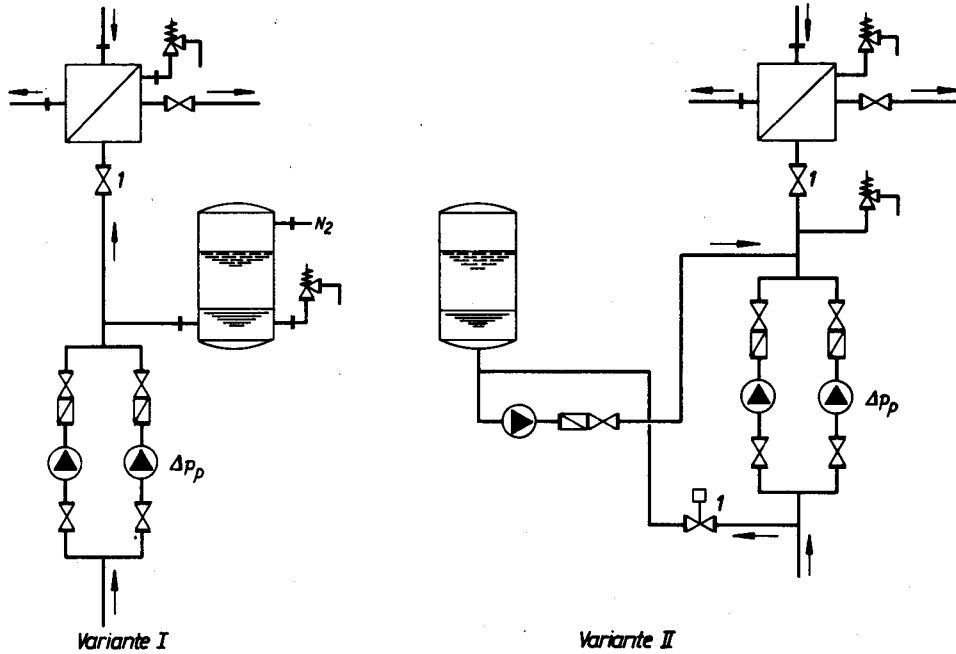


Bild 5.4.-28 Prinzipschaltungen zur Ermittlung der erforderlichen Abblaseströme der Sicherheitsventile bei Betrieb der Vollastpumpen und geschlossenen Ventilen 1

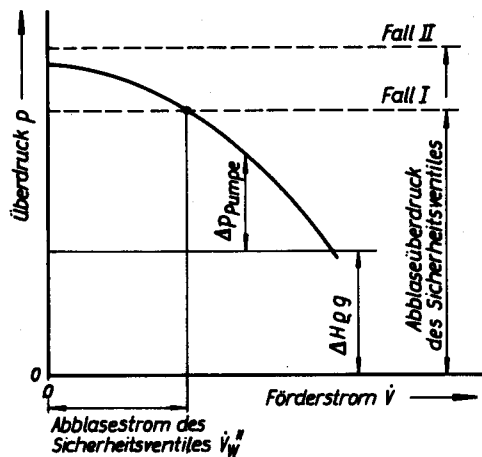


Bild 5.4.-29 Ermittlung der Abblaseströme \dot{V}_w'' durch Gegenüberstellung des rechnerischen Pumpendruckes mit dem Ansprechdruck des Sicherheitsventils

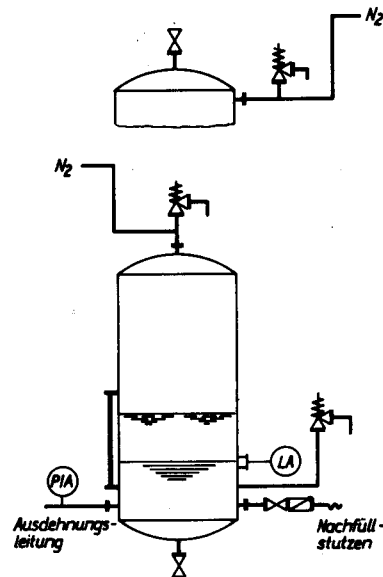


Bild 5.4.-30 Mögliche druckmedienseitige Anbringungen der Sicherheitsventile, die eine Wasservorlage ausschließen

mitunter eine dritte Belastungskomponente für das Sicherheitsventil darstellen und sind anlagenspezifisch zu untersuchen.

1. Statische Druckhaltesysteme

Das Druckmedium Stickstoff, Luft oder Sattdampf wird dem Ausdehnungsgefäß im allgemeinen über eine Reduzierstation von einem Reservoir hohen Drucks (Stahlflasche, Druckkessel, Dampfschiene) zugeführt. Bei Versagen der Regeleinrichtung muß der unplanmäßige Druckmedienstrom \dot{m}_D durch ein separates Sicherheitsventil abgeführt werden. Bei druckmedienseitigem Anschluß ergeben sich die Abblaseströme gleich den maximalen Durchsätzen der Druckminderer. Sie sind gemäß Tabelle 5.4.-1 für unterkritisches und überkritisches Druckgefälle berechenbar. Die Anordnung der Sicherheitsventile muß aber so an der Druckmedienleitung erfolgen, daß eine Wasservorlage vor dem Sicherheitsventil ausgeschlossen werden kann. Zwei mögliche Varianten sind im Bild 5.4.-30 dargestellt.

Da das druckmedienseitige Sicherheitsventil im geschlossenen Zustand vor allem bei Einsatz von Stickstoff wegen der relativ hohen Druckmedienkosten und der schweren Verfügbarkeit keine Leckagen aufweisen sollte, wird, falls diese Forderung nicht realisiert werden kann, das Sicherheitsventil auf der Druckmedienleitung weggelassen und dafür das wasserseitige Sicherheitsventil für die eventuell zusätzliche Belastung ausgelegt. Der bei einem Defekt des Druckminderers auftretende Gasstrom \dot{m}_D nach Tabelle 5.4.-1 ist bei wasserseitiger Absicherung in einen äquivalenten Wasserstrom

$$\dot{m}_w''' = \dot{m}_D v_D \rho_w \tag{5.4.-67}$$

umzurechnen, wobei das spezifische Volumen des Druckmediums v_D und die Dichte des Wassers ρ_w jeweils für den Ansprechzustand des Sicherheitsventils einzusetzen sind.

Tabelle 5.4.-1 Zugeschnittene Größengleichungen zur Berechnung von Masseströmen durch Drosselstellen (Blenden, Stellventile)

Durchfluß durch Blende, Ventil		Inkompressible Medien (Wasser ; Gase mit $p_2 \approx 0,95 p_1$)	
		$\dot{m} = 0,001 A \alpha \sqrt{2} \sqrt{\rho (p_1 - p_2)}$ $\dot{m} = 0,001 k_v \sqrt{\rho (p_1 - p_2)}$ $p_1 - p_2 = \zeta \frac{\rho}{2} w^2 \cdot 10^{-6}$	
$m = \frac{A}{A_R}$		Berechnungsannahmen : Ventilkoeffizient $k_v = 28 k_v''$ (theoretische Form) k_v'' m ³ /h. (praktische Form - Herstellerangabe)	
AR mm ² Rohrquerschnitt A mm ² Drosselquerschnitt p MPa Druck (absolut) kv mm ² Ventilkoeffizient α - Durchflußbeiwert (inkompressibel) ζ - Einzelwiderstandsbeiwert ṁ kg/s Massestrom w m/s Geschwindigkeit im Rohr ρ kg/m ³ Dichte v m ³ /kg spezif. Volumen (v = 1/ρ) für Gase: $v = \frac{R T}{p \cdot 10^6}$ R _{N₂} = 297 Ws/kg K R _{Luft} = 287 Ws/kg K für Wasserdampf: s. Dampftafeln T K Temperatur (absolut) α _{ku} - Durchflußbeiwert für kompressible, unterkritische Entspannung α _{uk} - Durchflußbeiwert für kompressible, überkritische Entspannung ψ - Ausflußfunktion	Umrechnungen: $\zeta = \frac{1}{\alpha^2 m^2}$; $\zeta = 2 \frac{A_R^2}{k_v^2}$ $k_v = \sqrt{2} A \alpha$; $k_v = A_R \frac{\sqrt{2}}{\sqrt{\zeta}}$ $\alpha = \frac{k_v}{\sqrt{2} A}$; $\alpha m = \frac{1}{\sqrt{\zeta}}$		
		Scharfkantige Blende im Rohr [69] $\zeta = \left[\frac{A_R}{A} (1 + 0,707 \sqrt{1 - A/A_R}) - 1 \right]^2$ $\alpha = (1 + 0,707 \sqrt{1 - A/A_R} - A/A_R)^{-1}$ für Re > 5 · 10 ³ Scharfkantiger Auslauf aus Behältern α = 0,59	
		Kompressible Medien bei unterkritischem Druckgefälle (Zuströmgeschwindigkeit vernachlässigt) $\dot{m} = 0,001 A \alpha_{ku} \sqrt{2} \sqrt{\rho_1 p_1} \psi$ Näherung nach [70, 71]: $\dot{m} = 0,001 A \alpha \sqrt{2} \sqrt{\rho_2 (p_1 - p_2)}$	
		Luft / Stickstoff ($p_2 > 0,528 p_1$) $\dot{m} = 0,059 k_v \sqrt{\frac{\rho_2}{T} (p_1 - p_2)}$	Heißdampf ($p_2 > 0,546 p_1$) $\dot{m} = 0,001 k_v \sqrt{\frac{\rho_1 - \rho_2}{v_2} (p_1 - p_2)}$
		Sattdampf ($p_2 > 0,577 p_1$; $\rho_2 \approx 5 \rho_1$) $\dot{m} = 0,00224 k_v \sqrt{\rho_2 (p_1 - p_2)}$	
		Kompressible Medien mit überkritischem Druckgefälle Die α _{uk} bzw. die zugehörigen kv gleichwertig müssen für jede Drosselarmatur messtechnisch bestimmt werden. Für scharfkantigen Auslauf aus Behältern gilt α _{uk} ≈ 0,64 [73, 74]. In ganz grober Näherung folgt nach [71, 72] in Ermangelung von Experimentalwerten: Luft / Stickstoff ($p_2 < 0,528 p_1$) $\dot{m} = 0,0311 k_v \frac{\rho_1}{\sqrt{T}}$	
		Heißdampf ($p_2 < 0,546 p_1$) $\dot{m} = 0,00053 k_v \sqrt{\frac{\rho_1}{v_1}}$	Sattdampf ($p_2 < 0,577 p_1$; $\rho_1 \approx 5 \rho_2$) $\dot{m} = 0,00118 k_v \rho_1$

Die praktische Anwendung wird im Abschnitt 5.4.6.5., Beispiel 1, gezeigt.

Anmerkung

Oftmals werden an Ausdehnungsgefäßen mit Stickstoffpolster zusätzlich Druckluftanschlüsse herangeführt, die im Havariefall in Funktion treten. Um den Querschnitt des wasserseitig angeordneten Sicherheitsventils deshalb nicht vergrößern zu müssen, gibt es folgende Möglichkeiten:

- Nach dem Reduzierventil für die Druckluft wird ein separates Sicherheitsventil angeordnet und für den maximalen Medienstrom ṁ_p bemessen.
- In die Druckluftzuleitung wird eine Blende eingebaut. Der Durchmesser ist so zu bestimmen, daß der maximale Druckluft-Massestrom den des Stickstoffs nicht überschreitet. Berechnungsgrundlage hierfür sind wiederum die zugeschnittenen Größengleichungen der Tabelle 5.4.-1, wobei die übrigen Widerstände in der Zuleitung der Einfachheit halber und zur weiteren Sicherheit vernachlässigt werden.

2. Dynamische Druckhaltesysteme

Eine zusätzliche Belastung des in den Bildern 5.4.-13, 5.4.-14 und 5.4.-16 eingezeichneten Sicherheitsventils kann auftreten, wenn bei Ausfall des Abspeisereglers im geschlossenen Zustand weiterhin über die Druckdiktierpumpe aus dem Ausdehnungsgefäß Wasser in das Netz gefördert wird. Dies setzt natürlich voraus, daß der maximale Druck der Diktierpumpe den zulässigen Druck des Netzes überschreitet.

Bezug nehmend auf Bild 5.4.-16 gilt für den rechnerischen Einspeisedruck

$$p_{\text{rechn}} = p_{AG} + \Delta p_P(\dot{V}) + (H_{AG, \text{max}} - H_{Zu}) \rho_w g \quad (5.4.-68)$$

Existiert zwischen dem Druckverlauf $p_{\text{rechn}}(\dot{V})$ ein Schnittpunkt mit dem Berechnungsdruck p_B beim Volumenstrom \dot{V}''' , dann muß das Sicherheitsventil den Massestrom

$$\dot{m}_W''' = \rho_w \dot{V}''' \quad (5.4.-69)$$

abführen. Verläuft die Kurve p_{rechn} unterhalb des Berechnungsdrucks, so entsteht keine Belastung des Sicherheitsventils ($\dot{m}_W''' = 0$).

Ist außer dem Berechnungsdruck p_B auch der Ruhedruck p_0 abzusichern, so ist zwischen dem rechnerischen Druck p_{rechn} und p_0 der Schnittpunkt zu suchen. Es wird sich dann ein $\dot{V}_0''' > \dot{V}'''$ ergeben. Der Massestrom, der das saugseitig der Umwälzpumpen angeordnete Sicherheitsventil SiO beaufschlagt, beträgt

$$\dot{m}_{W,0}''' = \rho_w \dot{V}_0''' \quad (5.4.-70)$$

3. Statisch-dynamische Druckhaltesysteme

In den Bildern 5.4.-18 und 5.4.-22 sind zwei typische Schaltungen der kombiniert arbeitenden Druckhaltesysteme dargestellt. Der Zufluß des Druckmediums Wasser kann bei Havarie des Zuspaisereglers im offenen Zustand unkontrolliert erfolgen und den Druck im Wärmenetz erhöhen.

Ausgehend vom Ansprechdruck des Sicherheitsventils p_A und dem maximalen Förderdruck bei etwa Nullförderstrom der Umwälzpumpe $\Delta p'_{P, \text{max}}$, ergibt sich der maximale Zuspaisedruck

$$p_{Zu} = p_A - \Delta p'_{P, \text{max}} \quad (5.4.-71)$$

Gemäß Tabelle 5.4.-1 berechnet sich bei einem Ventilkoeffizienten des Zuspaisereglers k_v der Massestrom zu

$$\dot{m}_W''' = 0,001 k_v \times \sqrt{\rho_w [(p_{AG} - p_{Zu}) + (H_{AG, \text{max}} - H_{Zu}) \rho_w g 10^{-6}]} \text{ in kg/s} \quad (5.4.-72)$$

wobei k_v in mm^2 , ρ_w in kg/m^3 , p_{AG} und p_{Zu} in MPa, $H_{AG, \max}$ und $H_{Zu} = H_{Si}$ in m einzusetzen sind.

Soll der Ruhedruck durch ein an der Einspeisestelle angeordnetes Sicherheitsventil SiO abgesichert werden, so gilt mit $p_{Zu} \approx p_0$ für den Massestrom

$$\dot{m}_{w,0}''' = 0,001 k_v \times \sqrt{\rho_w [(p_{AG} - p_0) + (H_{AG, \max} - H_{Zu}) \rho_w g 10^{-6}]} \text{ in kg/s.} \quad (5.4.-73)$$

(Falls der Ruhedruck Schwankungen unterliegen kann, ist $p_0 = p_{0, \max}$ zu setzen. Ferner gilt bei Schaltungen nach Bild 5.4.-22 $p_{AG} = p_{AG, \max}$).

4. Nachgeschaltete Druckhaltesysteme

Die Überlegungen zur Anordnung der Sicherheitsventile sind analog zum vorhergehenden Abschnitt zu führen. Die mögliche Variantenvielfalt der nachgeschalteten Druckhaltesysteme läßt keine allgemeingültige Aussage zu. So ist beispielsweise bei einer Schaltung nach Bild 5.4.-24 nur ein Sicherheitsventil am Netz in Nähe der Zuspeseileitung anzuordnen. Der maximale Abpeisestrom \dot{m}_w''' entspricht Gl. (5.4.-72), wenn für p_{AG} der maximale Rücklaufdruck $p_{R', \max}$ und statt $H_{AG, \max}$ die Höhe der Rücklaufanzapfung $H_{R'}$ verwendet werden.

Die Belastungen der Sicherheitsventile Si und SiO (Bild 5.4.-25) ergeben sich analog zu den Masseströmen nach den Gln. (5.4.-72) und (5.4.-73), wobei wiederum statt der Parameter des Ausdehnungsgefäßes die des Primärvorlaufs einzusetzen sind.

Bei einer Schaltung nach Bild 5.4.-26 ist der Zuspeseidruck p_{Zu} gemäß Gl. (5.4.-71) zu berechnen. Der maximale Einspeisestrom \dot{V}''' folgt dann aus der Gegenüberstellung von p_{rechn} analog Gl. (5.4.-68):

$$p_{\text{rechn}} = p_{v', \max} + \Delta p_p(\dot{V}) + (H_{v'} - H_{Zu}) \rho_w g \quad (5.4.-74)$$

mit p_{Zu} . Der Massestrom berechnet sich nach Gl. (5.4.-69).

5.4.6.4. Anordnung und Belastung der Sicherheitsventile

Aus den vorhergehenden Berechnungen ging deutlich hervor, welche systemabhängigen Belastungen für die Sicherheitsventile maßgebend sind. Kann das Sicherheitsventil auf Grund mehrerer Havarien ansprechen, so wird stets nur der größte Massestrom — nicht aber eine Addition der Belastungsfälle — angesetzt. Zusammenfassend gelten folgende Grundregeln:

Statische Druckhaltesysteme (Bilder 5.4.-1 bis 5.4.-8)

Wird der Druckmedienzufluß separat abgesichert, dann gilt für dieses Sicherheitsventil der Gas- oder Dampfstrom \dot{m}_p . Das wasserseitige Sicherheitsventil ist für den Maximalwert von \dot{m}_w' oder \dot{m}_w'' nach den Gln. (5.4.-64) bzw. (5.4.-66) auszulegen.

Soll nur ein wasserseitiges Sicherheitsventil angebracht werden, dann ist für dessen Bemessung der Größtwert von \dot{m}_w' , \dot{m}_w'' oder \dot{m}_w''' nach Gl. (5.4.-67) zu verwenden.

Bei einer Enddruckhaltung muß das Sicherheitsventil bei p_B ansprechen. Bei einer Saugdruckhaltung ist der Ansprechdruck um den maximal möglichen Umwälzpumpen-Differenzdruck niedriger einzustellen.

Am Netz ist die Anbindung eines weiteren Sicherheitsventils nicht notwendig.

Dynamische Druckhaltesysteme

(Bilder 5.4.-13 bis 5.4.-16)

Statisch-dynamische Druckhaltesysteme

(Bilder 5.4.-18 und 5.4.-22)

Nachgeschaltete Druckhaltesysteme

(Bilder 5.4.-24 bis 5.4.-26)

Es ist in der Regel ein Sicherheitsventil Si zur Begrenzung des tatsächlichen Drucks auf maximal p_B druckseitig der Umwälzpumpen anzuordnen. Der Abpeisestrom hat dem Maximalwert von \dot{m}_w' [Gl. (5.4.-64)], \dot{m}_w'' [Gl. (5.4.-66)] oder \dot{m}_w''' zu entsprechen.

Der Wert \dot{m}_w''' ist bei dynamischen Druckhaltungen gemäß Gl. (5.4.-69), bei statisch-dynamischen Druckhaltungen entsprechend Gl. (5.4.-72) und bei nachgeschalteten Druckhaltungen je nach Schaltungsprinzip mit Hilfe von Gl. (5.4.-69) oder (5.4.-72) zu ermitteln. Das Sicherheitsventil kann entfallen, wenn \dot{m}_w'' und \dot{m}_w''' Null sind und \dot{m}_w' dem Sicherheitsventil am Wärmebereiter zugewiesen wird.

Ist gemäß Druckschaubild (vgl. Abschnitt 5.5.) auch der Ruhedruck p_0 zu gewährleisten, so muß — wie in den eingangs erwähnten Bildern dargestellt — ein weiteres Sicherheitsventil SiO saugseitig der Umwälzpumpen installiert werden. Dieses Ventil erreicht den Ansprechdruck höchstens bei Stillstand der Umwälzpumpen. Der Ansprechdruck ist so zwischen $p_{0, \max}$ und $p_{0, \min}$ zu legen, daß der Schließdruck $p_{0, \min}$ nicht unter- und der Ansprechdruck $p_{0, \max}$ nicht überschreitet. Aussagen über die Ruhedruckgrenzwerte $p_{0, \min}$ und $p_{0, \max}$ folgen aus dem Druckschaubild (Abschnitte 5.5.3.6. und 5.5.3.7.). Es hat den Massestrom $\dot{m}_{w,0}'''$ abzuspeisen. Dieser Massestrom ist nach den Gln. (5.4.-70) oder (5.4.-73) zu berechnen.

Versatz der Ansprechdrücke

Die Sicherheitsventile am Ausdehnungsgefäß, Wärmebereiter und Netz sind theoretisch auf gleiche Drücke unter Berücksichtigung der geodätischen Höhenunterschiede einzustellen. Praktisch sollen die am Ausdehnungsgefäß und Netz installierten Sicherheitsventile aber vor denen der Wärmebereiter ansprechen.

5.4.6.5. Beispiele

Beispiel 1

Es ist die ungünstigste Lastannahme für ein wasserseitig an ein Ausdehnungsgefäß angeschlossenes Sicherheitsventil (Ansprechdruck $p_A = 1,1$ MPa) zu ermitteln. Der maximale Volumenstrom bei Expansion beträgt $\dot{V}_{\text{Ab, max}} = 0,24 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$. Als Druckmedium ist Stickstoff vorgesehen. Für den Havariefall steht Druckluft zur Verfügung. Der maximale Druck in der Stickstoffflasche beträgt 15 MPa. Er wird stufenweise reduziert. Die erste Stufe ist mit 2,5 MPa abgesichert. Der k_{vs} -Wert der zwei-

ten Stufe ist nicht bekannt. Der engste freie Querschnitt beträgt 4 mm^2 . In der Druckluftzuleitung ist ein Druckminderer ($k_v^* = 2 \text{ m}^3/\text{h}$) eingebaut. Der maximale Druck im Druckluftspeicher beträgt $3,2 \text{ MPa}$.

Die Schaltung entspricht dem Bild 5.4.-28, Variante I. Die höchste Stelle des Heizungsnetzes liegt um $\Delta H = 60 \text{ m}$ über dem Ausdehnungsgefäß. Die Kennlinie der Umwälzpumpe genügt den Werten

\dot{V}	in m^3/s	0,010	0,008	0,007	0,006
Δp_p	in kPa	300	380	420	450

Es ist der Abblasestrom eines wasserseitig angeordneten Sicherheitsventils zu bestimmen.

Lösung

Gemäß Gl. (5.4.-64) gilt

$$\dot{m}'_w = 998 \cdot 0,24 \cdot 10^{-3} \text{ kg/s} = 0,24 \text{ kg/s}.$$

Der Pumpenzufluß ist nach Gl. (5.4.-65) zu berechnen. Für den ersten Wert ergibt sich beispielhaft

$$p_{\text{rechn}} = (300 + 998 \cdot 9,81 \cdot 60 \cdot 10^{-3}) \text{ kPa} = 887 \text{ kPa}.$$

Weiter folgen

\dot{V}	in m^3/s	0,010	0,008	0,007	0,006
p_{rechn}	in kPa	887	967	1007	1037

Dies sind Überdrücke, die mit dem Ansprechüberdruck $p_A = 1 \text{ MPa}$ verglichen werden. Aus Bild 5.4.-31 ergibt sich

$$\dot{m}''_w = 998 \cdot 0,0072 \text{ kg/s} = 7,19 \text{ kg/s}.$$

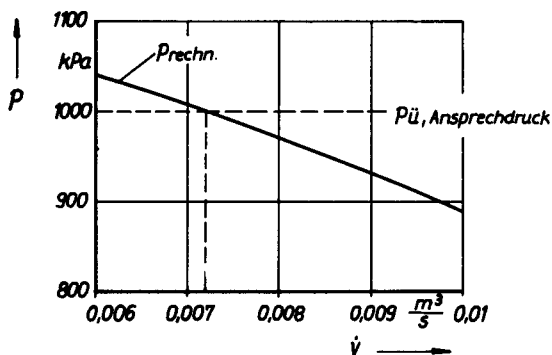


Bild 5.4.-31

Gegenüberstellung des rechnerischen Pumpendrucks und des Ansprech-Überdrucks des Sicherheitsventils zur Lösung des Beispiels 1

Eine weitere Belastung ist durch den Stickstoffstrom denkbar. Nach Tabelle 5.4.-1 folgt für überkritisches Druckgefälle mit $k_v = \sqrt{2}A\alpha$

$$\dot{m}_{D, N_2} = 0,0311 \cdot \sqrt{2} \cdot 4 \cdot 0,59 \cdot \frac{2,5}{\sqrt{293}} \text{ kg/s} = 0,0152 \text{ kg/s},$$

woraus sich nach Gl. (5.4.-67) mit dem spezifischen Volumen

$$v_{D, N_2} = \frac{R_{N_2} T}{p} = \frac{297 \cdot 293 \text{ m}^3}{1,1 \cdot 10^6 \text{ kg}} = 0,0791 \text{ m}^3/\text{kg}$$

der abzuspeisende Wasserstrom ermittelt:

$$\dot{m}'''_{w, N_2} = 0,0152 \cdot 0,0791 \cdot 998 \text{ kg/s} = 1,20 \text{ kg/s}.$$

Der maximale Druckluftstrom berechnet sich ebenfalls entsprechend Tabelle 5.4.-1 zu

$$\dot{m}_{D, DL} = 0,0311 \cdot 28 \cdot 2 \frac{3,2}{\sqrt{293}} \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 0,33 \text{ kg/s}.$$

Nach Gl. (5.4.-67) ergibt sich weiter mit

$$v_{D, DL} = \frac{R_{DL} T}{p} = \frac{287 \cdot 293 \text{ m}^3}{1,1 \cdot 10^6 \text{ kg}} = 0,0764 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\dot{m}''_{w, DL} = 0,33 \cdot 0,0764 \cdot 998 = 25,2 \text{ kg/s}.$$

Die größte unabwehbare Belastung ist durch \dot{m}''_w gegeben. Um wegen des möglichen Havariebetriebes mit Druckluft nicht ein noch größeres Sicherheitsventil wählen zu müssen, sollte entweder ein zusätzliches Sicherheitsventil auf der Druckluftleitung mit einem Mindestabblasestrom von $\dot{m}_{D, DL} = 0,33 \text{ kg/s}$ installiert werden, oder in der Zuleitung ist eine Drosselblende anzuordnen. Der Bemessung des Blendenquerschnitts wird der ohnehin vorhandene maximale Wasserstrom von $\dot{m}_w = 7,19 \text{ kg/s}$ zugrunde gelegt. Die Auflösung der Gl. (5.4.-67) liefert dann

$$\dot{m}_{D, DL} = \frac{7,19}{0,0764 \cdot 998} \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 0,0943 \text{ kg/s}.$$

Unter Vernachlässigung des vorhandenen Druckminderers und weiterer Widerstände berechnet sich der maximal zulässige k_v -Wert zu

$$k_v = \frac{\dot{m}}{0,0311} \frac{\sqrt{T}}{p_1} = \frac{0,0943 \sqrt{293}}{0,0311 \cdot 3,2} \text{ mm}^2 = 16,2 \text{ mm}^2.$$

Dies bedeutet nach Tabelle 5.4.-1, daß ein Druckminderer mit

$$k_v^* = \frac{16,2 \text{ m}^3}{28 \text{ h}} = 0,58 \text{ m}^3/\text{h}$$

eingesetzt werden müßte oder aber eine Drosselblende mit der Öffnung

$$A = \frac{k_v}{\sqrt{2} \alpha} = \frac{16,2}{\sqrt{2} \cdot 0,59} \text{ mm}^2 = 19,4 \text{ mm}^2$$

— dies entspricht einem Bohrungsdurchmesser von 5 mm — einzubauen ist.

Beispiel 2

Für die Mitteldruckhaltung mit minimalem Energieaufwand (Bild 5.4.-22), die im Beispiel 5.4.3.3. vorgestellt wurde, sollen die Belastungen der Sicherheitsventile untersucht werden.

Der Berechnungsdruck betrage $p_B = 1,4 \text{ MPa}$. Der Ruhedruck darf $p_{0, \text{max}} = 1 \text{ MPa}$ nicht überschreiten. Der untere Grenzwert lag bei $p_{0, \text{min}} = 0,82 \text{ MPa}$. Die Sicherheitsventile sind $H_{Ab} = H_{Zu} = 3 \text{ m}$ unter dem höchsten Wasserspiegel im Ausdehnungsgefäß angeordnet.

Der Ventilkoeffizient für das Stellglied 7 wurde mit $k_{vs}^* = 31,5 \text{ m}^3/\text{h}$ gewählt. Weiterhin sind gegeben:

$$\dot{V}_{Ab, \text{max}} = 0,011 \text{ m}^3/\text{s}; \quad \rho_w = 980 \text{ kg/m}^3; \quad \Delta H = 20 \text{ m}$$

$$\Delta p'_{P, \text{max}} = 0,60 \text{ MPa} \quad (\text{bei Förderstrom } \dot{V} \approx 0);$$

$$p_{AG, \text{max}} = 1,65 \text{ MPa}.$$

Tabelle 5.4-2 Kriterien zur Auswahl von Druckhaltesystemen

System	Bild	Mögliche Art der Druckhaltung		Druckschwankung im Netz	Behältervolumen	Apparataufwand (Regelventile, Dampf Pumpen usw.)	Gesicherte Druckmedien erforderlich?			Zweite Energiequelle notwendig?	Berechnungsaufwand	Bedienungsaufwand	Bemerkungen
		Mittel	Saug-End-				Druckluft	Stickstoff	Dampf				
Statische Druckhaltesysteme													
Variante S I	5.4.-1	nein	ja	groß	groß	klein	nein	ja ¹⁾	nein	Null	klein	klein	einfachste Lösung
Variante S II	5.4.-2	nein	ja	groß	mittel	mittel	nein	ja ¹⁾	nein	≈ Null	klein	klein	druckloses AG mit Abdeckung versehen
Variante S III	5.4.-3	nein	ja	groß/klein	mittel	groß	nein	ja ¹⁾	nein	klein	groß	mittel	Gasverdichter, Gas-speicher erforderlich
Variante S IV	5.4.-4	nein	ja	groß/klein	mittel	groß	nein	ja ¹⁾	nein	klein	groß	mittel	Gasverdichter, -speicher erforderlich.
Variante D I	5.4.-6	nein	ja	klein	klein	klein	ja	nein	nein	Null	klein	klein	Druckloses AG mit Abdeckung versehen
Variante L I	5.4.-8	nein	ja	klein	klein	klein	nein	nein	ja	klein	klein	klein	AG mit Wärme-dämmung versehen
Dynamisches Druckhaltesystem													
5.4.-16	ja	ja	ja	klein	klein	groß	nein	nein	nein	groß	groß	mittel	AG mit Abdeckung versehen
Statisch-dynamische Druckhaltesysteme													
Dampfpolster	5.4.-18	ja	ja ³⁾	klein	klein	mittel	ja	nein	nein	Null	mittel	klein	AG mit Wärme-dämmung versehen
Stickstoffpolster	5.4.-22	ja	ja ³⁾	klein	mittel	groß	nein	ja ¹⁾	nein	klein	groß	mittel	AG mit hoher Druck-stufe erforderlich
Nachgeschaltete Druckhaltesysteme													
5.4.-24 bis 5.4.-26	ja	ja	ja	klein	Null	mittel/groß	nein	nein	ja	groß/klein ²⁾	klein/groß	klein/mittel	Einverständnis des Wärmelieferers erforderlich

¹⁾ Stickstoff muß nicht ständig nachgespeist werden; ²⁾ primärseitige Aufwendungen sind zu beachten; ³⁾ Anwendung nicht sinnvoll; statische Druckhaltesysteme einsetzen.

Lösung

Zunächst sei das druckseitig der Umwälzpumpen angeordnete Sicherheitsventil Si betrachtet. Der Ansprechdruck (absolut) p_A sei gleich $p_B = 1,4$ MPa gesetzt. Damit ergibt sich der zutreffende Zuspaisedruck nach Gl. (5.4.-71) zu

$$p_{Zu} = (1,4 - 0,6) \text{ MPa} = 0,8 \text{ MPa} .$$

Die Berechnung der Abblaseströme ergibt nach Gl. (5.4.-64)

$$\dot{m}'_W = 980 \cdot 0,011 \text{ kg/s} = 10,8 \text{ kg/s}$$

Gl. (5.4.-65) mit dem maximalen Umwälzpumpendruck $\Delta p'_{P, \max}$

$$p_{\text{rechn}} = (0,6 + 20 \cdot 980 \cdot 9,81 \cdot 10^{-6}) \text{ MPa} = 0,79 \text{ MPa}$$

Da dieser Wert kleiner als der Ansprechüberdruck des Sicherheitsventils ist, gilt $\dot{m}''_W = 0$. Eine detaillierte Untersuchung mit der genauen Pumpenkennlinie erübrigt sich somit.

Gl. (5.4.-72) mit der Umrechnung des k_v^* -Wertes nach Tabelle 5.4.-1

$$\dot{m}'''_W = 0,001 \cdot 31,5$$

$$\times 28 \sqrt{980[(1,65 - 0,8) + 3 \cdot 980 \cdot 9,81 \cdot 10^{-6}]} \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$\dot{m}'''_W = 25,88 \text{ kg/s} .$$

Die maximale Belastung des Sicherheitsventils Si ist damit durch \dot{m}'''_W gegeben.

Der Ansprechdruck für das Sicherheitsventil $Si0$ wird mit $p_A = 0,9$ MPa gewählt. Damit können die Grenzwerte $p_{0, \min} = 0,82$ MPa und $p_{0, \max} = 1$ MPa ohne weiteres eingehalten werden. Die Belastung des Sicherheitsventils $Si0$ berechnet sich nach Gl. (5.4.-73) zu

$$\dot{m}'''_{W,0} = 0,001 \cdot 31,5$$

$$\times 28 \sqrt{980[(1,65 - 0,9) + 3 \cdot 980 \cdot 9,81 \cdot 10^{-6}]} \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$\dot{m}'''_{W,0} = 24,37 \text{ kg/s} .$$

Die relativ hohen Abspeiseströme könnten reduziert werden, wenn anstelle des Stellgliedes 7 zwei parallel arbeitende Ventile mit niedrigeren k_v^* -Werten zum Einsatz kämen.

5.4.7. Auswahlhinweise für Druckhalteanlagen

Die Vor- und Nachteile wurden im wesentlichen bereits beim Vorstellen der Systeme beschrieben. Sie sind stichpunktartig in Tabelle 5.4.-2 zusammengefaßt.

Gesondert soll aber nochmals auf die Energieaufwendungen hingewiesen werden, da diese in der Vergangenheit unbeachtet blieben. Quantitativ werden beispielhaft die zwei Systeme

- dynamische Druckhaltung (Bild 5.4.-16)
 - Mitteldruckhaltung mit minimalem Energieaufwand (Bild 5.4.-22)
- gegenübergestellt.

Für die erste Variante ergibt sich eine Jahresarbeit von

$$E_1 = [(p_{Zu, \max} \dots p_0) - p'_{AG}] \dot{V}'_{Zu} \tau \frac{1}{\eta} . \quad (5.4.-75)$$

Bei Variante zwei muß lediglich die infolge der Volumenerweiterung abgespeiste Menge auf das hohe Druckniveau des Ausdehnungsgefäßes gebracht werden.

Unter der Annahme, daß n -mal jährlich an- und abgeheizt wird und im Jahresmittel $\Delta V/2$ ins Ausdehnungsgefäß zu transportieren sind, folgt für die Jahresarbeit

$$E_2 = [(p_{AG, \max} \dots p_{AG, \min}) - (p_{PB, \max} \dots p_{PB, \min})] \frac{\Delta V}{2} n \frac{1}{\eta} .$$

Um E_1 und E_2 vergleichen zu können, werden praxisübliche Mittelwerte gewählt. Diese sind im einzelnen:

$$p_{Zu, \max} \dots p_0 \approx 0,9 \text{ MPa}$$

$$p'_{AG} = 0,1 \text{ MPa} \quad (\text{druckloses Ausdehnungsgefäß})$$

$$\dot{V}'_{Zu} \approx 1,1 \cdot 10^{-10} \dot{Q}^+ \text{ m}^3/\text{s} \quad (\text{Minimalwert})$$

$$\tau = 8760 \text{ h/a}$$

$$p_{AG, \max} \dots p_{AG, \min} \approx 1,3 \text{ MPa}$$

$$p_{PB, \max} \dots p_{PB, \min} \approx p_0 \approx 0,7 \text{ MPa}$$

$$\Delta V \approx 8,84 \cdot 10^{-9} \dot{Q}^{+1,22} \text{ m}^3$$

$$n = 365$$

$$\eta \approx 0,5 \quad (\text{Pumpe und Motor}) .$$

Es ergibt sich ein Verhältnis der aufzuwendenden Arbeiten von

$$\frac{E_2}{E_1} = \frac{(1,3 - 0,7) \cdot 8,84 \cdot 10^{-9} \dot{Q}^{+1,22} \cdot 0,5 \cdot 365 \cdot 0,5}{(0,9 - 0,1) \cdot 1,1 \cdot 10^{-10} \dot{Q}^+ \cdot 8760 \cdot 3600 \cdot 0,5} = 0,00035 \dot{Q}^{+0,22} .$$

Im Leistungsbereich von $\dot{Q}^+ = (4 \dots 50) 10^6$ W sind somit nur

$$1 \dots 1,7\%$$

der elektrischen Arbeit für die vorgeschlagene Druckhaltung gegenüber der dynamischen Druckhaltung erforderlich.

Betrachtet man beispielsweise eine Wärmeübertragerstation mit einer Leistung von $\dot{Q}^+ = 50$ MW, so ergibt sich je Station eine jährliche Einsparung von etwa 76000 kWh/a.

Diese Gegenüberstellung zeigt deutlich, daß es unbedingt notwendig ist, die Energieaufwendungen bei der Auswahl der Schaltung zu berücksichtigen.

5.5. Druckschaubilder

In der Regel ist das Aufstellen der Druckschaubilder der komplizierteste Arbeitsgang bei der Bemessung eines Fernwärmenetzes. Die möglichen Freiheitsgrade, wie Wahl der Druckstufe, Art der Druckhaltung, Trennung der Netze nach geodätischer Höhenlage der Abnehmergruppen, Wahl des Drucksprungs in der Umwälzpumpe u. a. m., verlangen unter Beachtung der gegebenen Restriktionen, wie Lage der Einspeisestelle und der Abnehmer, gegebene Versorgungsparameter, notwendigerweise einzusetzende Materialien usw., eine typische ingenieurmäßige Arbeit, die nach Abwägen der jeweiligen Folgen zu einer Kompromißlösung führt. Diese Lösung muß einen sicheren und wirtschaftlichen Betrieb des Netzes gewährleisten. Das Druckschaubild liefert zur

Verwirklichung beider Zielfunktionen einfach deutbare Aussagen.

Die Darstellungsformen der Druckschaubilder können sehr vielfältig sein. Bevorzugen sollte man Darstellungen, aus denen die Drücke an den charakteristischen Stellen sofort — d. h. ohne weitere Umrechnung — ablesbar sind. Dazu ist eine Überlagerung von hydraulischem Druckverlauf und geodätischem Höhenverlauf erforderlich. Dies ist von Hand durch Kombination rechnerischer und grafischer Methoden möglich. Mit den modernen Mitteln der Rechentechnik ist auch die rein analytische Ermittlung gegeben. In jedem Fall sollten die Ergebnisse aber grafisch dargestellt werden. Dies kann manuell oder durch einen Plotter im Anschluß an die maschinelle Berechnung erfolgen. Bei der Erstellung der Druckschaubilder wird ein Mensch-Computer-Diagramm unter Verwendung eines Bildschirms als optimale Arbeitsvariante angesehen.

5.5.1. Hydraulischer Druckverlauf

Der hydraulische Druckverlauf kann sofort nach Errechnen der Druckverluste in den Teilstrecken, der abnehmerbedingten Differenzdrücke und nach Festlegen des Pumpendrucks aufgezeichnet werden. Die einzelnen Summanden sind gemäß Abschnitt 5.1. zu ermitteln. Im Bild 5.5.-1 ist beispielhaft ein hydraulischer Druckverlauf aufgezeichnet. Oftmals reicht es aus, den Druckverlauf durchgängig zu linearisieren. Im Teillastbetrieb können durch Umrechnung nach dem Näherungsansatz

$$\Delta p_i = \Delta p_{0,i} \left(\frac{\dot{m}_i}{\dot{m}_{0,i}} \right)^2 \quad (5.5.-1)$$

die zu erwartenden Druckverluste teilstreckenweise bestimmt werden. Unterliegen im Sonderfall alle Abnehmer gleichen relativen Leistungsänderungen, so gilt

das einmalig berechnete Massestromverhältnis für alle Teilstrecken i (siehe Bild 5.5.-1).

Der hydraulische Druckverlauf kann in Abhängigkeit von der Druckhaltung Verschiebungen erfahren. Dabei sind nicht die einzelnen im Abschnitt 5.4. vorgestellten Systeme zu betrachten, sondern nur die damit realisierbaren Grundtypen: Saugdruckhaltung, Enddruckhaltung und Mitteldruckhaltung.

Im Bild 5.5.-2 werden eine Saug- und eine Enddruckhaltung dargestellt. Kennzeichnend für beide Fälle ist, daß die Ruhedrucke p_0 stets außerhalb der Betriebsdruckverläufe liegen. Damit ist es erforderlich, beide Zustände zu betrachten.

Verändern sich weiterhin die aufgeprägten Drücke, z. B. die im Bild eingetragenen Drücke im Ausdehnungsgefäß $p_{AG,max}$ auf $p_{AG,min}$, so verschieben sich im gleichen Maße auch die hydraulischen Druckverläufe. Diese Veränderungen sind systemabhängig zu untersuchen.

Problemlos ist normalerweise der Teillastbetrieb. Im Bild 5.5.-3 wird gezeigt, daß sich der hydraulische Druckverlauf bei Teillast zwischen dem Vollastbetriebs- und dem Ruhedruckverlauf ausbildet. Eine separate Betrachtung entfällt, da die genannten Grenzverläufe ohnehin zu untersuchen waren. Kritisch kann allerdings ein unnormaler Teillastbetrieb werden. Dieser wäre gegeben, wenn beispielsweise bei Betrieb der Vollastpumpe die Abnehmer die Heizmedienentnahme stark gedrosselt hätten. Der Drucksprung in der Umwälzpumpe könnte sogar noch größer werden als bei Vollastbetrieb. Maßgebend für diese Veränderung ist die Form der Pumpenkennlinie. Ein möglicher Druckverlauf wurde im Bild 5.5.-3 ergänzt. Derartige Verläufe können normalerweise unbeachtet bleiben, da sie die Folge von Fehlbedienungen sind (falsche Pumpenwahl!). Falls keine

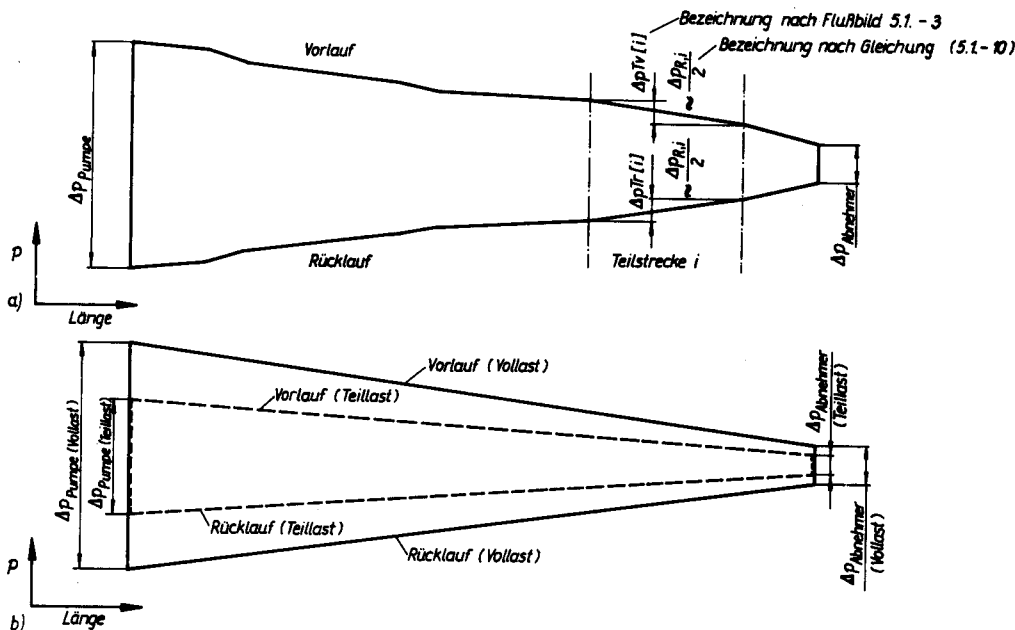


Bild 5.5.-1
 Hydraulischer Druckverlauf
 a) spezifische Teilstreckendruckverluste sind unterschiedlich; b) Druckverlauf ist linearisiert

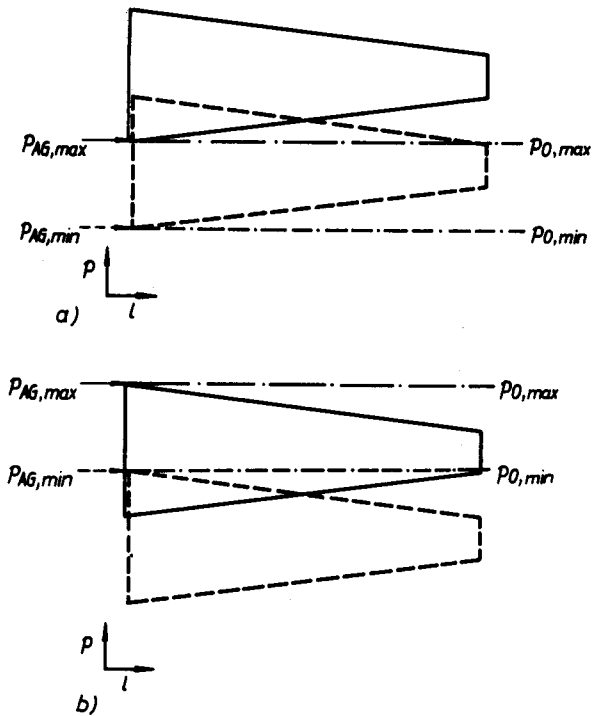


Bild 5.5.-2
Linearisierte Betriebsdruckverläufe
a) Saugdruckhaltung; b) Enddruckhaltung

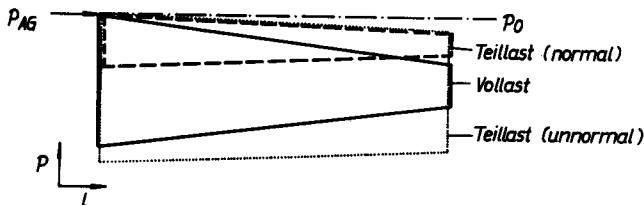


Bild 5.5.-3
Linearisierte Betriebsdruckverläufe bei Enddruckhaltung in Abhängigkeit von der Netzbelastung

Drehzahlregelung der Umwälzpumpe möglich und keine Teillastpumpe verfügbar ist, muß die Volllastpumpe hydraulisch gedrosselt werden.

Aussagen über die zulässigen Extremwerte der Ruhedrucke $p_{0,\min}$ bzw. $p_{0,\max}$ finden sich im Abschnitt 5.2., speziell im Bild 5.2.-1. Damit sind bei einer Saugdruckhaltung $p_{AG,\min} \geq p_{0,\min}$ und bei einer Enddruckhaltung $p_{AG,\max} \leq p_{0,\max}$ zu wählen, wenn der Wasserspiegel im Ausdehnungsgefäß ungefähr auf Höhe der Einbindestelle liegt.

Im Bild 5.5.-4 sind die hydraulischen Druckverläufe für einen symmetrischen und einen asymmetrischen Mitteldruck aufgezeichnet. Der symmetrischen *Mitteldruckhaltung* gilt der Vorzug, da der Ruhedruck innerhalb des Betriebsdruckverlaufs liegt und somit keiner separaten Untersuchung bedarf. Die weiteren Vorteile waren bereits im Abschnitt 5.2. betrachtet worden. (Der systemeigene Mitteldruck p'_M , der sich bei Pumpenausfall zunächst einstellt, ist mit dem Betriebsmitteldruck p_M und dem Ruhedruck p_0 identisch.)

Auch die Untersuchung des normalen Teillastbetriebes kann bei dynamischer Mitteldruckhaltung entfallen, da gemäß Bild 5.5.-5 der sich einstellende Druckverlauf vom

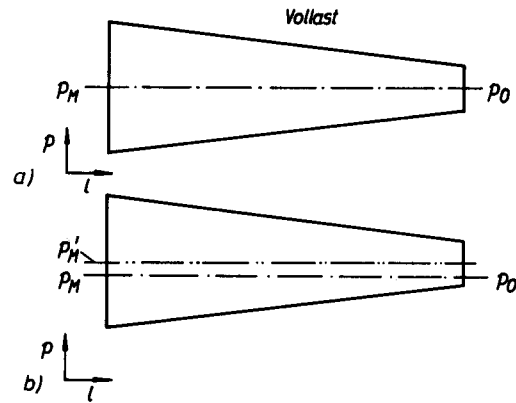


Bild 5.5.-4
Linearisierte Betriebsdruckverläufe
a) symmetrische Mitteldruckhaltung; b) asymmetrische Mitteldruckhaltung

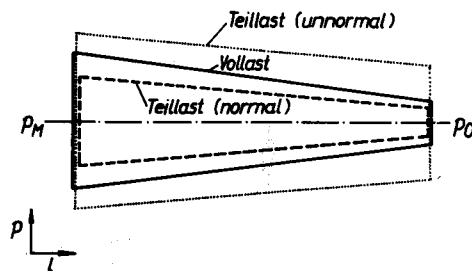


Bild 5.5.-5
Linearisierte Betriebsdruckverläufe bei Mitteldruckhaltung in Abhängigkeit von der Netzbelastung

Volllast-Betriebsdruckverlauf umschlossen wird. Es ist allerdings darauf zu achten, daß keine „unnormalen“ Teillastzustände auftreten. Diese würden bei Betrieb der Volllastpumpe bei sehr geringer Abnahme entstehen. Sie wären die Folge von Fehlbedienungen. Generell sollten drehzahlgeregelte Pumpen verwendet werden. Ist dies nicht möglich, so müssen abgestufte Pumpensätze mit Druckregelungen verfügbar sein. Somit kann man davon ausgehen, daß der hydraulische Volllastdruckverlauf nicht überschritten wird.

5.5.2. Überlagerung des geodätischen Höhenverlaufs mit dem hydraulischen Druckverlauf (Grundformen der Druckschaubilder)

Die Zusammenfassung des geodätischen Höhenverlaufs mit dem hydraulischen Druckverlauf hat das Ziel, die an allen Netzpunkten anstehenden Drücke zu veranschaulichen und ablesbar zu machen. Es gibt dazu verschiedene Möglichkeiten. Eine Variante ist im Bild 5.5.-6 dargestellt. Der Mitteldruck wird willkürlich Null gesetzt: $p^* = p_M^* = 0$. Die Vorlaufdrücke p_V^* sind dann positiv und die Rücklaufdrücke p_R^* negativ. Zum selben Längenmaßstab wie der hydraulische Druckverlauf wird der geodätische Höhenverlauf aufgezeichnet. Die Ordinatenwerte ergeben sich nach einer Umrechnung der Höhen H_i ($\equiv H[i]^1$)), die für die jeweiligen Teilstrecken

¹⁾ Bezeichnung bei automatisierter Abarbeitung

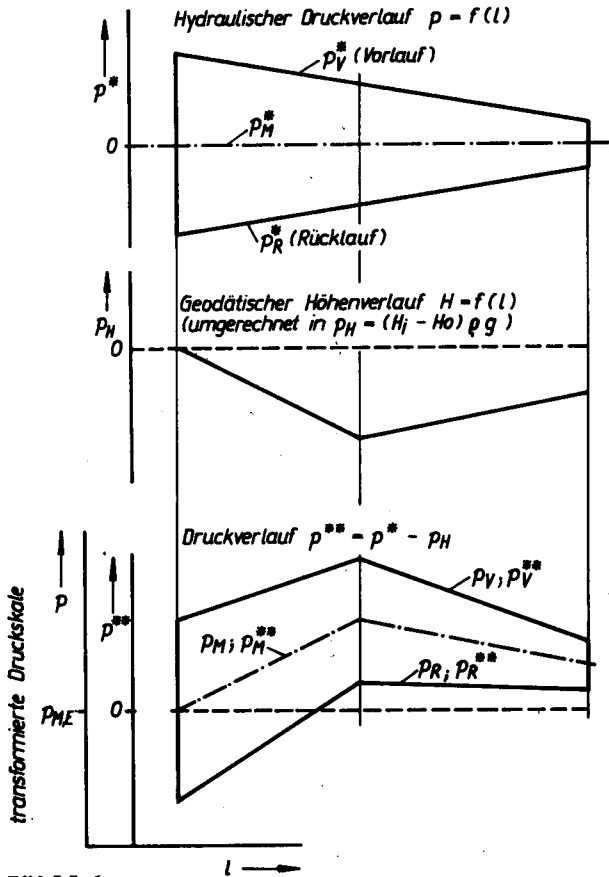


Bild 5.5.-6
Überlagerung des hydraulischen Druckverlaufs und des geodätischen Höhenverlaufs zu einem Druckschaubild
Die Ordinatenwerte p geben die tatsächlichen Drücke an.

verbindlich sind, unter Bezug auf die Höhe am Einspeisepunkt H_0 zu einem äquivalenten Druck

$$p_H = (H_i - H_0) \rho g \quad (5.5.-2)$$

Beispielsweise ist der im Bild 5.5.-6 dargestellte Druckverlauf negativ, da $H_i < H_0$ für alle nach der Einspeisung liegenden Teilstrecken gilt.

Schließlich wird der Gesamtdruckverlauf

$$p^{**} = p^* - p_H \quad (5.5.-3)$$

gebildet und aufgezeichnet. Als Bezugslinie fungierte bisher $p^{**} = 0$. Die wahren Drücke p (z. B. p_V, p_R, p_0, p_M) erhält man durch die Transformation von p^{**} auf den wirklichen Mitteldruck $p_{M,E}$, der an der Einspeisestelle gilt, nach der Beziehung

$$p = p_{M,E} + p^{**} \quad (5.5.-4)$$

Diese Transformation kann im Bild 5.5.-6 in einfacher Weise durch Anbringen einer neuen Skale erfolgen, wobei $p_{M,E}$ auf $p^{**} = 0$ (Bezugslinie) gelegt wird. Der Ordinatenmaßstab ist beizubehalten.

Dieses Druckschaubild eignet sich besonders gut für den Betreiber, da er sofort die möglichen Betriebsdrücke in den einzelnen Netzabschnitten ablesen kann.

Eine Abart des Druckschaubildes zeigt Bild 5.5.-7. Gegenüber der vorangegangenen Lösung unterscheidet sie sich nur dadurch, daß die Druckverläufe des Vor- und Rücklaufs nicht übereinander, sondern „aufgeklappt“, entsprechend der wirklichen Durchströmungsrichtung, dargestellt werden. Maßgebend für die Darstellung ist wiederum die Bezugslinie $p^{**} = 0$ und die anschließende Transformation gemäß Gl. (5.5.-4).

Völlig anderen Aufbau zeigt eine dritte Variante (Bild 5.5.-8). Zunächst wird der reale Mitteldruck an der Einspeisestelle $p_{M,E}$ eingetragen. Bezogen auf diesen Mittelwert ($p_M^* = 0$), erfolgt die Zuordnung von p_V^* und p_R^* . Es ist dazu der Hilfsordinatenmaßstab p^* angebracht. Im gleichen Diagramm wird der Druckverlauf p_H nach Gl. (5.5.-2) eingezeichnet. Die an den einzelnen Netzpunkten vorhandenen Drücke sind als Differenzen entnehmbar bzw. als Strecken meßbar. So repräsentiert die Strecke X den Vorlaufdruck p_V an der Stelle l und die

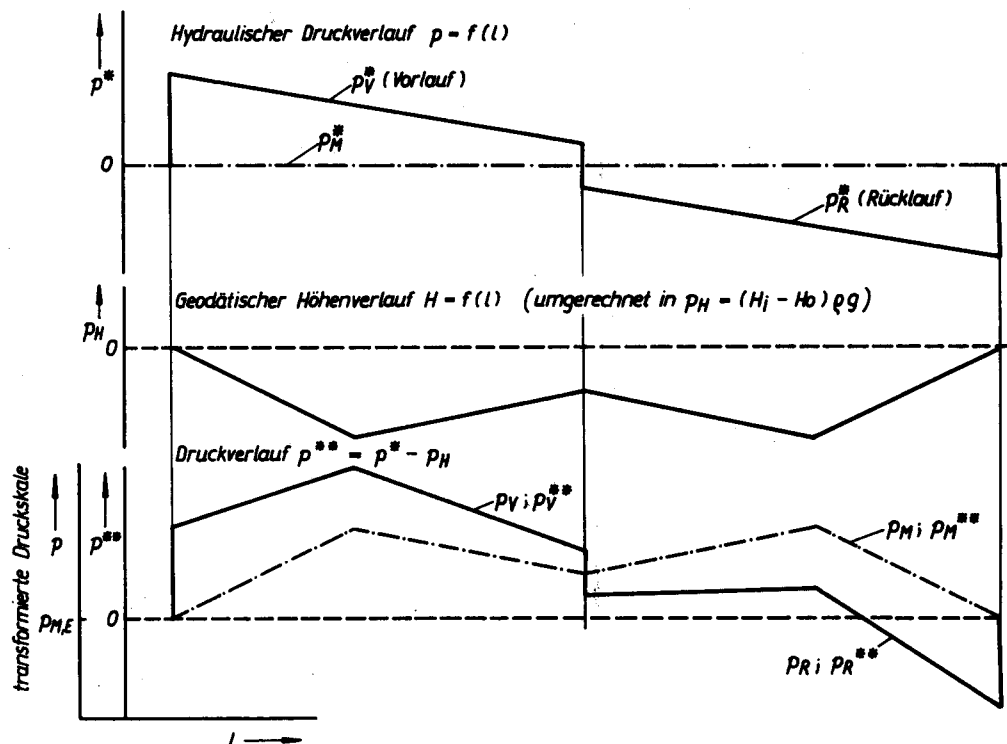


Bild 5.5.-7
Darstellung des im Bild 5.5.-6 entwickelten Druckschaubildes in „aufgeklappter“ Form gemäß Durchflußrichtung des Vor- und Rücklaufs

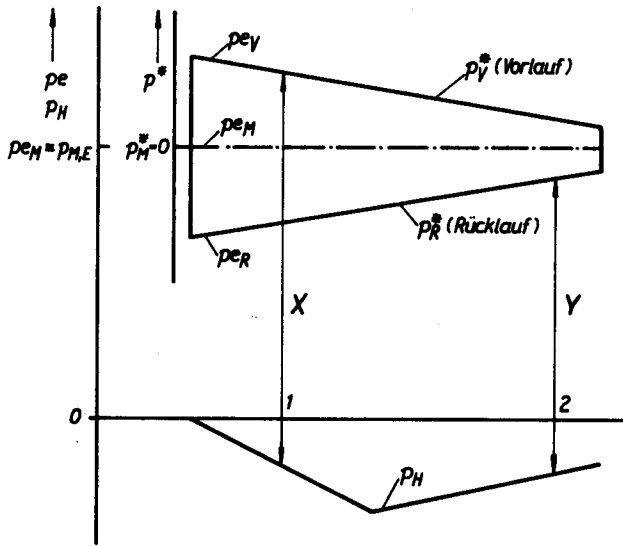


Bild 5.5.-8
Überlagerung des hydraulischen Druckverlaufs und des geodätischen Höhenverlaufs zu einem Druckschaubild
Die Ordinatenwerte geben die auf die Höhe h_0 (Einspeisestelle) bezogenen Drücke p_e an. Die tatsächlich im Netz vorhandenen Drücke stellen sich als die Strecken X, Y usw. dar.

Strecke Y den Rücklaufdruck p_R an der Stelle 2. Dies ergibt sich auch folgerichtig aus den Gln. (5.5.-3) und (5.5.-4):

$$p = p_{M,E} + p^* - p_H = p_e - p_H \quad (5.5.-5)$$

Die direkten Ordinatenwerte $p_{e,V}, p_{e,R}$ und $p_{e,M}$ des Druckdiagramms geben die Drücke ohne Beachten der Höhenunterschiede an, d. h., es sind die auf die Höhe h_0 (Einspeisestelle) projizierten Drücke. An der Einspeisestelle besteht Identität zwischen p und p_e .

Wie später noch deutlich wird, eignet sich diese Darstellungsform des Druckschaubildes besonders für die Bemessung, da bei gegebenen Restriktionen der hydraulische Druckverlauf „eingepaßt“ werden kann.

5.5.3. Entwicklung eines Druckschaubildes

Als Grundlage für die Netzbemessung wird im weiteren auf die im Bild 5.5.-8 dargestellte Variante bezogen.

5.5.3.1. Thermische und hydraulische Basisgrenzwerte

Im Abschnitt 5.2. und speziell im Bild 5.2.-1 sind die Zusammenhänge zwischen Betriebsdrücken, Regelungstoleranzen, Sättigungsdrücken, Betriebstemperaturen u. a. m. dargestellt. Diese Größen sind zur Aufstellung des Druckschaubildes zu quantifizieren.

Zunächst muß jeder Temperatur ein Mindestdruck (Sättigungsdruck) zugeordnet werden, um Ausdampfen zu vermeiden. Dies ist der den Dampf tafeln entnehmbare Zusammenhang $p_s = f(t)$. Da zu jeder Wärmebereitstellung auch eine Temperaturregelung mit einem Toleranzbereich von $\pm |\Delta t_{re}|$ gehört, muß $(t + |\Delta t_{re}|)$ die Grundlage für die Ermittlung der Sättigungstemperatur sein.

Der Netzdruckhaltung, einer Druckreduzierung oder einer Druckerhöhung an markanten Stellen des Netzes oder am Abnehmer müssen ebenfalls Regelungstoleranzen $\pm |\Delta p_{re}|$ zugestanden werden.

In Hinblick auf die Ausführungen der Abschnitte 5.2.1. und 5.2.3. werden für $\Delta t_{re} = 2 \text{ K}; 5 \text{ K}$ und für $\Delta p_{re} = 0,02 \text{ MPa}; 0,03 \text{ MPa}; 0,06 \text{ MPa}$ gewählt. Die kombinierten Ergebnisse sind in Tabelle 5.5.-1 zusammengestellt.

Bei hintereinandergeschalteten Regeleinrichtungen werden die Drucktoleranzen *nicht* addiert, sondern nur die mögliche Toleranz der jeweils letzten Regelstrecke berücksichtigt.

Die Angaben gelten für Vor- und Rückläufe gleichermaßen. Die praxisbezogene Auswahl und die Anwendung zeigen die nächsten Abschnitte deutlich.

5.5.3.2. Abnehmerforderungen

Der vom Abnehmer geforderte Massestrom kann die Abnehmeranlage oder, bei eigener Umwälzpumpe, den Anschlußbereich der Abnehmeranlage beaufschlagen, wenn der Anschlußdruck $\Delta p_{A,min}$ entsprechend dem k_v -Wert ansteht. Der formelmäßige Zusammenhang ist

Tabelle 5.5.-1 Sättigungs- und Grenzdrücke in Abhängigkeit von der Betriebstemperatur t sowie den Temperatur- und Drucktoleranzen Δt_{re} und Δp_{re}

t °C	$p_s(t) + \Delta p_{re}$								
	$p_s(t)$ MPa	$p_s(t + 2 \text{ K})$ MPa	$p_s(t + 2 \text{ K})$ + 0,02 MPa MPa	$p_s(t + 2 \text{ K})$ + 0,03 MPa MPa	$p_s(t + 2 \text{ K})$ + 0,06 MPa MPa	$p_s(t + 5 \text{ K})$ MPa	$p_s(t + 5 \text{ K})$ + 0,02 MPa MPa	$p_s(t + 5 \text{ K})$ + 0,03 MPa MPa	$p_s(t + 5 \text{ K})$ + 0,06 MPa MPa
< 100	—	—	0,12	0,13	0,16	—	0,12	0,13	0,16
100	0,10	0,11	0,13	0,14	0,17	0,12	0,14	0,15	0,18
110	0,14	0,15	0,17	0,18	0,21	0,17	0,19	0,20	0,23
120	0,20	0,21	0,23	0,24	0,27	0,23	0,25	0,26	0,29
130	0,27	0,29	0,31	0,32	0,35	0,31	0,33	0,34	0,37
140	0,36	0,38	0,40	0,41	0,44	0,42	0,44	0,45	0,48
150	0,48	0,50	0,52	0,53	0,56	0,54	0,56	0,57	0,60
160	0,62	0,65	0,67	0,68	0,71	0,70	0,72	0,73	0,76
170	0,79	0,83	0,85	0,86	0,89	0,89	0,91	0,92	0,95
180	1,00	1,05	1,07	1,08	1,11	1,12	1,14	1,15	1,18

durch Gl. (5.1.-30) gegeben. Die eingesetzten Stellventile können entsprechend ihrem Stellverhältnis aber nur bis zu einem bestimmten maximalen Differenzdruck $\Delta p_{A, \max}$ arbeiten. Damit ist der Bereich der möglichen Anschluß-Differenzdrücke

$$\Delta p_{A, \max} \dots \Delta p_{A, \min}$$

festgelegt. Beide Grenzwerte sind abhängig von der Konstruktion des Abnehmers bzw. der Abnehmerstation.

Diffiziler ist die Festlegung der absoluten Abnehmer-Grenzdrücke für den Vorlauf $pa_{V, \max}$ und $pa_{V, \min}$ sowie für den Rücklauf $pa_{R, \max}$ und $pa_{R, \min}$. Diese Werte sind bei Gebäudeanschlüssen abhängig von

ΔH Höhenunterschied zwischen höchstgelegenem Vorlaufanlagenteil der Gebäudeheizungsanlage (Luftgefäß, Heizkörper) und dem Endpunkt der Fernheizungsleitung am Gebäudeanschluß H_i

$\Delta H'$ Höhenunterschied zwischen höchstgelegenem Rücklaufanlagenteil der Gebäudeheizungsanlage und dem Endpunkt der Fernheizungsleitungen am Gebäudeanschluß H_i

ΔH_u Höhenunterschied zwischen dem Endpunkt der Fernheizungsleitung am Gebäudeanschluß H_i und tiefstgelegenem Anlagenteil der Gebäudeheizungsanlage

$t_{V, N}$ Netzvorlauftemperatur am Abnehmer

$t_{R, N}$ Netzrücklauftemperatur am Abnehmer

t_V Vorlauftemperatur in der Abnehmeranlage

t_R Rücklauftemperatur in der Abnehmeranlage (Höchstwert im Betriebsfall einsetzen! t_R kann bei Einrohrheizungen nahezu der Vorlauftemperatur entsprechen)

Δp_{Re} Toleranz der Netzdruckhaltung

$\Delta p_{Re, A}$ Toleranz der Druckregelung beim Abnehmer

Δt_{Re} Toleranz der Netztemperaturregelung

$\Delta t_{Re, A}$ Toleranz der Temperaturregelung beim Abnehmer

Δp_{PA} Druckschwankung infolge Ausfall der Netzwälzpumpe ($\Delta p_{Re} + \Delta p_{PA}$ ist gemäß Abschnitt 5.2.3. zu wählen)

Δp_{Si} Sicherheitszuschlag, bezogen auf den Abnehmer ($\Delta p_{Si} + \Delta p_{Re} \geq 0,05 \text{ MPa}$ nach Abschnitt 5.2.1.)

Δp_{HS} Druckabfall im Heizungsnetz des Abnehmers (im Auslegungszustand identisch mit dem Förderdruck einer eventuell vorhandenen Abnehmerpumpe $\Delta p_{HS, P}$)

Δp_{av} Druckverlust im Vorlauf des Abnehmeranschlusses

Δp_{ar} Druckverlust im Rücklauf des Abnehmeranschlusses.

Wie bereits im Abschnitt 1.1. in den Bildern 1.1.-1 bis 1.1.-19 gezeigt wurde, können die Schaltungen vielfältig konzipiert sein. In jedem Fall muß von vornherein feststehen, ob die Druckauflastung durch den Vor- oder Rücklauf erfolgen soll. In der ausgewählten Anschlußleitung dürfen höchstens Stellventile, die den Gebäudeanlagendruck regeln, installiert werden. Andere Stellglieder, wie beispielsweise Drosselventile zur Temperaturregelung, könnten sonst unzulässigerweise die Verbindung zwischen Gebäudeanlage und Netz schließen und somit die Druckauflastung unterbinden. Absperrventile dürfen auch nur zur bewußten Trennung der Anlage vom

Netz geschlossen werden. Will man zur Lastregulierung Abnehmeranlagen zeitweise außer Betrieb setzen, so ist nur das Absperrventil zu betätigen, welches *nicht* in der druckbeauflasteten Anschlußleitung liegt.

Bevor verschiedene Schaltungen aus der Sicht der minimal und maximal zulässigen Anschlußdrücke der Abnehmer zur Diskussion gestellt werden, sind die Zusammenhänge innerhalb des Gebäudeheizungssystems zu erläutern. Bild 5.5.-9 zeigt beispielhaft eine Zweirohr-

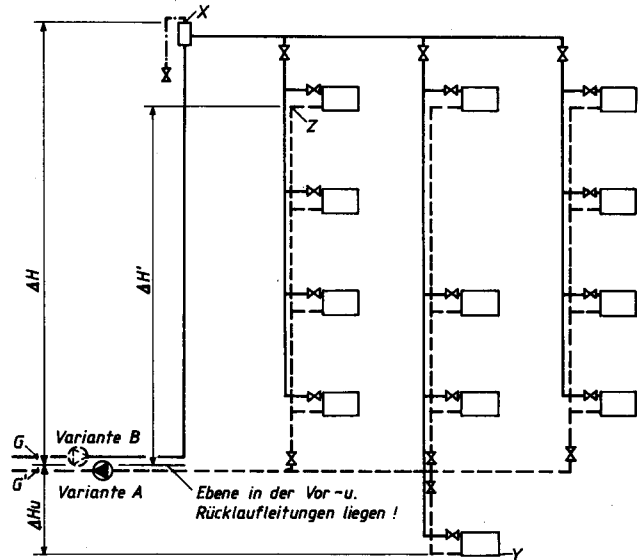


Bild 5.5.-9 Strangschemata einer Gebäudeheizung (Zweirohrheizung mit oberer Verteilung) zur Kennzeichnung der charakteristischen Höhen und der möglichen Pumpenanordnung

heizung mit oberer Verteilung und zentraler Entlüftung. Das vom Vorlauf durchflossene Luftgefäß sitzt an der höchsten Stelle X und ein Heizkörper an der tiefsten Stelle Y der Anlage. Der höchste Punkt des Anlagenrücklaufs Z ist ebenfalls im Bild gekennzeichnet. Falls das Abnehmersystem eine eigene Umwälzpumpe besitzt, ist der Einbauort (Rücklauf: Variante A, Vorlauf: Variante B) zu beachten. Die folgenden Untersuchungen werden zunächst auf die Gebäudeanschlußpunkte G (Vorlauf) und G' (Rücklauf) bezogen.

Minimale Anschlußdrücke

Am Punkt X darf kein Ausdampfen eintreten. Damit muß bei einer Vorlauftemperatur der Gebäudeheizung t_V mindestens der Druck $p_X = p_s(t_V)$ an der Stelle X vorhanden sein. Unter Beachten des Höhenunterschiedes gilt dann am Anschluß

$$p_{G, \min} = p_X + \Delta H \rho g = p_s(t_V) + \Delta H \rho g \quad [B] \quad (5.5.-6)$$

Der angeschriebene Zusammenhang gilt natürlich nur für eine stillstehende Anlage. Im Betriebsfall muß der hydraulische Druck an der Stelle G um den Druckverlust im Steigstrang der Vorlaufleitung größer als an der Stelle X sein. Beträgt der Differenzdruck im Heizungssystem des Gebäudes Δp_{HS} , dann gilt im Betriebsfall näherungsweise

$$p_{G, \min} = p_X + \Delta H \rho g + 0,5 \Delta p_{HS} \quad [C] \quad (5.5.-7a)$$

Bei Einsatz einer Pumpe folgt mit Einbauort nach Variante A

$$p_{G,\min} = p_X + \Delta H' \varrho g + 0,5 \Delta p_{HS} \quad [A] \quad (5.5.-7b)$$

Variante B

$$p_{G,\min} + \Delta p_{HS,P} = p_X + \Delta H' \varrho g + 0,5 \Delta p_{HS}$$

$$p_{G,\min} = p_X + \Delta H' \varrho g - 0,5 \Delta p_{HS} \quad (5.5.-7c)$$

Ein durchaus möglicher Betriebsfall ist das Absperrn sämtlicher Heizkörperventile. Es ergäbe sich dann bei Pumpenbetrieb, abhängig vom Einbaufall,

Variante A

$$p_{G,\min} = p_X + \Delta H' \varrho g \quad (5.5.-7d)$$

Variante B

$$p_{G,\min} = p_X + \Delta H' \varrho g - \Delta p_{HS,P} \quad (5.5.-7e)$$

Anmerkung

Die Ansätze mit $0,5 \Delta p_{HS}$ in Zuordnung zum maximalen Höhenunterschied sind nur Näherungen. Außerdem wird bei abgesperrter Anlage der Pumpendruck entsprechend der Kenlinie $\Delta p_{HS,P} > \Delta p_{HS}$ sein. Eine genaue Berücksichtigung der Werte ist nach Verfolgen der jeweiligen Ableitungen möglich.

Ähnlich liegen die Fälle bei Betrachten des Rücklaufs. Für ihn gilt an der Stelle Z der Mindestdruck $p_Z = p_S(t_R)$. (Die maximale Rücklauftemperatur kann beispielsweise bei Einrohrsystemen mit Umgehungsstrecken an den Heizflächen theoretisch $t_R = t_v + \Delta t_{Re}$ sein.) An der Stelle G' ist bei stehender Anlage ein Mindestdruck von

$$p_{G',\min} = p_Z + \Delta H' \varrho g = p_S(t_R) + \Delta H' \varrho g \quad [C] \quad (5.5.-8)$$

erforderlich. Im Betriebsfall kann etwa der halbe Druckverlust des Heizungssystems subtrahiert werden, da der hydraulische Druck an der Stelle Z um diesen Betrag über dem am Punkt G' liegen muß:

$$p_{G',\min} = p_Z + \Delta H' \varrho g - 0,5 \Delta p_{HS} \quad (5.5.-9a)$$

Wird eine Pumpe eingesetzt, so folgt bei einem Einbauort nach

Variante A

$$p_{G',\min} - \Delta p_{HS,P} = p_Z + \Delta H' \varrho g - 0,5 \Delta p_{HS}$$

$$p_{G',\min} = p_Z + \Delta H' \varrho g + 0,5 \Delta p_{HS} \quad (5.5.-9b)$$

Variante B

$$p_{G',\min} = p_Z + \Delta H' \varrho g - 0,5 \Delta p_{HS} \quad (5.5.-9c)$$

Sind die Heizkörperventile abgesperrt und die Abnehmerpumpe in Betrieb, so ergeben sich bei

Variante A

$$p_{G',\min} = p_Z + \Delta H' \varrho g + \Delta p_{HS,P} \quad [A] \quad (5.5.-9d)$$

Variante B

$$p_{G',\min} = p_Z + \Delta H' \varrho g \quad [B] \quad (5.5.-9e)$$

Maximale Anschlußdrücke

Ist an der Stelle Y der Druck p_Y , der aus dem Berechnungsdruck der Anlage p_{a_B} nach den im Abschnitt 5.2. aufgestellten Beziehungen $p_Y = p_{a_B} - \Delta p_{Si} - \Delta p_{Re}$ folgt,

einzuhalten, so folgt bei Stillstand der Anlage unter Beachten der Höhendifferenz ΔH_{u} gemäß Bild 5.5.-9

$$p_{G,\max} = p_Y - \Delta H_{u} \varrho g \quad [C] \quad (5.5.-10)$$

Für den maximalen Vorlaufdruck bei Anlagenbetrieb ergibt sich dann

$$p_{G,\max} = p_Y - \Delta H_{u} \varrho g + 0,5 \Delta p_{HS} \quad (5.5.-11a)$$

Ist eine Pumpe installiert, so berechnen sich in Abhängigkeit vom Einbauort für

Variante A

$$p_{G,\max} = p_Y - \Delta H_{u} \varrho g + 0,5 \Delta p_{HS} \quad (5.5.-11b)$$

Variante B

$$p_{G,\max} + \Delta p_{HS,P} = p_Y - \Delta H_{u} \varrho g + 0,5 \Delta p_{HS}$$

$$p_{G,\max} = p_Y - \Delta H_{u} \varrho g - 0,5 \Delta p_{HS} \quad (5.5.-11c)$$

Die Grenzdrücke, die sich bei abgesperrten Heizkörperventilen und Pumpenbetrieb ergeben, lauten für

Variante A

$$p_{G,\max} = p_Y - \Delta H_{u} \varrho g \quad [A] \quad (5.5.-11d)$$

Variante B

$$p_{G,\max} = p_Y - \Delta H_{u} \varrho g - \Delta p_{HS,P} \quad [B] \quad (5.5.-11e)$$

Analog dazu gelten für den maximalen Rücklaufdruck bei Anlagenstillstand

$$p_{G',\max} = p_Y - \Delta H_{u} \varrho g \quad [A] \quad (5.5.-12)$$

Anlagenbetrieb

$$p_{G',\max} = p_Y - \Delta H_{u} \varrho g - 0,5 \Delta p_{HS} \quad [C] \quad (5.5.-13a)$$

Bei einem Pumpeneinbau folgt für

Variante A

$$p_{G',\max} - \Delta p_{HS,P} = p_Y - \Delta H_{u} \varrho g - 0,5 \Delta p_{HS}$$

$$p_{G',\max} = p_Y - \Delta H_{u} \varrho g + 0,5 \Delta p_{HS} \quad (5.5.-13b)$$

Variante B

$$p_{G',\max} = p_Y - \Delta H_{u} \varrho g - 0,5 \Delta p_{HS} \quad [B] \quad (5.5.-13c)$$

Sind die Heizkörperventile trotz Pumpenlauf geschlossen, ergeben sich für

Variante A

$$p_{G',\max} = p_Y - \Delta H_{u} \varrho g + \Delta p_{HS,P} \quad (4.4.-13d)$$

Variante B

$$p_{G',\max} = p_Y - \Delta H_{u} \varrho g \quad (5.5.-13e)$$

Die abgeleiteten Werte enthalten noch keinerlei Zuschläge für mögliche Toleranzen. Sie sind in die Größen p_X , p_Y und p_Z entsprechend der Anschlußart gemäß Abschnitt 5.5.3.1. einzuarbeiten.

Allgemein gilt der sicherheitstechnische Grundsatz:

Im Zweifelsfall sind die maximalen Grenzwerte niedriger anzusetzen und die minimalen Grenzwerte zu erhöhen.

Unter diesen Gesichtspunkten wurden die berechneten Vorlauf- und Rücklaufdrücke $p_{G,\min}$, $p_{G',\min}$, $p_{G,\max}$

und $p_{G',max}$ geprüft und vor den Gleichungsnummern gekennzeichnet. Damit sind folgende Beziehungen maßgebend:

- [A] — für Pumpeneinbau nach Variante A
- [B] — für Pumpeneinbau nach Variante B
- [C] — für direkten Anschluß ohne Abnehmerpumpe.

Die bisherigen Untersuchungen sind für ein im Betrieb befindliches Fernwärmenetz ohne Beachtung der Druckverluste in den Anschlüssen durchgeführt worden. Ist eine Abnehmerumwälzpumpe vorhanden, so gelten bei Stillstand des Fernwärmenetzes ebenfalls die gleichen Grenzparameter ([A] und [B]), denn auch bei Stillstand des Netzes kann die Abnehmerpumpe in Betrieb sein. Ist keine Pumpe in der Abnehmeranlage installiert, so erfolgt bei Stillstand des Netzes auch keine Umwälzung im Gebäudesystem. In den mit [C] gekennzeichneten Gleichungen sind deshalb die Differenzdrücke $\Delta p_{HS} = 0$ zu setzen

Im weiteren werden einige typische Abnehmeranlagen vorgestellt. Mit den abgeleiteten Grundgleichungen sind die Grenzdrücke ohne weiteres berechenbar. Dabei ist zu beachten, daß sich die Abnehmerdrücke am Netz oder nach Druckreglern unter Berücksichtigung der Druckverluste in den Anschlußleitungen

$$pa_v = p_G + \Delta p_{av}; \quad pa_R = p_G - \Delta p_{ar} \quad (5.5.-14)$$

ergeben. Detailliert man diese Aussagen, so folgen

$$pa_{v,min} = p_{G,min} + \Delta p_{av} \quad (5.5.-15)$$

$$pa_{R,min} = p_{G',min} - \Delta p_{ar} \quad *(5.5.-16)$$

$$pa_{v,max} = p_{G,max} + \Delta p_{av} \quad *(5.5.-17)$$

$$pa_{R,max} = p_{G',max} - \Delta p_{ar} \quad (5.5.-18)$$

Nach dem formulierten sicherheitstechnischen Grundsatz sind die mit Stern gekennzeichneten Gleichungen genauestens daraufhin zu überprüfen, welche $p_{G',min}$ und $p_{G,max}$ in Kombination mit Δp_{ar} und Δp_{av} verwendet werden müssen.

Direkte Einspeisung ohne Temperatur- und Druckregelung — Druckauflastung durch Vorlauf

Der einfachste Anschluß wird im Bild 5.5.-10 gezeigt. Er enthält keine zusätzliche Umwälzpumpe und Tempe-

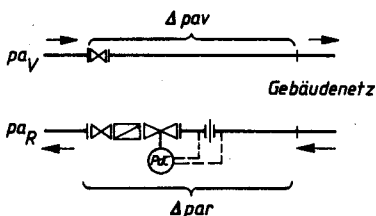


Bild 5.5.-10
Einfachste Form eines direkten Abnehmeranschlusses
Die Druckauflastung erfolgt über den Vorlauf.

raturregelung. Es müssen damit nur noch die Toleranzen der Netzregleinrichtungen beachtet werden.

Minimaler Vorlauf- und Rücklaufdruck. Aus den Gln. (5.5.-7a) und (5.5.-8) folgen

$$pa_{v,min} = p_S(t_v + \Delta t_{Re}) + \Delta p_{Re} + \Delta H \varrho g + 0,5 \Delta p_{HS} + \Delta p_{av} \quad (5.5.-19)$$

$$pa_{R,min} = p_S(t_R) + \Delta p_{Re} + \Delta H' \varrho g \geq 0,15 \text{ MPa} \quad (5.5.-20)$$

Die Gebäude-Vorlauftemperatur t_v ist identisch mit der Netz-Vorlauftemperatur $t_{v,N}$. Für die Gebäude-Rücklauftemperatur t_R ist deren möglicher Höchstwert einzusetzen. Der Rücklaufdruckverlust im Anschlußbereich Δp_{ar} findet keine Berücksichtigung, da sich die ungünstigsten Verhältnisse [C] für abgesperrte Heizflächen ergeben.

Maximaler Vorlauf- und Rücklaufdruck. Ausgehend von den Gln. (5.5.-10) und (5.5.-13a), ergeben sich:

$$pa_{v,max} = pa_B - \Delta p_{Si} - \Delta p_{Re} - \Delta H u \varrho g \quad (5.5.-21)$$

$$pa_{R,max} = pa_B - \Delta p_{Si} - \Delta p_{Re} - \Delta H u \varrho g - 0,5 \Delta p_{HS} - \Delta p_{ar} \quad (5.5.-22)$$

Fundamentalwert ist in beiden Fällen der Anlagenrechnungsdruck pa_B . Der kleinste Wert für $pa_{v,max}$ folgt hier für abgesperrte Heizflächen.

Minimaler und maximaler Ruhedruck. Da die Druckauflastung über den Vorlaufanschluß erfolgt, kann von den Gln. (5.5.-19) und (5.5.-21) ausgegangen werden, wobei infolge Netzstillstand keine hydraulischen Druckverluste auftreten können. Gemäß Abschnitt 5.2.3. sind die Regelungstoleranzen zusammen mit den Druckschwankungen durch Pumpenausfall zu erfassen. Es gelten

$$pa_{0,min} = p_S(t_v + \Delta t_{Re}) + (\Delta p_{Re} + \Delta p_{PA}) + \Delta H \varrho g \quad (5.5.-23)$$

$$pa_{0,max} = pa_B - \Delta p_{Si} - (\Delta p_{Re} + \Delta p_{PA}) - \Delta H u \varrho g \quad (5.5.-24)$$

Direkte Einspeisung mit Temperaturregelung — Druckauflastung durch Vorlauf

Ausgehend vom Schaltbild 5.5.-11, berechnen sich die zutreffenden Grenzwerte aus den den Varianten A und B zugeordneten Gleichungen.

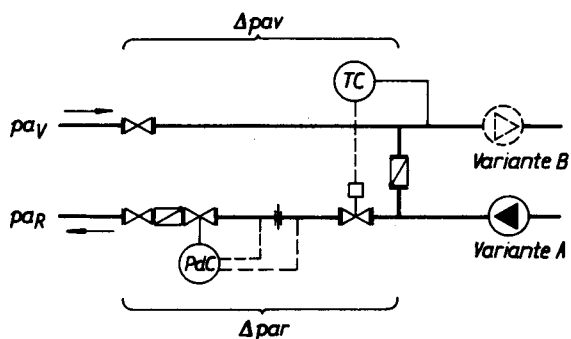


Bild 5.5.-11
Direkter Abnehmeranschluß mit Temperaturregelung
Die Druckauflastung erfolgt über den Vorlauf.

Minimaler Vorlauf- und Rücklaufdruck. Unter Bezugnahme auf die Vorlauftemperatur t_v für die Gebäudeheizungsanlage und die zugehörige Regelungstoleranz $\Delta t_{Re,A}$ ergeben sich schaltungsabhängig

Variante A:

$$pa_{v,\min} = p_s(t_v + \Delta t_{re,A}) + \Delta p_{re} + \Delta H \varrho g + 0,5 \Delta p_{HS} + \Delta p_{av} \quad (5.5.-25)$$

$$pa_{r,\min} = p_s(t_r) + \Delta p_{re} + \Delta H' \varrho g + \Delta p_{HS,P} \geq 0,15 \text{ MPa} \quad (5.5.-26)$$

Variante B:

$$pa_{v,\min} = p_s(t_v + \Delta t_{re,A}) + \Delta p_{re} + \Delta H \varrho g \quad (5.5.-27)$$

oder

$$pa_{v,\min} = p_s(t_v + \Delta t_{re,A}) + \Delta p_{re} + \Delta H \varrho g - 0,5 \Delta p_{HS} + \Delta p_{av} \quad (5.5.-27 a)$$

$$pa_{r,\min} = p_s(t_r) + \Delta p_{re} + \Delta H' \varrho g \geq 0,15 \text{ MPa} \quad (5.5.-28)$$

Kurz vor Einbindung der Beimischleitung steht noch die Netztemperatur an. Daraus resultiert die Forderung

$$pa_{v,\min} = p_s(t_{v,N} + \Delta t_{re}) + \Delta p_{re} + \Delta p_{av} \quad (5.5.-29)$$

(Wäre zwischen Anschluß der Gebäudeanlage und Einbindung der Beimischleitung noch eine Höhendifferenz, so müßte der zugehörige Druck noch berücksichtigt werden.)

Der Höchstwert aus den Gln. (5.5.-25) oder (5.5.-27) und (5.5.-29) ist für die weiteren Betrachtungen verbindlich.

Maximaler Vorlauf- und Rücklaufdruck.

Variante A

$$pa_{v,\max} = pa_B - \Delta p_{Si} - \Delta p_{re} - \Delta H u \varrho g \quad (5.5.-30)$$

$$pa_{r,\max} = pa_B - \Delta p_{Si} - \Delta p_{re} - \Delta H u \varrho g \quad (5.5.-31)$$

oder

$$pa_{r,\max} = pa_B - \Delta p_{Si} - \Delta p_{re} - \Delta H u \varrho g + 0,5 \Delta p_{HS} - \Delta p_{ar} \quad (5.5.-31 a)$$

Variante B

$$pa_{v,\max} = pa_B - \Delta p_{Si} - \Delta p_{re} - \Delta H u \varrho g - \Delta p_{HS,P} \quad (5.5.-32)$$

$$pa_{r,\max} = pa_B - \Delta p_{Si} - \Delta p_{re} - \Delta H u \varrho g - 0,5 \Delta p_{HS} - \Delta p_{ar} \quad (5.5.-33)$$

Minimaler und maximaler Ruhedruck. Da wiederum eine Vorlaufdruckauflastung erfolgt, ist von den Gln. (5.5.-25), (5.5.-27), (5.5.-29), (5.5.-30) und (5.5.-32) auszugehen. Die hydraulischen Druckverluste sind dabei Null. Es gelten für die Varianten A und B

$$pa_{0,\min} = p_s(t_v + \Delta t_{re,A}) + (\Delta p_{re} + \Delta p_{PA}) + \Delta H \varrho g \quad (5.5.-34)$$

oder

$$pa_{0,\min} = p_s(t_{v,N} + \Delta t_{re}) + (\Delta p_{re} + \Delta p_{PA}) \quad (5.5.-34 a)$$

$$pa_{0,\max} = pa_B - \Delta p_{Si} - (\Delta p_{re} + \Delta p_{PA}) - \Delta H u \varrho g \quad (5.5.-35)$$

Direkte Einspeisung mit Temperatur- und Druckregelung — Druckauflastung durch Vorlauf

Schaltungsmöglichkeiten sind in den Bildern 5.5.-12 bis 5.5.-14 dargestellt. Sie unterscheiden sich durch die

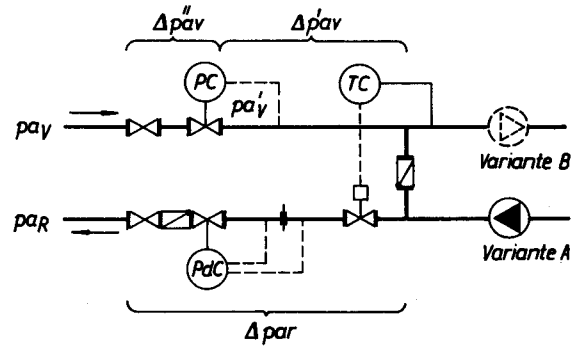


Bild 5.5.-12
Direkter Abnehmeranschluß mit Temperatur- und Vorlaufdruckregelung
Die Druckauflastung erfolgt über den Vorlauf.

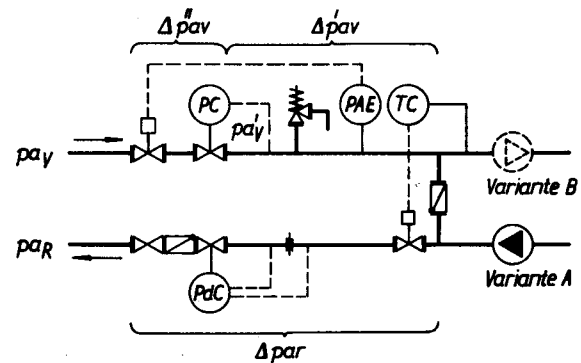


Bild 5.5.-13
Direkter Abnehmeranschluß mit Temperatur- und Vorlaufdruckregelung sowie Druckbegrenzung durch Absperrung und Sicherheitsventil
Die Druckauflastung erfolgt über den Vorlauf.

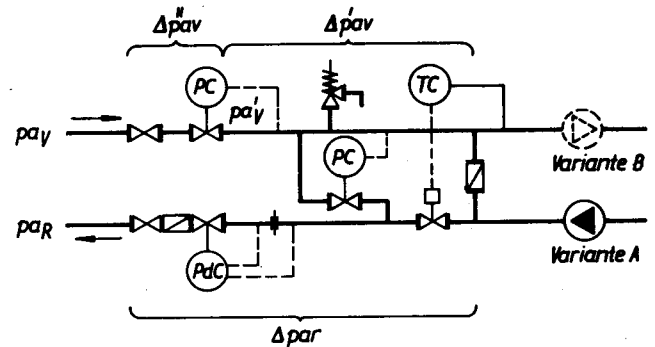


Bild 5.5.-14
Direkter Abnehmeranschluß mit Temperatur- und Vorlaufdruckregelung sowie Druckbegrenzung durch Überströmung und Sicherheitsventil
Die Druckauflastung erfolgt über den Vorlauf.

Druckabsicherung. Im ersten Fall erfolgt nur eine Druckregelung, damit der Temperaturregelkreis günstigere Arbeitsbedingungen erhält. Bei einem Versagen der Druckregelung würde der zulässige Druck für die Gebäudeanlage nicht überschritten. Dies trifft nicht für die Schaltungen in den Bildern 5.5.-13 und 5.5.-14 zu. Deshalb mußten dort Sicherheitsventile, die den maximal zulässigen Anlagendruck garantieren, eingebaut werden. Um Wasserverluste durch das Sicherheitsventil zu vermeiden, gibt es verschiedene Lösungsvarianten. Im Bild 5.5.-13 ist eine Schaltung, die bei Drucküberschreitung den Vorlauf der Station vom Netz trennt, eingetragen. Bild 5.5.-14 zeigt eine Überströmung zum Druckabbau vom Vor- zum Rücklauf, die vor dem Sicherheitsventil ansprechen sollte.

Infolge der stationseigenen Druckregelung ist die Toleranz $\Delta p_{Re,A}$ in den Berechnungsgleichungen für den Vorlauf zu verwenden. Für den Rücklauf wird näherungsweise Δp_{Re} beibehalten. Es müssen schrittweise erst die Mindestdrücke nach dem Druckminderer pa'_v unter Beachten des hydraulischen Druckverlustes $\Delta pav'$ und danach pa_v unter weiterer Berücksichtigung von $\Delta pav''$ bestimmt werden. Es sind dazu die Gleichungen (5.5.-15) bis (5.5.-18) sinngemäß zu verwenden.

Minimaler Vorlauf- und Rücklaufdruck.

Variante A

$$pa'_{v,min} = p_S(t_V + \Delta t_{Re,A}) + \Delta p_{Re,A} + \Delta H \varrho g + 0,5 \Delta p_{HS} + \Delta pav' \quad (5.5.-36)$$

$$pa_{v,min} = p_S(t_V + \Delta t_{Re,A}) + \Delta p_{Re,A} + \Delta H \varrho g + 0,5 \Delta p_{HS} + \Delta pav' + \Delta pav'' \quad (5.5.-37)$$

$$pa_{R,min} = p_S(t_R) + \Delta p_{Re} + \Delta H' \varrho g + \Delta p_{HS,P} \geq 0,15 \text{ MPa} \quad (5.5.-38)$$

Variante B

$$pa'_{v,min} = p_S(t_V + \Delta t_{Re,A}) + \Delta p_{Re,A} + \Delta H \varrho g \quad (5.5.-39)$$

oder

$$pa'_{v,min} = p_S(t_V + \Delta t_{Re,A}) + \Delta p_{Re,A} + \Delta H \varrho g - 0,5 \Delta p_{HS} + \Delta pav' \quad (5.5.-39a)$$

$$pa_{v,min} = p_S(t_V + \Delta t_{Re,A}) + \Delta p_{Re,A} + \Delta H \varrho g \quad (5.5.-40)$$

oder

$$pa_{v,min} = p_S(t_V + \Delta t_{Re,A}) + \Delta p_{Re,A} + \Delta H \varrho g - 0,5 \Delta p_{HS} + \Delta pav' + \Delta pav'' \quad (5.5.-40a)$$

$$pa_{R,min} = p_S(t_R) + \Delta p_{Re} + \Delta H' \varrho g \geq 0,15 \text{ MPa} \quad (5.5.-41)$$

Zusätzlich ist noch zu überprüfen, ob die Forderung für den druckreduzierten Primärstrom eventuell einen höheren Mindestdruck bedingt. Sie lautet:

$$pa_{v,min} = p_S(t_{V,N} + \Delta t_{Re}) + \Delta p_{Re,A} + \Delta pav' + \Delta pav'' \quad (5.5.-42)$$

Für die Schaltung nach Bild 5.5.-14 gilt für den Rücklauf analog

$$pa_{R,min} = p_S(t_{V,N} + \Delta t_{Re}) + \Delta p_{Re} \quad (5.5.-42a)$$

Maximaler Vorlauf- und Rücklaufdruck

Variante A

$$pa'_{v,max} = pa_B - \Delta p_{Si} - \Delta p_{Re,A} - \Delta H u \varrho g \quad (5.5.-43)$$

$$pa_{v,max} = pa_B - \Delta p_{Si} - \Delta p_{Re,A} - \Delta H u \varrho g + \Delta pav''_{max} \quad (5.5.-44)$$

$$pa_{R,max} = pa_B - \Delta p_{Si} - \Delta p_{Re} - \Delta H u \varrho g \quad (5.5.-45)$$

oder

$$pa_{R,max} = pa_B - \Delta p_{Si} - \Delta p_{Re} - \Delta H u \varrho g + 0,5 \Delta p_{HS} - \Delta par \quad (5.5.-45a)$$

Variante B

$$pa'_{v,max} = pa_B - \Delta p_{Si} - \Delta p_{Re,A} - \Delta H u \varrho g - \Delta p_{HS,P} \quad (5.5.-46)$$

$$pa_{v,max} = pa_B - \Delta p_{Si} - \Delta p_{Re,A} - \Delta H u \varrho g - \Delta p_{HS,P} + \Delta pav''_{max} \quad (5.5.-47)$$

$$pa_{R,max} = pa_B - \Delta p_{Si} - \Delta p_{Re} - \Delta H u \varrho g - 0,5 \Delta p_{HS} - \Delta par \quad (5.5.-48)$$

Für den Druckverlust $\Delta pav''_{max}$ ist die maximal zulässige Druckdifferenz über dem Druckminderer bei Dichtschluß bzw. bei einer abführbaren Leckrate einzusetzen.

Minimaler und maximaler Ruhedruck. Die Druckauflastung erfolgt über den Vorlauf. Da der Rücklauf aber bei Stillstand des Netzes bei den angegebenen Schaltungen nicht zwangsläufig abgesperrt wird und der Netzdruck im Vor- und Rücklauf gleich ist, würde selbst ein dichtschießendes Druckminderventil einen Druckanstieg im Heizungssystem nicht verhindern können. Deshalb werden alle hydraulischen Druckverluste und $\Delta pav''_{max}$ Null gesetzt. Dies bedeutet, daß der Betriebsdruck im Netzvorlauf zwar über dem zulässigen Druck im Abnehmersystem liegen, der Ruhedruck im Netz jedoch den zulässigen Wert des nachgeschalteten Systems nicht überschreiten darf. Unter Beachtung möglicher instationärer Druckschwankungen infolge Pumpenausfall wird, wie im Abschnitt 5.2.3. vereinbart, der komplexe Wert $(\Delta p_{Re} + \Delta p_{PA})$ in Rechnung gestellt. Es gelten:

$$pa_{0,min} = p_S(t_V + \Delta t_{Re,A}) + (\Delta p_{Re} + \Delta p_{PA}) + \Delta H \varrho g \quad (5.5.-49)$$

oder

$$pa_{0,min} = p_S(t_{V,N} + \Delta t_{Re}) + (\Delta p_{Re} + \Delta p_{PA}) \quad (5.5.-49a)$$

$$pa_{0,max} = pa_B - \Delta p_{Si} - (\Delta p_{Re} + \Delta p_{PA}) - \Delta H u \varrho g \quad (5.5.-50)$$

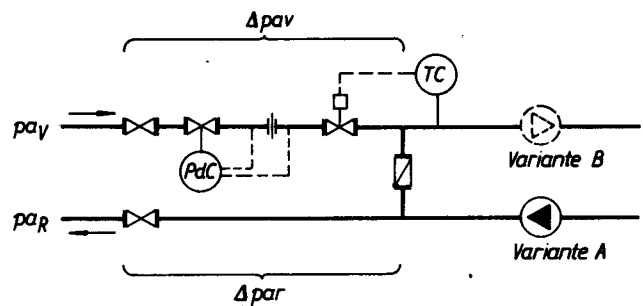


Bild 5.5.-15
Direkter Abnehmeranschluß mit Temperaturregelung
Die Druckauflastung erfolgt über den Rücklauf.

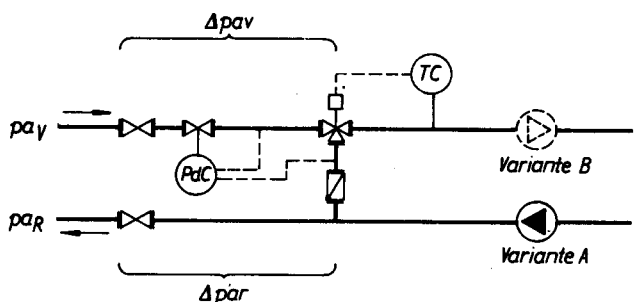


Bild 5.5.-16
Direkter Abnehmeranschluß mit Temperaturregelung (Zweiwegventil als Stellglied)
Die Druckauflastung erfolgt über den Rücklauf.

Direkte Einspeisung mit Temperaturregelung — Druckauflastung durch Rücklauf

Die in den Bildern 5.5.-15 und 5.5.-16 dargestellten Schaltungen sind bezüglich der Druckauflastung die Umkehr des Bildes 5.5.-11. Es gelten auch für diese Schaltung die Gln. (5.5.-25) bis (5.5.-35). An die Stelle der Gl. (5.5.-29) tritt jedoch die Forderung

$$pa_{R,\min} = p_S(t_{V,N} + \Delta t_{Re}) + \Delta p_{Re} \quad (5.5.-51)$$

(Vorhandene Höhendifferenzen sind noch zu berücksichtigen.)

Direkte Einspeisung mit Temperatur- und zweifacher Druckregelung — Druckauflastung durch Vorlauf

Eine umfassende Schaltung für eine Hausanschlußstation wird im Bild 5.5.-17 gezeigt. Im Vorlauf wird durch einen Nachdruckregler auf einen vorgegebenen Anlagendruck reduziert, und im Rücklauf sorgt ein Vordruckregler für einen Mindestdruck.

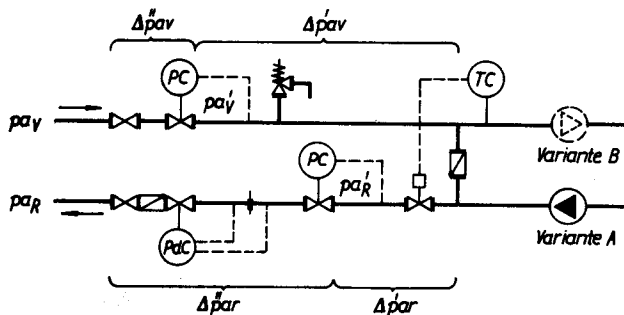


Bild 5.5.-17

Direkter Abnehmeranschluß mit Temperatur-, Vorlaufnachdruck- und Rücklaufvordruckregelung sowie Druckbegrenzung durch Sicherheitsventil

Die Druckauflastung erfolgt über den Vorlauf. Der Rücklauf sei bei Netzstillstand automatisch abgesperrt.

Die Bestimmungsgleichungen für die Grenzdrücke sind teilweise mit den Gln. (5.5.-36) bis (5.5.-48) identisch.

Minimaler Vorlauf- und Rücklaufdruck

Variante A

$$pa'_{V,\min} = p_S(t_V + \Delta t_{Re,A}) + \Delta p_{Re,A} + \Delta H \varrho g + 0,5 \Delta p_{HS} + \Delta pav' \quad (5.5.-52)$$

$$pa_{V,\min} = p_S(t_V + \Delta t_{Re,A}) + \Delta p_{Re,A} + \Delta H \varrho g + 0,5 \Delta p_{HS} + \Delta pav' + \Delta pav'' \quad (5.5.-53)$$

$$pa'_{R,\min} = p_S(t_R) + \Delta p_{Re,A} + \Delta H' \varrho g + \Delta p_{HS,P} \quad (5.5.-54)$$

$$pa_{R,\min} = p_S(t_R) + \Delta p_{Re} \geq 0,15 \text{ MPa} \quad (5.5.-55)$$

Variante B

$$pa'_{V,\min} = p_S(t_V + \Delta t_{Re,A}) + \Delta p_{Re,A} + \Delta H \varrho g \quad (5.5.-56)$$

$$pa'_{V,\min} = p_S(t_V + \Delta t_{Re,A}) + \Delta p_{Re,A} + \Delta H \varrho g - 0,5 \Delta p_{HS} + \Delta pav' \quad (5.5.-56a)$$

$$pa_{V,\min} = p_S(t_V + \Delta t_{Re,A}) + \Delta p_{Re,A} + \Delta H \varrho g \quad (5.5.-57)$$

oder

$$pa_{V,\min} = p_S(t_V + \Delta t_{Re,A}) + \Delta p_{Re,A} + \Delta H \varrho g - 0,5 \Delta p_{HS} + \Delta pav' + \Delta pav'' \quad (5.5.-57a)$$

$$pa'_{R,\min} = p_S(t_R) + \Delta p_{Re,A} + \Delta H' \varrho g \quad (5.5.-58)$$

$$pa_{R,\min} = p_S(t_R) + \Delta p_{Re} \geq 0,15 \text{ MPa} \quad (5.5.-59)$$

Für beide Varianten ist zusätzlich die Bedingung

$$pa_{V,\min} = p_S(t_{V,N} + \Delta t_{Re}) + \Delta p_{Re,A} + \Delta pav' + \Delta pav'' \quad (5.5.-60)$$

zu prüfen. Der höchste Mindestdruck muß realisiert werden.

Maximaler Vorlauf- und Rücklaufdruck

Variante A

$$pa'_{V,\max} = pa_B - \Delta p_{Si} - \Delta p_{Re,A} - \Delta H u \varrho g \quad (5.5.-61)$$

$$pa_{V,\max} = pa_B - \Delta p_{Si} - \Delta p_{Re,A} - \Delta H u \varrho g + \Delta pav''_{\max} \quad (5.5.-62)$$

$$pa'_{R,\max} = pa_B - \Delta p_{Si} - \Delta p_{Re,A} - \Delta H u \varrho g \quad (5.5.-63)$$

oder

$$pa'_{R,\max} = pa_B - \Delta p_{Si} - \Delta p_{Re,A} - \Delta H u \varrho g + 0,5 \Delta p_{HS} - \Delta par' \quad (5.5.-63a)$$

$$pa_{R,\max} = pa_B - \Delta p_{Si} - \Delta p_{Re,A} - \Delta H u \varrho g \quad (5.5.-64)$$

oder

$$pa_{R,\max} = pa_B - \Delta p_{Si} - \Delta p_{Re,A} - \Delta H u \varrho g + 0,5 \Delta p_{HS} - \Delta par' - \Delta par'' \quad (5.5.-64a)$$

Variante B

$$pa'_{V,\max} = pa_B - \Delta p_{Si} - \Delta p_{Re,A} - \Delta H u \varrho g - \Delta p_{HS,P} \quad (5.5.-65)$$

$$pa_{V,\max} = pa_B - \Delta p_{Si} - \Delta p_{Re,A} - \Delta H u \varrho g - \Delta p_{HS,P} + \Delta pav''_{\max} \quad (5.5.-66)$$

$$pa'_{R,\max} = pa_B - \Delta p_{Si} - \Delta p_{Re,A} - \Delta H u \varrho g - 0,5 \Delta p_{HS} - \Delta par' \quad (5.5.-67)$$

$$pa_{R,\max} = pa_B - \Delta p_{Si} - \Delta p_{Re,A} - \Delta H u \varrho g - 0,5 \Delta p_{HS} - \Delta par' - \Delta par'' \quad (5.5.-68)$$

Für $\Delta pav''_{\max}$ ist die maximal zulässige Druckdifferenz über dem Druckminderer bei Dichtschluß bzw. bei einer abführbaren Leckrate einzusetzen. $\Delta par''$ entspricht dem Mindestdruckverlust bei maximalem Durchsatz.

Minimaler und maximaler Ruhedruck. Wenn keine dichtschießenden Druckregler verfügbar sind, dann gelten die durch die Gln. (5.5.-49) bis (5.5.-50) bestimmten Grenzruhedrücke. Können dagegen dichtschießende Regelungen zum Einsatz kommen, dann lauten die Forderungen:

$$pa_{0,\min} = p_S(t_V + \Delta t_{Re,A}) + (\Delta p_{Re,A} + \Delta p_{PA}) + \Delta H \varrho g \quad (5.5.-69)$$

oder

$$pa_{0,\min} = p_S(t_{V,N} + \Delta t_{Re}) + (\Delta p_{Re,A} + \Delta p_{PA}) \quad (5.5.-69a)$$

$$pa_{0,\max} = pa_B - \Delta p_{Si} - (\Delta p_{Re,A} + \Delta p_{PA}) - \Delta H u \varrho g + \Delta pav''_{\max} \quad (5.5.-70)$$

Für $\Delta p_{av}''_{max}$ gilt das vorher Gesagte. Die Druckschwankungen Δp_{PA} wurden sicherheitshalber aufgenommen, da eventuell damit gerechnet werden muß, daß die sich mit Schallgeschwindigkeit ausbreitenden Druckstöße nahezu unbeeinflusst die in der Anschlußstation vorhandenen Regeleinrichtungen passieren.

Indirekte Einspeisung mit Temperaturregelung — Druckauflastung durch Vorlauf

Im Bild 5.5.-18 ist die Abnehmeranlage — in zwei Abschnitte zerlegt — dargestellt. Der erste entspricht der Übergabestation analog Bild 5.5.-10 und der zweite Abschnitt dem nachgeschalteten Heizungssystem gemäß Bild 5.5.-9. Werden die Bezeichnungen auch entsprechend diesen Darstellungen gewählt, so gelten für die Grenzdrücke die Gln. (5.5.-19) bis (5.5.-24) im vollen Umfang.

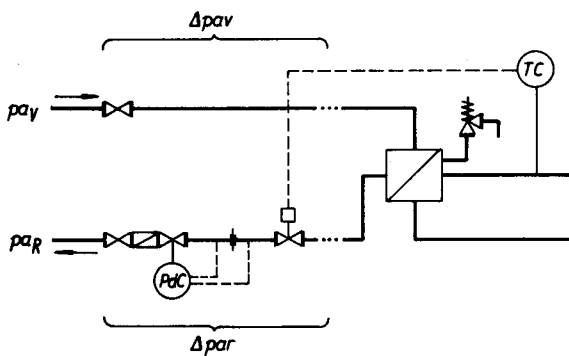


Bild 5.5.-18
Indirekter Abnehmeranschluß mit Temperaturregelung
Die Druckauflastung erfolgt über den Vorlauf.

5.5.3.3. Beispiele

Beispiel 1

Ein Netz versorgt eine Hausanschlußstation, die nach Bild 5.5.-11 geschaltet ist, mit einer Temperatur $t_{v,N} = 130 \text{ }^\circ\text{C}$. Die Gebäudeanlage der Druckstufe PN 10 zeichnet sich durch $\Delta H = 30 \text{ m}$; $\Delta H' = 28 \text{ m}$; $\Delta H_u = 0$ aus. Die Auslegungsparameter betragen: $t_v = 110 \text{ }^\circ\text{C}$; $t_r = 70 \text{ }^\circ\text{C}$; $\Delta p_{HS} = 0,04 \text{ MPa}$; $\Delta p_{av} = 0,003 \text{ MPa}$; $\Delta p_{ar} = 0,025 \text{ MPa}$. Die Umwälzpumpe befindet sich im Rücklauf (Variante A). Ihr Förderdruck sei beim Förderstrom Null $\Delta p_{HS,P} = 0,05 \text{ MPa}$ und im Auslegungsfall $\Delta p_{HS,P} = \Delta p_{HS} = 0,04 \text{ MPa}$. Für die Toleranzen sind die Werte $\Delta p_{Re} = 0,03 \text{ MPa}$; $\Delta p_{Si} = 0,05 \text{ MPa}$; $\Delta t_{Re} = 2 \text{ K}$; $\Delta t_{Re,A} = 5 \text{ K}$ anzunehmen.

Es sind die Grenzdrücke für ein

- a) Einrohrsystem mit Umgehungsstrecken
- b) Zweirohrsystem mit Thermostatventilen zu bestimmen.

Lösung

Vorab werden die zutreffenden Sättigungsdrücke plus mögliche Druckabweichungen aus der Tabelle 5.5.-1 abgelesen. Es gelten:

$$p_s(110 \text{ }^\circ\text{C} + 5 \text{ K}) + 0,03 \text{ MPa} = 0,20 \text{ MPa}$$

$$p_s(130 \text{ }^\circ\text{C} + 2 \text{ K}) + 0,03 \text{ MPa} = 0,32 \text{ MPa}$$

$$p_s(70 \text{ }^\circ\text{C}) + 0,03 \text{ MPa} = 0,13 \text{ MPa}$$

Die minimalen Vorlauf- und Rücklaufdrücke ergeben sich nach

Gl. (5.5.-25)

$$p_{aV,min} = (0,20 + 30 \cdot 950 \cdot 9,81 \cdot 10^{-6} + 0,5 \cdot 0,04 + 0,003) \text{ MPa} = 0,503 \text{ MPa}$$

Gl. (5.5.-29)

$$p_{aV,min} = (0,32 + 0,003) \text{ MPa} = 0,323 \text{ MPa}$$

Gl. (5.5.-26) Einrohrheizung

$$p_{aR,min} = (0,20 + 28 \cdot 950 \cdot 9,81 \cdot 10^{-6} + 0,05) \text{ MPa} = 0,511 \text{ MPa}$$

Zweirohrheizung

$$p_{aR,min} = (0,13 + 28 \cdot 980 \cdot 9,81 \cdot 10^{-6} + 0,05) \text{ MPa} = 0,449 \text{ MPa}$$

Die maximalen Vorlauf- und Rücklaufdrücke folgen unter Beachten, daß PN 10 dem Absolutdruck 1,1 MPa entspricht, aus

Gl. (5.5.-30)

$$p_{aV,max} = (1,1 - 0,05 - 0,03 - 0) \text{ MPa} = 1,020 \text{ MPa}$$

Gl. (5.5.-31)

$$p_{aR,max} = (1,1 - 0,05 - 0,03 - 0) \text{ MPa} = 1,020 \text{ MPa}$$

Gl. (5.5.-31 a)

$$p_{aR,max} = (1,1 - 0,05 - 0,03 - 0 + 0,5 \cdot 0,04 - 0,025) \text{ MPa} = 1,015 \text{ MPa}$$

Der minimale und maximale Ruhedruck berechnet sich, aufbauend auf Abschnitt 5.2.3., mit $\Delta p_{Re} + \Delta p_{PA} = 0,03 \text{ MPa}$ aus

Gl. (5.5.-34)

$$p_{a0,min} = (0,20 + 30 \cdot 950 \cdot 9,81 \cdot 10^{-6}) \text{ MPa} = 0,480 \text{ MPa}$$

Gl. (5.5.-34 a)

$$p_{a0,min} = 0,32 \text{ MPa}$$

Gl. (5.5.-35)

$$p_{a0,max} = (1,1 - 0,05 - 0,03 - 0) \text{ MPa} = 1,020 \text{ MPa}$$

Zur anschaulichen Darstellung sind die berechneten Grenzwerte im Bild 5.5.-19 eingetragen. Die dicken Strecken kennzeichnen die zulässigen Druckbereiche, die von den realen Abnehmerdrücken ausgefüllt werden dürfen.

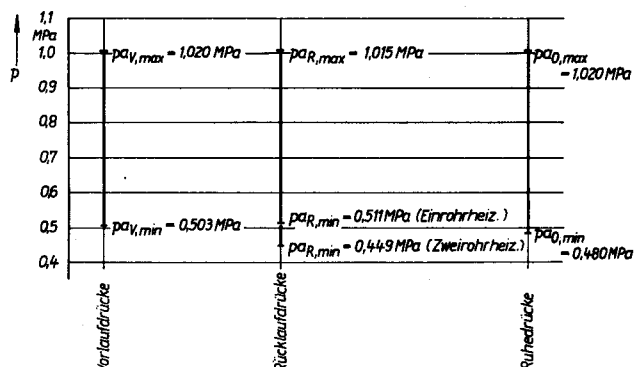


Bild 5.5.-19
Grafische Darstellung der Abnehmer-Grenzdrücke (Beispiel 1)

Beispiel 2

Ein Wohngebäude wird über eine Station nach Schaltbild 5.5.-13 angeschlossen. Die Gebäudeinstallation — eine Zweirohrheizung — habe die Druckstufe PN 6. Die weiteren Parameter entsprechen dem Beispiel 1. Ergänzend gelte:

$$\Delta p_{\text{Re, A}} = 0,02 \text{ MPa}; \quad \Delta p_{\text{av}'} \approx 0;$$

$$\Delta p_{\text{av}''} = 0,05 \text{ MPa}; \quad \Delta p_{\text{av}''_{\text{max}}} = 0,5 \text{ MPa}.$$

Es sind die zulässigen Grenzdrücke zu bestimmen, wenn bei Variante A die Pumpe im Rücklauf und bei Variante B die Pumpe im Vorlauf angeordnet ist.

Lösung

Zunächst werden aus der Tabelle 5.5.-1 die Summen aus Sättigungsdruck und Regelungstoleranz abgelesen. Sie lauten:

$$p_{\text{S}}(110 \text{ °C} + 5 \text{ K}) + 0,02 \text{ MPa} = 0,19 \text{ MPa}$$

$$p_{\text{S}}(110 \text{ °C} + 5 \text{ K}) + 0,03 \text{ MPa} = 0,20 \text{ MPa}$$

$$p_{\text{S}}(130 \text{ °C} + 2 \text{ K}) + 0,02 \text{ MPa} = 0,31 \text{ MPa}$$

$$p_{\text{S}}(130 \text{ °C} + 2 \text{ K}) + 0,03 \text{ MPa} = 0,32 \text{ MPa}$$

$$p_{\text{S}}(70 \text{ °C}) + 0,03 \text{ MPa} = 0,13 \text{ MPa}.$$

Variante A. Die minimalen Vorlauf- und Rücklaufdrücke berechnen sich an Hand der Gl. (5.5.-36)

$$p_{\text{a}'_{\text{V, min}}} = (0,19 + 30 \cdot 950 \cdot 9,81 \cdot 10^{-6} + 0,5 \cdot 0,04 + 0) \text{ MPa} = 0,490 \text{ MPa}$$

Gl. (5.5.-37)

$$p_{\text{a}_{\text{V, min}}} = 0,490 \text{ MPa} + 0,05 \text{ MPa} = 0,540 \text{ MPa}$$

Gl. (5.5.-42)

$$p_{\text{a}_{\text{V, min}}} = (0,31 + 0 + 0,05) \text{ MPa} = 0,36 \text{ MPa}$$

Gl. (5.5.-38)

$$p_{\text{a}_{\text{R, min}}} = (0,13 + 28 \cdot 980 \cdot 9,81 \cdot 10^{-6} + 0,05) \text{ MPa} = 0,449 \text{ MPa}.$$

Die maximalen Vorlauf- und Rücklaufdrücke folgen aus Gl. (5.5.-43)

$$p_{\text{a}'_{\text{V, max}}} = (0,7 - 0,05 - 0,02 - 0) \text{ MPa} = 0,63 \text{ MPa}$$

Gl. (5.5.-44)

$$p_{\text{a}_{\text{V, max}}} = 0,63 \text{ MPa} + 0,5 \text{ MPa} = 1,13 \text{ MPa}$$

Gl. (5.5.-45)

$$p_{\text{a}_{\text{R, max}}} = (0,7 - 0,05 - 0,03 - 0) \text{ MPa} = 0,62 \text{ MPa}$$

Gl. (5.5.-45 a)

$$p_{\text{a}_{\text{R, max}}} = (0,62 + 0,5 \cdot 0,04 - 0,025) \text{ MPa} = 0,615 \text{ MPa}.$$

Variante B. Für die minimalen Vorlauf- und Rücklaufdrücke gelten

Gl. (5.5.-39)

$$p_{\text{a}'_{\text{V, min}}} = (0,19 + 30 \cdot 950 \cdot 9,81 \cdot 10^{-6}) \text{ MPa} = 0,470 \text{ MPa}$$

Gl. (5.5.-39 a)

$$p_{\text{a}'_{\text{V, min}}} = (0,470 - 0,5 \cdot 0,04 + 0) \text{ MPa} = 0,450 \text{ MPa}$$

Gl. (5.5.-40)

$$p_{\text{a}_{\text{V, min}}} = 0,470 \text{ MPa}$$

Gl. (5.5.-40 a)

$$p_{\text{a}_{\text{V, min}}} = (0,470 \text{ MPa} - 0,5 \cdot 0,04 + 0 + 0,05) \text{ MPa} = 0,500 \text{ MPa}$$

Gl. (5.5.-42)

$$p_{\text{a}_{\text{V, min}}} = 0,36 \text{ MPa}$$

Gl. (5.5.-41)

$$p_{\text{a}_{\text{R, min}}} = (0,13 + 28 \cdot 980 \cdot 9,81 \cdot 10^{-6}) \text{ MPa} = 0,399 \text{ MPa}.$$

Die maximalen Vorlauf- und Rücklaufdrücke lassen sich ermitteln aus

Gl. (5.5.-46)

$$p_{\text{a}'_{\text{V, max}}} = (0,7 - 0,05 - 0,02 - 0 - 0,05) \text{ MPa} = 0,58 \text{ MPa}$$

Gl. (5.5.-47)

$$p_{\text{a}_{\text{V, max}}} = (0,58 + 0,5) \text{ MPa} = 1,08 \text{ MPa}$$

Gl. (5.5.-48)

$$p_{\text{a}_{\text{R, max}}} = (0,7 - 0,05 - 0,03 - 0 - 0,5 \cdot 0,04 - 0,025) \text{ MPa} = 0,575 \text{ MPa}.$$

Die minimal und maximal zulässigen Ruhedrucke berechnen sich für beide Varianten nach

Gl. (5.5.-49)

$$p_{\text{a}_{\text{0, min}}} = (0,20 + 30 \cdot 950 \cdot 9,81 \cdot 10^{-6}) \text{ MPa} = 0,480 \text{ MPa}$$

Gl. (5.5.-49 a)

$$p_{\text{a}_{\text{0, min}}} = 0,32 \text{ MPa}$$

Gl. (5.5.-50)

$$p_{\text{a}_{\text{0, max}}} = (0,7 - 0,05 - 0,03 - 0) \text{ MPa} = 0,62 \text{ MPa}.$$

Alle Ergebnisse sind im Bild 5.5.-20 veranschaulicht.

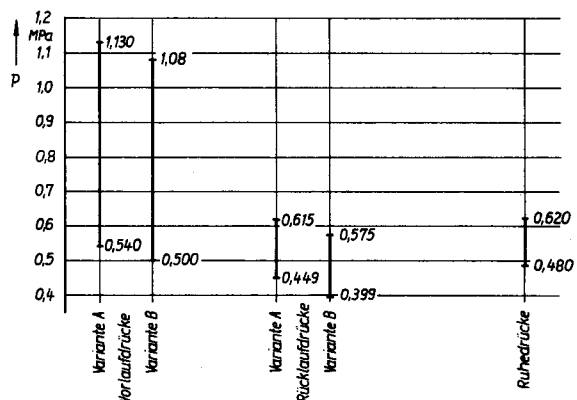


Bild 5.5.-20
Grafische Darstellung der Abnehmer-Grenzdrücke (Beispiel 2)

Beispiel 3

Die im Beispiel 2 durchgerechnete Variante A ist für eine Schaltung nach Bild 5.5.-17 zu lösen. Für den Rücklauf

der Anschlußstation mögen die Anteile $\Delta p_{ar}' = 0,02$ MPa und $\Delta p_{ar}'' = 0,05$ MPa gelten.

Lösung

Die minimalen Vorlauf- und Rücklaufdrücke können teilweise dem Beispiel 2 entnommen werden. Es gelten

$$\text{Gl. (5.5.-52)}$$

$$pa'_{V, \min} = 0,490 \text{ MPa}$$

$$\text{Gl. (5.5.-53)}$$

$$pa_{V, \min} = 0,540 \text{ MPa}$$

$$\text{Gl. (5.5.-60)}$$

$$pa_{V, \min} = 0,360 \text{ MPa}$$

$$\text{Gl. (5.5.-54)}$$

$$pa'_{R, \min} = (0,12 + 28 \cdot 980 \cdot 9,81 \cdot 10^{-6} + 0,05) \text{ MPa} \\ = 0,439 \text{ MPa}$$

$$\text{Gl. (5.5.-55)}$$

$$pa_{R, \min} = 0,15 \text{ MPa}$$

In ähnlicher Weise gibt es auch zahlreiche Bezugspunkte bei der Bestimmung der maximalen Vorlauf- und Rücklaufdrücke zum Beispiel 2. Es folgen

$$\text{Gl. (5.5.-61)}$$

$$pa'_{V, \max} = 0,63 \text{ MPa}$$

$$\text{Gl. (5.5.-62)}$$

$$pa_{V, \max} = 1,13 \text{ MPa}$$

$$\text{Gl. (5.5.-63)}$$

$$pa'_{R, \max} = (0,7 - 0,05 - 0,02 - 0) \text{ MPa} = 0,63 \text{ MPa}$$

$$\text{Gl. (5.5.-63 a)}$$

$$pa'_{R, \max} = (0,63 + 0,5 \cdot 0,04 - 0,02) \text{ MPa} = 0,63 \text{ MPa}$$

$$\text{Gl. (5.5.-64)}$$

$$pa_{R, \max} = 0,63 \text{ MPa}$$

$$\text{Gl. (5.5.-64 a)}$$

$$pa_{R, \max} = (0,63 - 0,05) \text{ MPa} = 0,58 \text{ MPa}$$

Unter Annahme, daß die eingesetzten Regelarmaturen dichtschließend sind, gelten für die minimalen und maximalen Ruhedrucke

$$\text{Gl. (5.5.-69)}$$

$$pa_{0, \min} = 0,480 \text{ MPa}$$

$$\text{Gl. (5.5.-69 a)}$$

$$pa_{0, \min} = 0,32 \text{ MPa}$$

$$\text{Gl. (5.5.-70)}$$

$$pa_{0, \max} = (0,7 - 0,05 - 0,03 - 0 + 0,5) \text{ MPa} \\ = 1,12 \text{ MPa}$$

Die Zusammenstellung der Ergebnisse findet sich im Bild 5.5.-21. Die Ergebnisse beziehen sich auf die Drücke im Fernwärmesystem und im Gebäudenetz.

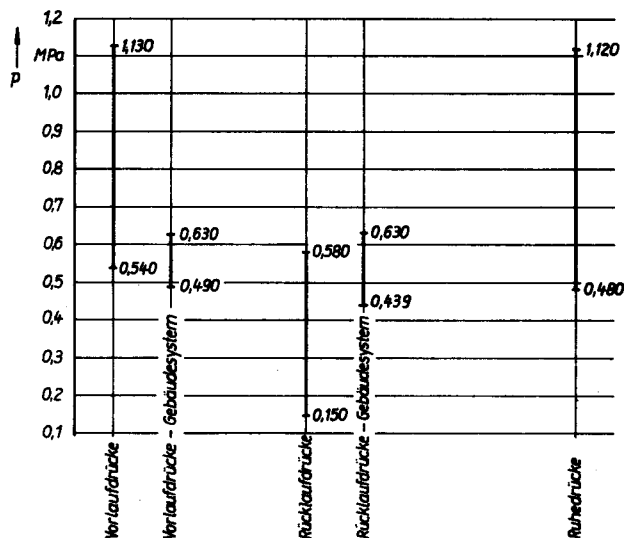


Bild 5.5.-21

Grafische Darstellung der Abnehmer-Grenzdrücke (Beispiel 3)

Schlußfolgerungen

Die drei durchgerechneten Beispiele zeigen — besonders deutlich werdend an den jeweiligen Grafiken —, daß für eine freizügige Bemessung des Fernwärmesetzes die Drücke in den direkt angeschlossenen Abnehmersystemen relativ hoch liegen müssen (z. B. PN 10) oder aber, daß die Anschlußstationen mit dichtschließenden Druckreglern zu bestücken sind. Die Lösung nach Beispiel 2 (Bild 5.5.-20) gestattet, wenn man bedenkt, daß zusätzlich noch geodätische Höhenunterschiede überlagert werden, kaum den Aufbau eines realen Netz-Druckschaubildes.

Relativ bedeutungslos ist die Anordnung der Gebäudeumwälzpumpen, wie Bild 5.5.-20 deutlich zeigt. Die verhältnismäßig niedrigen Pumpendrucke der Abnehmerstationen und das unterschiedliche Wirksamwerden der Kriterien (Gleichungsauswahl zur Bestimmung der Grenzdrücke) sind dafür die Ursache.

5.5.3.4. Netzforderungen

Zunächst folgen in Anlehnung an das Bild 5.2.-1, den Abschnitt 5.5.3.1. und die Tabelle 5.5.-1 für jeden Netzpunkt triviale Forderungen, die Ausdampfen, Leerlaufen oder eine Überbeanspruchung durch inneren Überdruck vermeiden.

Für die weiteren Ableitungen gelten die Formelzeichen:

- $t_{V, N}$ Netz-Vorlauftemperatur
- $t_{R, N}$ Netz-Rücklauftemperatur
- Δt_{Re} Toleranz der Netztemperaturregelung
- pn_B Netz-Berechnungsdruck
- pn_V Netz-Vorlaufdruck
- pn_R Netz-Rücklaufdruck
- pe_V Vorlaufdruck an der Einspeisestelle
- pe_R Rücklaufdruck an der Einspeisestelle
- Δp_{Si} Sicherheitszuschlag, bezogen auf das Netz ($\Delta p_{Si} + \Delta p_{Re} \geq 0,05$ MPa nach Abschnitt 5.2.1.)
- Δp_{PA} Druckschwankung infolge Ausfall der Netzumwälzpumpe ($\Delta p_{Re} + \Delta p_{PA}$ ist gemäß Abschnitt 5.2.3. zu wählen)
- Δp_{Re} Toleranz der Netzdruckhaltung

H_0 Höhenkoordinate an der Einspeisestelle
 H_i Höhenkoordinate am Ende einer Teilstrecke.

Damit berechnen sich die nachfolgenden, ortsunabhängigen Grenzwerte.

Minimale Vorlauf- und Rücklaufdrücke

$$pn_{v, \min} = p_S(t_{v, N, \max} + \Delta t_{Re}) + \Delta p_{Re} \quad (5.5.-71)$$

$$pn_{r, \min} = p_S(t_{r, N}) + \Delta p_{Re} \quad (5.5.-72)$$

Die Rücklauftemperatur ist durch die Abnehmer vorgegeben. Sie kann natürlich bei Netzspeicherung im Rücklauf auch von vornherein festgelegt und durch regelbare Überströmeinrichtungen konstant gehalten werden.

Maximale Vorlauf- und Rücklaufdrücke

$$pn_{v, \max} = pn_{r, \max} = pn_B - \Delta p_{Si} - \Delta p_{Re} \quad (5.5.-73)$$

Minimale und maximale Ruhedrucke

$$pn_{0, \min} = p_S(t_{v, N, \max} + \Delta t_{Re}) + (\Delta p_{Re} + \Delta p_{PA}) \quad (5.5.-74)$$

$$pn_{0, \min} = p_S(t_{r, N}) + (\Delta p_{Re} + \Delta p_{PA}) \quad (5.5.-75)$$

$$pn_{0, \max} = pn_B - \Delta p_{Si} - (\Delta p_{Re} + \Delta p_{PA}) \quad (5.5.-76)$$

Anmerkung

In Sonderfällen kann es notwendig sein, die Gln. (5.5.-73) und (5.5.-76) an der Einbindestelle des Sicherheitsventils mit erhöhtem Δp_{Si} zu berechnen. Man erhält dann speziell für diesen Ort – in der Regel handelt es sich um die Einspeisestelle – gültige Werte $pn_{v, \max}$ und $pn_{0, \max}$, die kleiner als die übrigen Netzdaten $pn_{v, \max}$ und $pn_{0, \max}$ sind. Diese Verfahrensweise ist erforderlich, wenn die für das Netz gewählte Summe $(\Delta p_{Si} + \Delta p_{Re})$ kleiner als die geforderte Schließdruckdifferenz des Sicherheitsventils ist (vgl. auch Abschnitt 5.2.1.).

Damit liegen die Druckgrenzwerte an jedem Teilstreckenende als Netzforderung pn und zusätzlich an den Peripherieteilstrecken als Abnehmerforderung pa vor. Diese Restriktionen sind im weiteren auf den Einspeisepunkt des Netzes zu projizieren, denn an dieser Stelle bindet die Druckhaltung ein, und nur diese kann den geforderten Druck dem gesamten Netz aufprägen. Unter Beachten der Höhenunterschiede und der Druckverluste vom Einspeisepunkt zum Betrachtungsort und zurück lassen sich die vorliegenden Forderungen pn bzw. pa umrechnen. Die Höhenkoordinaten H_i sowie die Abnehmer- und Netzforderungen, die standortbezogen ebenfalls den Index i tragen, pa_i bzw. pn_i sind für die Enden der Teilstrecken i bekannt. Des weiteren müssen noch die Druckverluste des Vor- und Rücklaufs von der Einspeisestelle bis zur Teilstrecke i (einschließlich dieser) berechnet werden. Abkürzend gelten die Summenwerte

$$\Delta v_i = \sum_{j \in i} \Delta pTv_j + \Delta pTv_i; \quad \Delta r_i = \sum_{j \in i} \Delta pTr_j + \Delta pTr_i, \quad (5.5.-77)$$

wobei ΔpTv bzw. ΔpTr die Druckverluste der Teilstrecken im Vor- bzw. Rücklauf bedeuten. Es ist über alle Teilstrecken j , die auf dem Weg zur Teilstrecke i durchflossen werden, zu summieren. Um die entscheidenden Hoch- und Tiefpunkte der Trasse richtig zu erfassen, sind die Teilstreckenenden auf die entsprechenden geodätischen Extremwerte zu legen. Bild 5.5.-22 zeigt eine richtige Lösung.

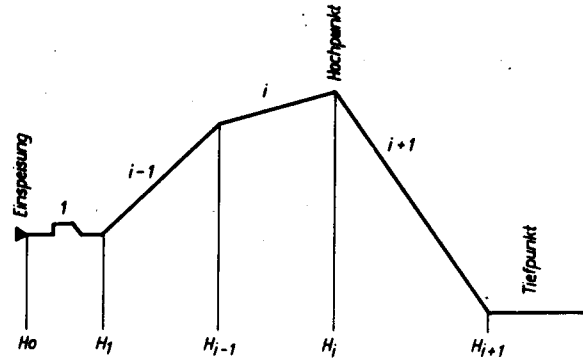


Bild 5.5.-22

Richtige Teilstreckeneinteilung zum Erfassen der geodätischen Extremwerte

Nach diesen Vorarbeiten folgen ganz allgemein die erforderlichen Grenzdrücke an der Einspeisestelle für den Vorlauf

$$pe_{v, i} = pn_i + (H_i - H_0) \rho_{vg} + \Delta v_i$$

$$pe_{v, i} = pa_i + (H_i - H_0) \rho_{vg} + \Delta v_i \quad (5.5.-78)$$

Rücklauf

$$pe_{r, i} = pn_i + (H_i - H_0) \rho_{rg} - \Delta r_i$$

$$pe_{r, i} = pa_i + (H_i - H_0) \rho_{rg} - \Delta r_i \quad (5.5.-79)$$

Die notwendigen Vorlauf- und Rücklaufdrücke an der Einspeisestelle $pe_{v, i}$ und $pe_{r, i}$ ergeben sich in Abhängigkeit von den Betrachtungsorten i , d. h., es gibt so viele Anforderungen $pe_{v, i}$ und $pe_{r, i}$, wie Einzelrestriktionen pn_i und pa_i vorhanden sind. Je Teilstreckenendpunkt und Abnehmeranschluß können es bis zu sechs unterschiedliche Werte sein, beispielsweise $(pn_{v, \min})_i$, $(pn_{v, \max})_i$, $(pn_{r, \min})_i$, $(pn_{r, \max})_i$, $(pn_{0, \min})_i$, $(pn_{0, \max})_i$. Die Kompliziertheit der Auswertung der Gln. (5.5.-78) und (5.5.-79) wird perfekt, wenn man bedenkt, daß zusätzlich die Druckverluste Δv_i und Δr_i bemessungs- und belastungsabhängigen Schwankungen unterliegen. Um diese Variantenvielfalt auszuschalten, werden zunächst die Werte $(pe_{v, i} - \Delta v_i)$ und $(pe_{r, i} + \Delta r_i)$ komplex betrachtet.

Damit besteht die Aufgabe, aus allen Teilstrecken- und Abnehmerbedingungen die entscheidenden Restriktionen für den Netzeinspeisepunkt zu ermitteln. Dies sind: der höchste Minimalwert und der kleinste Maximalwert für den Vorlaufdruck, den Rücklaufdruck und den Ruhedruck. Des weiteren sollten die Verursacher dieser Extremwerte festgestellt werden, um Hinweise auf eventuell notwendige Veränderungen zu haben.

Während nach den vorgestellten Untersuchungen die Ruhedruckbereiche endgültig fixiert sind, weisen die Vorlauf- und Rücklaufdrücke wegen der noch unbestimmten Vorlauf- und Rücklaufdruckverluste Spielräume auf. Die praktische Auswertung wird im Abschnitt 5.5.3.6. dargelegt.

5.5.3.5. Beispiel

Ein Netz wird mit $t_{v, N} = 130$ °C und $t_{r, N} = 70$ °C betrieben. Die möglichen Toleranzen sind: $\Delta p_{Re} = 0,03$ MPa; $\Delta p_{Si} = 0,05$ MPa; $\Delta t_{Re} = 2$ K. Die Rohrleitungen wurden für einen Berechnungsdruck

$p_B = 1,7$ MPa ausgeführt. Für folgende Höhenkoordinaten sind die Grenzdrücke an der Einspeisestelle ($H_0 = 300$ m) zu berechnen:

$$H_1 = 330 \text{ m}; \quad H_2 = 280 \text{ m}.$$

Des weiteren befinden sich Abnehmer mit den Parametern

$$pa_{v, \min} = 0,503 \text{ MPa}; \quad pa_{v, \max} = 1,020 \text{ MPa}$$

$$pa_{R, \min} = 0,511 \text{ MPa}; \quad pa_{R, \max} = 1,015 \text{ MPa}$$

$$pa_{0, \min} = 0,480 \text{ MPa}; \quad pa_{0, \max} = 1,020 \text{ MPa}$$

auf den Höhen $H_3 = 300$ m; $H_2 = 280$ m.

Andere Abnehmer mit den Grenzwerten

$$pa_{v, \min} = 0,540 \text{ MPa}; \quad pa_{v, \max} = 1,13 \text{ MPa}$$

$$pa_{R, \min} = 0,150 \text{ MPa}; \quad pa_{R, \max} = 0,580 \text{ MPa}$$

$$pa_{0, \min} = 0,480 \text{ MPa}; \quad pa_{0, \max} = 1,12 \text{ MPa}$$

liegen auf der Höhe $H_1 = 330$ m. Bei Ausfall der Netzzumwälzung schalten die Umwälzpumpen in den Hausstationen synchron ab.

Lösung

Zunächst werden die Netzgrenzdrücke an den Anschlußstellen bestimmt. Es berechnen sich mit Hilfe der Tabelle 5.5.-1 aus

$$\text{Gl. (5.5.-71)}$$

$$pn_{v, \min} = 0,32 \text{ MPa}$$

$$\text{Gl. (5.5.-72)}$$

$$pn_{R, \min} = 0,13 \text{ MPa}$$

$$\text{Gl. (5.5.-73)}$$

$$pn_{v, \max} = pn_{R, \max} = (1,7 - 0,05 - 0,03) \text{ MPa} = 1,62 \text{ MPa}$$

$$\text{Gl. (5.5.-74)}$$

$$pn_{0, \min} = (0,29 + 0,03) \text{ MPa} = 0,32 \text{ MPa}$$

$$\text{Gl. (5.5.-76)}$$

$$pn_{0, \max} = (1,7 - 0,05 - 0,03) \text{ MPa} = 1,62 \text{ MPa}.$$

Im weiteren sollen die Grenzdrücke an der Einspeisestelle ermittelt werden. Vorab seien die Höhenglieder separat bestimmt. Es gelten mit $\rho_v = 935 \text{ kg/m}^3$ und $\rho_R = 980 \text{ kg/m}^3$ [näherungsweise kann man auch $\rho_v \approx \rho_R \approx 0,5(\rho_v + \rho_R)$ setzen]

$$(H_1 - H_0) \rho_v g = (330 - 300) 935 \cdot 9,81 \cdot 10^{-6} \text{ MPa} = 0,275 \text{ MPa}$$

$$(H_1 - H_0) \rho_R g = (330 - 300) 980 \cdot 9,81 \cdot 10^{-6} \text{ MPa} = 0,288 \text{ MPa}$$

$$(H_2 - H_0) \rho_v g = (280 - 300) 935 \cdot 9,81 \cdot 10^{-6} \text{ MPa} = -0,183 \text{ MPa}$$

$$(H_2 - H_0) \rho_R g = (280 - 300) 980 \cdot 9,81 \cdot 10^{-6} \text{ MPa} = -0,192 \text{ MPa}.$$

Die Glieder mit der Koordinate H_3 ergeben Null, da $H_3 = H_0$ gilt. Die Gln. (5.5.-78) und (5.5.-79) werden tabellarisch ausgewertet. Die Ergebnisse sind in Tabelle 5.5.-2 zusammengestellt.

Die Auswahl der höchsten Minimalwerte und der niedrigsten Maximalwerte lauten damit

$$(pe_v - \Delta v)_{\min} = 0,815 \text{ MPa}$$

$$(pe_v - \Delta v)_{\max} = 0,837 \text{ MPa}$$

$$(pe_R + \Delta r)_{\min} = 0,511 \text{ MPa}$$

$$(pe_R + \Delta r)_{\max} = 0,823 \text{ MPa}$$

$$(pe_0)_{\min} = 0,768 \text{ MPa}$$

$$(pe_0)_{\max} = 0,828 \text{ MPa}.$$

Die Ruhedrucke wurden mit der Dichte ρ_R im Höhenglied berechnet. Es ist deutlich zu sehen, wie klein der zulässige Ruhedruckbereich geworden ist, innerhalb dessen sich die realen Drücke an der Einspeisestelle bewegen dürfen.

Die grafische Darstellung im Abschnitt 5.5.3.8. zeigt Beispiele zur Einordnung der realen Betriebs- und Ruhedruckverläufe.

5.5.3.6. Entwurf des Druckschaubildes

Die abstrakte Berechnung der erforderlichen Drücke an der Einspeisestelle ist wenig anschaulich. Dies wäre bei Einsatz der Rechentechnik zunächst kein Nachteil. Problematisch sind aber erforderliche Änderungen, die der Projektant vornehmen muß, wenn das rechnerische Ergebnis keine Realisierung gestattet. Dies ist beispielsweise der Fall, wenn der rechnerisch minimale Einspeisedruck über dem maximalen Einspeisedruck läge (z. B. $pe_{0, \min} = 0,8$ MPa, $pe_{0, \max} = 0,7$ MPa usw.).

Ein Druckschaubild zeigt deutlich die „Verursacher“ solcher Druckforderungen. Der Planer kann dann sofort Änderungen einleiten. Es ist deshalb auch zweckmäßig, wenn bei elektronischer Datenverarbeitung Druckschau-

Tabelle 5.5.-2 Ergebnisse des Beispiels 5.5.3.5.

	$(pe_{v, i} - \Delta v_i)_{\min}$ MPa	$(pe_{v, i} - \Delta v_i)_{\max}$ MPa	$(pe_{R, i} + \Delta r_i)_{\min}$ MPa	$(pe_{R, i} + \Delta r_i)_{\max}$ MPa	$(pe_{0, i})_{\min}^1$ MPa	$(pe_{0, i})_{\max}^1$ MPa
Netzteilstrecke $i = 1$	0,595	1,895	0,418	1,908	0,608	1,908
Netzteilstrecke $i = 2$	0,137	1,437	-0,062	1,428	0,128	1,428
Netzteilstrecke $i = 3$	0,320	1,620	0,130	1,620	0,320	1,620
Abnehmer am Ende der TS $i = 1$	0,815	1,405	0,438	0,868	0,768	1,408
Abnehmer am Ende der TS $i = 2$	0,320	0,837	0,319	0,823	0,288	0,828
Abnehmer am Ende der TS $i = 3$	0,503	1,020	0,511	1,015	0,480	1,020

¹⁾ Zur Berechnung der Ruhedrucke wurde die Dichte bei Rücklaufemperatur verwendet.

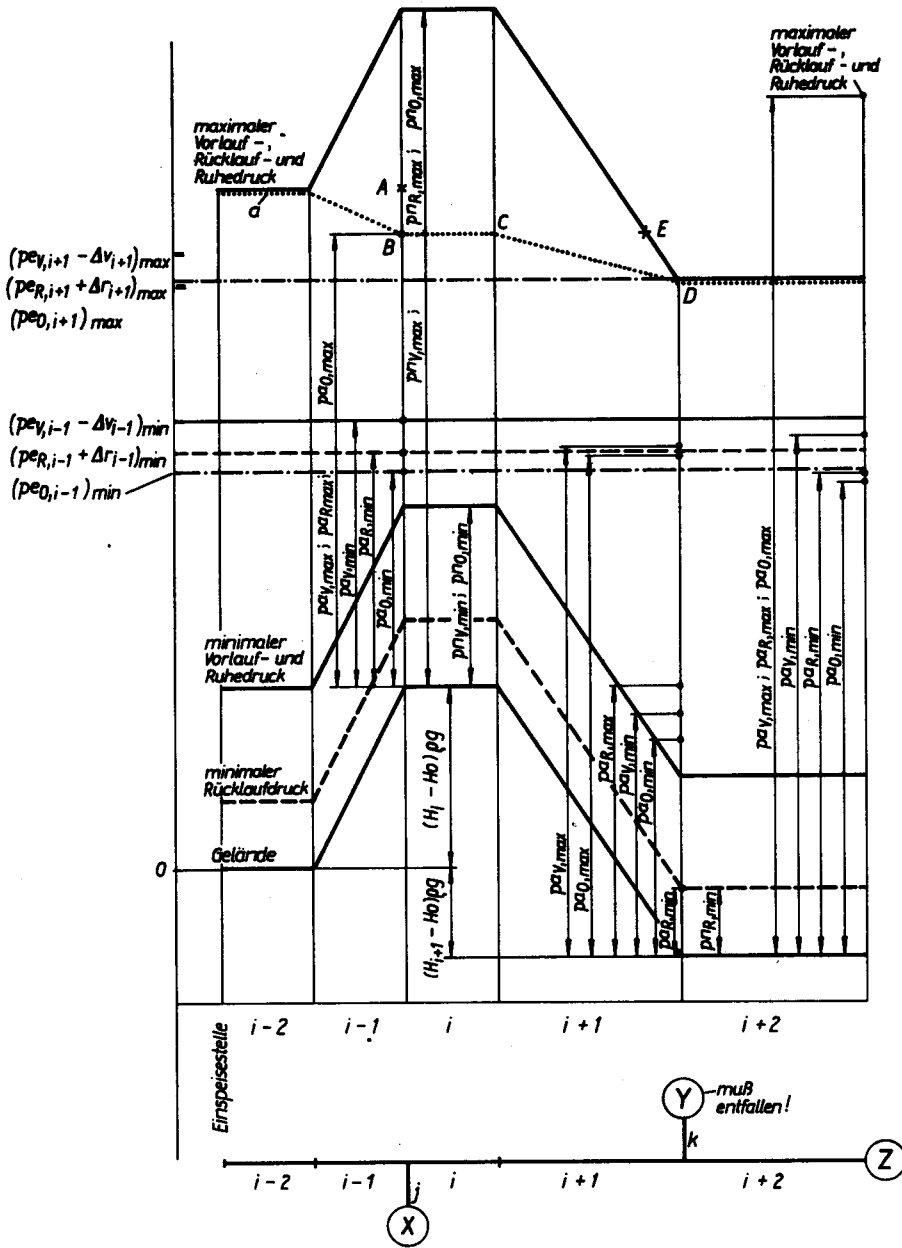


Bild 5.5.-23
Schrittweiser Entwurf eines Druckschaubildes

bilder auf dem Bildschirm entwickelt und abschließend auf dem Plotter fixiert werden. Diese Techniken sind aber nur dann sinnvoll, wenn ein Dialog des Planers mit dem Automaten an Hand der Bildschirmdarstellung möglich ist.

Im weiteren wird die zeichnerische Darstellung der Gln. (5.5.-78) und (5.5.-79) im Bild 5.5.-23 schrittweise betrachtet:

1. Zuerst ist der Geländeverlauf aufzuzeichnen. Dazu ist eine Umrechnung in Druckeinheiten nach der Beziehung $[(H_i - H_0) \rho g]$ erforderlich. Der Einfachheit halber wird man dabei mit einer mittleren Dichte $\rho = 0,5(\rho_V + \rho_R)$ rechnen, da sonst zwei verschiedene Geländelinien — eine für die Vorlauf- und eine weitere für die Rücklaufleitung — auftreten würden. Die Einteilung der Teilstrecken entspricht den Hinweisen zu Bild 5.5.-22.
2. Die Netzgrenzdrücke nach den Gln. (5.5.-71) bis (5.5.-76) sind jeweils für alle Netzpunkte gleich, wenn sich die Maximaltemperaturen in den Leitungen (d. h.

im Vorlauf einerseits und im Rücklauf andererseits) nicht ändern, die Druckstufen im gesamten Netz einheitlich gelten, die Sicherheitsventile innerhalb der Drucktoleranzen ordnungsgemäß arbeiten können und keine Druckerhöhungs- oder Druckminderstationen vorhanden sind. Die Ergebnisse aus den genannten Berechnungsgleichungen p_n können somit über dem Geländeverlauf abgetragen werden. Es ergeben sich in diesem Fall äquidistante Linien zum Geländeprofil.

3. Punktförmig sind die Grenzdrücke p_a , die vorher nach Abschnitt 5.5.3.2. zu ermitteln waren, am jeweiligen Standort über dem Geländeverlauf einzuzeichnen. Im Bild ist dies beispielhaft für die Abnehmer X, Y und Z am Ende der Teilstrecken j, k und $i + 2$ geschehen. Vereinfachend wurde angenommen, daß die Teilstrecken j und k sehr kurz und höhenleich mit $i - 1$ bzw. $i + 1$ sind. Prinzipiell zeigt sich hier der Nachteil des Schaubildes, da in einer Grafik stets nur ein Ast des Fernwärmenetzes darstellbar ist.

4. Die Auswahl der höchsten Minimalwerte und der niedrigsten Maximalwerte ist besonders einfach durch optische Fixierung der Extremwerte möglich. Im betrachteten Beispiel gibt es im Moment überhaupt keine Lösung, da u. a. der maximale Rücklaufdruck des Abnehmers Y weit unterhalb des minimalen Rücklaufdrucks $(pn_{R,i})_{\min}$ liegt. Wegen dieser Verhältnisse sei die Entscheidung gefallen, den Abnehmer Y wegzulassen oder indirekt anzuschließen. Die verbleibenden Netz- und Abnehmerrestriktionen liefern dann die eingezeichneten Grenzwerte an der Einspeisestelle gemäß den Gln. (5.5.-78) und (5.5.-79). Die Verursacher für die getroffenen Festlegungen waren:

Größe	Netzdruck	Abnehmerdruck	Ende der Teilstrecke i
$(pe_{V,i+1} - \Delta v_{i+1})_{\max}$	$pn_{V,i+1}$	—	$i + 1$
$(pe_{R,i+1} + \Delta r_{i+1})_{\max}$	$pn_{R,i+1}$	—	$i + 1$
$(pe_{0,i+1})_{\max}$	$pn_{0,i+1}$	—	$i + 1$
$(pe_{V,i-1} - \Delta v_{i-1})_{\min}$	—	$pa_{V,i-1}$	$i - 1$
$(pe_{R,i-1} + \Delta r_{i-1})_{\min}$	—	$pa_{R,i-1}$	$i - 1$
$(pe_{0,i-1})_{\min}$	—	$pa_{0,i-1}$	$i - 1$

5. Die Ruhedrucke $pe_{0,\max}$ und $pe_{0,\min}$ stellen absolute Begrenzungen dar. Die extremen Betriebsdrücke wären verbindlich, wenn die Summe der Druckverluste in den Teilstrecken Δv und Δr nach Gl. (5.5.-77) Null ist. In diesem Fall würde die Netzumwälzpumpe betrieben, die Abnahmen aber unterblieben. Dieser Betriebsfall ist nach Abschnitt 5.5.1. als „unnormaler“ Teillastzustand nicht zu betrachten. Bei normalem Betrieb treten natürlich Druckverluste auf. Sie sind bei Vollast am größten. Liegen die extremen Betriebsdruckgrenzen $pe_{V,\max}$ und $pe_{R,\min}$ so weit auseinander, daß die beabsichtigten Betriebsdrücke innerhalb dieses Bereiches verlaufen können, so entfallen weitere Untersuchungen. Man befindet sich auf der sicheren Seite.

6. In vielen Fällen ist es aber notwendig, die Betriebsdruckkurven zwischen Einspeisestelle und Grenzwert-Verursacher außerhalb der Grenzlinie zu legen. In der Wahl von Δv_i und Δr_i , die standortbezogen gelten, ergeben sich die entscheidenden Freiheitsgrade. Ausgehend von der Vorlauf-Einspeisestelle, gilt nach Gl. (5.5.-78) $(pe_{V,0})_{\max} = pn_{V,\max}$, da keine Höhendifferenz zu Ho und noch kein Druckverlust vorliegen. Am Ende der Teilstrecke $i - 2$ folgt unter Annahme, daß der ermittelte Einspeisedruck verbindlich ist, nach Umstellung der Gl. (5.5.-78)

$$(pn_{V,i-2})_{\max}^* = (pe_{V,0})_{\max} - (H_{i-2} - Ho) \varrho g - \Delta v_{i-2} \\ = (pe_{V,0})_{\max}$$

Der angegebene Wert ist ein theoretisches Ergebnis, welches beim Druckverlust Null (unendlich große Rohrdurchmesser) einträte. Der zulässige maximale Netzdruck $pn_{V,\max}$ entspricht dem errechneten. Damit ist das Ergebnis zulässig. Im Bild 5.5.-23 entsteht der punktierte Kurvenzug a . Am Ende der Teilstrecke $i - 1$ folgt gemäß Gleichung im günstigsten Fall

$$(pn_{V,i-1})_{\max}^* = (pe_{V,0})_{\max} - (H_{i-1} - Ho) \varrho g - \Delta v_{i-1} \\ = (pe_{V,0})_{\max} - (H_{i-1} - Ho) \varrho g$$

Im Bild repräsentiert der Punkt A diesen Wert. Vom Abnehmer X hervorgerufen, darf aber der Druck nur $(pa_{V,i-1})_{\max}$ betragen (Punkt B). Mit diesem ist die Rechnung fortzusetzen. Der Mindestdruckverlust ist damit eindeutig determiniert:

$$\Delta v_{i-1} = (pn_{V,i-1})_{\max}^* - (pa_{V,i-1})_{\max}$$

Ob der Druckverlust in den bisher betrachteten Teilstrecken entsteht oder durch Drosselung von A nach B , ist prinzipiell gleichgültig. Für die Ermittlung der Betriebsgrenzverläufe sollen aber die jeweiligen Teil-

streckenendpunkte geradlinig — wie eingezeichnet — verbunden werden. Würde man dies nicht tun, so wären auch innerhalb des Teilstreckenverlaufs Untersuchungen notwendig. Beispielsweise dürfte die Druckgrenzlinie von C nach D höchstens über E — nicht aber darüber hinaus — verlaufen.

In analoger Weise kann der minimale Rücklaufdruck verfolgt werden.

Das vorgestellte Verfahren kann stark vereinfacht und damit sehr rationell durchgeführt werden. Generell ist das logische Problem zu lösen, aus einer Vielzahl von Punkten bei einmaligem Durchgang in steigender bzw. fallender Richtung mit den Grenzen eines waagerechten Fortschreitens die Höchst- bzw. Tiefstwerte in Funktion der bereits betrachteten Punkte, d. h. als laufende Koordinate, zu bestimmen. Je nach Problemstellung muß sich die Abarbeitungsrichtung ändern. Auf die vorliegende Situation angewandt, sind die nachfolgenden Grundregeln zu beachten.

Hinweis

Unter pe werden weiterhin die auf die Höhe Ho (Einspeisestelle) projizierten Drücke verstanden. Die Punkte p, pa, pn usw. gelten ortsbezogen: $pe = p + (H_i - Ho) \varrho g$. An der Einspeisestelle sind beide Koordinaten gleich, $pe \equiv p$.

1. **Maximale Vorlaufdruckkurve ($pe_{V,\max}$).** In Fließrichtung des Vorlaufs können die hydraulischen Drücke nur fallen oder maximal konstant bleiben, d. h., die Vorlaufkurve $pe_{V,\max}$ verläuft sinkend oder waagrecht. Sie beginnt an der Einspeisestelle beim maximalen Vorlaufnetzdruck und endet an der Grenzkurve $(pe_V - \Delta v)_{\max}$. Innerhalb dieses Weges sind jeweils die Minimalwerte Fixpunkte.

2. Minimale Rücklaufdruckkurve ($pe_{R, \min}$). Entgegen der Fließrichtung des Rücklaufs können die hydraulischen Drücke nur steigen oder konstant bleiben, d. h., die Rücklaufkurve $pe_{R, \min}$ verläuft steigend oder waagrecht. Sie beginnt an der Einspeisestelle beim minimalen Netzrücklaufdruck und endet an der Grenzkurve $(pe_R + \Delta r)_{\min}$. Innerhalb dieses Weges sind jeweils die Maximalwerte Fixpunkte.

3. Minimale Vorlaufdruckkurve ($pe_{V, \min}$). Entgegen der Fließrichtung des Vorlaufs können die hydraulischen Drücke nur steigen oder konstant bleiben, d. h., die Vorlaufkurve $pe_{V, \min}$ verläuft steigend oder waagrecht. Sie beginnt am Ende der letzten Teilstrecke beim höchsten Minimaldruck ($pa_{V, \min}$ oder $pn_{V, \min}$) und endet an der Grenzkurve $(pe_V - \Delta v)_{\min}$. Innerhalb dieses Weges sind jeweils die Maximalwerte Fixpunkte.

4. Maximale Rücklaufdruckkurve ($pe_{R, \max}$). In Fließrichtung des Rücklaufs können die hydraulischen Drücke nur sinken oder konstant bleiben, d. h., die Rücklaufkurve $pe_{R, \max}$ verläuft sinkend oder waagrecht. Sie beginnt am Ende der letzten Teilstrecke beim niedrigsten Maximaldruck ($pa_{R, \max}$ oder $pn_{R, \max}$) und endet an der Grenzkurve $(pe_R + \Delta r)_{\max}$. Innerhalb dieses Weges sind jeweils die Minimalwerte Fixpunkte.

5. Anschlusskriterien. Es müssen $pe_{V, \max} > pe_{V, \min}$; $pe_{R, \max} > pe_{R, \min}$ und $pe_{0, \max} > pe_{0, \min}$ sowie $pe_{V, \max} > pe_{R, \min}$ gelten. Diese Prüfungen sind an allen Teilstreckenenden vorzunehmen.

6. Anmerkung. Die Ermittlung der Begrenzungen $(pe_V - \Delta v)_{\max}$; $(pe_V - \Delta v)_{\min}$; $(pe_R + \Delta r)_{\max}$; $(pe_R + \Delta r)_{\min}$ können bei konsequenter Einhaltung der angesprochenen Regeln entfallen, da sie sich ohnehin als Endstücke der Betriebsgrenzkurven ergeben.

Soll das Druckdiagramm auf dem Bildschirm eines Rechners entstehen, so sind die Betriebsgrenzkurven $pe_{V, \max}$; $pe_{V, \min}$; $pe_{R, \max}$ und $pe_{R, \min}$ durch ein Programm zu entwickeln. Inhalt dieses Programms müßten wiederum die aufgeschriebenen Grundregeln sein (vgl. Abschnitt 5.5.4).

Im Bild 5.5.-24 sind die Grundkurven vom Bild 5.5.-23 übernommen worden. Die charakteristischen Netzkurven und Abnehmerpunkte erhielten die im *Hinweis* gegebenen Bezeichnungen. Die Betriebsgrenzkurven wurden nach den vorgenannten Merksätzen entwickelt. Die Betriebsdruck- und Ruhedruckbereiche sind gekennzeichnet.

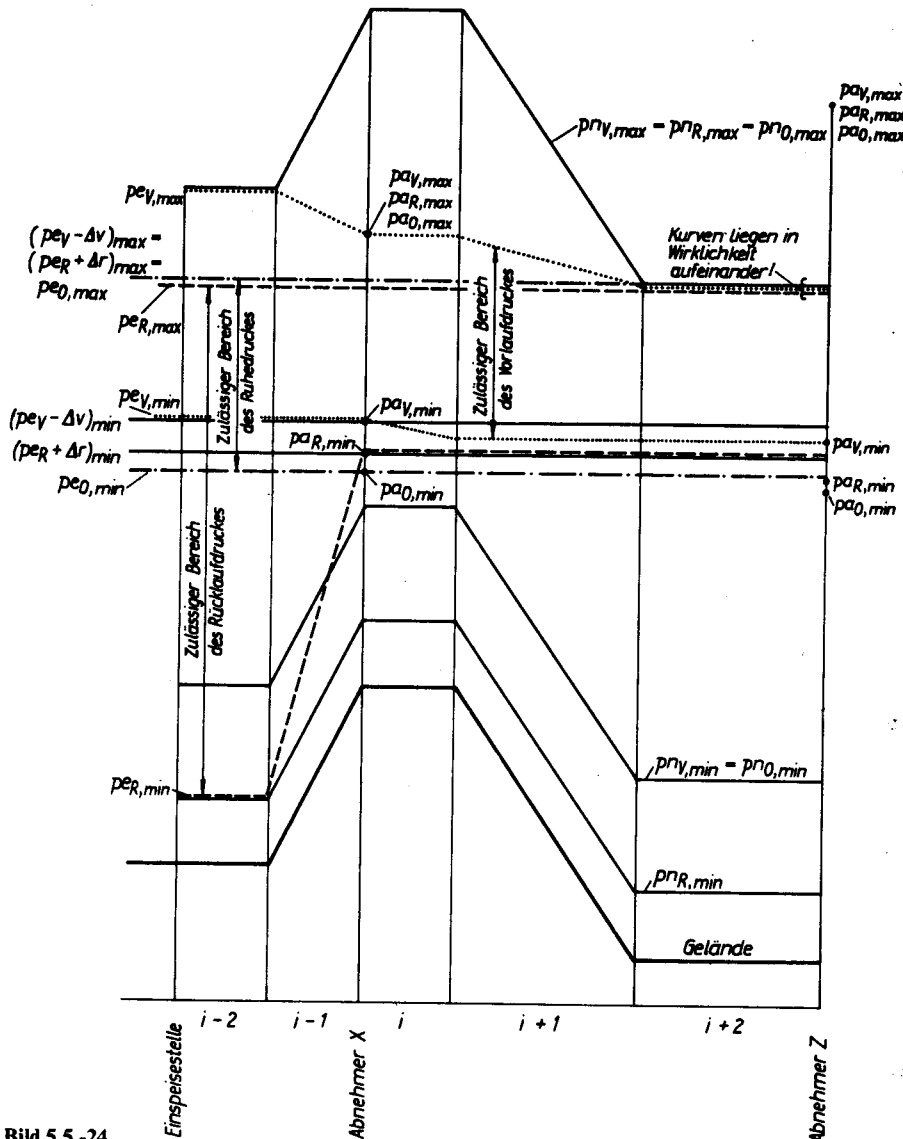


Bild 5.5.-24 Vereinfachte Entwicklung der Druck-Grenzkurven an Hand der vorgestellten Merksätze

5.5.3.7. Einordnung der realen Druckverläufe — Festlegung des Ruhedrucks

Nachdem die Grenzen der Betriebs- und Ruhedrucke festliegen, ist es Aufgabe des Ingenieurs, die hydraulische Bemessung des Netzes und der Druckhalteanlage so vorzunehmen, daß sich die realen Druckverläufe nur innerhalb der vorgegebenen Grenzen bewegen. Sicherheitszuschläge bzw. -abschläge sind nicht erforderlich, da diese bereits bei der Festlegung der Grenzdrücke Beachtung fanden. Dagegen sind gegebenenfalls die Schließdruckdifferenzen der Sicherheitsventile bei vorhandener Absicherung des Vorlauf- und eventuell auch des Ruhedrucks gemäß den Abschnitten 5.2.1. und 5.2.4. zu berücksichtigen.

Für die näherungsweise Ermittlung des realen Druckdiagramms gilt ungefähre Gleichheit zwischen den Druckverlusten im Vor- und Rücklauf ($|dp/dl|_{V,i} \approx |dp/dl|_{R,i}$). Nimmt man in weiterer Näherung gleiche spezifische Druckabfälle in allen Teilstrecken ($|dp/dl|_i = |dp/dl|_{i+1} = \dots$) an, so stellen sich im Diagramm die Druckverläufe p_V und p_R jeweils als durchgehende Geraden dar, wenn die Teilstreckenlängen maßstabsgetreu abgetragen wurden. Die Auswahl der Druckhaltung hat den entscheidenden Einfluß auf das reale Druckdiagramm. In den Bildern 5.5.-25 bis 5.5.-28 sind die im vorangegangenen Schaubild abgeleiteten Grenzkurven eingetragen und verschiedene Realisierungsvorschläge eingearbeitet. Prinzipiell existieren zwei Grundvarianten:

1. Variante: konstanter Auflastdruck

Druckhalteanlagen, deren Auflastdruck unabhängig von der Volumenänderung des Netzinhaltswassers ist, lassen sich am einfachsten behandeln. Es sind dies statische Druckhaltungen mit Luft- oder Dampfauflastung und alle Mitteldruckhaltungen. Den erstgenannten statischen Anlagen ist eigen, daß die Ruhedrucke außerhalb des Betriebsdruckdiagramms verlaufen.

Bild 5.5.-25 zeigt eine Einordnung des hydraulischen Druckverlaufs bei Einsatz einer statischen Enddruck-

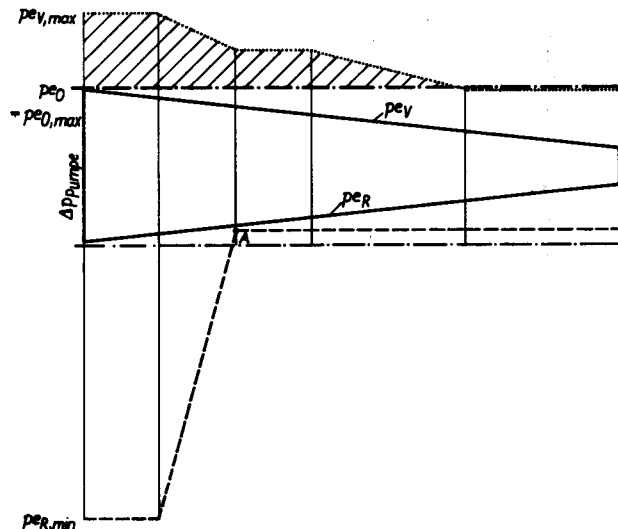


Bild 5.5.-25
Einpassen des hydraulischen Druckdiagramms bei Einsatz einer statischen Enddruckhaltung zwischen vorgegebene Druckgrenzen

haltung mit konstantem Auflastdruck. Der schraffierte Bereich kann bei dieser Druckhalteart nicht genutzt werden, da der Ruhedruck pe_0 die oberste Begrenzung darstellt. Der Rücklaufdruck könnte bis zum Tangieren des Punktes *A* abgesenkt werden.

Im Bild 5.5.-26 ist ebenfalls eine statische Druckhaltung mit konstantem Auflastdruck vorgegeben, die allerdings als Saugdruckhaltung realisiert wurde. Der Ruhedruck pe_0 dürfte bis auf $pe_{0,min}$ abgesenkt werden. Die Grenze des Rücklaufdrucks ist durch den Punkt *A* fixiert. Der Vorlaufdruck kann ohne weiteres bis zur Begrenzung ansteigen.

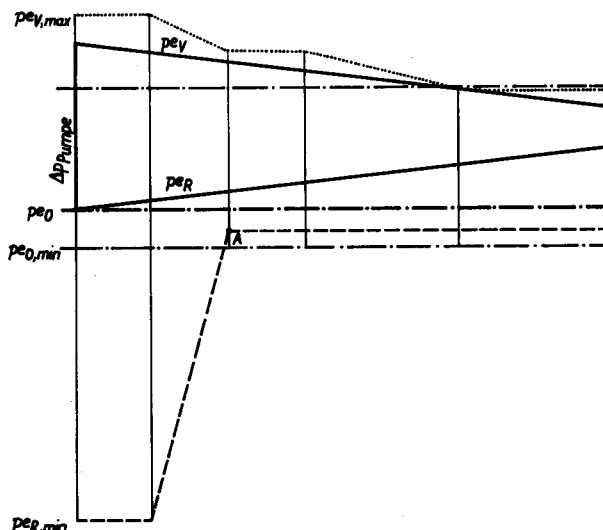


Bild 5.5.-26
Einpassen des hydraulischen Druckdiagramms bei Einsatz einer statischen Saugdruckhaltung zwischen vorgegebene Druckgrenzen

Bild 5.5.-27 zeigt die maximale Ausnutzung des vorgegebenen Druckbereiches. Es ist eine Mitteldruckhaltung konzipiert. Der Ruhedruck pe_0 sei mit dem Mitteldruck identisch. Der Vorlauf- und Rücklaufdruck dürfte theoretisch noch die Freiräume bis zu den Kurven $pe_{v,max}$ bzw. $pe_{R,min}$ nutzen. Der Pumpendrucksprung erreicht bei der dargestellten Variante einen Höchstwert. Die

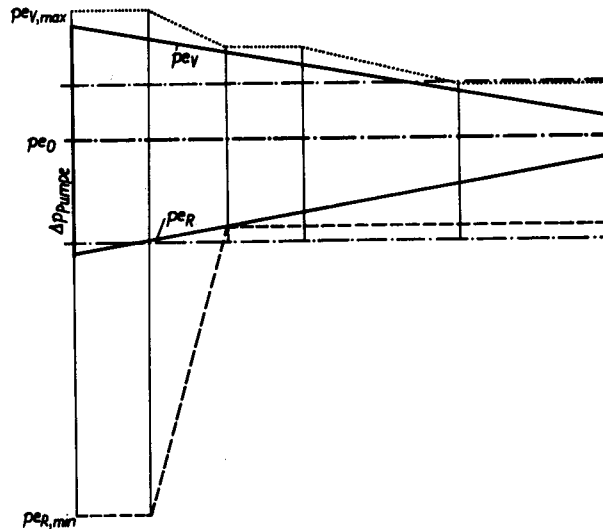


Bild 5.5.-27
Einpassen des hydraulischen Druckdiagramms bei Einsatz einer Mitteldruckhaltung zwischen vorgegebene Druckgrenzen

Rohrdurchmesser könnten somit relativ klein gestaltet werden. Die Mitteldruckhaltung sichert mit der größtmöglichen Druckvariationsbreite die besten Voraussetzungen für eine optimale Netzbemessung.

2. Variante: variabler Auflastdruck

Druckhalteanlagen, deren Auflastdruck mit der Änderung des Volumens schwankt, sind bei voll aufgeheiztem und völlig abgekühltem Zustand zu betrachten. Es handelt sich dabei vornehmlich um statische Druckhaltesysteme mit stickstoffbeaufschlagten Druckgefäßen bei konstanter Inertgasfüllmasse.

Bild 5.5.-28 zeigt eine statische Saugdruckhaltung mit variablem Auflastdruck. (Der Vergleich der Bilder 5.5.-25 und 5.5.-26 verdeutlicht den Vorteil der Saugdruckhaltung bei den hier vorgegebenen Grenzdruckverläufen.) Im kalten Zustand wird sich der pe_V-pe_R -Druckverlauf mit dem Ruhedruck pe_0 einstellen. Bei voller Aufheizung verschiebt sich das Druckdiagramm zu den Betriebswerten pe'_V und pe'_R sowie zum Ruhedruck pe'_0 . Um kleine

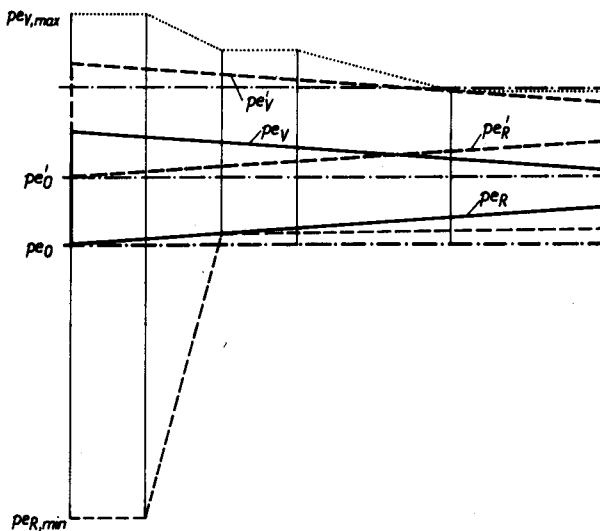


Bild 5.5.-28

Einpassen der hydraulischen Druckdiagramme bei Einsatz einer Saugdruckhaltung mit veränderlichen Auflastdrücken ($pe_0 \dots pe'_0$) zwischen vorgegebene Druckgrenzen

Druckbehälter zu erhalten, sollten sich die Auflastdrücke pe_0 und pe'_0 möglichst stark voneinander unterscheiden. Werden große Druckverschiebungen zugelassen, verringern sich aber die möglichen Pumpendrucke, da die Grenzdruckverläufe zu respektieren sind. Dies führt wiederum zu großen Rohrdurchmessern und damit zu hohen Netzinvestitionskosten. Es handelt sich somit um ein mehrdimensionales Optimierungsproblem. Variantenvergleiche führen am schnellsten zum Ziel.

Im weiteren folgen einige pauschale Aussagen zur Auswahl der Druckhaltung (Saugdruck- bzw. Enddruckhaltung) bei Geländeunterschieden zwischen Einspeisestelle und Abnehmer. Es werden zwei Extremfälle betrachtet. Im Bild 5.5.-29 repräsentiert die Geländevariante A einen steigenden und die Geländevariante B einen fallenden Höhenverlauf zum Abnehmer hin. Parallel zum Geländeverlauf sind die Grenzdrücke $pe_{R,min}$ und $pe_{V,max}$ eingezeichnet. Der verbleibende Freiraum wird vom realen Druckdiagramm pe_V bzw. pe_R und dessen

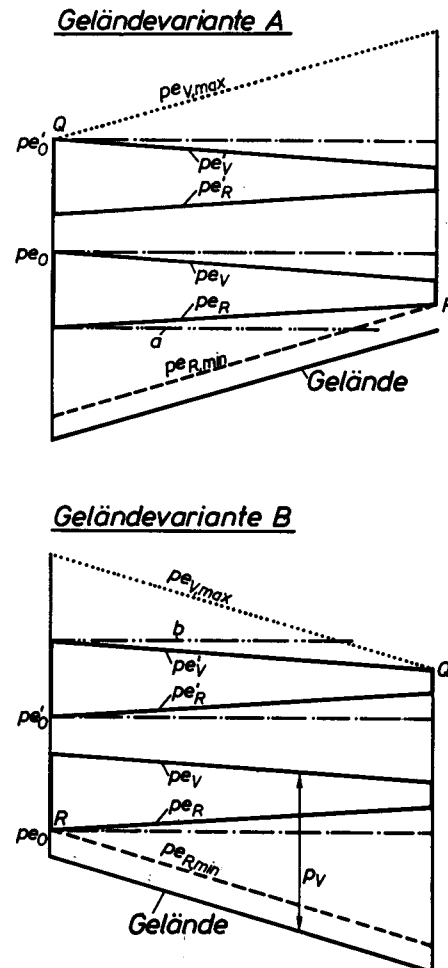


Bild 5.5.-29

Zweckmäßige Wahl der Druckhalteart (Saug- oder Enddruckhaltung mit veränderlichen Auflastdrücken) in Abhängigkeit vom Geländeverlauf

Verschiebung pe'_V bzw. pe'_R infolge veränderter Auflastdrücke pe_0 bzw. pe'_0 so genutzt, daß die Druckverläufe an den Stellen Q und R die Grenzen berühren. Der Einfachheit halber sollen die genannten Eckpunkte gleichzeitig auch $pe_{0,max}$ und $pe_{0,min}$ repräsentieren. Damit ist die bestmögliche Ausnutzung des zulässigen Druckbereiches gegeben. Die Art der Druckhaltung muß damit bei Geländevariante A als Enddruckhaltung und bei Geländevariante B als Saugdruckhaltung ausgeführt werden. Die eingetragenen Ruhedrucke zeigen die Verträglichkeit, während die jeweils entgegengesetzten Ruhedrucke gemäß den Geraden a und b mit den Grenzdrücken kollidieren würden. Sollten derartige Druckhaltungen verwirklicht werden, so müßten die realen Druckdiagramme näher aneinanderrücken.

Der gleiche Zusammenhang ist nochmals in Bild 5.5.-30 dargestellt. Allerdings wurde dort eine andere Grundform des Druckschaubildes gewählt. Die wirklichen Drücke können direkt auf der Ordinate abgelesen werden, bei der vorangegangenen Darstellungsform ist der Bezug auf die Geländelinie herzustellen (vgl. Abschnitt 5.5.2.).

Aus der Sicht der Einordnung des realen Druckdiagramms gilt somit:

Liegt der Abnehmer auf dem Berg, dann ist die Enddruckhaltung vorteilhaft. Liegt der Abnehmer im Tal, dann ist die Saugdruckhaltung zweckmäßig.

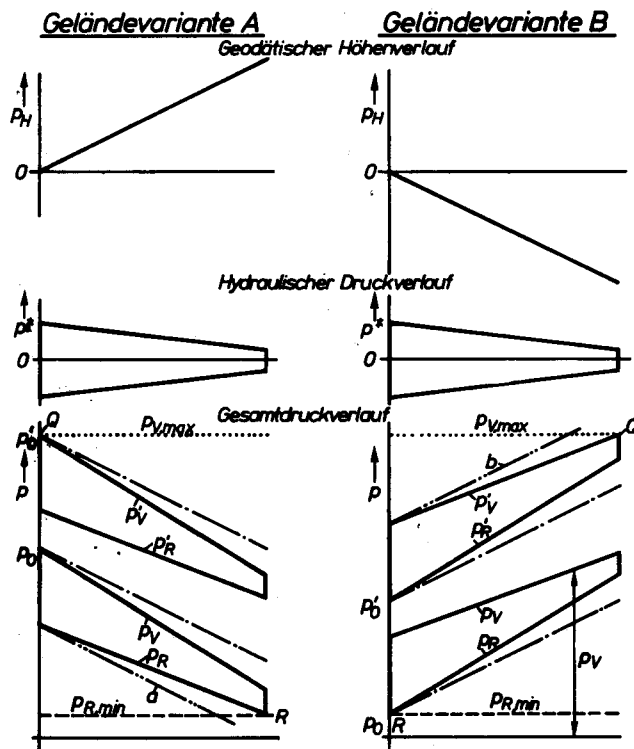


Bild 5.5.-30
Darstellung der Ergebnisse des Bildes 5.5.-29 in einem Druckschaubild gemäß Bild 5.5.-6
Die Ordinatenwerte geben die realen Drücke an. An der Einspeisestelle besteht Gleichheit zwischen den Größen p und p_e .

Die Größe des Ausdehnungsgefäßes wird vom Druckverhältnis $\pi = p_{AG,min}/p_{AG,max}$ entscheidend beeinflusst. Es soll möglichst klein sein. Ist der Wasserspiegel des Ausdehnungsgefäßes auf gleicher Höhe mit der Druckeinbindung, so gilt $p_{e0} \equiv p_0 = p_{AG,min}$ und $p_{e0}' \equiv p_0' = p_{AG,max}$. Nach Bild 5.5.-31 folgt dann für eine

Saugdruckhaltung

$$\pi_s = \frac{p_0}{p_0'} = \frac{p_0}{p_0 + \Delta p} \quad (5.5.-80)$$

Enddruckhaltung

$$\pi_E = \frac{p_0 + \Delta p_P}{p_0 + \Delta p_P + \Delta p} \quad (5.5.-81)$$

Somit gilt stets $\pi_E > \pi_s$, was größere Ausdehnungsgefäße bei einer Enddruckhaltung bewirkt.

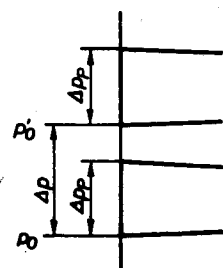


Bild 5.5.-31
Druckverhältnisse an der Einspeisestelle bei veränderlichen Auflastdrücken mit den Grenzwerten p_0 und p_0'

Zusammenfassend bedeutet dies:

Ist eine Saugdruckhaltung aus der Sicht des Druckdiagramms günstig, so bewirkt diese auch kleine Ausdehnungsgefäße und sollte realisiert werden.

Hat sich eine Enddruckhaltung bei der Entwicklung des Druckdiagramms als vorteilhaft erwiesen, so ist zu prüfen, ob die Verringerung der Druckverschiebung Δp (Bild 5.5.-31) und das Anwenden einer Saugdruckhaltung technisch möglich sind und evtl. zu kleineren Ausdehnungsgefäßen als bei Einsatz einer Enddruckhaltung führen.

Abschließend sei noch auf einen technischen Kunstgriff verwiesen: Besteht zwischen Wasserspiegel im Ausdehnungsgefäß und der Einbindestelle der Druckhaltung ein Höhenunterschied ΔH , der zur Druckdifferenz Δp_H führt, so gelten

$$p_{AG,min} = p_0 - \Delta p_H; \quad p_{AG,max} = p_0' - \Delta p_H$$

und damit

$$\pi = \frac{p_0 - \Delta p_H}{p_0' - \Delta p_H} \quad (5.5.-82)$$

Das Druckverhältnis ist bei positivem Δp_H am kleinsten, d. h., das inertgasbeaufschlagte Ausdehnungsgefäß sollte so hoch wie technisch möglich angeordnet werden.

Achtung!

Die Grenzen des Abnehmerruhedrucks $pa_{0,max}$ und $pa_{0,min}$ sind bei Stillstand des Netzes gleichzeitig auch Systemgrenzwerte.

Zusätzliche Überlegungen entfallen, wenn der Betrieb der Abnehmer und des Netzes völlig synchron erfolgt.

Bei Betrieb der Pumpe im Abnehmeranschluß und gleichzeitigem Netzstillstand sind näherungsweise die Werte $pa_{V,min}$; $pa_{R,min}$; $pa_{V,max}$; $pa_{R,max}$ einzuhalten.

Bei Netzbetrieb und Stillstand der Anlage müssen die Anlageruhedrücke $pa_{0,max}$ und $pa_{0,min}$ eigentlich den tatsächlichen Druckverlauf pe_V und pe_R einschließen. Wenn dem so ist, entfallen weitere Betrachtungen. Liegt $pa_{0,max}$ innerhalb des realen Druckdiagramms und $pa_{0,min}$ darunter, so ist bei abgeschaltetem Hausanschluß stets der Vorlauf des Abnehmeranschlusses abzusperren. Befindet sich $pa_{0,min}$ innerhalb des Druckverlaufs und $pa_{0,max}$ darüber, so ist bei abgeschaltetem Abnehmeranschluß der Rücklauf abzusperren.

Diese Untersuchungen sowie die Festlegung des Betriebsregimes können erst nach endgültiger Festlegung des hydraulischen Druckverlaufs und des Ruhedrucks erfolgen. Sie sind deshalb auch nicht im Rechenprogramm nach Abschnitt 5.5.4. enthalten.

5.5.3.8. Beispiel

Das im Abschnitt 5.5.3.5. vorgestellte und rechnerisch gelöste Beispiel soll nun auch grafisch mit Hilfe eines Druckschaubildes untersucht werden. Die Einordnung eines realen hydraulischen Druckverlaufs ist vorzunehmen. Dabei sollten die Druckdifferenz am letzten Abnehmer etwa 0,2 MPa und der Drucksprung in der Pumpe 0,6 MPa betragen. Einer symmetrischen Mitteldruckhaltung ist der Vorzug zu geben.

Lösung

Das Druckdiagramm wird im Bild 5.5.-32 entwickelt. Die im Abschnitt 5.5.3.5. bestimmten Höhenglieder

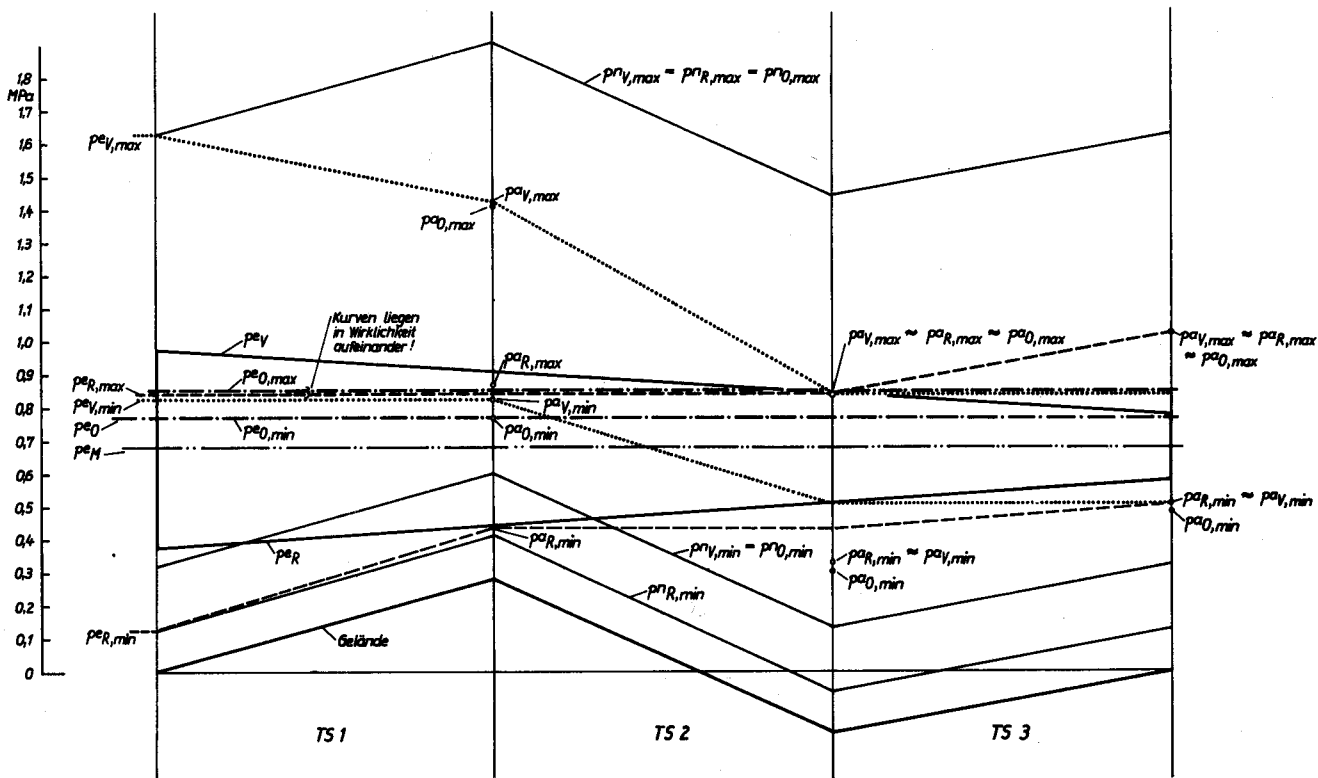


Bild 5.5.-32 Entwicklung eines Druckschaubildes und Einpassen des hydraulischen Druckdiagramms bei asymmetrischer Mitteldruckhaltung (Beispiel 5.5.3.8.)

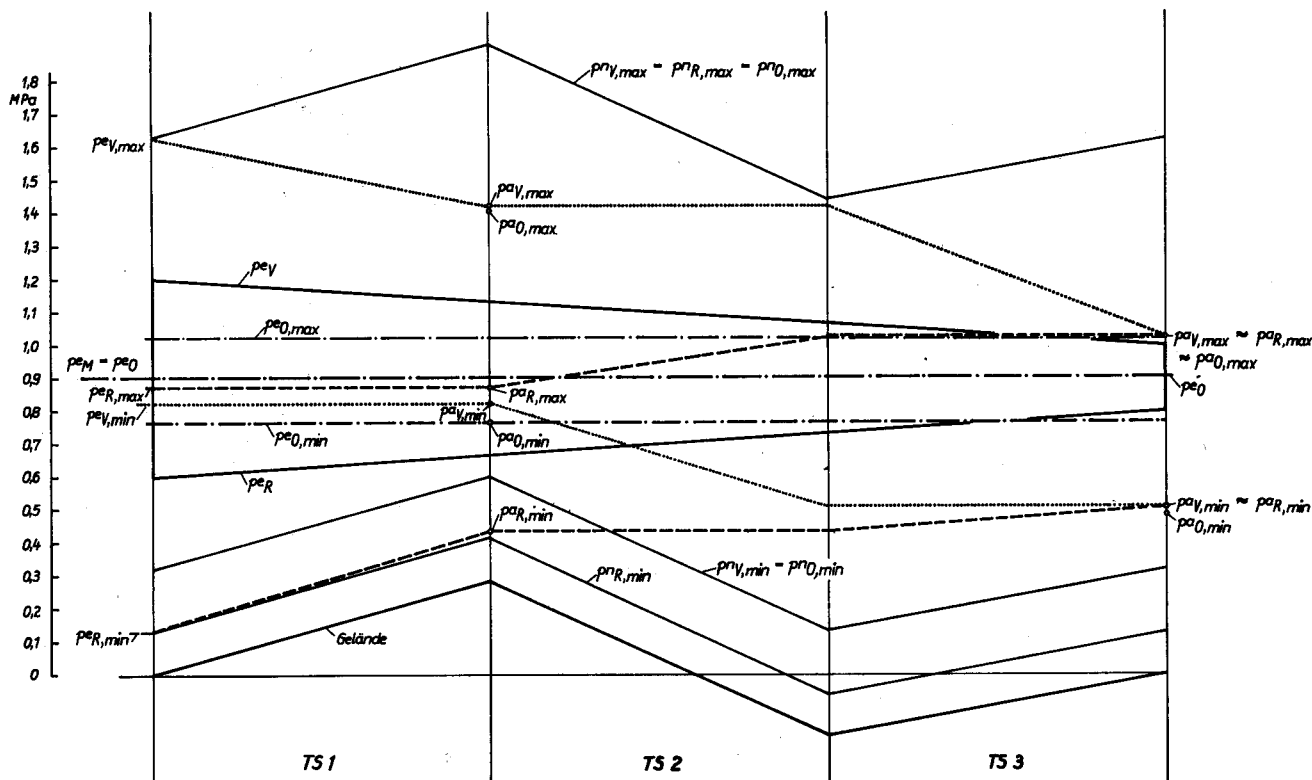


Bild 5.5.-33 Durch Weglassen des Abnehmers am Ende der Teilstrecke 2 kann in das im Bild 5.5.-32 entwickelte Druckschaubild ein hydraulisches Druckdiagramm mit symmetrischem Mitteldruck eingepaßt werden

($H_i - H_o$) *og*, die man für Vor- und Rücklauf getrennt ermittelt, wurden zum Aufzeichnen einer Geländelinie gemittelt.

Nach Eintragen der Netzgrenzlinien $pn_{V,max}$; $pn_{R,max}$; $pn_{0,max}$; $pn_{V,min}$; $pn_{R,min}$; $pn_{0,min}$ und der Abnehmergrenzwerte $pa_{V,max}$; $pa_{R,max}$; $pa_{0,max}$; $pa_{V,min}$; $pa_{R,min}$; $pa_{0,min}$

sind die Betriebsgrenzlinien $pe_{V,max}$; $pe_{R,max}$; $pe_{V,min}$; $pe_{R,min}$ entsprechend den Angaben im Abschnitt 5.5.3.6. erarbeitet worden. Die höchsten Minimalwerte und die niedrigsten Maximalwerte, bezogen auf die Höhe der Einspeisestelle, ergeben sich durch Ablesung:

$$(pe_{V,max})_{min} = 0,84 \text{ MPa}$$

$$(pe_{V,min})_{max} = 0,82 \text{ MPa}$$

$$\begin{aligned} (pe_{R,max})_{min} &= 0,84 \text{ MPa} \\ (pe_{R,min})_{max} &= 0,51 \text{ MPa} \\ pe_{0,max} &= 0,84 \text{ MPa} \\ pe_{0,min} &= 0,77 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Die geringen Unterschiede zum rechnerischen Ergebnis des Beispiels 5.5.3.5. — dort sind es die Größen $(pe_v - \Delta v)_{max}$; $(pe_v - \Delta v)_{min}$ usw. — folgen aus der Mittelwertbildung der Höhenglieder und aus Zeichnungengenauigkeiten.

Zwischen dem maximal zulässigen Vorlaufdruck und dem minimal zulässigen Rücklaufdruck ist ausreichend Abstand, um das reale Druckdiagramm mit den gewünschten Differenzdrücken am Abnehmer und an der Einspeisestelle zu plazieren. Es kann allerdings nur eine asymmetrische Mitteldruckhaltung mit beispielsweise $pe_0 = pe_{0,min}$ verwirklicht werden. Dieser Druck liegt ungefähr um 0,09 MPa über dem symmetrischen Mitteldruck pe_M .

Im Bild 5.5.-33 ist der Abnehmer am Ende der Teilstrecke 2 weggelassen und das Druckschaubild unter diesen Bedingungen erneut entwickelt worden. Das reale Diagramm kann nunmehr so eingeordnet werden, daß Ruhedruck pe_0 und symmetrischer Mitteldruck pe_M zusammenfallen.

Bei Abschaltung der auf Höhe $H_1 = 330 \text{ m}$ liegenden Hausanschlußstation muß der Rücklauf abgesperrt werden — der Vorlauf bleibt geöffnet —, da sonst $pa_{0,min}$ unterschritten wird.

Abschließend sei nochmals daran erinnert, daß sich die Drücke im Schaubild stets als Ordinatenabstände zur Geländelinie verstehen.

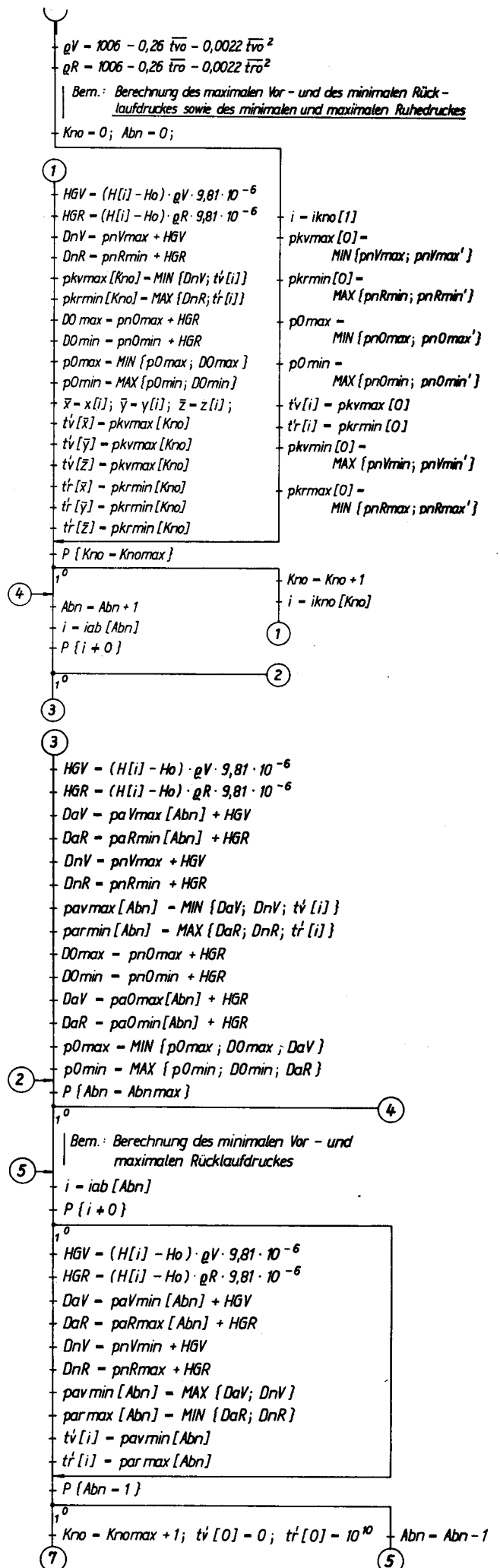
5.5.4. Rechenprogramm zur Nachbildung eines Druckdiagramms

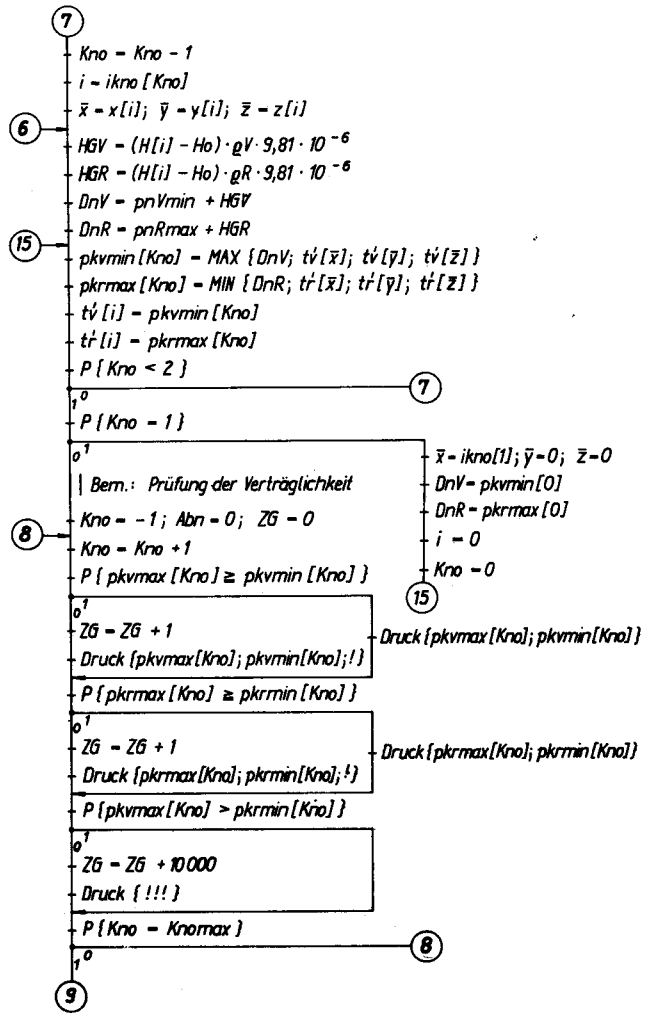
Der Algorithmus zur rechnerischen Durcharbeitung eines mehrdimensionalen Druckdiagramms ist im Flußbild 5.5.-1 aufgezeichnet. Voraussetzung ist die Kenntnis über die Netzstruktur (Flußbild 1.2.-1). Untersucht werden die hydraulischen Verhältnisse für eine *Mitteldruckhaltung*.

Zur Berechnung der Höhenglieder wird die Dichte des Vor- und Rücklaufs differenziert ermittelt und angewendet. Als Bezugsgrößen gelten die eingegebenen Vorlauf- und Rücklauftemperaturen tv_0 und tr_0 . Weitere Eingabewerte sind:

Netzgrenzdrücke einheitlich für alle Knotenpunkte (einschließlich der Einspeisestelle $Kno = 0$)

- pnVmax maximaler Vorlaufdruck nach Gl. (5.5.-73)
- pnVmin minimaler Vorlaufdruck nach Gl. (5.5.-71)
- pnRmax maximaler Rücklaufdruck nach Gl. (5.5.-73)
- pnRmin minimaler Rücklaufdruck nach Gl. (5.5.-72)
- pn0max maximaler Ruhedruck nach Gl. (5.5.-76)
- pn0min minimaler Ruhedruck nach den Gln. (5.5.-74) und (5.5.-75)





Abnehmergrenzdrücke für alle Abnehmer

paVmax[Abn]	maximaler Vorlaufdruck	} nach Abschnitt 5.5.3.2.
paVmin[Abn]	minimaler Vorlaufdruck	
paRmax[Abn]	maximaler Rücklaufdruck	
paRmin[Abn]	minimaler Rücklaufdruck	
pa0max[Abn]	maximaler Ruhedruck	
pa0min[Abn]	minimaler Ruhedruck	

Abnehmerdifferenzdrücke für alle Abnehmer

$\Delta pa[Abn]$ minimaler Differenzdruck nach Gl. (5.1.-30) oder gemäß Flußbild 5.1.-4

Der Algorithmus wird in den nachfolgenden Schritten erarbeitet.

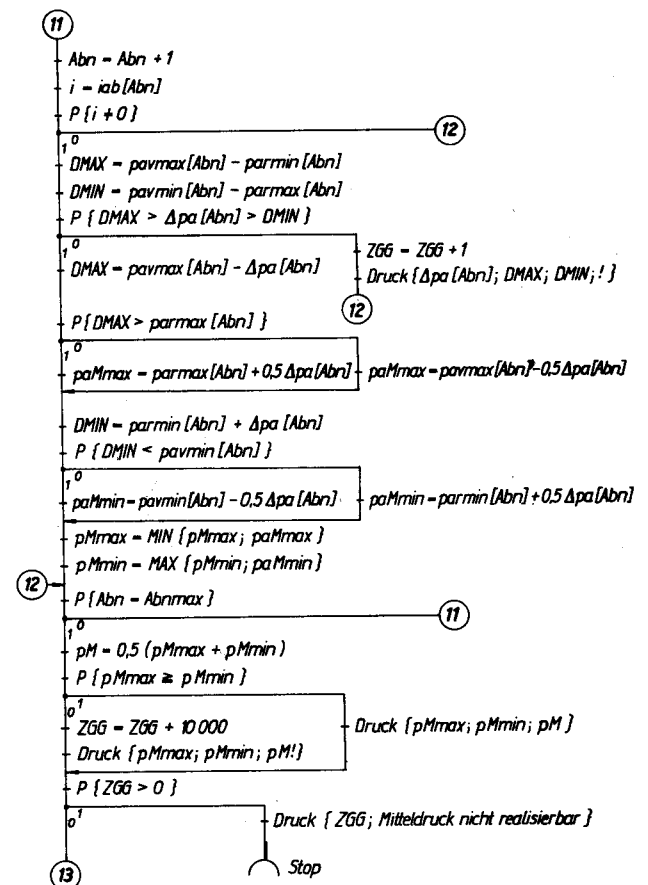
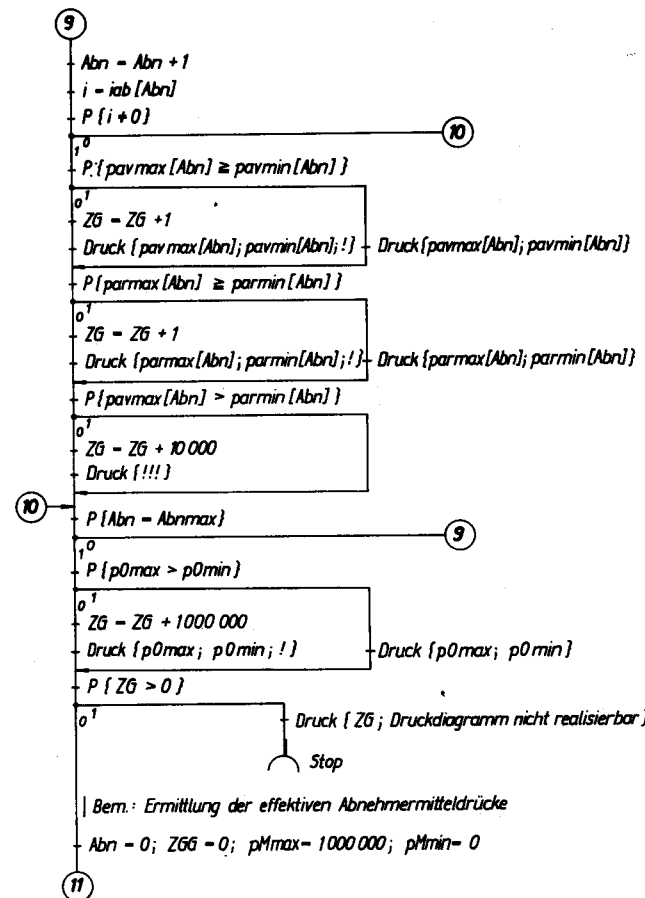
Anmerkung

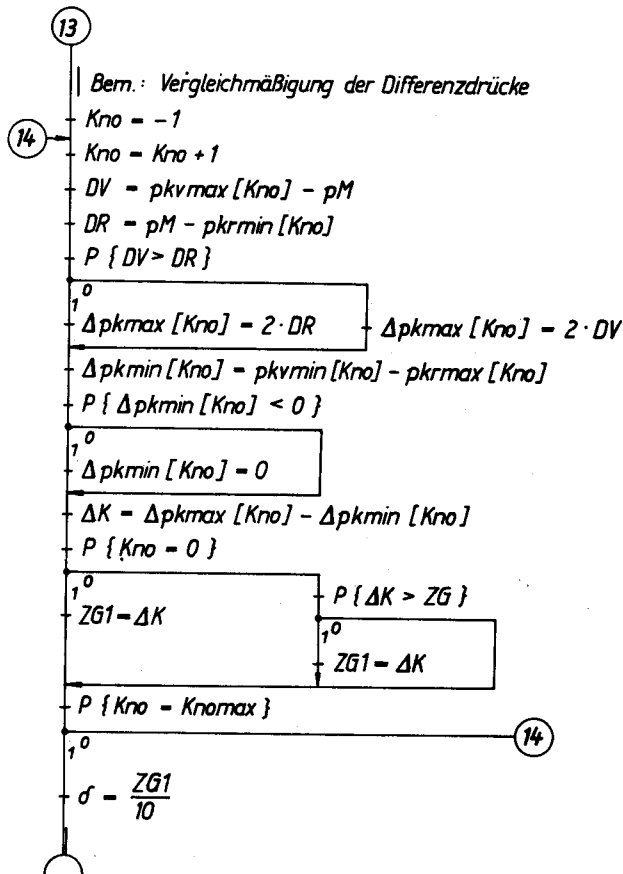
Speziell für Kno = 0 geltende Werte pnVmax', ..., pn0min', die spezifische Einspeisedrücke bei Netzerweiterungen oder besondere Druckverhältnisse für Sicherheitsventile (vgl. Anmerkung im Abschnitt 5.5.3.4.) berücksichtigen sollen, sind zusätzlich einzugeben. Im Programm erfolgt stets eine Gegenüberstellung mit den Netzwerten pnVmax, ..., pn0min und die Auswahl des engeren Grenzwertes.

Die Größen pkv, pkr, pav, par sowie die daraus abgeleiteten Beziehungen, wie z. B. pM, stellen die auf die Höhe Ho (Einspeisestelle) projizierten Drücke dar. Als Einheit wird durchweg MPa verwendet.

Berechnung des maximalen Vorlauf- und des minimalen Rücklaufdrucks sowie des minimalen und maximalen Ruhedrucks

Ausgehend von den geforderten Netzgrenzdrücken pnVmax, pnRmin, pn0max und pn0min, werden unter Beachtung der Höhenglieder die auf die Einspeisestelle bezogenen Grenzwerte unter der Bezeichnung DnV, DnR, D0max und D0min bestimmt. An der Einspeise-





Flußbild 5.5.-1

Grenzdrukke (GRENZ)

Aufbauend auf der Netzstruktur gemäß Flußbild 1.2.-1 und zusätzlichen Eingabewerten (Netzgrenzdrukke an allen Knoten, Abnehmergrenzdrukke und Mindestdruckdifferenzen an allen Abnehmern), werden die maximalen und minimalen Vorlauf- und Rücklaufdrücke sowie die Ruhedrucke bestimmt. Die ermittelten Ergebnisse werden anschließend verschiedenen Verträglichkeitsprüfungen unterzogen. Danach erfolgt die Bestimmung der effektiven Abnehmermitteldrücke und die Auswahl eines allgemeingültigen Mitteldrucks für eine symmetrische Mitteldruckhaltung. Abschließend werden die Differenzdrücke knotenpunktweise vergleichmäßig, so daß ein symmetrischer Differenzdruckverlauf gemäß Bild 5.5.-35 entsteht. Nach Auswahl des maximalen Lösungsbereiches (maximaler Differenzdruck minus minimaler Differenzdruck) erfolgt durch Unterteilung in zehn gleiche Abschnitte die Ermittlung der Unterbereichsgrößen. Die Ergebnisse stellen Vorarbeiten für die dynamische Optimierung dar.

Werden die genannten Verträglichkeitsprüfungen nicht bestanden oder läßt sich kein alle Forderungen gewährleistender Mitteldruck finden, so bricht das Programm ab. Die kritischen Werte sowie auf die Fehlerart hinweisende Kennzahlen (ZG und ZGG) erscheinen im Druckbild.

Einheiten: Temperaturen in °C; Höhen in m; Drücke in MPa

stelle ($K_{no} = 0$) sind diese Werte mit den endgültigen Grenzdrukken $pkv_{max}[K_{no}]$ und $pkv_{min}[K_{no}]$ sowie p_{0max} und p_{0min} identisch. Die Werte D_{nV} und D_{nR} können beim Durchwandern aller Knoten und Abnehmer nur gleichbleiben oder abnehmen. Damit diese stets präsent sind, werden sie den teilstreckenorientierten Werten $t\acute{v}[i]$ und $t\acute{f}[i]$ der nachfolgenden Teilstrecken x , y und z zugeordnet. An der Einspeisestelle ist es nur die Teilstrecke $ik_{no}[1]$.

Die Grenzdrukke an den Knoten $K_{no} = 1 \dots K_{nomax}$ werden aus den jeweils aktuellen Daten D_{nV} bzw. D_{nR} im Vergleich zu den vorangegangenen Werten $t\acute{v}[i]$ bzw. $t\acute{f}[i]$ so ausgewählt, daß für $pkv_{max}[K_{no}]$ der jeweils niedrigste und für $pkv_{min}[K_{no}]$ der jeweils höchste Wert Annahme findet:

$$pkv_{max}[K_{no}] = \text{MIN} \{D_{nV}; t\acute{v}[i]\} \quad (5.5.-83)$$

$$pkr_{min}[K_{no}] = \text{MAX} \{D_{nR}; t\acute{f}[i]\} \quad (5.5.-84)$$

Bezüglich der Ruhedrucke interessieren nur das Minimum und das Maximum des gesamten Netzes, so daß an jedem Knoten erneut

$$p_{0max} = \text{MIN} \{p_{0max}; D_{0max}\} \quad (5.5.-85)$$

$$p_{0min} = \text{MAX} \{p_{0min}; D_{0min}\} \quad (5.5.-86)$$

ermittelt wird.

Nach Abarbeiten aller Knoten werden die existierenden Abnehmer $Abn = 1 \dots Abn_{max}$ betrachtet. An den Peripherieteilstrecken gelten einerseits die Netzwerte in der bisher beschriebenen Weise und zusätzlich die Abnehmergrenzdrukke DaV und DaR . Letztere werden ebenfalls auf die Höhe an der Einspeisestelle bezogen. Die Extremwerte folgen somit aus der Beziehung

$$pav_{max}[Abn] = \text{MIN} \{DaV; D_{nV}; t\acute{v}[i]\} \quad (5.5.-87)$$

$$par_{min}[Abn] = \text{MAX} \{DaR; D_{nR}; t\acute{f}[i]\} \quad (5.5.-88)$$

Analog erweitern sich bei der Bestimmung der Ruhedrucke die Gl. (5.5.-85) und (5.5.-86) um die abnehmerbedingten Grenzruhedrucke.

Berechnung des minimalen Vorlauf- und maximalen Rücklaufdrucks

Bei diesen Betrachtungen ist von der Netzperipherie auszugehen. Zunächst werden für alle echten Abnehmer aus den Grenzdrukken $paV_{min}[Abn]$ bzw. $paR_{max}[Abn]$ unter Beachten der entsprechenden Höhenglieder die umgerechneten Grenzdrukke DaV bzw. DaR ermittelt. Analog dazu folgen die netzspezifischen Begrenzungen

$$pav_{min}[Abn] = \text{MAX} \{DaV; D_{nV}\} \quad (5.5.-89)$$

$$par_{max}[Abn] = \text{MIN} \{DaR; D_{nR}\} \quad (5.5.-90)$$

Diese Ergebnisse werden der zuführenden Teilstrecke i auf den Speicherplätzen $t\acute{v}[i]$ und $t\acute{f}[i]$ übergeben.

Anschließend erfolgt der Durchgang von $K_{no} = K_{nomax} \dots 0$, wobei knotenpunktweise die Netzgrenzwerte D_{nV} und D_{nR} bestimmt und unter Beachten, daß $pkv_{min}[K_{no}]$ nur steigen und $pkv_{max}[K_{no}]$ nur fallen darf, die Extremwerte

$$pkv_{min}[K_{no}] = \text{MAX} \{D_{nV}; t\acute{v}[\bar{x}]; t\acute{v}[\bar{y}]; t\acute{v}[\bar{z}]\} \quad (5.5.-91)$$

$$pkv_{max}[K_{no}] = \text{MIN} \{D_{nR}; t\acute{f}[\bar{x}]; t\acute{f}[\bar{y}]; t\acute{f}[\bar{z}]\} \quad (5.5.-92)$$

ermittelt werden. Diese Ergebnisse sind dann wiederum auf $t\acute{v}[i]$ und $t\acute{f}[i]$ abzuspeichern.

Prüfung der Verträglichkeit

Knotenpunktweise bzw. abnehmerweise erfolgen die Prüfungen:

$$pkv_{max}[K_{no}] \geq pkv_{min}[K_{no}] \quad (5.5.-93)$$

$$pkr_{max}[K_{no}] \geq pkr_{min}[K_{no}] \quad (5.5.-94)$$

$$pkv_{max}[K_{no}] > pkr_{min}[K_{no}] \quad (5.5.-95)$$

$$pav_{max}[Abn] \geq pav_{min}[Abn] \quad (5.5.-96)$$

$$par_{max}[Abn] \geq par_{min}[Abn] \quad (5.5.-97)$$

$$pav_{max}[Abn] > par_{min}[Abn] \quad (5.5.-98)$$

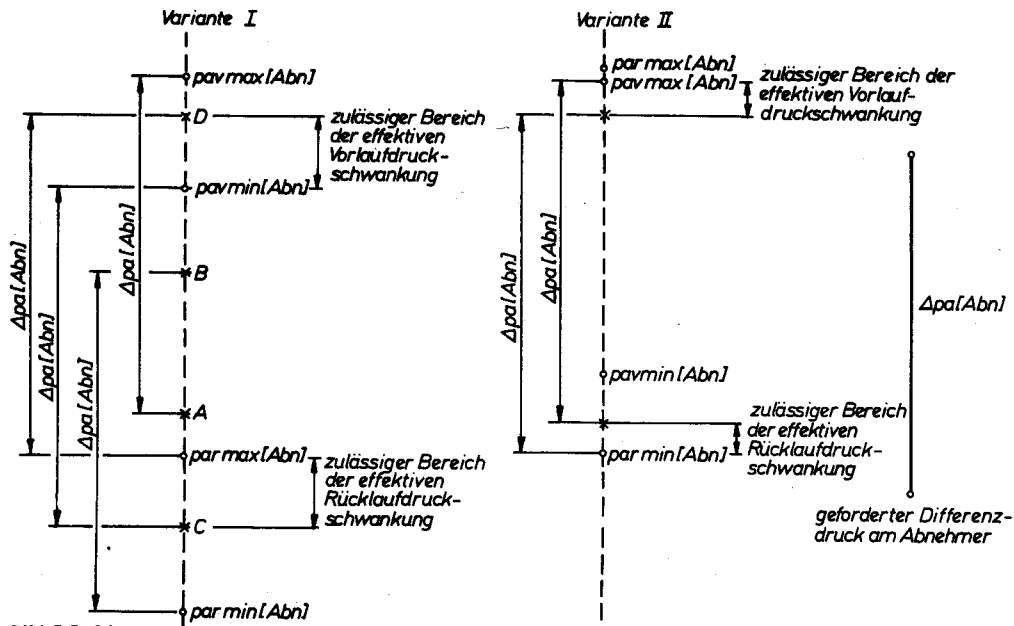


Bild 5.5.-34

Ermittlung der am Abnehmer zulässigen Vorlauf- und Rücklaufdruckbereiche für zwei verschiedene Konstellationen der Grenzdrücke

Abschließend wird der Test

$$p_{0max} > p_{0min} \quad (5.5.-99)$$

vorgenommen.

Ist einer der Tests nicht erfüllt, erfolgt Programmabbruch. Die charakteristischen Daten werden ausgegeben und die beanstandeten Prüfungen mit (!) gekennzeichnet.

Die Kennzahl ZG gibt Hinweise auf die fehlerhaften Ungleichungen:

$$ZG = 1 \dots 9999 \quad \text{Gln. (5.5.-93), (5.5.-94), (5.5.-96), (5.5.-97)}$$

$$ZG = 10000 \dots 990000 \quad \text{Gln. (5.5.-95), (5.5.-98)}$$

$$ZG > 1000000 \quad \text{Gl. (5.5.-99).}$$

Ermittlung der effektiven Abnehmermitteldrücke

Alle echten Abnehmer werden zunächst gemäß Bild 5.5.-34 der Prüfung

$$(p_{avmax}[Abn] - p_{armin}[Abn]) > \Delta p_a[Abn] > (p_{avmin}[Abn] - p_{armax}[Abn]) \quad (5.5.-100)$$

unterzogen.

Anschließend erfolgt der Test, ob der Punkt A im zulässigen Rücklauf-Druckbereich liegt. Wenn ja, ergibt sich der maximale Abnehmermitteldruck zu

$$p_{aMmax} = p_{avmax}[Abn] - 0,5 \Delta p_a[Abn], \quad (5.5.-101)$$

wenn nein folgt

$$p_{aMmax} = p_{armax}[Abn] + 0,5 \Delta p_a[Abn]. \quad (5.5.-102)$$

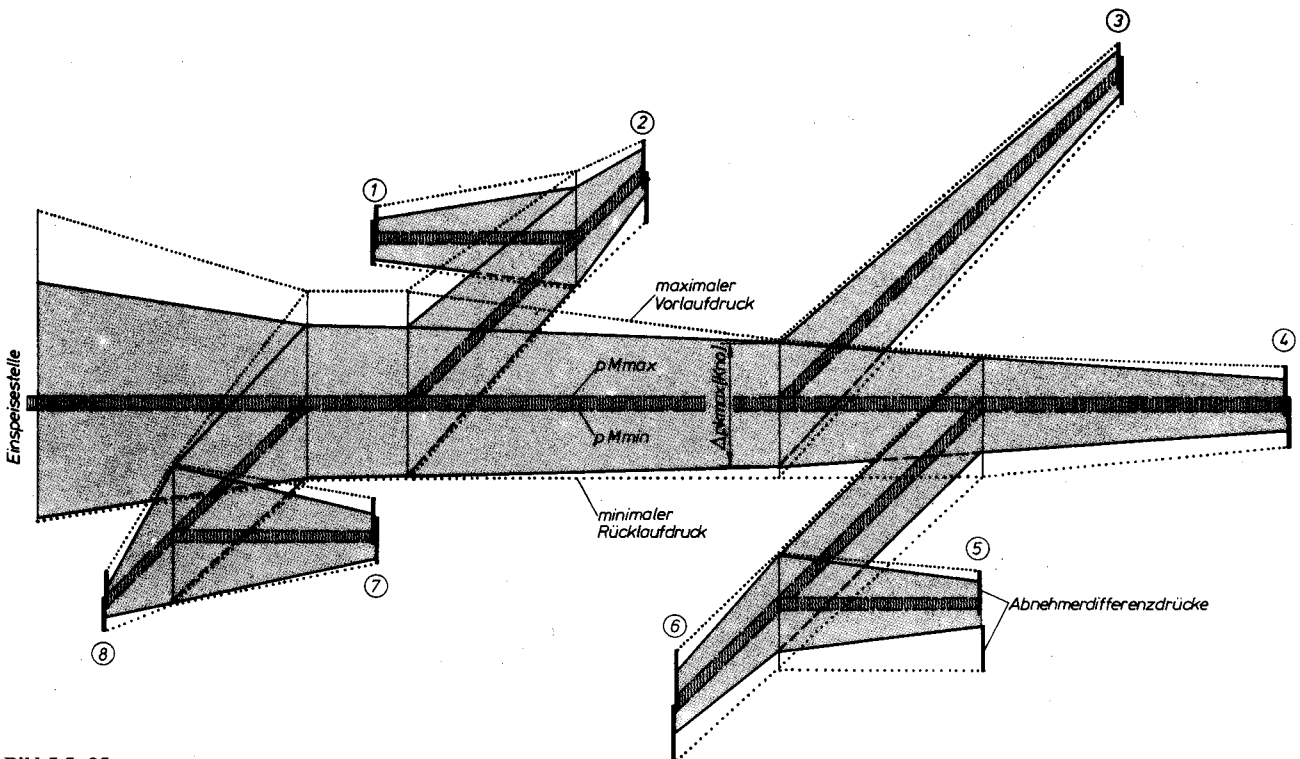


Bild 5.5.-35

Räumliche Darstellung eines Druckschaubildes mit maximalen Vorlauf- und minimalen Rücklaufgrenzdrücken, dem ausgewählten Mitteldruckbereich ($p_{Mmax} \dots p_{Mmin}$) und den vergleichmäßigten Differenzdruckverläufen $\Delta p_{kmax}[Kno]$

Befindet sich der Punkt B im zulässigen Vorlauf-Druckbereich, so berechnet sich der minimale Abnehmermitteldruck nach der Beziehung

$$p_{aMmin} = p_{armin}[Abn] + 0,5 \Delta p_a[Abn]. \quad (5.5.-103)$$

Bei Nichterfüllung gilt

$$p_{aMmin} = p_{avmin}[Abn] - 0,5 \Delta p_a[Abn]. \quad (5.5.-104)$$

Schließlich werden der niedrigste Maximal- und der höchste Minimalwert p_{Mmax} und p_{Mmin} herausgetestet und der daraus folgende arithmetische Mittelwert

$$p_M = 0,5(p_{Mmax} + p_{Mmin}) \quad (5.5.-105)$$

ermittelt. Bild 5.5.-35 stellt den zulässigen Mitteldruckbereich anschaulich dar. Ist die Prüfung

$$p_{Mmin} \leq p_{Mmax} \quad (5.5.-106)$$

oder eine der Ungleichungen (5.5.-100) nicht erfüllt, so erfolgt Programmabbruch.

Die Kennzahl ZGG gibt Hinweise auf die Fehlerursachen:

$$ZGG = 1 \dots 9999 \quad \text{Gl. (5.5.-100)}$$

$$ZGG > 10000 \quad \text{Gl. (5.5.-106)}.$$

Vergleichmäßigung der Differenzdrücke

Da die Durchmesser der Vorlauf- und Rücklaufleitungen aus verlegetechnischen Gründen gleich groß gewählt werden sollen, sind auch die Druckverluste in den Teilstrecken des Vor- und Rücklaufs in erster Näherung gleich groß. Damit werden sich um die tatsächlichen Mitteldrücke etwa symmetrische Druckverläufe p_V und

p_R ergeben. Maßgebend sind somit stets die kleinsten Differenzen

$$DV = p_{kvmax}[Kno] - p_M \quad (5.5.-107)$$

$$DR = p_M - p_{krmin}[Kno]. \quad (5.5.-108)$$

Die zulässigen maximalen Differenzdrücke an den Knotenpunkten betragen dann

$$\Delta p_{kmax}[Kno] = 2 DR \quad \text{oder} \quad \Delta p_{kmax}[Kno] = 2 DV. \quad (5.5.-109)$$

Grafisch ist der entstandene Bereich im Bild 5.5.-35 verdeutlicht. Diese *Vergleichmäßigung* der Differenzdrücke schränkt den Lösungsbereich ein und *verringert* damit die Zahl der Berechnungsschritte bei der dynamischen Optimierung.

Der minimal zulässige Differenzdruck beträgt knotenpunktweise

$$\Delta p_{kmin}[Kno] = p_{kvmin}[Kno] - p_{krmax}[Kno]. \quad (5.5.-110)$$

Ist das Ergebnis negativ, so wird $\Delta p_{kmin}[Kno] = 0$ gesetzt. Da dies in der Regel der Fall sein dürfte, erfolgt für die minimalen Differenzdrücke keine Vergleichmäßigung.

Der Lösungsbereich der Knoten-Differenzdrücke beträgt

$$\Delta K = \Delta p_{kmax}[Kno] - \Delta p_{kmin}[Kno]. \quad (5.5.-111)$$

Der Größtwert wird herausgetestet und in zehn gleiche Abschnitte δ zerlegt. Diese stellen dann die entsprechenden Unterbereiche bei der dynamischen Optimierung (vgl. Abschnitt 6.4.2.) dar.

6. Optimale Bemessung von Heizwassernetzen

Jede technische Anlage wird für bestimmte Parameter, den Auslegungszustand, bemessen. Diese Größen können in zwei unterschiedliche Gruppen, in *intensive* und *extensive Auslegungsparameter* (I_i und E_i), eingeteilt werden. Das Ergebnis der Bemessung sind die technischen Parameter (T_i). Typische Größen werden nachfolgend angegeben:

Intensive

Auslegungsparameter: Vorlauftemperatur
Belastungsgrad

Extensive

Auslegungsparameter: Erschließungsform
Anlagengröße
Rohrführung
Schaltungsart

Technische

Bemessungsparameter: Rohrdurchmesser
Dämmdicken
Pumpendruck
Massetdursatz
Heizflächengröße

Soll eine wirtschaftlich optimale Anlage entstehen, so sind die Auslegungsparameter beider Gruppen und die technischen Bemessungsparameter unter Berücksichtigung der Nebenbedingungen so zu wählen, daß *minimale Jahresgesamtkosten* als *Zielfunktion* erreicht werden. Mitunter ist die Zielfunktion auch eingeeengt, so daß z. B. der Drucksprung der Umwälzpumpe vorgegeben und lediglich eine optimale Druckaufteilung auf die einzelnen Strecken gesucht wird. Die Nebenbedingungen können physikalischer, konstruktiver, technologischer, regelungstechnischer, architektonischer Art u. a. m. sein, wobei einige Nebenbedingungen inponderablen Charakter tragen. Die zusammenfassende Zielfunktion kann rein formal

$$\Phi = K \left(\sum_{i=1}^k I_i; \sum_{i=1}^l E_i; \sum_{i=1}^m T_i \right) + \sum_{\mu=1}^n \kappa_{\mu} \cdot N_{\mu} \left(\sum_{i=1}^k I_i; \sum_{i=1}^l E_i; \sum_{i=1}^m T_i \right) \rightarrow \text{Minimum} \quad (6.0.-1)$$

geschrieben werden, wenn K die Zielfunktion, N die Nebenbedingung und κ ein Multiplikator bedeuten.

Das Aufsuchen des Minimums bereitet mitunter sehr große Schwierigkeiten, da es sich um ein nichtlineares Optimierungsproblem handelt. Im Gegensatz zur linearen Optimierung gibt es hierbei keine allgemeingültige Lösungsvorschrift. Nach [32] ist man lediglich auf die Behandlung bestimmter Problemtypen mit mehr oder minder geeigneten Algorithmen angewiesen. Im strengen mathematischen Sinne handelt es sich um eine *kombinatorische Optimierung*, da der zulässige Lösungsbereich nur aus endlich vielen Punkten besteht. Dies sind beispielsweise bestimmte Vorlauftemperaturen, bestimmte

Erschließungsformen, Variationen der Rohrführung, die genormten Rohrdurchmesser der Teilstrecken u. a. m. Die Minimierung der Jahresgesamtkosten unter Beachten der gegebenen Parameter Vielfalt ist derzeit und wahrscheinlich auch zukünftig nicht praktikabel. Es werden deshalb die intensiven und extensiven Auslegungsparameter als Konstanten betrachtet und für diese Verhältnisse die wirtschaftlich-optimalen Bemessungsparameter ermittelt. Die Variation der Auslegungsparameter bleibt dann Variantenvergleichen vorbehalten, wobei z. B. die technischen Bemessungsparameter für zwei verschiedene Rohrführungen bestimmt und die Ergebnisse — beispielsweise die anfallenden Jahresgesamtkosten — dann miteinander verglichen werden. Indem man alle technisch sinnvollen Varianten durchrechnet und die Ergebnisse der partiellen Optima gegenüberstellt, ist das totale Optimum ohne weiteres aufzufinden.

Zur Vereinfachung wurden die variablen technischen Bemessungsparameter auf die Rohrdurchmesser, die Dämmdicken und den Pumpendruck begrenzt. Dies ist durchaus praxisgerecht, da die Vorlauf- und Rücklauftemperaturen in der Regel vorgegeben sind und somit bei gegebener Wärmeleistung des Abnehmers die Masseströme und die Heizflächen der Abnehmer ohnehin festliegen. Außerdem werden Zielfunktionen und Nebenbedingungen formelmäßig beschrieben. Der Übergang zu Normgrößen erfolgt mitunter erst nach der eigentlichen Optimierung. Man hat somit im mathematischen Sinne eine *analytische Optimierung* zu behandeln. Die Lösung ist dennoch sehr kompliziert.

Von den möglichen Lösungsverfahren werden im weiteren die Methode von LAGRANGE und die dynamische Optimierung näher betrachtet.

6.1. Durchmesseroptimierung einer Strecke

6.1.1. Zielfunktion

Die Rohrdurchmesser einer Strecke — sie besteht aus mehreren Teilstrecken — sollen so bestimmt werden, daß die Jahresgesamtkosten ein Minimum werden. Die zu berücksichtigenden Kostensummanden bzw. deren Anteile sind nachfolgend dargestellt.

Spezifische Rohrkosten k_R . Hierunter werden die Material- und Montagekosten für die Rohrleitung verstanden. Dabei sind die Kosten für die Rohrhalterung bzw. -lagerung sowie die Kosten für die Anstriche eingeschlossen. Die spezifischen Rohrkosten können als Funktion des Rohrinne Durchmesser d dargestellt werden. In der Regel gibt die Approximation

$$k_R = a_R + b_R d^{n_R} \quad \text{in M/m} \quad (6.1.-1)$$

den Zusammenhang gut wieder.

Spezifische Dämmkosten k_D . Soll die Dicke der Wärmedämmung nicht in die Optimierung einbezogen werden, so ist sie von vornherein den Durchmessern fest zuzuordnen. Üblicherweise wird man zwischen Vor- und Rücklauf unterscheiden, so daß es ein k_{Dv} und ein k_{Dr}

sowie differenzierte Koeffizienten und Exponenten gibt. Es gilt die Näherungsgleichung

$$k_D = a_D + b_D d^{n_D} \quad \text{in M/m}, \quad (6.1.-2)$$

wobei die Kosten für Material- und Montageaufwendungen sowie für Anstricharbeiten enthalten sind. (Soll die Dämmdicke auch optimiert werden, so ist das totale Optimum nach Abschnitt 6.3. zu bilden.)

Spezifische Armaturkosten k_A . In der Regel kommen in Fernwärmenetzen Schieber, Klappen und Ventile zum Einbau. Die Kostenfunktionen sind in starkem Maße artbezogen. Um nicht für jeden Typ eine separate Approximation aufstellen zu müssen, soll eine Regressionsgleichung der Form

$$k_A = a_A + b_A d^{n_A} \quad \text{in M/Stück} \quad (6.1.-3)$$

angesetzt werden. Dabei ist zu beachten, daß letztlich auch nur der Anstieg der Kostenfunktion in die Optimierungrechnung eingeht.

Spezifische bautechnische Kosten k_B . Die bautechnischen Aufwendungen erfassen das Herstellen der Heizkanäle, die anteiligen Kosten für einen Sammelkanal oder die Erstellung von Sockeln. Dabei ist noch nach Bodenklassen, Wasserhaltung (Grundwasser- oder Sickerwasserbereich) usw. zu unterscheiden. In Analogie zu den bisherigen Kostenansätzen möge anteilig für eine Leitung

$$k_B = a_B + b_B d^{n_B} \quad \text{in M/m} \quad (6.1.-4)$$

gelten.

Spezifische Trassenkosten k_T . Zur Vereinfachung werden oftmals die bisher aufgeführten Kostensummanden zu den spezifischen Trassenkosten zusammengefaßt. Dabei sollte nicht eine einfache Addition vorgenommen, sondern eine neue Regressionskurve gebildet werden. Im Endeffekt würde man dann wieder eine Gleichung der Form

$$k_T = a_T + b_T d^{n_T} \quad \text{in M/m} \quad (6.1.-5)$$

erhalten, wobei diese die Kostensummanden für die Vorlauf- und Rücklaufleitung einschließt.

Die gezeigte Zusammenfassung ist natürlich nur möglich, wenn der Jahresfestkostensatz für alle Anteile den gleichen Wert hat, die Armaturenbestückung pauschal als Mittelwert erfaßt wird, die Wärmedämmdicken den Durchmessern fest zugeordnet werden und zwischen den Kosten für Vor- und Rücklauf gemittelt wird.

Pumpenkosten K_P . Die Kosten für die Umwälzpumpe und deren Montage können näherungsweise als lineare Funktion der Auslegungsleistung P_P angenommen werden. Es gilt

$$K_P = a_P + b_P P_P \quad \text{in M.} \quad (6.1.-6)$$

Spezifische Pumpenbetriebskosten k_P^* . Diese sind ebenfalls der Pumpenleistung P_P proportional, so daß sich

$$k_P^* = p_E \frac{P_P}{\eta} \quad \text{in M/h}, \quad (6.1.-7)$$

mit p_E dem Preis der Elektroenergie und η dem Produkt der Wirkungsgrade für Elektromotor und Pumpe, er-

gibt. Der Preis p_E ist tarifabhängig. Er setzt sich beispielsweise aus dem anteiligen Leistungspreis — bezogen auf die Betriebsstunde — und dem Arbeitspreis zusammen.

Spezifische Wärmeverlustkosten k_Q^* . Dieser Wert ist den maximalen Wärmeverlusten der Teilstrecken \dot{Q} (Auslegungszustand) und dem Wärmepreis p_Q direkt proportional. Es gilt

$$k_Q^* = p_Q \dot{Q} \quad \text{in M/h}. \quad (6.1.-8)$$

Der Wert \dot{Q} ist teilstreckenbezogen und für Vor- und Rücklauf unterschiedlich (\dot{Q}_V ; \dot{Q}_R).

Damit sind alle spezifischen Summanden zur Ermittlung der festen Kosten vorgestellt. Sie sind mit den charakteristischen Parametern auf ihre tatsächliche Größe umzurechnen und teilstreckenweise in Ansatz zu bringen. Im einzelnen sind die Gln. (6.1.-1), (6.1.-2), (6.1.-4) und (6.1.-5) mit der jeweiligen Teilstreckenlänge l und Gl. (6.1.-3) mit der Armaturenanzahl av_i (Vorlauf) sowie ar_i (Rücklauf) zu multiplizieren. Damit liegen die Trassenkosten entsprechend der getroffenen Näherung fest. Die Pumpenkosten K_P nach Gl. (6.1.-6) sind natürlich nur einmalig für das gesamte Netz zu berücksichtigen. Handelt es sich dagegen um eine Netzerweiterung, wobei die Umwälzpumpe bereits installiert ist, so gilt $K_P = 0$. Erfolgte der Einbau der Pumpe noch nicht oder muß das vorhandene Aggregat infolge der Erweiterung gegen ein größeres ausgetauscht werden, so sollen die anteiligen Pumpenkosten am Anfang des Teilnetzes in Ansatz kommen.

Die bisher ermittelten Summanden stellen Investitionskosten dar. Sie sind zur Bildung der *festen Jahresgesamtkosten* mit dem sogenannten Jahresfestkostensatz zu multiplizieren. Vielfach wird dieser Koeffizient auch als Reproduktionsfaktor bezeichnet. Nachfolgend einige Bemerkungen zu dessen Inhalt:

Jahresfestkostensatz z . Dieser Koeffizient gibt die jährlichen finanziellen Aufwendungen als Teil der Investitionssumme an. Er besteht aus den anlagenwertabhängigen Größen Abschreibung, Gewinn (Zinsen), Steuern, Versicherungen u. a. m. sowie aus den anlagenwertunabhängigen Kostenanteilen Verwaltung, Bedienung, Instandhaltung usw. In der Regel muß der Jahresfestkostensatz für das Netz (Trasse) z_T und die Pumpe z_P wegen der unterschiedlichen Beanspruchung differenziert festgelegt werden.

Nunmehr bedarf es noch der Ermittlung der *variablen Jahresgesamtkosten*, d. h. der direkten Betriebskosten.

Die jährlichen Pumpenbetriebskosten ergeben sich durch Multiplikation von k_P^* [Gl. (6.1.-7)] mit der tatsächlichen Jahresbenutzungsstundenzahl b_E , d. h., es gilt

$$K_P^* = k_P^* b_E = p_E b_E \frac{P_P}{\eta}. \quad (6.1.-9)$$

Für b_E sind die sogenannten Vollaststunden einzusetzen. Sie stellen den integralen Mittelwert — über die gesamte Betriebszeit τ_0 gebildet — dar:

$$b_E = \frac{1}{P_P} \int_0^{\tau_0} \tilde{P}_P d\tau, \quad (6.1.-10)$$

wobei P_p die maximale Pumpenleistung im Auslegungsfall und $\bar{P}_p(\tau)$ die Pumpenleistung als Zeitfunktion in geordneter Häufigkeitsdarstellung bedeuten. \bar{P}_p ist vom Regelregime des Netzes abhängig (vgl. Abschnitt 8.3.).

Die jährlichen Wärmeverlustkosten berechnen sich auf der Grundlage von Gl. (6.1.-8), indem k_Q^* mit der Volllaststundenzahl b_Q zu multiplizieren und die Produkte über alle Teilstrecken i des Vor- und Rücklaufs zu summieren sind. Die Volllaststundenzahl ergibt sich wiederum als integraler Mittelwert

$$b_Q = \frac{1}{t - tu} \int_0^{\tau_0} (\tilde{t} - \tilde{tu}) d\tau. \quad (6.1.-11)$$

Es bedeuten: t Vorlauf- oder Rücklaufzeit der Teilstrecke und tu Umgebungstemperatur der Teilstrecke im Auslegungszustand und $(\tilde{t} - \tilde{tu})$ die entsprechende Temperaturdifferenz als Zeitfunktion in geordneter Häufigkeitsdarstellung über die gesamte jährliche Heizzeit τ_0 . Der Einfachheit halber sollte die Ermittlung von b_Q nicht teilstreckenweise, sondern global für den Netzvorlauf bzw. Netzurücklauf (b_{Qv} ; b_{Qr}) — wie in Gl. (6.1.-11) bereits eingeführt — vorgenommen werden. Die Temperaturdifferenzen $(\tilde{t} - \tilde{tu})$ sind ebenfalls wie \bar{P}_p hauptsächlich vom Regelregime abhängig. Es sei deshalb wiederum auf Abschnitt 8.3. verwiesen. Zusammenfassend gilt

$$K_Q^* = p_Q \left[b_{Qv} \sum_{i=1}^n \dot{Q}v_i + b_{Qr} \sum_{i=1}^n \dot{Q}r_i \right]. \quad (6.1.-12)$$

Damit sind alle Kostensummanden vorhanden, und das Aufstellen der Zielfunktion ist möglich. Je nach gewünschter Genauigkeit und entsprechend den vorliegenden Gegebenheiten sind nachfolgende Varianten beispielhaft. Es ist zu beachten, daß die Teilstreckennummer gemäß Abschnitt 1.2.3. für den Vor- und Rücklauf gleichermaßen gilt. Somit sind die einzelnen Summanden für Vor- und Rücklauf getrennt anzusetzen oder mit 2 zu multiplizieren. Weiterhin sei festgelegt, daß die Rohrdurchmesser innerhalb einer Teilstrecke konstant sind und sich zwischen Vor- und Rücklauf nicht unterscheiden.

Variante 1: Neubemessung des Netzes

$$\begin{aligned} K = z_T \sum_{i=1}^n [& 2(a_R + b_R d_i^{nR}) l_i + (a_{Dv} + b_{Dv} d_i^{nDv}) l_i \\ & + (a_{Dr} + b_{Dr} d_i^{nDr}) l_i + (a_A + b_A d_i^{nA}) (av_i + ar_i) \\ & + 2(a_B + b_B d_i^{nB}) l_i] + z_P (a_P + b_P P_P) \\ & + p_E b_E \frac{P_P}{\eta} \\ & + p_Q \left[b_{Qv} \sum_{i=1}^n \dot{Q}v_i + b_{Qr} \sum_{i=1}^n \dot{Q}r_i \right] \rightarrow \text{Minimum} \end{aligned} \quad (6.1.-13)$$

Falls sich die Jahresfestkostensätze für die Rohrleitung, die Dämmung und den Baukörper unterscheiden, sind diese den Summanden differenziert zuzuordnen.

Variante 2: Neubemessung des Netzes (vereinfacht)

$$K = z_T \sum_{i=1}^n (a_T + b_T d_i^{nT}) l_i + z_P (a_P + b_P P_P) + p_E b_E \frac{P_P}{\eta}$$

$$+ p_Q \left[b_{Qv} \sum_{i=1}^n \dot{Q}v_i + b_{Qr} \sum_{i=1}^n \dot{Q}r_i \right] \rightarrow \text{Minimum} \quad (6.1.-14)$$

Variante 3: Netzerweiterung (Δp ist vorgegeben)

$$\begin{aligned} K = z_T \sum_{i=1}^n (a_T + b_T d_i^{nT}) l_i \\ + p_Q \left[b_{Qv} \sum_{i=1}^n \dot{Q}v_i + b_{Qr} \sum_{i=1}^n \dot{Q}r_i \right] \rightarrow \text{Minimum} \end{aligned} \quad (6.1.-15)$$

6.1.2. Nebenbedingungen

In den Nebenbedingungen werden die physikalischen Gesetze und die technischen Gegebenheiten sowie die erforderlichen Verknüpfungen formuliert. Dadurch schränkt man den Lösungsbereich auf den technisch sinnvollen ein und schließt triviale Lösungen aus. Nachfolgend werden die hauptsächlichen Problemkreise betrachtet.

Masseströme

Die Masseströme der Abnehmer \dot{m} [Abn] sind für den Auslegungsfall vorgegeben. Ihre Ermittlung ist im Abschnitt 3. ausführlich dargelegt. Die Addition der Masseströme und ihre teilstreckenweise Zuordnung wurde im Abschnitt 1.2.3. bereits gelöst. Somit liegen alle \dot{m}_i fest. Im weiteren wird der Einfachheit halber \dot{m}_i als Bezeichnung verwendet.

Der Gesamtmassestrom, der von der Umwälzpumpe im Auslegungsfall zu fördern ist, wird im weiteren mit $\dot{m}P$ bezeichnet.

Allgemein betrachtet, können die Masseströme natürlich Zeitfunktionen darstellen ($\dot{m}(\tau)$; $\dot{m}P(\tau)$).

Temperaturverteilung und Wärmeverluste

Die Temperaturverteilung kann prinzipiell nach Abschnitt 2.4. berechnet werden. Da bei der Optimierung eine stationäre Betriebsweise zugrunde gelegt wird, ist eine Vereinfachung möglich. Es gilt für jede Teilstrecke i Gl. (2.2.-27), die hier in modifizierter Form wiedergegeben ist:

$$t'' - tu = (t' - tu) e^{-\frac{kU}{c\dot{m}l}} \quad (6.1.-16)$$

t' Temperatur am Eintritt in die Teilstrecke

t'' Temperatur am Austritt aus der Teilstrecke

tu Umgebungstemperatur

k Wärmedurchgangskoeffizient der Rohrleitung, bezogen auf den Rohrinne Durchmesser

U Rohrumfang innen (πd)

c spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck

\dot{m} Massestrom

l Teilstreckenlänge.

Der Wärmeverlust je Teilstrecke beträgt

$$\dot{Q} = \dot{m}c(t' - t'') = \dot{m}c(t' - tu) \left(1 - e^{-\frac{kU}{c\dot{m}l}} \right). \quad (6.1.-17)$$

Dabei ist zu beachten, daß jedem Durchmesser in Abhängigkeit vom Einsatzfall (Temperaturdifferenz zur Umgebung, Verlegungsart usw.) ein bestimmter Aufbau

der Wärmedämmung zugeordnet ist, wobei U und k Funktionen von d darstellen. Dadurch ergeben sich bei der Ermittlung des Optimums sehr komplizierte Ableitungen. Um dies zu umgehen, sei eine durchgehende oder abschnittsweise Linearisierung der Form

$$\begin{aligned} \dot{Q} &= (q + p d) (t' - tu) l \text{ bzw.} \\ \dot{Q} &= (q^* + p^* d^n) (t' - tu) l \end{aligned} \quad (6.1.-18)$$

empfohlen. Im weiteren muß zwischen Vorlauf- und Rücklaufstrecken unterschieden werden, so daß sich die speziellen Berechnungsgleichungen für den Auslegungszustand

$$\dot{Q}_v = (qv + pv d) (tv' - tu) l \text{ bzw.} \quad (6.1.-19)$$

$$\dot{Q}_v = (qv^* + pv^* d^{nv}) (tv' - tu) l$$

$$\dot{Q}_r = (qr + pr d) (tr' - tu) l \text{ bzw.} \quad (6.1.-20)$$

$$\dot{Q}_r = (qr^* + pr^* d^{nr}) (tr' - tu) l$$

ergeben. Zur Vereinfachung wurde näherungsweise nur auf die Temperaturdifferenz am Eintritt in die Teilstrecke Bezug genommen. Durch entsprechende Unterteilungen der Strecke kann der Fehler beliebig klein gehalten werden. Bei den üblicherweise auftretenden Auskühlungen des Wärmeträgers ergeben sich Fehler von kleiner als 1%. Aufbauend auf der Approximationsgleichung (6.1.-18), ergibt sich die Teilstreckenaustrittstemperatur zu

$$t'' = t' - \frac{\dot{Q}}{\dot{m}c} = t' - \frac{q + p d}{\dot{m}c} (t' - tu) l. \quad (6.1.-21)$$

Wie diese Temperatur weiterverarbeitet wird, hängt von der Rohrführung ab. Während im Vorlauf bei Stromverzweigungen die Eintrittstemperaturen der abgehenden Teilstrecken j, k usw. gleich der Austrittstemperatur der zuführenden Teilstrecke i sind

$$tv''_i = tv''_j = tv''_k, \quad (6.1.-22)$$

muß im Rücklauf an jedem Knotenpunkt die Wärmebilanz aufgestellt werden. Es gilt beispielsweise für eine Vereinigung von j und k zur Teilstrecke i

$$tr'_i = \frac{\dot{m}_j tr''_j + \dot{m}_k tr''_k}{\dot{m}_i}. \quad (6.1.-23)$$

Druckdifferenzen (modifizierte Zusammenfassung des Abschnitts 5.1.1.)

Der Druckabfall in einer Teilstrecke i der Rohrleitung errechnet sich nach der Beziehung

$$\Delta = \left(\lambda \frac{l}{d} + \zeta \right) \frac{\rho}{2} w^2 = \left(\lambda \frac{l}{d} + \zeta \right) \frac{8 \dot{m}^2}{\rho \pi^2 d^4}. \quad (6.1.-24)$$

- λ Rohrreibungsbeiwert
- l Teilstreckenlänge
- d Rohrrinnendurchmesser
- ζ Einzelwiderstandsbeiwert
- \dot{m} Massestrom
- ρ Dichte
- w Strömungsgeschwindigkeit.

Der Rohrreibungsbeiwert ist in Abhängigkeit von der REYNOLDS-Zahl Re und der Rohrrauigkeit ϵ nach

$$\lambda = \frac{64}{Re} \text{ für } Re \leq 2320 \quad (6.1.-25)$$

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \lg \left[\frac{2,51}{Re \sqrt{\lambda}} + \frac{\epsilon}{3,71 d} \right] \text{ für } Re > 2320 \quad (6.1.-26)$$

zu bestimmen.

Für ausgewählte theoretische Durchmesser und eine Rohrrauigkeit $\epsilon = 0,07 \text{ mm}$ sind im Bild 6.1.-1 die Rohrreibungsbeiwerte λ aufgezeichnet.

Weiterhin gelten die bekannten Gleichungen

$$Re = \frac{wd}{v} = \frac{4\dot{m}}{\eta \pi d} \quad (6.1.-27)$$

und

$$w = \frac{4\dot{m}}{\rho \pi d^2}. \quad (6.1.-28)$$

Unter Verwendung der Approximationsgleichung (5.1.-20) folgt für Gl. (6.1.-27) die Näherung

$$Re = 46,44 t \frac{\dot{m}}{d} \quad (6.1.-29)$$

mit t in $^\circ\text{C}$, \dot{m} in kg/s und d in m .

Weitergehende Ableitungen und Hinweise sowie eine umfangreiche Zusammenstellung der Einzelwiderstandsbeiwerte ζ finden sich in Abschnitt 5.1.1. oder in [33].

Die Stoffwerte sind jeweils für die bekannten Teilstreckeneintrittstemperaturen zu ermitteln. Infolge der daraus

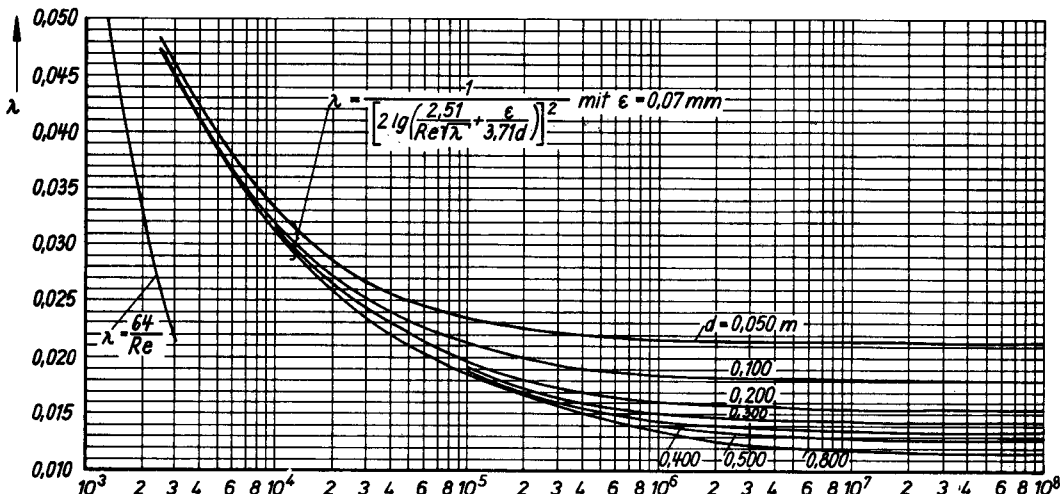


Bild 6.1.-1 Rohrreibungsbeiwerte λ in Abhängigkeit von der REYNOLDS-Zahl und den Durchmessern

resultierenden Unterschiede für Vorlauf- und Rücklaufleitungen sowie der möglicherweise differenzierten Einzelwiderstandsbeiwerte ζ_v und ζ_r ergeben sich dann auch unterschiedliche Druckdifferenzen in den Vorlauf- und Rücklaufstrecken (Auslegungszustand)

$$\Delta v = \left(\lambda v \frac{l}{d} + \zeta v \right) \frac{8 \dot{m}^2}{\rho v \pi^2 d^4} \quad (6.1.-30)$$

$$\Delta r = \left(\lambda r \frac{l}{d} + \zeta r \right) \frac{8 \dot{m}^2}{\rho r \pi^2 d^4} \quad (6.1.-31)$$

Der Gesamtanschlußdruck bzw. der Pumpendruck ΔP berechnet sich durch Addition der Differenzdrücke der hintereinandergeschalteten Teilstrecken.

Auf die zweckmäßigste Art des Druckabgleichs wird bei den speziellen Algorithmen Bezug genommen.

Pumpenleistung

Die in die Gln. (6.1.-6) und (6.1.-7) einzusetzende Pumpenleistung P_p ergibt sich zu

$$P_p = \frac{1}{\rho} \dot{m} P \Delta P \quad (6.1.-32)$$

Als Dichte ist der Wert, der am Einbauort der Pumpe vorliegt, zu verwenden.

Damit sind alle physikalisch-technischen Nebenbedingungen erläutert. Außerdem existieren noch rein technische Bedingungen. So sind z. B. mitunter maximale Geschwindigkeiten festgelegt, einige Teilstrecken bereits im Durchmesser fixiert u. a. m.

6.1.3. Optimaler Durchmesser einer Teilstrecke

Dieser einfache Fall hat durchaus praktische Bedeutung, so beispielsweise, wenn eine Heißwasserleitung (Vor- und Rücklauf) zwischen einem Wärmebereiter und einem entfernt liegenden Abnehmer zu bemessen ist. Die Lösung des Problems hat weiterhin auch exemplarische Bedeutung für alle aus mehreren Teilstrecken zusammengesetzte Systeme.

6.1.3.1. Algorithmus

Die im Abschnitt 6.1.2. formulierten Nebenbedingungen sind mit der Zielfunktion Gl. (6.1.-13) oder (6.1.-14) zu verknüpfen. [Die Zielfunktion nach Gl. (6.1.-15) hat im vorliegenden Fall keine Bedeutung, da bei vorgegebenem Pumpendruck und einer einzigen Teilstrecke nur ein einfaches Bemessungsproblem vorliegt.]

Prinzipiell könnten die Nebenbedingungen in die Zielfunktion substituiert werden, so daß nur noch eine Variable verbleibt. Danach müßten der Extremwert der Zielfunktion — beispielsweise das Minimum der Kosten — ermittelt und die vorhandene Unbekannte bestimmt werden. Der rechnerische Ablauf ist dabei oftmals sehr kompliziert, da die Variablen in den Nebenbedingungen z. B. mit Potenzfunktionen, anderen transzendenten Ausdrücken usw. verknüpft sind. Mitunter können die Variablen überhaupt nicht explizit dargestellt werden.

Eine andere Lösungsmethode besteht darin, daß alle Nebenbedingungen über die sogenannten LAGRANGE-schen Multiplikatoren — wie formal in Gl. (6.0.-1) geschehen — an die Zielfunktion angehängt werden. Nachteilig ist die Vergrößerung der Variablen, da die Multiplikatoren zunächst auch freie Parameter darstellen. Das schließlich zu lösende Gleichungssystem wächst entsprechend an, und die Lösung ist dann sehr aufwendig.

Nachfolgend wird eine kombinierte Lösungsvariante vorgestellt, die die Vorteile der beiden Verfahren verknüpfen soll. Substitutionen erfolgen, soweit dies einfach möglich ist, komplizierte Nebenbedingungen werden über Multiplikatoren an die Zielfunktion angehängt, und die untergeordneten bzw. nicht explizit auflösbaren Nebenbedingungen sind schrittweise einzuarbeiten, wobei zwischenzeitlich die Variablen wie Konstanten betrachtet werden. Echte verbleibende Variable sollen der Rohrdurchmesser und der Pumpendruck sein.

Damit nimmt die Zielfunktion die allgemeine Form

$$K = K(d, \Delta P) \quad (6.1.-33)$$

an, und die Nebenbedingung stellt sich als

$$N = N(d, \Delta P) \quad (6.1.-34)$$

dar. Die Verknüpfung mit den Multiplikatoren κ ergibt dann

$$K = K(d, \Delta P) + \kappa N(d, \Delta P) \quad (6.1.-35)$$

Da die zu optimierende Trasse nur aus einer Teilstrecke besteht, ergibt sich die hydraulische Nebenbedingung zu

$$N(d, \Delta P) = \Delta v + \Delta r - \Delta P = 0, \quad (6.1.-36)$$

wobei die Einzelsummanden entsprechend den Gln. (6.1.-30) und (6.1.-31) gelten.

Der Massestrom in der Teilstrecke ist im vorliegenden Fall identisch mit dem Förderstrom der Pumpe

$$\dot{m} P = \dot{m}, \quad (6.1.-37)$$

so daß die Pumpenleistung nach Gl. (6.1.-32)

$$P_p = \frac{1}{\rho} \dot{m} \Delta P \quad (6.1.-38)$$

lautet. Die Wärmeverlustströme sind durch die Gln. (6.1.-19) und (6.1.-20) bereits gegeben.

Schließlich kann Gl. (6.1.-35) unter Beachten der Zielfunktion nach Gl. (6.1.-14) in ihrer Gesamtheit angeschrieben werden:

$$\begin{aligned} K = & z_T(a_T + b_T d^{n_T}) l + z_P a_P + \left(z_P b_P + p_E b_E \frac{1}{\eta} \right) \frac{1}{\rho} \dot{m} \Delta P \\ & + p_Q l [b_{Qv}(qv + pv d) (tv' - tu) \\ & + b_{Qr}(qr + pr d) (tr' - tu)] \\ & + \kappa \left\{ \left[\left(\lambda v \frac{l}{d} + \zeta v \right) \frac{1}{\rho v} \right. \right. \\ & \left. \left. + \left(\lambda r \frac{l}{d} + \zeta r \right) \frac{1}{\rho r} \right] \frac{8 \dot{m}^2}{\pi^2 d^4} - \Delta P \right\}. \quad (6.1.-39) \end{aligned}$$

Die Gleichung enthält drei Variable d , ΔP und κ . Die notwendige Bedingung für das Vorliegen eines Extremwertes ergibt ein System von drei Gleichungen der Form

$$\frac{\partial K}{\partial d} = 0; \quad \frac{\partial K}{\partial \Delta P} = 0; \quad N = 0. \quad (6.1.-40)$$

Im einzelnen gelten dann:

$$\frac{\partial K}{\partial d} = z_T b_T n_T d^{n_T-1} l + p_Q l [b_{Qv} p v (tv' - tu) + b_{Qr} p r (tr' - tu)] - \kappa \frac{8 \dot{m}^2}{\pi^2 d^5} \left(5 \frac{\lambda v}{q v} \frac{l}{d} + 4 \frac{\zeta v}{q v} + 5 \frac{\lambda r}{q r} \frac{l}{d} + 4 \frac{\zeta r}{q r} \right) = 0 \quad (6.1.-41)$$

$$\frac{\partial K}{\partial \Delta P} = \left(z_P b_P + p_E b_E \frac{1}{\eta} \right) \frac{1}{q} \dot{m} - \kappa = 0 \quad (6.1.-42)$$

$$\left[\left(\lambda v \frac{l}{d} + \zeta v \right) \frac{1}{q v} + \left(\lambda r \frac{l}{d} + \zeta r \right) \frac{1}{q r} \right] \frac{8 \dot{m}^2}{\pi^2 d^4} - \Delta P = 0. \quad (6.1.-43)$$

Anmerkung

Vereinfachend wurden ζ , λ und q bei der Differentiation als Konstanten aufgefaßt. Gemäß Abschnitt 6.1.2. wird für die Dichte Einfachheit halber der am Teilstreckenanzug vorliegende Wert für die Berechnung verwendet. Damit wäre ohnehin nur für die nachfolgenden Teilstrecken eine Abhängigkeit zu formulieren. Werden der Rohrreibungs- und der Einzelwiderstandsbeiwert als Funktion des Durchmessers betrachtet, ergeben sich gegenüber dem im Klammerausdruck stehenden Summanden der Gl. (6.1.-41) die nachfolgenden relativen Fehler

$$f_1 = \frac{\frac{\partial \lambda}{\partial d}}{5 \frac{\lambda}{d} - \frac{\partial \lambda}{\partial d}} \quad \text{und} \quad f_2 = \frac{\frac{\partial \zeta}{\partial d}}{4 \frac{\zeta}{d} - \frac{\partial \zeta}{\partial d}}$$

Sie liegen im Mittel in der Größenordnung von 1 bis 4%.

Das Gleichungssystem (6.1.-41) bis (6.1.-43) ist lösbar, allerdings machen sich Iterationen erforderlich, da die Gl. (6.1.-41) keine explizite Auflösung nach d gestattet.

Die Lösung sollte folgendermaßen erarbeitet werden:

1. Berechnung von κ aus Gl. (6.1.-42)
Dabei ist die Dichte, die am Einbauort der Pumpe herrscht, einzusetzen.
2. Schätzen des inneren Rohrdurchmessers d_0
Er kann direkt angenommen oder über das Schätzen der Strömungsgeschwindigkeit w ermittelt werden. Es gilt

$$d_0 = \sqrt{\frac{4 \dot{m}}{\pi q w}} \approx 0,0357 \sqrt{\frac{\dot{m}}{w}} \quad (6.1.-44)$$

mit d_0 in m, \dot{m} in kg/s und w in m/s.

3. Iterative Ermittlung des inneren Rohrdurchmessers d
Dabei wurde aus Gl. (6.1.-41) d so eliminiert, daß die Gleichung iterationsfähig ist:

$$d = \left\{ \frac{\kappa 8 \dot{m}^2}{\pi^2 l \left[z_T b_T n_T d_0^{n_T-1} + p_Q [b_{Qv} p v (tv' - tu) + b_{Qr} p r (tr' - tu)] \right]} \left[5 \frac{\lambda v}{q v} \frac{l}{d_0} + 4 \frac{\zeta v}{q v} + 5 \frac{\lambda r}{q r} \frac{l}{d_0} + 4 \frac{\zeta r}{q r} \right] \right\}^{1/5} \quad (6.1.-45)$$

Der ermittelte Wert d gilt als neue Annahme für d_0 . Die Rechnung wird so lange wiederholt, bis näherungsweise $d \approx d_0$ ist. Vor der ersten Rechnung und

auch innerhalb des Iterationszyklus sind die Rohrreibungsbeiwerte λv und λr sowie die Einzelwiderstandsbeiwerte ζv und ζr wiederholt zu bestimmen, wenn eine Abhängigkeit vom Durchmesser d besteht.

4. Berechnung des Pumpendrucks

Dieser ergibt sich durch Auswertung der Nebenbedingung Gl. (6.1.-43).

Die praktische Handhabung des Lösungsweges wird im Beispiel 6.1.3.3. verdeutlicht.

6.1.3.2. Vereinfachter Algorithmus

In vielen Fällen kann der Algorithmus vereinfacht werden. So werden oftmals nicht die Einzelwiderstandsbeiwerte angegeben, sondern deren Anteil als äquivalente Rohrlänge definiert. Faßt man Vorlauf- und Rücklaufleitung zusammen ($\Sigma \zeta$) und berechnet die Stoffwerte sowie die abgeleiteten Größen für eine mittlere Temperatur (q , λ), so ergibt sich die äquivalente Rohrlänge für die gesamte Teilstrecke zu

$$l_{\ddot{a}} = 2l + \frac{d \Sigma \zeta}{\lambda}. \quad (6.1.-46)$$

Dieses Verfahren ist im Hinblick auf Gl. (6.1.-24) physikalisch nicht ganz exakt, da in Wirklichkeit die Abhängigkeit vom Durchmesser mit unterschiedlicher Potenz auftritt.

Wird weiterhin ein linearer Kostenansatz für die Trasse zugrunde gelegt [Exponent $n_T = 1$ in Gl. (6.1.-5)], dann erhält man analog zu Gl. (6.1.-41) die vereinfachte Darstellung

$$\frac{\partial K}{\partial d} = z_T b_T l + p_Q l [b_{Qv} p v (tv' - tu) + b_{Qr} p r (tr' - tu)] - \kappa \frac{40 \dot{m}^2}{\pi^2 d^6} \frac{\lambda}{q} l_{\ddot{a}} = 0. \quad (6.1.-47)$$

Die beiden anderen Bestimmungsgleichungen (6.1.-42) und (6.1.-43) bleiben bestehen. Die Substitution des Multiplikators κ in Gl. (6.1.-47) und das Auflösen nach dem Durchmesser ergibt dann

$$d = \left\{ \frac{40 \dot{m}^3 \lambda}{\pi^2 q^2} \frac{l_{\ddot{a}}}{l} \frac{z_P b_P + p_E b_E \frac{1}{\eta}}{z_T b_T + p_Q [b_{Qv} p v (tv' - tu) + b_{Qr} p r (tr' - tu)]} \right\}^{1/6} \quad (6.1.-48)$$

Damit ist die direkte Berechnung des Durchmessers (ohne Iteration) möglich.

Weitergehende Vereinfachungen, wie beispielsweise das Weglassen der Wärmeverlustkosten, berühren die Grundlagen der Optimierung und sind deshalb nicht sinnvoll.

6.1.3.3. Beispiel

Es ist eine Heißwasserfernheizleitung (Kanalverlegung) optimal zu bemessen. Gegeben sind:

$$l = 500 \text{ m}; \quad \dot{m} = 160 \text{ kg/s}; \quad t'v = 160 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$t'r = 80 \text{ }^\circ\text{C}; \quad tu = 30 \text{ }^\circ\text{C}; \quad \zeta v = 10;$$

$$\zeta r = 12; \quad \eta = 0,6; \quad \text{Pumpe befindet sich im Rücklauf.}$$

Für die Kostenfunktion gelten:

$$a_T = 1429 \text{ M/m}; \quad b_T = 10210 \text{ M/m} \cdot \text{m}^{1,2};$$

$$n_T = 1,2; \quad z_T = 0,08 \text{ a}^{-1}; \quad a_P = 757 \text{ M};$$

$$b_P = 0,21 \text{ M/W}; \quad z_P = 0,12 \text{ a}^{-1};$$

$$p_E = 0,10 \text{ M/kWh}; \quad qv = 0,34 \text{ W/m K};$$

$$pv = 0,77 \text{ W/m}^2 \text{ K}; \quad qr = 0,42 \text{ W/m K};$$

$$pr = 1,25 \text{ W/m}^2 \text{ K}; \quad p_Q = 40 \text{ M/MWh};$$

Zur Betriebsweise sind folgende Werte gegeben:

jährliche Gesamtbetriebszeit $\tau_0 = 5830 \text{ h}$; Kanaltemperatur $t_u = 30 \text{ }^\circ\text{C} = \text{const.}$

	$\Delta\tau_1$ 130 h	$\Delta\tau_2$ 700 h	$\Delta\tau_3$ 2000 h	$\Delta\tau_4$ 3000 h
\tilde{w}' in $^\circ\text{C}$	160	150	130	110
\tilde{r}' in $^\circ\text{C}$	80	75	70	65
\tilde{m} in kg/s	160	160	140	100

Es besteht die Aufgabe, den theoretischen Durchmesser zu ermitteln, der die kleinsten Jahresgesamtkosten verursacht. Weiterhin ist der Kostenverlauf in der Nähe des Minimums zu untersuchen.

Lösung

Um Gl. (6.1.-45) auswerten zu können, sind noch einige Vorarbeiten notwendig. So müssen die Vollarbeitsstundenzahlen b_E , b_{Qv} und b_{Qr} bestimmt werden. Die Integrale der Gln. (6.1.-10) und (6.1.-11) sind relativ leicht lösbar, da gemäß Aufgabenstellung die Parameter-Zeitfunktionen stufenförmig verlaufen. Nach Gl. (6.1.-11) ergeben sich:

$$b_{Qr} = \frac{1}{160 - 30} [(160 - 30) 130 + (150 - 30) 700 + (130 - 30) 2000 + (110 - 30) 3000]^{h/a}$$

$$b_{Qv} = 4161 \text{ h/a}$$

$$b_{Qr} = \frac{1}{80 - 30} [(80 - 30) 130 + (75 - 30) 700 + (70 - 30) 2000 + (65 - 30) 3000]^{h/a}$$

$$b_{Qr} = 4460 \text{ h/a}.$$

Die Auswertung der Gl. (6.1.-10) setzt die Substitution der Gl. (6.1.-32) voraus. Für den Drucksprung in der Pumpe kann $\Delta P = C_1 [\tilde{m}(\tau)]^2$ geschrieben werden. Damit gilt $\tilde{P}_P = C_2 [\tilde{m}(\tau)]^3$, so daß sich die Vollarbeitsstundenzahl zu

$$b_E = \frac{1}{160^3} [160^3 \cdot 130 + 160^3 \cdot 700 + 140^3 \cdot 2000 + 100^3 \cdot 3000] \frac{\text{h}}{\text{a}}$$

$$= 2902 \text{ h/a} \text{ ergibt.}$$

Die Dichten betragen:

$$qv = 907 \text{ kg/m}^3; \quad qr = 972 \text{ kg/m}^3; \quad \varrho = 972 \text{ kg/m}^3$$

Nunmehr kann der Durchmesser nach dem im Abschnitt 6.1.3.1. gegebenen Lösungsweg vorgenommen werden.

Aus Gl. (6.1.-42) folgt:

$$\kappa = \left(0,12 \cdot 0,21 + 0,10 \cdot 10^{-3} \cdot 2902 \frac{1}{0,6} \right) \frac{1}{972} 160 \frac{\text{M m}^3}{\text{Ws} \cdot \text{a}}$$

$$= 83,76 \cdot 10^{-3} \text{ M m}^3 / \text{Ws} \cdot \text{a}.$$

Für eine geschätzte Geschwindigkeit von 2 m/s ergibt Gl. (6.1.-44) die erste Durchmesserannahme

$$d_0 = 0,0357 \sqrt{\frac{160}{2}} \text{ m} = 0,319 \text{ m}.$$

Nach Gl. (6.1.-29) folgen die angenäherten REYNOLDS-Zahlen zu:

$$Rev = 46,44 \cdot 160 \frac{160}{0,319} = 3,73 \cdot 10^6$$

$$Rer = 46,44 \cdot 80 \frac{160}{0,319} = 1,86 \cdot 10^6.$$

Nach Bild 6.1.-1 ergibt sich in beiden Fällen $\lambda \approx 0,014$. Die Gl. (6.1.-45) ist damit auswertbar:

$$d = \left\{ \frac{83,76 \cdot 10^{-3} \cdot 8 \cdot 160^2}{\pi^2 \cdot 500} \right. \\ \left. \times \left[5 \frac{0,014}{907} \frac{500}{0,319} + 4 \frac{10}{907} + 5 \frac{0,014}{972} \frac{500}{0,319} + 4 \frac{12}{972} \right]^{1/5} \right. \\ \left. \times \left[0,08 \cdot 10210 \cdot 1,2 \cdot 0,319^{0,2} + 40 \cdot 10^{-6} \right] \right\}$$

$$\times [4161 \cdot 0,77(160 - 30) + 4460 \cdot 1,25(80 - 30)]$$

$$d = 0,269 \text{ m}.$$

Weiterhin können nach Gl. (6.1.-29) die REYNOLDS-Zahlen präzisiert werden:

$$Rev = 4,42 \cdot 10^6; \quad Rer = 2,21 \cdot 10^6.$$

Die Rohrreibungsbeiwerte sind nach Bild 6.1.-1 mit $\lambda_v \approx \lambda_r \approx 0,015$ anzunehmen. Die erneute Berechnung der Gl. (6.1.-45) mit dem Durchmesser $d_0 = 0,269 \text{ m}$ liefert

$$d = 0,281 \text{ m}.$$

Eine weitere Iteration wird wegen des oszillierenden Charakters der Ergebnisse mit $d_0 = 0,277 \text{ m}$ durchgeführt. Es ergeben sich

$$Rev = 4,29 \cdot 10^6; \quad Rer = 2,15 \cdot 10^6$$

$$\lambda_v \approx \lambda_r \approx 0,015$$

und der Durchmesser zu

$$d = 0,279 \text{ m}.$$

Mit diesem Ergebnis werden die Rechnungen beendet.

Gemäß Aufgabenstellung ist jedoch noch der Kurvenverlauf in der Nähe des Minimums zu untersuchen. Es wird der Bereich $d = 0,200 \dots 0,350 \text{ m}$ betrachtet. Ein Überschlag ergibt, daß die Rohrreibungsbeiwerte näherungsweise mit 0,015 beibehalten werden können. Entsprechend der Nebenbedingung berechnet sich der Pumpendruck zu

$$\Delta P = \left[\left(0,015 \frac{500}{d} + 10 \right) \frac{1}{907} + \left(0,015 \frac{500}{d} + 12 \right) \frac{1}{972} \right] \\ \times \frac{8 \cdot 160^2}{\pi^2 d^4} \text{ Pa}$$

d in m	Δp in Pa
0,200	$1,34 \cdot 10^6$
0,250	$464 \cdot 10^3$
0,279	$276 \cdot 10^3$
0,300	$196 \cdot 10^3$
0,350	$95,5 \cdot 10^3$

Damit ist die Kostenfunktion auswertbar. Es wird eine Aufteilung in die einzelnen Summanden vorgenommen, um deren Einflüsse auf das Ergebnis abschätzen zu können.

Trassenkosten

$$K_1 = 0,08(1429 + 10210 \cdot d^{1,2}) 500 \frac{M}{a}$$

Pumpenkosten

$$K_2 = 0,12(757 + 0,21 \frac{1}{972} 160 \cdot \Delta P) \frac{M}{a}$$

Pumpenbetriebskosten

$$K_3 = 0,10 \cdot 10^{-3} \cdot 2902 \frac{1}{0,6} \frac{1}{972} 160 \cdot \Delta P \frac{M}{a}$$

Wärmeverlustkosten

$$K_4 = 40 \cdot 10^{-6} \cdot 500 \cdot [4161(0,34 + 0,77 d) (160 - 30) + 4460(0,42 + 1,25 d) (80 - 30)] \frac{M}{a}$$

Es ergeben sich:

Pkt. Nr.	d m	Kosten in M/a				
		K_1	K_2	K_3	K_4	ΣK
P1	0,200	116360	5649	106685	8333	237027
P2	0,250	134537	2016	36942	9028	182523
P3	0,279	145430	1236	21974	9431	178071
P4	0,300	153461	904	15605	9723	179693
P5	0,350	173029	487	7603	10418	191537

Diese Ergebnisse können noch durch die Berechnung der Tangentenanstiege ergänzt werden. Sie ergeben sich nach Gl. (6.1.-41) zu

$$\frac{dK}{dd} = 0,08 \cdot 10210 \cdot 1,2 \cdot d^{0,2} \cdot 500 + 40 \cdot 10^{-6} \cdot 500 \times [4161 \cdot 0,77 \cdot (160 - 30) + 4460 \cdot 1,25 \cdot (80 - 30)] - 83,76 \cdot 10^{-3} \frac{8 \cdot 160^2}{\pi^2 d^5} \times \left(5 \frac{0,015}{907} \frac{500}{d} + 4 \frac{10}{907} + 5 \frac{0,015}{972} \frac{500}{d} + 4 \frac{12}{972} \right)$$

Tangente Nr.	d m	dK/dd M/a m
T1	0,200	$-2,309 \cdot 10^6$
T2	0,250	$-0,350 \cdot 10^6$
T3	0,279	$0,003 \cdot 10^6$
T4	0,300	$0,142 \cdot 10^6$
T5	0,350	$0,305 \cdot 10^6$

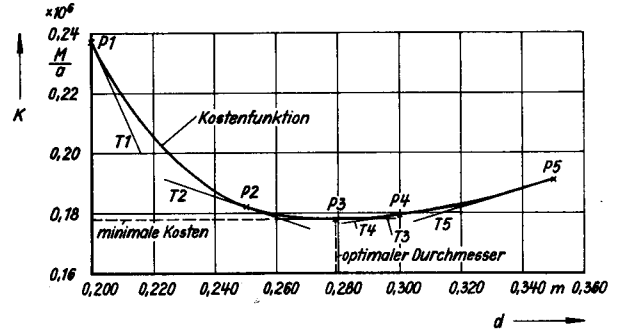


Bild 6.1.-2 Kostenverlauf der kanalverlegten Heizwasserleitung in Funktion des Durchmessers

Im Bild 6.1.-2 ist die Kostenfunktion mit den zugehörigen Tangenten dargestellt. Die Richtigkeit des optimalen Durchmessers wird bestätigt. In der Nähe des Minimums verläuft die Kostenkurve relativ flach.

6.1.4. Optimale Durchmesser einer Strecke

Eine Rohrleitungsstrecke ist aus mehreren hintereinandergeschalteten Teilstrecken zusammengesetzt. Sie werden von unterschiedlichen Masseströmen beaufschlagt, und ihre Durchmesser sind voneinander verschieden (Bild 6.1.-3). Stichleitungen, die eventuell von der Hauptleitung zu den Abnehmern führen, werden nicht beachtet. (Diese Fälle werden erst im Abschnitt 6.4. — Netze — betrachtet.) Die vorliegende Variante hat praktische Bedeutung, wenn eine Heißwasserleitung mehrere Verbraucher, die direkt an der Trasse liegen, über ein Zweileitersystem versorgt.

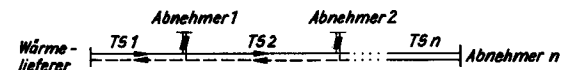


Bild 6.1.-3 Prinzipdarstellung einer aus mehreren Teilstrecken bestehenden Strecke

Als Zielfunktionen sind im vorliegenden Fall die Gl. (6.1.-13) bis (6.1.-15) in Betracht zu ziehen. Letztere ist dann anzuwenden, wenn eine vorgegebene Druckdifferenz optimal auf die einzelnen Teilstrecken aufgeteilt werden soll.

Für die Nebenbedingungen gelten weiterhin die im Abschnitt 6.1.2. formulierten Beziehungen. Um die Variabilität der Lösungen nicht von vornherein einzuschränken, werden unterschiedliche Abnehmer-Druckdifferenzen zunächst nicht betrachtet. Diese Vereinfachung ist notwendig, da laut Aufgabenstellung die Abnehmer direkt an die Trasse angeschlossen sind, ohne daß eine Anschlußleitung mit variierbarem Durchmesser dazwischengeschaltet ist.

Von der möglichen Vielzahl der Lösungen (vgl. [32, 34] u. a. m.) werden die Methode von LAGRANGE und die dynamische Optimierung näher betrachtet.

6.1.4.1. Algorithmus zur Methode von LAGRANGE

Wie im Abschnitt 6.1.3.1. beschrieben, sollen auch hier nur die Rohrdurchmesser und der Pumpendruck als

echte Variable verbleiben. Damit gilt die Kostenfunktion Gl. (6.1.-35) weiterhin; lediglich ist die hydraulische Nebenbedingung über alle n Teilstrecken zu bilden. Es gilt

$$N(d_1, \dots, d_n, \Delta P) = \Delta v_1 + \Delta r_1 + \Delta v_2 + \Delta r_2 + \dots + \Delta v_n + \Delta r_n - \Delta P = 0. \quad (6.1.-49)$$

Die Masseströme sind mit $\dot{m}_1, \dot{m}_2, \dots, \dot{m}_n$ vorgegeben. Für den Förderstrom der Pumpe ist bei der im Bild 6.1.-3 verwendeten Numerierung

$$\dot{m}P = \dot{m}_1 \quad (6.1.-50)$$

zu setzen.

Schließlich ergibt sich die Gesamtkosten-Gleichung analog zu Gl. (6.1.-39):

$$\begin{aligned} K = & z_T(a_T + b_T d_1^{n_T}) l_1 + \dots + z_T(a_T + b_T d_n^{n_T}) l_n + z_P a_P \\ & + \left(z_P b_P + p_E b_E \frac{1}{\eta} \right) \frac{1}{\rho} \dot{m}_1 \Delta P \\ & + p_{Q1} [b_{Qv}(qv + pv d_1) (tv'_1 - tu_1) \\ & \quad + b_{Qr}(qr + pr d_1) (tr'_1 - tu_1)] \\ & + \dots \\ & + p_{Qn} [b_{Qv}(qv + pv d_n) (tv'_n - tu_n) \\ & \quad + b_{Qr}(qr + pr d_n) (tr'_n - tu_n)] \\ & + \kappa \left\{ \left[\left(\lambda v_1 \frac{l_1}{d_1} + \zeta v_1 \right) \frac{1}{\rho v_1} \right. \right. \\ & \quad \left. \left. + \left(\lambda r_1 \frac{l_1}{d_1} + \zeta r_1 \right) \frac{1}{\rho r_1} \right] \frac{8 \dot{m}_1^2}{\pi^2 d_1^4} \right. \\ & + \dots \\ & \left. + \left[\left(\lambda v_n \frac{l_n}{d_n} + \zeta v_n \right) \frac{1}{\rho v_n} \right. \right. \\ & \quad \left. \left. + \left(\lambda r_n \frac{l_n}{d_n} + \zeta r_n \right) \frac{1}{\rho r_n} \right] \frac{8 \dot{m}_n^2}{\pi^2 d_n^4} - \Delta P \right\}. \end{aligned} \quad (6.1.-51)$$

Diese Gleichung enthält $n + 2$ Variable, nämlich $d_1, d_2, \dots, d_n, \Delta P$ und κ . Die Kostenfunktion stellt eine Fläche im $(n + 3)$ -dimensionalen Raum dar. Zur Ermittlung der genannten Größen am Ort des Kostenminimums stehen ebenfalls $(n + 2)$ -Bestimmungsgleichungen zur Verfügung:

$$n \text{ Gleichungen: } \frac{\partial K}{\partial d_1} = 0; \dots; \frac{\partial K}{\partial d_n} = 0 \quad (6.1.-52)$$

$$1 \text{ Gleichung: } \frac{\partial K}{\partial \Delta P} = 0 \quad (6.1.-53)$$

1 Gleichung:

$$\begin{aligned} & \left[\left(\lambda v_1 \frac{l_1}{d_1} + \zeta v_1 \right) \frac{1}{\rho v_1} + \left(\lambda r_1 \frac{l_1}{d_1} + \zeta r_1 \right) \frac{1}{\rho r_1} \right] \frac{8 \dot{m}_1^2}{\pi^2 d_1^4} + \dots \\ & + \left[\left(\lambda v_n \frac{l_n}{d_n} + \zeta v_n \right) \frac{1}{\rho v_n} + \left(\lambda r_n \frac{l_n}{d_n} + \zeta r_n \right) \frac{1}{\rho r_n} \right] \frac{8 \dot{m}_n^2}{\pi^2 d_n^4} = \Delta P. \end{aligned} \quad (6.1.-54)$$

Im einzelnen ergeben sich:

$$\begin{aligned} \frac{\partial K}{\partial d_1} = & z_T b_T n_T d_1^{n_T-1} l_1 \\ & + p_{Q1} [b_{Qv} p v (tv'_1 - tu_1) + b_{Qr} p r (tr'_1 - tu_1)] \\ & - \kappa \frac{8 \dot{m}_1^2}{\pi^2 d_1^5} \left(5 \frac{\lambda v_1 l_1}{\rho v_1 d_1} + 4 \frac{\zeta v_1}{\rho v_1} + 5 \frac{\lambda r_1 l_1}{\rho r_1 d_1} + 4 \frac{\zeta r_1}{\rho r_1} \right) = 0 \end{aligned}$$

⋮

$$\begin{aligned} \frac{\partial K}{\partial d_n} = & z_T b_T n_T d_n^{n_T-1} l_n \\ & + p_{Qn} [b_{Qv} p v (tv'_n - tu_n) + b_{Qr} p r (tr'_n - tu_n)] \\ & - \kappa \frac{8 \dot{m}_n^2}{\pi^2 d_n^5} \left(5 \frac{\lambda v_n l_n}{\rho v_n d_n} + 4 \frac{\zeta v_n}{\rho v_n} + 5 \frac{\lambda r_n l_n}{\rho r_n d_n} + 4 \frac{\zeta r_n}{\rho r_n} \right) = 0 \end{aligned} \quad (6.1.-55)$$

$$\frac{\partial K}{\partial \Delta P} = \left(z_P b_P + p_E b_E \frac{1}{\eta} \right) \frac{\dot{m}_1}{\rho} - \kappa = 0. \quad (6.1.-56)$$

Die Nebenbedingung nach Gl. (6.1.-54) gilt unverändert.

Um dieses Gleichungssystem zu lösen, wird analog zum Abschnitt 6.1.3.1. folgendes Vorgehen empfohlen:

1. Berechnung von κ aus Gl. (6.1.-56)
2. Schätzen der n Rohrdurchmesser $d_{0,1}, \dots, d_{0,n}$
Die Ermittlung kann auch aus den angenommenen Geschwindigkeiten nach Gl. (6.1.-44) erfolgen.
3. Iterative Ermittlung der Rohrdurchmesser d_1, \dots, d_n
Die Iterationen sind für jede Teilstrecke i und deren spezifische Werte nach Gl. (6.1.-45) durchzuführen. Bezüglich der zu verwendenden Eintrittstemperaturen gibt es zwei Möglichkeiten. Im einfachsten Fall werden $tv'_1 = tv'_2 = tv'_n$ und $tr'_n = tr'_2 = tr'_1$ gesetzt. Bei genauerer Betrachtung sollte dies nur eine erste Annahme sein. Die detaillierte Bestimmung erfolgt an Hand der Gln. (6.1.-18) bis (6.1.-23) für die iterativ ermittelten Durchmesser, und danach müßte die Durchmesserberechnung wiederholt werden.
4. Berechnung des Pumpendrucks nach Gl. (6.1.-54).

Anmerkung

Die unter Pkt. 3. erwähnte genaue Berechnungsmethode erfordert einen relativ großen Aufwand. Er könnte beispielsweise umgangen werden, wenn die Vorlauf- und Rücklaufstrecken nicht zusammengefaßt, sondern alle Teilstrecken nacheinander in Strömungsrichtung abgearbeitet würden. Nachteilig ist dann allerdings, daß man im Ergebnis unterschiedliche Durchmesser für die zusammengehörigen Rohrleitungen erhält. Da diese ohnehin wieder vereinheitlicht werden müßten und eine weitere Nachrechnung somit unerlässlich wäre, erscheint der eingangs vorgeschlagene Weg durchaus akzeptabel.

Der Sonderfall, daß die Pumpendruckdifferenz ΔP vorgegeben ist und die Zielfunktion nach Gl. (6.1.-15) gilt, führt zur Verringerung um die Unbekannte ΔP . Damit entfällt auch die Bestimmungsgleichung Gl. (6.1.-56). Die Lösung des Systems wird allerdings nicht zwangsläufig einfacher. Es existieren mehrere Lösungsmöglichkeiten des Gleichungssystems. Eine Variante sei angegeben:

1. Schätzen des Durchmessers $d_{0,1}$
Hierbei kann natürlich auch wieder auf Gl. (6.1.-44) zurückgegriffen werden.
2. Berechnung von κ
Als Grundlage dient die Bestimmungsgleichung $\partial K / \partial d_1 = 0$ für $d_1 = d_{0,1}$.
3. Iterative Ermittlung der Rohrdurchmesser d_1, \dots, d_n
Es gelten die bisher dazu formulierten Hinweise gleichermaßen.

4. Berechnung des Pumpendrucks

Es ist Gl. (6.1.-54) auszuwerten. Der errechnete Wert, z. B. ΔP^* , wird in der Regel nicht mit der Vorgabe ΔP übereinstimmen. Mit einer verbesserten Schätzung des Durchmessers der ersten Teilstrecke wird die gesamte Berechnung wiederholt.

Das Beispiel 6.1.4.3. zeigt die praktische Anwendung des vorgeschlagenen Algorithmus.

Eine wesentliche Vereinfachung ist erreichbar, wenn von Gl. (6.1.-47) ausgegangen und Temperaturgleichheit für $tw'_1, \dots, tw'_n; tr'_1, \dots, tr'_n$ sowie für tu_1, \dots, tu_n angenommen werden kann. Die Verhältnisse der Teilstreckendurchmesser sind dann im voraus bestimmbar. Es gelten:

$$\frac{d_2}{d_1} = \sqrt[6]{\frac{l_1 \cdot \lambda_2 \cdot \dot{m}_2^2}{l_2 \cdot \lambda_1 \cdot \dot{m}_1^2}} = \varepsilon_2$$

$$\vdots$$

$$\frac{d_n}{d_1} = \sqrt[6]{\frac{l_1 \cdot \lambda_n \cdot \dot{m}_n^2}{l_n \cdot \lambda_1 \cdot \dot{m}_1^2}} = \varepsilon_n \quad (6.1.-57)$$

Somit liegen bei Vorgabe von d_1 (Schätzwert) alle übrigen Durchmesser fest:

$$d_2 = \varepsilon_2 d_1; \dots; d_n = \varepsilon_n d_1 \quad (6.1.-58)$$

Der Gesamtdifferenzdruck ergibt sich weiter zu

$$\Delta P^* = \left[\lambda_1 l \dot{m}_1^2 \frac{1}{d_1^5} + \dots + \lambda_n l \dot{m}_n^2 \frac{1}{d_n^5} \right] \frac{8}{\rho \pi^2} \quad (6.1.-59)$$

Die Gegenüberstellung mit der anstehenden Druckdifferenz ΔP führt dann zur Annahme eines neuen Durchmessers d_1 , womit über die Gln. (6.1.-58) sofort alle weiteren Durchmesser folgen. Damit kann nach der Bestimmung der Rohrreibungsbeiwerte $\lambda_1, \dots, \lambda_n$ Gl. (6.1.-59) erneut ausgewertet werden. Die weitere Näherung $\lambda = \lambda_1 = \dots = \lambda_n$ gestattet sogar die endgültige

Ermittlung der Durchmesser mit nur einer einzigen Rechnung. Es gilt:

$$d_1 = \sqrt[5]{\frac{8\lambda}{\Delta P \rho \pi^2} \left[l \dot{m}_1^2 + l \dot{m}_2^2 \frac{1}{\varepsilon_2^5} + \dots + l \dot{m}_n^2 \frac{1}{\varepsilon_n^5} \right]} \quad (6.1.-60)$$

6.1.4.2. Algorithmus zur dynamischen Optimierung

Grundlegende Ausführungen zur dynamischen Optimierung finden sich in einer Vielzahl von Artikeln und Büchern, so beispielsweise in [32, 34, 37]. Speziell für das Gebiet der Rohrnetz-Optimierung sei auf [36] und [38] verwiesen. Selbstverständlich ist auch hier wieder von den Zielfunktionen (6.1.-13) bis (6.1.-15) auszugehen. Entsprechend dem Fundamentalprinzip der dynamischen Optimierung wird diese Zielfunktion jedoch nicht in geschlossener Form, sondern für partielle Bilanzkreise aufgeschrieben.

Für die dynamische Optimierung ist typisch, daß von dem letzten Bilanzkreis — hier Teilstrecke — ausgegangen und schrittweise jede davor liegende Teilstrecke für alle möglichen Ergebnisse der vorherigen Teilstrecken optimiert wird. Ist der Optimierungsprozeß am Anfang angelangt, dann muß die letztlich optimale Lösung von der ersten bis zur letzten Teilstrecke ausgewählt werden.

Der Ablauf sei an einem einfachen Beispiel — ausgehend von Bild 6.1.-4 — geschildert.

An einem Streckenendpunkt E soll die Druckdifferenz Δp_o anstehen. Am Anschlußpunkt P der betrachteten Strecke ist der Differenzdruck $\Delta P'$ verfügbar. Die Durchmesser der Teilstrecken $i = 1$ bis $i = n = 3$ sind so festzulegen, daß die Kostenfunktion [Gl. (6.1.-15)] ein Minimum wird. Zur Verfügung mögen die Rohrdurchmesser d_1, d_2, d_3 und d_4 stehen. Als hydraulische Nebenbedingung ist die Summe der möglichen Druckverluste mit $\Delta P = \Delta P' - \Delta p_o$ gegeben. Einschränkende Bedingungen

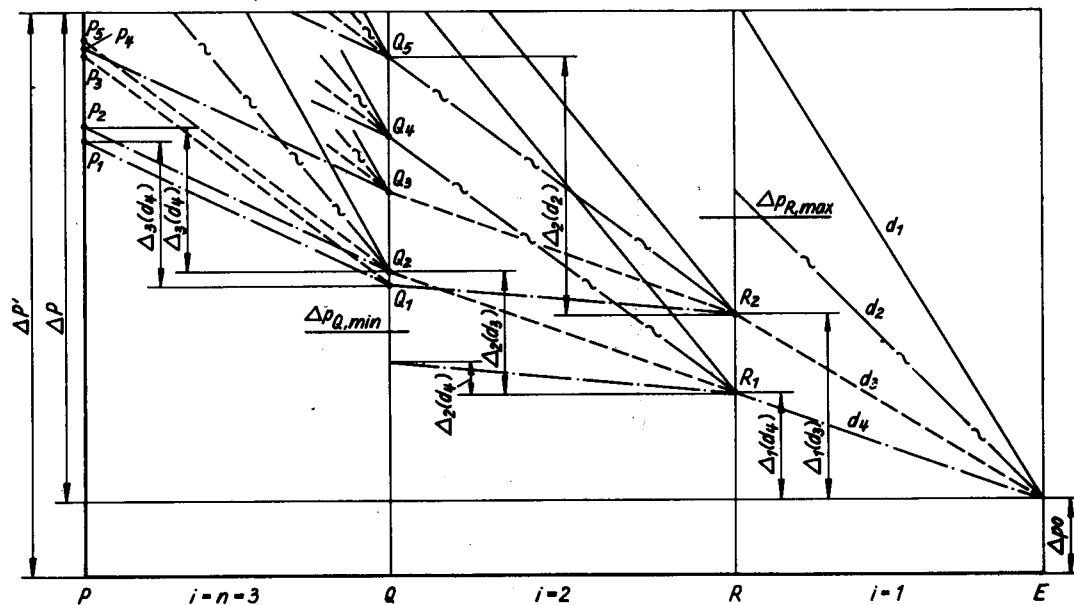


Bild 6.1.-4 Prinzipielles Abarbeitungsschema der dynamischen Optimierung

können beispielsweise maximale Geschwindigkeiten oder Grenzdrücke (Maximal- oder Minimalwerte) an den Knotenpunkten P , Q , R sein. Derartige Druckgrenzwerte wurden für eine vorgegebene Druckhaltung und einen bestimmten geodätischen Streckenverlauf umgerechnet und im Bild 6.1.-4 beispielhaft als $\Delta p_{R,\max}$ und $\Delta p_{Q,\min}$ eingetragen. Nunmehr kann die Ermittlung des „optimalen Weges“ beginnen. Für die Teilstrecke $i = 1$ wird der Druckverlust bei Einsatz der genannten Rohrdurchmesser gemäß den Gln. (6.1.-30) und (6.1.-31) ermittelt. Es ergeben sich die Werte $\Delta_1(d_1)$; $\Delta_1(d_2)$; $\Delta_1(d_3)$ und $\Delta_1(d_4)$, wobei Δ stets die Summe ($\Delta v + \Delta r$) symbolisieren soll. Die Additionen zu Δp_0 ergeben die Differenzdrücke am Streckenpunkt R . Die weiterhin zu betrachtenden Endpunkte R_1 und R_2 sind im Bild eingetragen. Die Punkte, die über $\Delta p_{R,\max}$ oder gar über $\Delta P'$ liegen, interessieren im weiteren Berechnungsverlauf nicht mehr. Nun wird der Druckverlauf in der Teilstrecke $i = 2$ zwischen R und Q untersucht. Die möglichen Druckdifferenzen betragen $\Delta_2(d_1)$; $\Delta_2(d_2)$; $\Delta_2(d_3)$ und $\Delta_2(d_4)$. Diese Werte, zu den Ausgangspunkten R_1 und R_2 addiert, ergeben schließlich im zugelassenen Lösungsbereich die Endpunkte Q_1 bis Q_5 . Analog ist der Verfahrensweg für die Teilstrecke 3. Die von den Punkten Q_1 bis Q_5 wegführenden Geraden wurden der besseren Übersichtlichkeit wegen teilweise nur angedeutet. Schließlich ergeben sich die Endpunkte P_1 bis P_5 im Lösungsbereich bis $\Delta P'$. Bisher wurde das Diagramm nur unter den hydraulischen Gesichtspunkten entwickelt. Zur endgültigen Aussage sind die Kosten entscheidend, denn es soll ja die Zielfunktion erfüllt werden. Parallel zur Ermittlung des Druckverlustes muß deshalb die Berechnung der Gesamtkosten verlaufen. Sie setzen sich nach Gl. (6.1.-15) aus den jährlichen Trassenkosten und Wärmeverlustkosten zusammen. Für die Teilstreckenkosten seien die Bezeichnungen $K_1(d_1)$; $K_1(d_2)$; ... ; $K_3(d_4)$ gewählt. Die jährlichen Teilstreckenkosten sind analog zur Zielfunktion zu bestimmen:

$$K_i = z_T(a_T + b_T d_i^T) l_i + p_Q(b_{Qv} Q v_i + b_{Qr} Q r_i) \quad (6.1.-61)$$

An Stelle der Näherungsgleichung für die Trassenkosten können auch diskrete Werte, die den Rohrdurchmessern zugeordnet sind, Anwendung finden. Ebenso sind wahlweise für die Wärmeströme die Approximationen nach den Gln. (6.1.-19) und (6.1.-20) oder Einzelwerte einzusetzen. Jedem „hydraulischen Punkt“ sind dann die dazugehörigen Gesamtkosten zuzuordnen. Hierfür gelten die Bezeichnungen $K[R_1]$; $K[P_4]$ usw. Zur Erläuterung mögen einige Beispiele dienen. Um zu R_1 zu gelangen, entstehen die Kosten $K_1(d_4)$. Sie werden unter $K[R_1]$ abgespeichert. Auf dem Weg zu Q_2 fallen die Kosten $K_2(d_3)$ an, so daß sich $K[Q_2]$ aus der Addition — $K[R_1] + K_2(d_3)$ — ergibt. Analog dazu folgen beispielsweise $K[P_2] = K[Q_2] + K_3(d_4)$ oder $K[P_5] = K[Q_2] + K_3(d_3)$.

Nachdem alle Kosten $K[P_1]$ bis $K[P_5]$ vorliegen, wird der Minimalwert ausgewählt. Beispielsweise sei dies $K[P_4]$. Die Zielfunktion ist erfüllt. Es fehlt allerdings noch die Darlegung der technischen Realisierung, da aus der Bezeichnung des Endpunktes P_4 die Teilstreckendurchmesser nicht hervorgehen. Aus diesem Grund muß die Rohrstrecke vom Anfangspunkt P bis zum Endpunkt E — also in umgekehrter Richtung wie bisher —

durchlaufen und die erforderlichen Durchmesser festgestellt werden. An Hand der im Bild 6.1.-4 dargestellten Grafik ist dies leicht möglich. So führt beispielsweise der Rohrdurchmesser d_4 in der Teilstrecke $i = 3$ zum Punkt P_4 . Dieser Durchmesser beginnt bei Q_3 . Dessen Zuführung (Teilstrecke $i = 2$) muß mit dem Durchmesser d_3 erfolgen. Die Rohrteilstrecke beginnt bei R_2 . Zwischen R_2 und E ist schließlich wiederum der Durchmesser d_3 zu realisieren.

Zum beschriebenen Grundprinzip der dynamischen Optimierung sind jedoch noch einige Besonderheiten anzumerken:

- Die Numerierung, z. B. Q_1 bis Q_5 , muß keineswegs den steigenden Druckdifferenzen folgen. Vielmehr kann auch chronologisch, d. h. in der Reihenfolge der ermittelten Punkte, numeriert werden.
- Ist keine Grafik vorhanden, so beispielsweise bei einer tabellarischen oder automatengestützten Auswertung, müssen zu jedem neu fixierten Punkt der Durchmesser der zuführenden Teilstrecke und der Ausgangspunkt gespeichert werden. So z. B. gehören zu Q_4 die Werte: d_2 ; R_1 .
- Es ist leicht einzusehen, daß bei der üblichen Vielzahl von Normdurchmessern und der Anzahl von Teilstrecken eine enorm große Zahl von Berechnungspunkten in den einzelnen Lösungsbereichen entsteht. Dadurch wächst der Berechnungsaufwand ins Unermessliche. Zur Vereinfachung ist in [36, 39] vorgeschlagen, den jeweiligen, zulässigen Lösungsbereich in gleiche Abschnitte zu unterteilen. Von der möglichen Vielzahl der Lösungspunkte in solch einem Abschnitt wird dann nur ein einziger Punkt für die weiteren Betrachtungen ausgewählt. Als Kriterium sei wiederum das Kostenminimum verwendet. Diese Näherung geht davon aus, daß die in einem Abschnitt liegenden Lösungspunkte bezüglich der technischen Parameter (z. B. Druckdifferenz) praktisch gleichwertig sind und somit zur drastischen Berechnungsverkürzung nur ein repräsentativer Punkt auszuwählen ist. Im Sinne der Zielfunktion werden dann logischerweise die Kosten als kriterielle Größe benutzt.
- Liegt der Differenzdruck noch nicht fest, d. h., es gilt eine Zielfunktion nach Gl. (6.1.-13) bzw. (6.1.-14), dann ist der vorgestellte Algorithmus zu ergänzen: Der zulässige Lösungsbereich wird bezüglich $\Delta P'$ so groß, wie es das Druckschaubild gestattet, festgelegt. Für die am Streckenanfang liegenden Lösungspunkte, z. B. P_1 bis P_5 , sind die Kosten $K[P_1]$ bis $K[P_5]$ additiv mit den jährlichen Investitions- und Betriebskosten für die Umwälzpumpe [Gln. (6.1.-6), (6.1.-9) bzw. entsprechende Terme in den Gln. (6.1.-13), (6.1.-14)] zu verknüpfen und die minimalen Summenkosten zu ermitteln. Für dieses Minimum ist bekannt, welche anteiligen Kosten $K[P_x]$ in der Summe enthalten sind und welcher Lösungspunkt P_x damit relevant ist. Die zugehörigen Teilstreckendurchmesser werden dann in der eingangs beschriebenen Art aufgesucht.
- Sind einige Teilstrecken bereits verlegt oder durch technisch-technologische Restriktionen nicht frei wählbar, dann sind die zugehörigen Teilstreckenkosten auch nicht variabel, so daß es für die Lösung

gleichgültig ist, ob man diese berücksichtigt oder nicht.

Bei der Differenzdruckberechnung müssen die fixierten Teilstrecken selbstverständlich Beachtung finden. Wäre beispielsweise die Teilstrecke $i = 2$ (Bild 6.1.-4) mit dem Durchmesser d_4 realisiert, dann käme, ausgehend von R_1 und R_2 , nur Q_1 als Lösungspunkt in Frage. Am Streckenanfang lägen dann nur die Punkte P_1 und P_3 vor.

Der wesentliche Vorteil der dargestellten dynamischen Optimierung besteht vor allem in der nahezu trivialen mathematischen Handhabung und im relativ leichten Einarbeiten aller denkbaren Nebenbedingungen und Restriktionen. Nachteilig sind die Vielzahl der Rechengänge und die Datenfülle.

Für ein praktisches Optimierungsproblem gilt außerdem der Vorteil, daß die Durchmesserwahl ausschließlich auf der Normreihe — die auch noch beliebig eingeschränkt sein kann — aufbaut.

Ein Beispiel ist im Abschnitt 6.1.4.5. durchgerechnet.

Um den großen Rechenaufwand zu umgehen, wurden weitere dynamische Optimierungsverfahren erarbeitet [36, 40]. Dabei kommt man der im Abschnitt 6.1.4.1. beschriebenen Methode nahe, da die Suche nach dem Optimum prinzipiell nach dem klassischen Verfahren der Extremwertberechnung aufgebaut ist. Allerdings wird das relativ komplizierte Problem nicht auf einmal gelöst, sondern entsprechend der dynamischen Optimierung durch das schrittweise Erarbeiten von aneinandergereihten einfachen Lösungen. Der Algorithmus setzt einige spezielle Randbedingungen voraus. So sind die Kostenfunktionen „Trassenkosten“ und „Wärmeverlustkosten“ nach der einheitlichen Form $a + bd^n$ aufzubauen, wobei der Exponent n für alle Funktionen gleich sein muß. Dies ist eine entscheidende Einschränkung. In der Regel sollte man dann gleich zur Linearisierung — evtl. intervallweise — übergehen.

Die Druckverluste innerhalb einer Teilstrecke dürfen nicht getrennt nach Rohrreibung und Einzelwiderständen berechnet werden, da unterschiedliche Exponenten von d eine explizite Darstellung des Durchmessers nicht gestatten. Weiterhin haben Drücke bzw. die ermittelten Druckdifferenzen und die Geschwindigkeiten keinen einschränkenden Bedingungen zu unterliegen.

Die jährlichen Kostenaufwendungen für die Teilstrecke i betragen nach Gl. (6.1.-15) und den Gln. (6.1.-19) sowie (6.1.-20) für $n_T = 1$

$$K_i = z_T(a_T + b_T d_i) l_i + p_{Q_i} l_i [b_{Q_v}(qv + pv d_i)(tv'_i - tu_i) + b_{Q_r}(qr + pr d_i)(tr'_i - tu_i)] \quad (6.1.-62)$$

Als hydraulische Nebenbedingung steht

$$\Delta_i = \left[\left(\frac{\lambda v_i}{\rho v_i} \frac{l_i}{d_i} + \frac{\zeta v_i}{\rho v_i} \right) + \left(\frac{\lambda r_i}{\rho r_i} \frac{l_i}{d_i} + \frac{\zeta r_i}{\rho r_i} \right) \right] \frac{8 \dot{m}_i^2}{\pi^2 d^4} \quad (6.1.-63)$$

mit den Gln. (6.1.-30) und (6.1.-31) zur Verfügung. Nach den speziell für den Algorithmus geltenden Rand-

bedingungen muß dieser Ansatz mit Gl. (6.1.-46) vereinfacht werden. Man erhält

$$\Delta_i = \frac{\lambda_i}{\rho_i} l_i \frac{8 \dot{m}_i^2}{\pi^2 d_i^5} \quad (6.1.-64)$$

Die Größen λ_i und ρ_i sind als Konstanten zu betrachten und können lediglich durch wiederholende Rechnungen angepaßt werden. Aus Gl. (6.1.-64) folgt

$$d_i = \sqrt[5]{\frac{\lambda_i}{\rho_i} l_i \frac{8 \dot{m}_i^2}{\pi^2} \Delta_i^{-0,2}} \quad (6.1.-65)$$

Diese Größe in Gl. (6.1.-62) substituiert, liefert

$$K_i = z_T a_T l_i + p_{Q_i} l_i [b_{Q_v} qv(tv'_i - tu_i) + b_{Q_r} qr(tr'_i - tu_i)] + \{z_T b_T l_i + p_{Q_i} l_i [b_{Q_v} pv(tv'_i - tu_i) + b_{Q_r} pr(tr'_i - tu_i)]\} \times \sqrt[5]{\frac{\lambda_i}{\rho_i} l_i \frac{8 \dot{m}_i^2}{\pi^2} \Delta_i^{-0,2}} \quad (6.1.-66)$$

Diese Gleichung kann abgekürzt geschrieben werden:

$$K_i = A_i + B_i \Delta_i^{-0,2} \quad (6.1.-67)$$

Entsprechend der dynamischen Optimierung ist schrittweise vorzugehen. Eine Rohrstrecke nach Bild 6.1.-5 wird in drei Bilanzkreise unterteilt. Die Druckdifferenz für das Bilanzgebiet $m = 1$ betrage $\bar{\Delta}_{m=1}$. Es gilt die Zielfunktion

$$K_{m=1} = K_i + K_j = A_i + B_i \Delta_i^{-0,2} + A_j + B_j (\bar{\Delta}_{m=1} - \Delta_i)^{-0,2} \rightarrow \text{Minimum} \quad (6.1.-68)$$

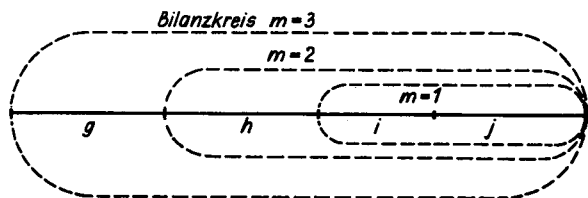


Bild 6.1.-5 Bilanzkreise der dynamischen Optimierung für eine aus vier Teilstrecken bestehende Strecke

Zur Ermittlung der optimalen Parameter wird

$$\frac{dK_m}{d\Delta_i} = -0,2 B_i \Delta_i^{-1,2} + 0,2 B_j (\bar{\Delta}_{m=1} - \Delta_i)^{-1,2} = 0 \quad (6.1.-69)$$

gesetzt, woraus folgt

$$\Delta_{i, \text{opt}} = \bar{\Delta}_{m=1} \frac{B_i^{\frac{1}{1,2}}}{B_i^{\frac{1}{1,2}} + B_j^{\frac{1}{1,2}}} = \bar{\Delta}_{m=1} \beta_{m=1} \quad (6.1.-70)$$

Dies bedeutet, daß der optimale Differenzdruck der Teilstrecke i bei vorgegebener Druckdifferenz $\bar{\Delta}$ für den Bilanzkreis $m = 1$ sofort berechenbar ist. Für die Teilstrecke j ergibt sich der optimale Druckabfall dann zu

$$\Delta_{j, \text{opt}} = \bar{\Delta}_{m=1} - \Delta_{i, \text{opt}} = \bar{\Delta}_{m=1} \left(1 - \frac{B_i^{\frac{1}{1,2}}}{B_i^{\frac{1}{1,2}} + B_j^{\frac{1}{1,2}}} \right) = \bar{\Delta}_{m=1} \frac{B_j^{\frac{1}{1,2}}}{B_i^{\frac{1}{1,2}} + B_j^{\frac{1}{1,2}}} = \bar{\Delta}_{m=1} \beta'_{m=1} \quad (6.1.-71)$$

Unter Beachtung von

$$\bar{\Delta}_{m=1} = \bar{\Delta}_{m=2} - \Delta_h \quad (6.1.-72)$$

kann die Zielfunktion für den Bilanzkreis $m = 2$ angeschlossen werden:

$$\begin{aligned} K_{m=2} = & A_h + A_i + A_j + B_h \Delta_h^{-0,2} \\ & + B_i (\bar{\Delta}_{m=2} - \Delta_h)^{-0,2} \beta_{m=1}^{-0,2} \\ & + B_j (\bar{\Delta}_{m=2} - \Delta_h)^{-0,2} \beta_{m=1}'^{-0,2}. \end{aligned} \quad (6.1.-73)$$

Die Differentiation liefert

$$\begin{aligned} \frac{dK_{m=2}}{d\Delta_h} = & -0,2 B_h \Delta_h^{-1,2} \\ & + 0,2 (\bar{\Delta}_{m=2} - \Delta_h)^{-1,2} (B_i \beta_{m=1}^{-0,2} + B_j \beta_{m=1}'^{-0,2}) = 0, \end{aligned} \quad (6.1.-74)$$

woraus nach einiger Umrechnung und Substitution der β -Werte

$$\Delta_{h, \text{opt}} = \bar{\Delta}_{m=2} \frac{B_h^{1,2}}{B_h^{1,2} + B_i^{1,2} + B_j^{1,2}} \quad (6.1.-75)$$

folgt. Analog dazu ergibt sich für die letzte Teilstrecke

$$\Delta_{g, \text{opt}} = \bar{\Delta}_{m=3} \frac{B_g^{1,2}}{B_g^{1,2} + B_h^{1,2} + B_i^{1,2} + B_j^{1,2}}. \quad (6.1.-76)$$

Der Wert $\bar{\Delta}_{m=3}$ ist identisch mit der gesamten zur Verfügung stehenden Druckdifferenz für die Strecke ΔP . Nun können rückwärts gehend die $\bar{\Delta}_{m=2}$ und $\bar{\Delta}_{m=1}$ bestimmt werden. Es ergeben sich

$$\bar{\Delta}_{m=2} = \Delta P - \Delta_{g, \text{opt}} \quad (6.1.-77)$$

und

$$\bar{\Delta}_{m=1} = \bar{\Delta}_{m=2} - \Delta_{h, \text{opt}}. \quad (6.1.-78)$$

Im einzelnen gelten:

$$\bar{\Delta}_{m=2} = \Delta P \left[\frac{B_h^{1,2} + B_i^{1,2} + B_j^{1,2}}{B_g^{1,2} + B_h^{1,2} + B_i^{1,2} + B_j^{1,2}} \right] \quad (6.1.-79)$$

$$\bar{\Delta}_{m=1} = \Delta P \left[\frac{B_i^{1,2} + B_j^{1,2}}{B_g^{1,2} + B_h^{1,2} + B_i^{1,2} + B_j^{1,2}} \right]. \quad (6.1.-80)$$

Daraus berechnen sich die optimalen teilstreckenbezogenen Druckdifferenzen zu

$$\Delta_{h, \text{opt}} = \Delta P \frac{B_h^{1,2}}{B_g^{1,2} + B_h^{1,2} + B_i^{1,2} + B_j^{1,2}} \quad (6.1.-81)$$

$$\Delta_{i, \text{opt}} = \Delta P \frac{B_i^{1,2}}{B_g^{1,2} + B_h^{1,2} + B_i^{1,2} + B_j^{1,2}}, \quad (6.1.-82)$$

oder allgemeingültig formuliert, folgt die Form

$$\Delta_{i, \text{opt}} = \Delta P \frac{B_i^{1,2}}{\sum_{i=1}^n B_i^{1,2}}. \quad (6.1.-83)$$

Dabei läuft der Index i über alle n Teilstrecken der Rohrleitungsstrecke. Die Durchmesser ergeben sich dann gemäß Gl. (6.1.-65) zu

$$d_i = \sqrt[5]{\frac{\lambda_i}{\rho_i} \frac{8 \dot{m}_i^2}{\pi^2} \frac{\sum_{i=1}^n B_i^{1,2}}{\Delta P B_i^{1,2}}}. \quad (6.1.-84)$$

Dieses Ergebnis entspricht unter gleichen Voraussetzungen der Gl. (6.1.-60). Die praktische Handhabung ist im Beispiel 6.1.4.3. angegeben.

Soll die Pumpe noch ausgewählt werden, d. h., ΔP liegt noch nicht fest, dann sind die optimalen Teilstrecken-Differenzdrücke [Gl. (6.1.-83)] in der partiellen Kostengleichung (6.1.-66) einzusetzen und diese analog Gl. (6.1.-14) zu komplettieren. Es gilt zusammenfassend:

$$\begin{aligned} K = & \sum_{i=1}^n \left[A_i + B_i^{1,2} \left(\sum_{i=1}^n B_i^{1,2} \right)^{0,2} \Delta P^{-0,2} \right] + z_p a_p \\ & + \left(z_p b_p + p_E b_E \frac{1}{\eta} \right) \frac{\dot{m} P}{\rho} \Delta P, \end{aligned} \quad (6.1.-85)$$

woraus sich durch Differentiation die Bestimmungsgleichung

$$\begin{aligned} \frac{dK}{d\Delta P} = & -0,2 \Delta P^{-1,2} \left[\sum_{i=1}^n B_i^{1,2} \right]^{1,2} \\ & + \left(z_p b_p + p_E b_E \frac{1}{\eta} \right) \frac{\dot{m} P}{\rho} = 0 \end{aligned} \quad (6.1.-86)$$

ergibt. Schließlich folgt der optimale Pumpendruck zu

$$\Delta P = \left[\frac{0,2 \rho}{\left(z_p b_p + p_E b_E \frac{1}{\eta} \right) \dot{m} P} \right]^{1,2} \sum_{i=1}^n B_i^{1,2}. \quad (6.1.-87)$$

Mit diesem Wert sind dann nach Gl. (6.1.-84) alle Durchmesser zu bestimmen.

Zusammenfassend ist festzustellen, daß die zweite vorgestellte Art der dynamischen Optimierung gegenüber der LAGRANGESCHEN Methode keine bemerkenswerten Vorteile bietet. Die vom Algorithmus geforderten vereinfachten bzw. vereinheitlichten Kostenansätze ermöglichen auch beim LAGRANGESCHEN Verfahren explizite Darstellungen der Unbekannten [vgl. Gl. (6.1.-60)].

6.1.4.3. Beispiel

Eine Rohrleitung (Vor- und Rücklauf) versorgt drei Abnehmer (A, B, C), die unmittelbar an der Trasse liegen. Die Abnahme-Masseströme betragen

$$\dot{m}_A = 120 \text{ kg/s}; \quad \dot{m}_B = 80 \text{ kg/s}; \quad \dot{m}_C = 100 \text{ kg/s}.$$

Die Entfernungen haben folgende Werte:

Einspeisestelle — Abnehmer A:	500 m
	(Teilstrecke $i = 1$)
Abnehmer A — Abnehmer B:	200 m
	(Teilstrecke $i = 2$)
Abnehmer B — Abnehmer C:	400 m
	(Teilstrecke $i = 3$).

Weiterhin gelten die Einzelwiderstandsbeiwerte

$$\zeta_{v_1} = 5; \quad \zeta_{r_1} = 10; \quad \zeta_{v_2} = 4; \quad \zeta_{r_2} = 6;$$

$$\zeta_{v_3} = 10; \quad \zeta_{r_3} = 12.$$

Alle übrigen Daten entsprechen Beispiel 6.1.3.3. Dies betrifft auch die zeitlichen Temperaturverläufe, so daß die Vollaststundenzahlen — wie dort errechnet — gelten ($b_{Q_v} = 4161 \text{ h/a}$; $b_{Q_r} = 4460 \text{ h/a}$). Für den Pumpenbetrieb sind $b_E = 3100 \text{ h/a}$ einzusetzen.

Es sollen nach der LAGRANGESchen Methode die drei Durchmesser der Rohrteilstrecken und der Pumpendruck optimal bestimmt werden. In einer weiteren Teilaufgabe ist der gefundene Pumpendruck als Streckenanschlußdruck zu betrachten, und hierfür sind dann nach der vereinfachten LAGRANGESchen Methode und nach dem dynamischen Optimierungsverfahren die Rohrdurchmesser festzulegen.

Lösung

Zur Bestimmung der Rohrdurchmesser ist zunächst das Gleichungssystem (6.1.-55); (6.1.-56) auszuwerten. Die Masseströme, die in den Teilstrecken fließen, betragen

$$\dot{m}_1 = 300 \text{ kg/s}; \quad \dot{m}_2 = 180 \text{ kg/s}; \quad \dot{m}_3 = 100 \text{ kg/s}.$$

Mit den im Beispiel 6.1.3.3. gegebenen Daten lautet der Multiplikator

$$\begin{aligned} \kappa &= (0,12 \cdot 0,21 + 0,10 \cdot 10^{-3} \cdot 3100 \frac{1}{0,6}) \frac{300 \text{ M m}^3}{972 \text{ W s a}} \\ &= 0,167 \text{ M m}^3/\text{W s a}. \end{aligned}$$

Für die Geschwindigkeitsannahme von $w_1 = w_2 = w_3 = 2 \text{ m/s}$ berechnen sich die vorläufigen Durchmesser nach Gl. (6.1.-44):

$$d_{0,1} = 0,437 \text{ m}; \quad d_{0,2} = 0,339 \text{ m}; \quad d_{0,3} = 0,252 \text{ m}.$$

Für die teilstreckenweise Auswertung der Gl. (6.1.-55) wird vereinfachend $tv'_1 = tv'_2 = tv'_3$ sowie $tr'_1 = tr'_2 = tr'_3$ angenommen. Zur rationellen Berechnung sind vorab die in Gl. (6.1.-45) vorhandenen konstanten Terme zusammengefaßt:

$$8 \frac{\kappa}{\pi^2} = 8 \frac{0,167 \text{ M m}^3}{\pi^2 \text{ W s a}} = 0,135 \text{ M m}^3/\text{W s a}$$

$$z_T b_T n_T = 0,08 \cdot 10210 \cdot 1,2 \frac{\text{M}}{\text{m}^2 \cdot 2 \text{ a}} = 980,16 \text{ M/m}^2 \cdot \text{a}$$

$$P_Q [b_{Q_v} p v (tv' - tu) + b_{Q_r} p r (tr' - tu)] = 40 \cdot 10^{-6}$$

$$\times [4161 \cdot 0,77(160 - 30) + 4460 \cdot 1,25(80 - 30)] \frac{\text{M}}{\text{m}^2 \text{ a}}$$

$$= 27,81 \frac{\text{M}}{\text{m}^2 \text{ a}}$$

$$5 \frac{l_1}{\varrho v_1} = 5 \frac{500 \text{ m}^4}{907 \text{ kg}} = 2,756 \text{ m}^4/\text{kg};$$

$$5 \frac{l_1}{\varrho r_1} = 5 \frac{500 \text{ m}^4}{972 \text{ kg}} = 2,572 \text{ m}^4/\text{kg}$$

$$5 \frac{l_2}{\varrho v_2} = 5 \frac{200 \text{ m}^4}{907 \text{ kg}} = 1,103 \text{ m}^4/\text{kg};$$

$$5 \frac{l_2}{\varrho r_2} = 5 \frac{200 \text{ m}^4}{972 \text{ kg}} = 1,029 \text{ m}^4/\text{kg}$$

$$5 \frac{l_3}{\varrho v_3} = 5 \frac{400 \text{ m}^4}{907 \text{ kg}} = 2,205 \text{ m}^4/\text{kg};$$

$$5 \frac{l_3}{\varrho r_3} = 5 \frac{400 \text{ m}^4}{972 \text{ kg}} = 2,058 \text{ m}^4/\text{kg}$$

$$4 \frac{\zeta_{v_1}}{\varrho v_1} + 4 \frac{\zeta_{r_1}}{\varrho r_1} = \left(4 \frac{5}{907} + 4 \frac{10}{972} \right) \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} = 0,063 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$4 \frac{\zeta_{v_2}}{\varrho v_2} + 4 \frac{\zeta_{r_2}}{\varrho r_2} = \left(4 \frac{4}{907} + 4 \frac{6}{972} \right) \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} = 0,042 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$4 \frac{\zeta_{v_3}}{\varrho v_3} + 4 \frac{\zeta_{r_3}}{\varrho r_3} = \left(4 \frac{10}{907} + 4 \frac{12}{972} \right) \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} = 0,093 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Die REYNOLDS-Zahl ist nach Gl. (6.1.-29) zu berechnen. Es gelten die speziellen Formeln:

$$Rev_1 = 46,44 \cdot 160 \frac{300}{d_1} = 2,23 \cdot 10^6 d_1^{-1}$$

$$Rer_1 = 46,44 \cdot 80 \frac{300}{d_1} = 1,11 \cdot 10^6 d_1^{-1}$$

$$Rev_2 = 46,44 \cdot 160 \frac{180}{d_2} = 1,34 \cdot 10^6 d_2^{-1}$$

$$Rer_2 = 46,44 \cdot 80 \frac{180}{d_2} = 6,69 \cdot 10^5 d_2^{-1}$$

$$Rev_3 = 46,44 \cdot 160 \frac{100}{d_3} = 7,43 \cdot 10^5 d_3^{-1}$$

$$Rer_3 = 46,44 \cdot 80 \frac{100}{d_3} = 3,72 \cdot 10^5 d_3^{-1}.$$

Der Rohrreibungsbeiwert ist aus Bild 6.1.-1 zu entnehmen. Die Schritte der iterativen Berechnung werden nachfolgend teilstreckenweise wiedergegeben:

TS 1 — Iterationsschritt 1 ($d_{0,1} = 0,437 \text{ m}$)

$$Rev_1 = 5,10 \cdot 10^6 \quad Rer_1 = 2,54 \cdot 10^6$$

$$\lambda v_1 = 0,013 \quad \lambda r_1 = 0,014$$

$$d_1 = 0,365 \text{ m}$$

TS 1 — Iterationsschritt 2 ($d_{0,1} = 0,365 \text{ m}$)

$$Rev_1 = 6,11 \cdot 10^6 \quad Rer_1 = 3,04 \cdot 10^6$$

$$\lambda v_1 = 0,014 \quad \lambda r_1 = 0,014$$

$$d_1 = 0,379 \text{ m}$$

TS 1 — Iterationsschritt 3 ($d_{0,1} = 0,379 \text{ m}$)

Da der neue Durchmesser zwischen den beiden ersten Annahmen liegt und die Rohrreibungsbeiwerte fast unverändert bleiben, kann die Neuberechnung von Re und λ entfallen. Es folgt

$$d_1 = 0,376 \text{ m}.$$

TS 2 — Iterationsschritt 1 ($d_{0,2} = 0,339 \text{ m}$)

$$Rev_2 = 3,95 \cdot 10^6 \quad Rer_2 = 1,97 \cdot 10^6$$

$$\lambda v_2 = 0,014 \quad \lambda r_2 = 0,014$$

$$d_2 = 0,322 \text{ m}$$

TS 2 — Iterationsschritt 2 ($d_{0,2} = 0,322$ m)

$$Rev_2 = 4,16 \cdot 10^6 \quad Rer_2 = 2,08 \cdot 10^6$$

$$\lambda v_2 = 0,014 \quad \lambda r_2 = 0,014$$

$$d_2 = 0,325$$

TS 3 — Iterationsschritt 1 ($d_{0,3} = 0,252$ m)

$$Rev_3 = 2,95 \cdot 10^6 \quad Rer_3 = 1,48 \cdot 10^6$$

$$\lambda v_3 = 0,015 \quad \lambda r_3 = 0,015$$

$$d_3 = 0,273$$

TS 3 — Iterationsschritt 2 ($d_{0,3} = 0,273$ m)

$$Rev_3 = 2,72 \cdot 10^6 \quad Rer_3 = 1,36 \cdot 10^6$$

$$\lambda v_3 = 0,015 \quad \lambda r_3 = 0,015$$

$$d_3 = 0,269$$

TS 3 — Iterationsschritt 3 ($d_{0,3} = 0,269$ m)

Wegen der Konstanz der Rohrreibungsbeiwerte im ersten und zweiten Iterationsschritt können diese Ergebnisse ohne erneute Berechnung beibehalten werden. Es ergibt sich

$$d_3 = 0,270$$

Damit liegen die optimalen Rohrdurchmesser der drei Teilstrecken fest. Der optimale Pumpendruck errechnet

$$d_1 = \sqrt[5]{\frac{8 \cdot 0,014}{0,378 \cdot 10^6 \cdot 940 \cdot \pi^2} \left[1403 \cdot 300^2 + 632 \cdot 180^2 \frac{1}{0,86^5} + 1224 \cdot 100^2 \frac{1}{0,70^5} \right]} \text{ m}$$

sich nach Gl. (6.1.-54). Die Druckverluste der einzelnen Teilstrecken betragen nach den Gln. (6.1.-30) und (6.1.-31)

$$\Delta = \left[\left(\lambda v \frac{l}{d} + \zeta v \right) \frac{1}{\rho v} + \left(\lambda r \frac{l}{d} + \zeta r \right) \frac{1}{\rho r} \right] \frac{8 \dot{m}^2}{\pi^2 d^4}$$

$$\Delta_1 = \left[\left(0,014 \frac{500}{0,376} + 5 \right) \frac{1}{907} + \left(0,014 \frac{500}{0,376} + 10 \right) \frac{1}{972} \right] \times \frac{8 \cdot 300^2}{\pi^2 0,376^4} \text{ Pa} = 0,202 \text{ MPa}$$

$$\Delta_2 = \left[\left(0,014 \frac{200}{0,325} + 4 \right) \frac{1}{907} + \left(0,014 \frac{200}{0,325} + 6 \right) \frac{1}{972} \right] \times \frac{8 \cdot 180^2}{\pi^2 0,325^4} \text{ Pa} = 0,068 \text{ MPa}$$

$$\Delta_3 = \left[\left(0,015 \frac{400}{0,270} + 10 \right) \frac{1}{907} + \left(0,015 \frac{400}{0,270} + 12 \right) \frac{1}{972} \right] \times \frac{8 \cdot 100^2}{\pi^2 0,270^4} \text{ Pa} = 0,108 \text{ MPa}$$

Die Umwälzpumpe muß somit einen Differenzdruck $\Delta P = 0,378$ MPa erzeugen.

Sollte der vorgegebene Differenzdruck in einem weiteren Berechnungsfall über die einzelnen Teilstrecken nach der vereinfachten LAGRANGESchen Methode verteilt werden,

dann ist auf Gl. (6.1.-60) zu beziehen. Vorab sind noch die Durchmesserhältnisse ε nach Gl. (6.1.-57) und die äquivalenten Teilstreckenlängen nach Gl. (6.1.-46) zu bestimmen. Dazu müssen wiederum die Durchmesser als Schätzwerte bekannt sein. Normalerweise würde man von den Ergebnissen, die zu Beginn der Beispielrechnung ermittelt wurden, ausgehen. Bei starken Abweichungen müßte dann die Rechnung wiederholt werden. Zur Vereinfachung sei hier bereits auf die bekannten Endergebnisse aufgebaut. Es gelten für den Mittelwert $\lambda = 0,014$:

$$\ddot{m}_1 = \left(2 \cdot 500 + \frac{0,376 \cdot 15}{0,014} \right) \text{ m} = 1403 \text{ m}$$

$$\ddot{m}_2 = \left(2 \cdot 200 + \frac{0,325 \cdot 10}{0,014} \right) \text{ m} = 632 \text{ m}$$

$$\ddot{m}_3 = \left(2 \cdot 400 + \frac{0,270 \cdot 22}{0,014} \right) \text{ m} = 1224 \text{ m}$$

Damit folgen weiter

$$\varepsilon_2 = \frac{d_2}{d_1} = \sqrt[6]{\frac{500 \cdot 632(180)^2}{200 \cdot 1403(300)}} = 0,86$$

$$\varepsilon_3 = \frac{d_3}{d_1} = \sqrt[6]{\frac{500 \cdot 1224(100)^2}{400 \cdot 1403(300)}} = 0,70$$

Schließlich kann Gl. (6.1.-60) mit einer mittleren Dichte von $\rho = 940$ kg/m³ ausgewertet werden:

$$d_1 = 0,378 \text{ m}$$

Weiter gelten:

$$d_2 = 0,378 \cdot 0,86 \text{ m} = 0,325 \text{ m}$$

$$d_3 = 0,378 \cdot 0,70 \text{ m} = 0,265 \text{ m}$$

Diese Werte zeigen eine gute Übereinstimmung mit den Ergebnissen des ersten Aufgabenteils.

Die gleiche Aufgabe soll nun nach Gl. (6.1.-84) — dem abgeleiteten Sonderfall der dynamischen Optimierung — gelöst werden. Zunächst sei durch Substitution des Wertes B nach Gl. (6.1.-67) und Gl. (6.1.-66) die Beziehung verkürzt. Es ergibt sich für den Durchmesser

$$d_i = \sqrt[5]{\frac{\lambda}{\rho} \frac{8 \dot{m}_i^{1,67}}{\pi^2 \Delta P} \frac{\sum_{i=1}^n (l_i \ddot{m}_i^{0,2} \dot{m}_i^{0,4})^{0,83}}{l_i^{0,83}}} \quad (6.1.-88)$$

Zur Auswertung dieser Gleichung sei vorab

$$\begin{aligned} & \frac{\lambda}{\rho} \frac{8}{\pi^2 \Delta P} \sum_{i=1}^n (l_i \ddot{m}_i^{0,2} \dot{m}_i^{0,4})^{0,83} \\ &= \frac{0,014 \cdot 8}{940 \cdot \pi^2 \cdot 0,378 \cdot 10^6} \\ & \times [(500 \cdot 1403^{0,2} \cdot 300^{0,4})^{0,83} + (200 \cdot 632^{0,2} \cdot 180^{0,4})^{0,83} \\ & \quad + (400 \cdot 1224^{0,2} \cdot 100^{0,4})^{0,83}] \text{ m}^5 \text{ kg}^{-1,67} \text{ s}^{1,67} \\ &= 2,345 \cdot 10^{-7} \text{ m}^5 \text{ kg}^{-1,67} \text{ s}^{1,67} \end{aligned}$$

berechnet, woraus schließlich folgen:

$$d_1 = \sqrt[5]{2,345 \cdot 10^{-7} \cdot 1403^{0,83} \frac{300^{1,67}}{500^{0,83}}} \quad m = 0,377 \text{ m}$$

$$d_2 = \sqrt[5]{2,345 \cdot 10^{-7} \cdot 632^{0,83} \frac{180^{1,67}}{200^{0,83}}} \quad m = 0,324 \text{ m}$$

$$d_3 = \sqrt[5]{2,345 \cdot 10^{-7} \cdot 1224^{0,83} \frac{100^{1,67}}{400^{0,83}}} \quad m = 0,265 \text{ m}$$

Durch Substitution der Gl. (6.1.-57) in Gl. (6.1.-60) und einige Umformungen kann gezeigt werden, daß die Gln. (6.1.-88) und (6.1.-60) bezüglich d_1 völlig identisch sind. Die geringfügigen Unterschiede in den Ergebnissen folgen aus den zahlreichen Rechnungen und Rundungen.

6.1.4.4. Übergang zu Normdurchmessern

In den vorangegangenen Abschnitten wurden, von einer Ausnahme abgesehen, stets theoretische Durchmesser ermittelt. In der Praxis werden selbstverständlich Normdurchmesser eingesetzt. Diese sind eigentlich nach einer neuen Zielfunktion — der minimalen Kostenabweichung vom Optimum — auszuwählen.

In Anbetracht der flachen Kostenkurve in der Nähe des Minimums (vgl. auch Bild 6.1.-2) wäre der Aufwand in keiner Weise gerechtfertigt. Statt dessen erscheint es sinnvoller, die Normdurchmesser so auszuwählen, daß der vorgegebene oder der errechnete Pumpendruck erhalten bleibt. Diese Bedingung kann mit guter Näherung verwirklicht werden, wenn beim Übergang von theoretischen Durchmessern d_i zu den Normdurchmessern dn_i für die Strecke

$$\sum_{i=1}^n \left[\left(\frac{\lambda v_i}{\rho v_i} + \frac{\lambda r_i}{\rho r_i} \right) \frac{l_i}{d_i} + \left(\frac{\zeta v_i}{\rho v_i} + \frac{\zeta r_i}{\rho r_i} \right) \right] d_i^{-4} \\ \equiv \sum_{i=1}^n C_i d_i^{-4} = \sum_{i=1}^n C_i dn_i^{-4} \quad (6.1.-89)$$

gilt. Da die exakte Erfüllung der Gleichung nur in Ausnahmefällen möglich ist, sei

$$E = \sum_{i=1}^n C_i (d_i^{-4} - dn_i^{-4}) \rightarrow \text{Minimum} \quad (6.1.-90)$$

verwendet.

Man könnte nun alle möglichen Normdurchmesserkombinationen bilden und diejenige mit der kleinsten Abweichungssumme E auswählen. Dazu wäre ein großer Rechenaufwand nötig. Weiterhin könnten sich Durchmesserkombinationen ergeben, die technologisch schwer verarbeitbar sind. Es werden deshalb nur die den theoretischen Durchmesser d_i einhüllenden Normdurchmesser dn'_i und dn''_i verwendet. Aber selbst die Anzahl von $2 \cdot n$ Durchmessern in allen Kombinationen ausgewertet, ergäbe zu viele Varianten und damit zu großen Berechnungsaufwand. Es wird deshalb folgendes Vorgehen empfohlen:

Zunächst seien für alle Teilstrecken die Abweichungen

$$e'_i = C_i (d_i^{-4} - dn'^{-4}_i) \quad \text{und} \quad e''_i = C_i (d_i^{-4} - dn''^{-4}_i) \quad (6.1.-91)$$

bestimmt. Danach erfolgt die Auswahl des Normdurchmessers der ersten Teilstrecke entsprechend dem Test

$$|e'_1| \stackrel{?}{<} |e''_1| \quad (6.1.-92)$$

Bei Erfüllung wird $d_1 = dn'_1$ — ansonsten $d_1 = dn''_1$ — gesetzt. Die Festlegung der weiteren Teilstreckendurchmesser ist unter Beachten der bisherigen Ergebnisse vorzunehmen. Deshalb sind die Abweichungen e'_i oder e''_i der bereits gewählten Durchmesser zu addieren. Für die Teilstrecke k gilt dann der Test:

$$\left| \sum_{i=1}^{k-1} (e'_i \text{ oder } e''_i) + e'_k \right| \stackrel{?}{<} \left| \sum_{i=1}^{k-1} (e'_i \text{ oder } e''_i) + e''_k \right| \quad (6.1.-93)$$

Ist die Ungleichung erfüllt, wird $d_k = dn'_k$ — sonst $d_k = dn''_k$ — gesetzt.

Mit den festgelegten Normdurchmessern ist der Pumpendruck, gemäß der Nebenbedingung Gl. (6.1.-54), neu zu bestimmen.

Die praktische Handhabung zeigt das nachstehende Beispiel.

6.1.4.5. Beispiel

Es sind die Normdurchmesser zu den im Beispiel 6.1.4.3. berechneten theoretischen Durchmessern der Teilstrecken zu bestimmen und der Pumpendruck unter Verwendung der üblichen Bemessungstabellen zu ermitteln.

Weiterhin soll das Beispiel 6.1.4.3. erneut mit Hilfe der dynamischen Optimierung unter Verwendung der Normdurchmesser (200, 250, 300, 350, 400 mm) bei einem maximalen Anschlußdruck von $\Delta P = 0,4$ MPa gelöst werden. Eine Grenzbedingung soll Geschwindigkeiten in den Rohrleitungen größer als 5 m/s ausschließen.

Lösung

Gemäß der Definitionsgleichung (6.1.-89) sind vorab alle Koeffizienten C_i zu berechnen. Es gelten mit den Ergebnissen aus Abschnitt 6.1.4.3.:

$$C_1 = \left[\left(\frac{0,014}{907} + \frac{0,014}{972} \right) \frac{500}{0,376} + \frac{5}{907} + \frac{10}{972} \right] \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \\ = 0,055 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$C_2 = \left[\left(\frac{0,014}{907} + \frac{0,014}{972} \right) \frac{200}{0,325} + \frac{4}{907} + \frac{6}{972} \right] \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \\ = 0,029 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$C_3 = \left[\left(\frac{0,015}{907} + \frac{0,015}{972} \right) \frac{400}{0,270} + \frac{10}{907} + \frac{12}{972} \right] \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \\ = 0,071 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Im folgenden Berechnungsschritt werden die Abweichungen zu den nächstliegenden Normdurchmessern festgestellt. Die Innendurchmesser der Normreihe sind:

$$dn'_1 = 0,365 \text{ m}; \quad dn'_2 = 0,313 \text{ m}; \quad dn'_3 = 0,261 \text{ m} \\ dn''_1 = 0,410 \text{ m}; \quad dn''_2 = 0,365 \text{ m}; \quad dn''_3 = 0,313 \text{ m}$$

Nach Gl. (6.1.-91) ergeben sich:

$$e'_1 = 0,055(0,376^{-4} - 0,365^{-4}) = -0,347 (\text{kg m})^{-1} \\ e''_1 = 0,055(0,376^{-4} - 0,410^{-4}) = 0,805 (\text{kg m})^{-1}$$

$$e'_2 = 0,029(0,325^{-4} - 0,313^{-4}) = -0,422 \text{ (kg m)}^{-1}$$

$$e''_2 = 0,029(0,325^{-4} - 0,365^{-4}) = 0,965 \text{ (kg m)}^{-1}$$

$$e'_3 = 0,071(0,270^{-4} - 0,261^{-4}) = -1,940 \text{ (kg m)}^{-1}$$

$$e''_3 = 0,071(0,270^{-4} - 0,313^{-4}) = 5,962 \text{ (kg m)}^{-1}$$

Der Test nach Gl. (6.1.-92) liefert die kleinste absolute Abweichung für e'_1 , so daß $d_1 = 0,365 \text{ m}$ einzusetzen ist.

Für $k = 2$ erhält Gl. (6.1.-93) die Form

$$|-0,347 + (-0,422)| < |-0,347 + 0,965|.$$

Da die Ungleichung nicht erfüllt ist, gilt für $d_2 = 0,365 \text{ m}$. Schließlich muß die Testgleichung für $k = 3$ angeschrieben werden:

$$|-0,347 + 0,965 + (-1,940)| < |-0,347 + 0,965 + 5,962|.$$

Die Ungleichung trifft zu. Für die dritte Teilstrecke ist $d_3 = 0,261$ zu verwenden.

Der Druckverlust wird nach [33] für die Temperaturen 160°C bzw. 85°C teilstreckenweise nach der bekannten Formel $\Delta = (Rl + S\zeta)_v + (Rl + S\zeta)_r$ berechnet:

$$\begin{aligned} \Delta_1 &= (171 \cdot 500 + 4520 \cdot 5) + (162 \cdot 500 \\ &\quad + 4240 \cdot 10) \text{ Pa} = 0,232 \text{ MPa} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Delta_2 &= (62 \cdot 200 + 1630 \cdot 4) + (59,2 \cdot 200 \\ &\quad + 1530 \cdot 6) \text{ Pa} = 0,040 \text{ MPa} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Delta_3 &= (110 \cdot 400 + 1920 \cdot 10) + (104 \cdot 400 \\ &\quad + 1800 \cdot 12) \text{ Pa} = 0,126 \text{ MPa} . \end{aligned}$$

Der Pumpendruck beträgt somit $\Delta P = 0,398 \text{ MPa}$, d. h., das Ergebnis liegt um 5% über dem Optimum mit theoretischen Durchmessern.

Mit Hilfe der dynamischen Optimierung ist die Aufgabe bei vorgegebenen Normdurchmessern nach Abschnitt 6.1.4.2. zu lösen. Es werden dabei die Normdurchmesser $dn_1 = 0,207 \text{ m}$; $dn_2 = 0,261 \text{ m}$; $dn_3 = 0,313 \text{ m}$; $dn_4 = 0,365 \text{ m}$ und $dn_5 = 0,410 \text{ m}$ zugrunde gelegt. Die Druckdifferenzen sind teilstreckenweise mit Tabellen [33] ermittelbar. (Überschläglich ist auch Tabelle 5.1.-2) anwendbar.)

Teilstrecke 3

$$\dot{m}_3 = 100 \text{ kg/s}; \quad l_3 = 400 \text{ m}; \quad \zeta_{v_3} = 10; \quad \zeta_{r_3} = 12$$

	dn_1	dn_2	dn_3	dn_4	dn_5
$R_{160^\circ\text{C}}$ in Pa/m	364	110	42,9	19,4	10,7
$R_{85^\circ\text{C}}$ in Pa/m	345	104	41,1	18,8	10,4
$S_{160^\circ\text{C}}$ in Pa	4860	1920	929	503	316
$S_{85^\circ\text{C}}$ in Pa	4550	1800	870	471	296
Δ_3 in kPa	386,8	126,4	53,3	26,0	15,2

Da der vorgegebene Differenzdruck von $\Delta P = 0,400 \text{ MPa}$ nicht überschritten wird, können alle fünf Durchmesser theoretisch noch Teile der optimalen Lösung sein.

Teilstrecke 2

$$\dot{m}_2 = 180 \text{ kg/s}; \quad l_2 = 200 \text{ m}; \quad \zeta_{v_2} = 4; \quad \zeta_{r_2} = 6$$

	dn_1	dn_2	dn_3	dn_4	dn_5
$R_{160^\circ\text{C}}$ in Pa/m	—	352	137	62,0	34,1
$R_{85^\circ\text{C}}$ in Pa/m	—	333	130	59,2	32,6
$S_{160^\circ\text{C}}$ in Pa	—	6230	3010	1630	1020
$S_{85^\circ\text{C}}$ in Pa	—	5830	2820	1530	958
Δ_2 in kPa	—	196,9	82,4	39,9	23,2

Die Verwendung des Normdurchmessers dn_1 führt zu Geschwindigkeiten $> 5 \text{ m/s}$.

Teilstrecke 1

$$\dot{m}_1 = 300 \text{ kg/s}; \quad l_1 = 500 \text{ m}; \quad \zeta_{v_1} = 5; \quad \zeta_{r_1} = 10$$

	dn_1	dn_2	dn_3	dn_4	dn_5
$R_{160^\circ\text{C}}$ in Pa/m	—	—	379	171	93,6
$R_{85^\circ\text{C}}$ in Pa/m	—	—	358	162	89,0
$S_{160^\circ\text{C}}$ in Pa	—	—	8360	4520	2840
$S_{85^\circ\text{C}}$ in Pa	—	—	7830	4240	2660
Δ_1 in kPa	—	—	488,6	231,5	132,1

Die Durchmesser dn_1 und dn_2 können wegen Überschreitung der Grenzgeschwindigkeit nicht eingesetzt werden.

Als weitere vorbereitende Rechnung seien die jährlichen Kosten der Rohrteilstrecken für die verfügbaren Durchmesser nach Gl. (6.1.-61) bestimmt. Mit den vorgegebenen Werten gelten:

$$\begin{aligned} K_i &= \{(0,08(1429 + 10210d_i^{1,2}) + 40 \cdot 10^{-6} \\ &\quad \times [4161(0,34 + 0,77d_i)(160 - 30) + 4460 \\ &\quad \times (0,42 + 1,25d_i)(80 - 30)]\} l_i \end{aligned}$$

$$K_i = (816,8d_i^{1,2} + 27,81d_i + 125,4) l_i \quad \text{in M/a.}$$

Es folgen die Kosten K_i in TM/a:

	dn_1	dn_2	dn_3	dn_4	dn_5
K_3	101,8	118,2	134,7	151,7	166,8
K_2	50,9	59,1	67,4	75,8	83,4
K_1	127,3	147,8	168,4	189,6	208,5

Damit sind alle Größen für die dynamische Optimierung bereitgestellt. Die bisherige Numerierung der Teilstrecken bleibt erhalten, sie läuft somit entgegengesetzt zu dem im Bild 6.1.-4 abgehandelten allgemeinen Beispiel. Zunächst werden zu allen fünf möglichen Durchmessern der Teilstrecke 3 die Durchmesser dn_2 bis dn_5 der Teilstrecke 2 zugeordnet (dn_1 scheidet wegen Überschreitens der Grenzbedingungen aus). Die Addition der Differenzdrücke Δ_3 und Δ_2 ergibt den Gesamtwert $\Delta p(Q)$. Analog dazu werden die Teilstreckenkosten K_3 plus K_2 zu $K(Q)$ ermittelt. Dies erfolgte natürlich nur für die technisch realisierbaren Kombinationen, d. h.

für $\Delta p(Q) < 400$ kPa. Die Ergebnisse sind in der nachfolgenden Tabelle aufgeführt. Für die TS 1 können nur die Normdurchmesser dn_4 und dn_5 verwendet werden, da dn_1 und dn_2 wegen der Geschwindigkeitsüberschreitung von vornherein ausgeschlossen sind und dn_3 den für die gesamte Strecke verfügbaren Druck ($\Delta_1(dn_3) > 400$ kPa) überschreitet. Damit können an den Punkten Q nur die Durchmesser dn_4 und dn_5 für die TS 1 angeschlossen werden. Entsprechend gelten für die Differenzdrücke der Strecke

$$\Delta p(P) = \Delta p(Q) + \Delta_1$$

und für die jährlichen Streckenkosten

$$K(P) = K(Q) + K_1.$$

Mit den verfügbaren Werten ist die Tabelle zu kompletieren:

TS 3	TS 2	$\Delta p(Q)$ kPa	$K(Q)$ TM/a	TS 1 mit dn_4		TS 1 mit dn_5	
				$\Delta p(P)$ kPa	$K(P)$ TM/a	$\Delta p(P)$ kPa	$K(P)$ TM/a
dn_1	dn_2	> 400					
	dn_3	> 400					
	dn_4	> 400					
	dn_5	> 400					
dn_2	dn_2	323,3	177,3	> 400	—	> 400	—
	dn_3	208,8	185,6	> 400	—	340,9	394,1
	dn_4	166,3	194,0	397,8	383,6	298,4	402,5
	dn_5	149,6	201,6	381,1	391,2	281,7	410,1
dn_3	dn_2	250,2	193,8	> 400	—	382,3	402,3
	dn_3	135,7	202,1	367,2	391,7	267,8	410,6
	dn_4	93,2	210,5	324,7	400,1	225,3	419,0
	dn_5	76,5	218,1	308,0	407,7	208,6	426,6
dn_4	dn_2	222,9	210,8	> 400	—	355,0	419,3
	dn_3	108,4	219,1	339,9	408,7	240,5	427,6
	dn_4	65,9	227,5	297,4	417,1	198,0	436,0
	dn_5	49,2	235,1	280,7	424,7	181,3	443,6
dn_5	dn_2	212,1	225,9	> 400	—	344,2	434,4
	dn_3	97,6	234,2	329,1	423,8	229,7	442,7
	dn_4	55,1	242,6	286,6	432,2	187,2	451,1
	dn_5	38,4	250,2	269,9	439,8	170,5	458,7

Die minimale Kostensumme ist gekennzeichnet. Sie beträgt 383,6 TM/a. Der zugehörige Anschlußdruck ergibt sich zu $\Delta P = 397,8$ kPa < 400 kPa. Nunmehr ist noch die Durchmesserzuordnung zu den Teilstrecken vorzunehmen. Es ergeben sich aus der Tabelle

$$\text{TS 1: } dn_4 = 0,365 \text{ m}$$

$$\text{TS 2: } dn_4 = 0,365 \text{ m}$$

$$\text{TS 3: } dn_2 = 0,261 \text{ m.}$$

Vergleicht man dieses Ergebnis mit der Berechnung von theoretischen Durchmessern (Beispiel 6.1.4.3.) und dem anschließenden Übergang zu Normdurchmessern entsprechend der ersten Teilaufgabe des vorliegenden Beispiels, so ist eine völlige Identität festzustellen. Es sei erwähnt, daß dies nicht in allen Fällen zwangsläufig so

sein muß, da infolge der verkürzten Auswahl der Normdurchmesserkombinationen beim Übergang von theoretischen zu realen Durchmessern auch gelegentlich geringfügige Unterschiede denkbar sind.

6.2. Optimale Wärmedämmung einer Rohrleitung

6.2.1. Zielfunktion

Prinzipiell handelt es sich hier um die gleiche Zielfunktion wie bei der Suche nach dem optimalen Rohrdurchmesser. Es gilt, die Variante mit den minimalen jährlichen Gesamtkosten — hier hinsichtlich der Dicke der Wärmedämmung — auszuwählen. Dazu sind die Inve-

stitionskosten und die Wärmeverlustkosten zu erfassen.

Für die Berechnung der spezifischen Investitionskosten (bezogen auf einen Meter Rohrlänge) finden hauptsächlich drei Modelle Anwendung. Die ersten beiden Varianten legen durchgehende analytische Kostenfunktionen zugrunde [41]. Eine dritte Variante baut auf tatsächliche, diskrete Kostenangaben auf [42].

Variante 1. Die Kosten werden direkt proportional zum Volumen des eingesetzten Dämmstoffs gesetzt. Mit dem Rohraußendurchmesser da und dem äußeren Durchmesser der Dämmung D ergibt sich das Volumen zu

$$V = \frac{\pi}{4} (D^2 - da^2). \quad (6.2-1)$$

Mit dem Durchmesser Verhältnis

$$\delta = \frac{D}{da} \quad (6.2.-2)$$

können die spezifischen Aufwendungen für das Dämmmaterial, seine Verarbeitung sowie für die Herstellung des Mantels einschließlich der Anstriche in erster Näherung nach der Form

$$k_D = a_D + b_D V = a_D + b_D \frac{\pi}{4} da^2 (\delta^2 - 1) \quad \text{in M/m} \quad (6.2.-3)$$

dargestellt werden.

Variante 2. Die Kosten für die verschiedenartigen Materialien (Dämmstoff, Mantel) und deren unterschiedlichen Verarbeitungsaufwand werden durch folgenden Ansatz realistischer erfaßt:

$$k_D = a_D + b_D \frac{\pi}{4} da^2 (\delta^2 - 1) + c_D \pi da \delta \quad \text{in M/m} \quad (6.2.-4)$$

Dabei bedeuten a_D , b_D und c_D Kostenkoeffizienten.

Variante 3. Es werden reale Dämmschichtdicken in den genormten Sprüngen für ein- bzw. mehrlagigen Aufbau betrachtet und die genauen spezifischen Kosten dafür angegeben. Damit sind also diskrete Kostenfolgen $k_{D,1}, \dots, k_{D,n}$ gegeben. Die durch die üblichen Approximationen hervorgerufenen Ungenauigkeiten entfallen. Weiterhin können bei dieser Betrachtung auch die bautechnischen Kosten für die Heizkanäle berücksichtigt werden. Diese sind ohnehin nur in diskreten Schritten in Abhängigkeit von den Baugrößen zu erfassen.

Die jährlichen *festen Kosten* ergeben sich durch Multiplikation der angegebenen spezifischen Aufwendungen mit der Rohrlänge l_i und dem Jahresfestkostensatz für die Wärmedämmung z_D . Die Ausführungen im Abschnitt 6.1.1. zum Jahresfestkostensatz gelten grundsätzlich auch hierfür.

Bezüglich der jährlichen *variablen Kosten* sind nur die Wärmeverlustkosten zu berücksichtigen. Es gelten die Gln. (6.1.-8), (6.1.-11) und (6.1.-12) in vollem Umfang, wenn auf ein Leitungspaar (Vor- und Rücklauf) bezogen wird.

Abschließend folgen die Zielfunktionen für Rohrleitungsstrecken mit n Teilstrecken für die verschiedenen Kostenmodelle:

Variante 1

$$K = z_D \sum_{i=1}^n \left\{ 2a_D + b_D \frac{\pi}{4} da_i^2 (\delta v_i^2 - 1) + b_D \frac{\pi}{4} da_i^2 (\delta r_i^2 - 1) \right\} l_i + p_Q \left[b_{Qv} \sum_{i=1}^n \dot{Q}v_i + b_{Qr} \sum_{i=1}^n \dot{Q}r_i \right] \rightarrow \text{Minimum} \quad (6.2.-5)$$

Variante 2

$$K = z_D \sum_{i=1}^n \left\{ 2a_D + b_D \frac{\pi}{4} da_i^2 [(\delta v_i^2 - 1) + (\delta r_i^2 - 1)] \right\} l_i$$

$$+ c_D \pi da_i (\delta v_i + \delta r_i) \left. \right\} l_i$$

$$+ p_Q \left[b_{Qv} \sum_{i=1}^n \dot{Q}v_i + b_{Qr} \sum_{i=1}^n \dot{Q}r_i \right] \rightarrow \text{Minimum} \quad (6.2.-6)$$

Variante 3

Die Aufgabe besteht darin, daß aus verschiedenen Ausführungsvarianten x, y usw. diejenige mit den minimalen Jahresgesamtkosten ausgewählt wird:

$$\text{Minimum} \left\{ z_D \sum_{i=1}^n (k_{D,x})_i l_i + p_Q \left[b_{Qv} \sum_{i=1}^n (\dot{Q}v_x)_i + b_{Qr} \sum_{i=1}^n (\dot{Q}r_x)_i \right], \right. \\ \left. z_D \sum_{i=1}^n (k_{D,y})_i l_i + p_Q \left[b_{Qv} \sum_{i=1}^n (\dot{Q}v_y)_i + b_{Qr} \sum_{i=1}^n (\dot{Q}r_y)_i \right], \text{ usw.} \right\} \quad (6.2.-7)$$

Die angeschriebenen Zielfunktionen haben zunächst nur symbolischen Charakter. Inwieweit das komplexe Problem lösbar ist, wird nach der Erarbeitung der Nebenbedingungen im Abschnitt 6.2.2. behandelt.

6.2.2. Nebenbedingungen

Die entscheidenden physikalisch-technischen Nebenbedingungen sind die Temperaturverteilung und die Wärmeverluste längs der Strecke. Der exakte Zusammenhang zwischen Eintritts- und Austrittstemperatur einer Teilstrecke ist bereits durch Gl. (6.1.-16) gegeben, der Wärmeverlust wird durch Gl. (6.1.-17) beschrieben. Im Abschnitt 6.1.2. wurde aber bereits darauf hingewiesen, daß diese Darstellung für die Optimierung zu kompliziert sei, und der Einfachheit halber wird deshalb die Teilstreckeneintrittstemperatur t' längs der Teilstrecke als konstant betrachtet.

Dies bewirkt nicht notwendigerweise einen großen Fehler, denn in einem optimal wärmedämmten Rohr ist die Abkühlung des Heizmediums relativ klein, und sie kann durch entsprechende Festlegung der Teilstreckenlänge noch beliebig verringert werden.

Besondere Beachtung gilt dem Wärmedurchgangskoeffizienten. Bezogen auf den Rohrrinnendurchmesser d , berechnet sich dieser zu

$$k = \left(\frac{1}{\alpha_i} + \frac{d}{2\lambda_R} \ln \frac{da}{d} + \frac{d}{2\lambda} \ln \frac{D}{da} + \frac{d}{D\alpha_a} \right)^{-1} \quad (6.2.-8)$$

- α_i innerer Wärmeübergangskoeffizient
- α_a äußerer Wärmeübergangskoeffizient
- λ_R Wärmeleitkoeffizient des Rohrmaterials
- λ Wärmeleitkoeffizient des Dämmmaterials
- da Rohraußendurchmesser
- D Außendurchmesser der Dämmung.

Die Widerstände des inneren Wärmeübergangs und der Wärmeleitung in der Rohrwand sind gegenüber den übrigen Summanden zu vernachlässigen. Unter Umständen kann auch der äußere Wärmeübergangskoeffizient unberücksichtigt bleiben. Für die weiteren Betrachtungen gelte für den Wärmeverluststrom der Vorlauf- bzw. Rücklaufleitung einer Teilstrecke

$$\dot{Q}_i = \pi l_i \frac{t' - tu}{\frac{1}{2\lambda} \ln \frac{D}{da} + \frac{1}{D \alpha a}} \quad (6.2.-9)$$

Nach CAMMERER kann man den äußeren Wärmeübergangskoeffizienten gedämmter Rohrleitungen, die in Gebäuden verlegt sind, nach der Formel

$$\alpha a = 9,4 + 0,052 \Delta t_a \quad \text{in W/m}^2 \text{ K} \quad (6.2.-10)$$

mit Δt_a — der Temperaturdifferenz zwischen Oberfläche und Luft in K — ermitteln. Umfangreiche Rechnungen ergaben, daß unter üblichen praktischen Bedingungen die Wärmeübergangskoeffizienten zwischen $\alpha a = 9,5$ und $10 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ liegen. Als Mittelwert ist $\alpha a = 9,7 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ zu verwenden.

Für Freileitungen gilt: $\alpha a \approx 23 \text{ W/m}^2 \text{ K}$

Die Teilstreckenaustrittstemperatur ergibt sich zu

$$t'' = t' - \frac{\dot{Q}_i}{\dot{m}_i c}, \quad (6.2.-11)$$

wobei jeweils die Parameter für die Vorlauf- oder Rücklaufleitung einzusetzen sind. Die Temperaturen am Eintritt der nachfolgenden Teilstrecken ergeben sich entsprechend den Gln. (6.1.-22) und (6.1.-23).

Weitere Randbedingungen folgen aus den bautechnischen Begrenzungen, vor allem bei der Rohrverlegung in Heizkanälen. Zum anderen ist der Aufbau der Wärmedämmung an bestimmte Dicken gebunden. So führt der Einbau von Stützringen zu einer sprungartigen Kosten-erhöhung und zu höheren mittleren Wärmeleitkoeffizienten für die Dämmschicht.

6.2.3. Algorithmen

Je nachdem, welche Zielfunktion in Ansatz gebracht wird, unterscheidet sich auch die zu verwendende Lösungsvariante.

Besonders kompliziert ist das Problem vor allem dadurch, daß die Wärmeverluste einer Teilstrecke i auch die der nachfolgenden Teilstrecken j, k usw. beeinflussen. Deshalb soll eingangs an einer Vorlaufstrecke geprüft werden, wie groß der Einfluß infolge der Verknüpfungen ist und ob evtl. eine Entkopplung der Teilstrecken vorgenommen werden darf. Die Zielfunktion Gl. (6.2.-5) für zwei hintereinanderliegende Vorlaufstrecken i und j mit den substituierten Gln. (6.2.-9) ergibt zusammenfassend:

$$K = z_D \left\{ a_D (l_i + l_j) + b_D \frac{\pi}{4} [da_i^2 (\delta v_i^2 - 1) l_i + da_j^2 (\delta v_j^2 - 1) l_j] \right\} + p_{Qb_{Qv}} \pi \left\{ (t'_i - tu_i) \frac{l_i}{\frac{1}{2\lambda} \ln \delta v_i + \frac{1}{\delta v_i da_i \alpha a}} + \left(t'_i - \frac{\pi l_i}{\dot{m}_i c} \frac{t'_i - tu_i}{\frac{1}{2\lambda} \ln \delta v_i + \frac{1}{\delta v_i da_i \alpha a}} - tu_j \right) \times \frac{l_j}{\frac{1}{2\lambda} \ln \delta v_j + \frac{1}{\delta v_j da_j \alpha a}} \right\} \quad (6.2.-12)$$

Um das Minimum zu finden, ist der Differentialquotient zu bilden und gleich Null zu setzen. Es gilt

$$\frac{dK}{d\delta v_i} = z_D b_D \frac{\pi}{4} da_i^2 l_i 2\delta v_i - p_{Qb_{Qv}} \pi (t'_i - tu_i) l_i \times \frac{1}{2\lambda} \frac{1}{\delta v_i} - \frac{1}{da_i \alpha a} \frac{1}{\delta v_i^2} \times \left(\frac{1}{2\lambda} \ln \delta v_i + \frac{1}{da_i \alpha a} \frac{1}{\delta v_i} \right)^2 \times \left[1 - \frac{\pi}{\dot{m}_i c} \frac{l_j}{\frac{1}{2\lambda} \ln \delta v_j + \frac{1}{\delta v_j da_j \alpha a}} \right] = 0. \quad (6.2.-13)$$

Das Einbeziehen der Teilstrecke j führte zu dem Term

$$\frac{\pi l_j}{\dot{m}_i c} \frac{1}{\frac{1}{2\lambda} \ln \delta v_j + \frac{1}{\delta v_j da_j \alpha a}}$$

der im Verhältnis zu Eins zu bewerten ist. Dazu müssen natürlich Zahlenwerte angenommen werden. Die folgenden Beispiele ergeben

$$\frac{\pi \cdot 20}{2 \cdot 4200} \frac{1}{\frac{1}{2 \cdot 0,055} \ln 2 + \frac{1}{2 \cdot 0,05 \cdot 23}} = 0,001 \ll 1$$

und

$$\frac{\pi \cdot 300}{200 \cdot 4200} \frac{1}{\frac{1}{2 \cdot 0,065} \ln 1,5 + \frac{1}{1,5 \cdot 0,4 \cdot 23}} = 0,0004 \ll 1.$$

d. h., es ist nicht notwendig, die jeweils nachfolgenden Teilstrecken zu berücksichtigen, da die optimale Dicke der Wärmedämmung praktisch nicht beeinflußt wird. Die Zielfunktionen nach den Gln. (6.2.-5) bis (6.2.-7) vereinfachen sich damit durch den Wegfall der Summenbildung beträchtlich. Es kann somit jede Vorlauf- und Rücklaufstrecke für sich optimiert werden. Nachfolgend werden Algorithmen für die einzelnen Varianten erarbeitet.

Variante 1

Es ist direkt auf der Bestimmungsgleichung (6.2.-13) bei Weglassen des letzten Klammersausdrucks aufzubauen. Die Lösung ist leider nur iterativ möglich. Es gilt

$$\delta v_i = e^{\frac{2}{da_i} \left[\sqrt{\frac{p_{Qb_{Qv}} \lambda (t'_i - tu_i)}{z_D b_D} \left(1 - \frac{2\lambda}{da_i \alpha a} \frac{1}{\delta v_i} \right) - \frac{\lambda}{\alpha a}} \right] \frac{1}{\delta v_i}} \quad (6.2.-14)$$

Wird der äußere Wärmeübergangswiderstand vernachlässigt, dann vereinfacht sich Gl. (6.2.-13) zu

$$z_D b_D \frac{\pi}{4} da_i^2 l_i 2\delta v_i = p_{Qb_{Qv}} \pi (t'_i - tu_i) l_i \frac{1}{\frac{1}{2\lambda} (\ln \delta v_i)^2}, \quad (6.2.-15)$$

woraus

$$\delta v_i = e^{\frac{2}{da_i} \sqrt{\frac{p_{Qb_{Qv}} \lambda (t'_i - tu_i)}{z_D b_D} \frac{1}{\delta v_i}}} \quad (6.2.-16)$$

folgt. Die Berechnung ist auch wieder iterativ vorzunehmen.

Variante 2

Ausgehend von Gl. (6.2.-6), berechnet sich der Differentialquotient zu

$$\frac{\partial K}{\partial \delta v_i} = \left(z_D b_D \frac{\pi}{4} da_i^2 2\delta v_i + z_D c_D \pi da_i \right) l_i - p_Q b_{Qv} \pi (t'_i - tu_i) l_i \frac{\frac{1}{2\lambda} \frac{1}{\delta v_i} - \frac{1}{da_i \alpha a \delta v_i^2}}{\left(\frac{1}{2\lambda} \ln \delta v_i + \frac{1}{da_i \alpha a \delta v_i} \right)^2} = 0. \tag{6.2.-17}$$

Daraus folgt wiederum die iterativ zu lösende Gleichung

$$\delta v_i = e \left[\sqrt{\frac{p_Q b_{Qv} \lambda (t'_i - tu_i)}{z_D b_D + z_D c_D} \frac{1}{2} \frac{\lambda}{da_i \alpha a \delta v_i} - \frac{\lambda}{\alpha a}} \frac{1}{\delta v_i} \right] \tag{6.2.-18}$$

Vernachlässigt man den äußeren Wärmeübergangswiderstand, so ergibt sich die Berechnungsgleichung zu

$$z_D b_D \frac{da_i^2}{4} + z_D c_D \frac{da_i}{2 \delta v_i} = p_Q b_{Qv} (t'_i - tu_i) \frac{\lambda}{\delta v_i^2 (\ln \delta v_i)^2}. \tag{6.2.-19}$$

Die Auflösung ergibt schließlich die Form

$$\delta v_i = e \sqrt{\frac{p_Q b_{Qv} \lambda (t'_i - tu_i)}{z_D b_D + z_D c_D} \frac{1}{2} \frac{\lambda}{\delta v_i da_i}} \tag{6.2.-20}$$

In [41] werden Vorschläge unterbreitet, wie diese Gleichungen mit Hilfe von Diagrammen und weitgehenden Näherungen lösbar sind. Da Iterationen bei Einsatz der modernen Rechentechnik und auch unter Verwendung von Taschenrechnern problemlos durchführbar sind, soll es bei den gezeigten Gleichungen bleiben. Schließlich müssen die errechneten Dämmdicken noch auf die genormten Werte gerundet werden.

Die praktische Handhabung ist in den nachfolgenden Beispielen verdeutlicht.

Variante 3

Eine in [42] beschriebene Lösungsmethode geht von in der Praxis realisierbaren Dämmdicken aus und berechnet die jährlichen Gesamtkosten, bestehend aus den Kosten für die Wärmedämmung und denen der Wärmeverluste. Es wird dabei von der kleinsten Dämmdicke $s_1 = s_{min}$ ausgegangen und die Rechnung schrittweise mit zunehmenden Schichtdicken $s_2; s_3$ usw. — bis ein Gesamtkostenminimum durchlaufen ist — wiederholt. Anschließend werden die jährlichen Gesamtkosten unter Einbeziehen der Kanalkosten erneut berechnet. Damit wird geprüft, ob eine dünnere Dämmschicht als s_{opt} eventuell zu einer Verringerung der Gesamtkosten — bei Verwenden eines kleineren Kanalprofils — führt. Die erforderlichen Rechnungen sind zwar aufwendig, liefern aber die genauesten Ergebnisse bei Berücksichtigen aller vorhandenen Randbedingungen.

6.2.4. Beispiele

Beispiel 1

Eine Heißwasservorlaufleitung mit dem Außendurchmesser $da = 0,325$ m soll eine optimale Wärmedämmung erhalten. Die Eintrittstemperatur betrage $tw' = 160$ °C, die Umgebungstemperatur sei mit $tu = -15$ °C anzunehmen. Der Temperaturverlauf als Funktion der Betriebszeit (16 h/d und 320 d/a) ist im Bild 6.2.-1 angegeben. Weiterhin gelten folgende Werte: $z_D = 0,10$; $p_Q = 45$ M/MWh; $\lambda = 0,056$ W/m K; $\alpha a = 23$ W/m² K; $b_D = 300$ M/m³.

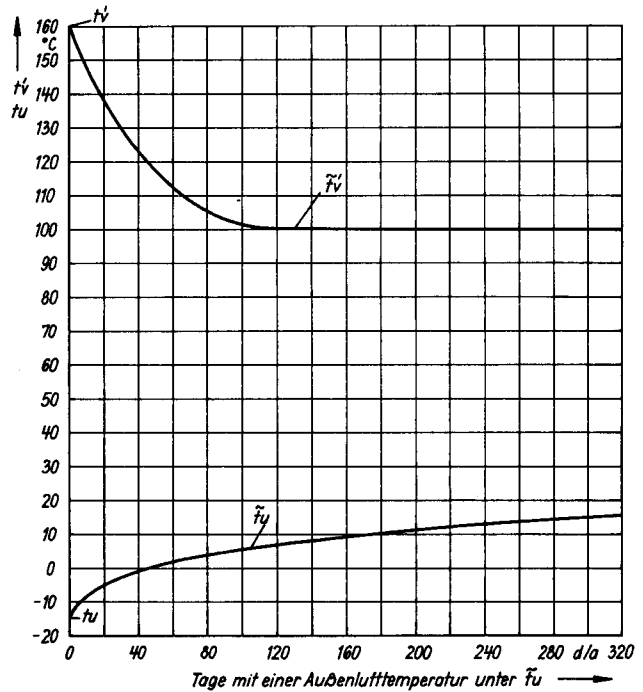


Bild 6.2.-1
Vorlauf- und Außenlufttemperatur in geordneter Häufigkeitsdarstellung

Die Berechnung der Dicke der Wärmedämmung ist nach Variante 1 vorzunehmen.

Lösung

Zunächst ist die Vollaststundenzahl nach Gl. (6.1.-11) auf der Grundlage des Bildes 6.2.-1 zu ermitteln. Das Integral wird dabei durch eine Summe ersetzt, wobei die Ordinaten jeweils in der Mitte eines 20tägigen Intervalls erfaßt werden. Gl. (6.1.-11) erhält dann die Form

$$b_{Qv} = \frac{20 \cdot 16}{160 - (-15)} \sum_{k=1}^{16} (\tilde{t}v' - \tilde{t}u)_k$$

mit den Einzelwerten aus Bild 6.2.-1

k	$(\tilde{t}v' - \tilde{t}u)_k$ in K
1	155
2	131
3	115
4	104
5	98
6	94
7	92
8	91

k	$(\tilde{t}v' - \tilde{t}u)_k$ in K
9	90
10	89
11	88
12	87
13	86
14	85
15	85
16	84

Schließlich folgt die Vollaststundenzahl $b_{Qv} = 2878$ h/a.

Die Berechnung nach Variante 1 wird zunächst nach der vereinfachten Beziehung — kein Wärmeübergangswiderstand an der Manteloberfläche — gemäß Gl. (6.2.-16) vorgenommen. Die Bestimmungsgleichung lautet:

$$\delta v = e \frac{2}{0,325} \sqrt{\frac{45 \cdot 10^{-6} \cdot 2878 \cdot 0,056(160+15)}{0,10 \cdot 300}} \frac{1}{\delta v} = e \frac{1,27}{\delta v}$$

Als erste Schätzung wird $\delta v_0 = 1,5$ angenommen. Es folgt daraus $\delta v = 2,3$. Das wiederholte Einsetzen des jeweils neuen Ergebnisses liefert

$$\delta v = 1,93$$

Das Berücksichtigen des äußeren Wärmeübergangswiderstandes erfordert die Berechnung nach Gl. (6.2.-14)

$$\delta v = \frac{2}{0,325} \left[\sqrt{\frac{40 \cdot 10^{-6} \cdot 2878 \cdot 0,056(160+15)}{0,10 \cdot 300}} \left(1 - \frac{2 \cdot 0,056}{0,325 \cdot 23 \cdot \delta v} \right) - \frac{0,056}{23} \right] \frac{1}{\delta v}$$

die zusammengefaßt

$$\delta v = e \frac{6,154}{\delta v} \left[\sqrt{0,03761 \left(1 - \frac{0,01498}{\delta v} \right)} - 0,00243 \right]$$

lautet. Wird wiederum mit $\delta v_0 = 1,5$ als erster Schätzung begonnen, so erhält man $\delta v = 2,19$. Die Fortsetzung der Iteration endet bei

$$\delta v = 1,87$$

Dieses Ergebnis ist logisch erklärbar, denn infolge des zusätzlich in Ansatz gebrachten Widerstandes kann die Dämmdicke etwas verringert werden. Der Unterschied beträgt etwa 3%.

Im praktischen Anwendungsfall würde man die genormte Dämmdicke von 140 mm wählen.

Beispiel 2

Es ist die optimale Wärmedämmung nach Variante 2 zu berechnen. Die spezifischen Kosten betragen $b_D = 250$ M/m³ und $c_D = 55$ M/m². Alle übrigen Werte entsprechen dem Beispiel 1.

Lösung

Die im Beispiel 1 berechnete Vollaststundenzahl $b_{Qv} = 2878$ h/a gilt auch weiterhin.

Zunächst sei wiederum der äußere Wärmeübergangswiderstand vernachlässigt, so daß Gl. (6.2.-20) gilt:

$$\delta v = e \frac{2}{0,325} \sqrt{\frac{40 \cdot 10^{-6} \cdot 2878(160+15) \cdot 0,056}{0,1 \cdot 250 + 0,1 \cdot 55 \frac{2}{\delta v \cdot 0,325}}} \frac{1}{\delta v}$$

$$\delta v = e \sqrt{\frac{1,1282}{0,6602 + \frac{0,8938}{\delta v}}} \frac{1}{\delta v}$$

Beginnt man die Iterationen mit $\delta v_0 = 1,5$, so ergibt sich $\delta v = 1,88$. Die Weiterführung liefert schließlich als Endergebnis:

$$\delta v = 1,75$$

Das Beachten des äußeren Wärmeübergangswiderstandes erfordert die Berechnung des Durchmesserhältnisses nach Gl. (6.2.-18). Es gelten

$$\delta v = e \frac{2}{0,325} \left[\sqrt{\frac{40 \cdot 10^{-6} \cdot 2878 \cdot 0,056(160+15)}{0,1 \cdot 250 + \frac{0,1 \cdot 55}{2 + \delta v \cdot 0,325}}} \left(1 - \frac{0,056}{0,325 \cdot 23 \cdot \delta v} \right) - \frac{0,056}{23} \right] \frac{1}{\delta v}$$

$$\delta v = e \frac{6,154}{\delta v} \left[\sqrt{\frac{1,1282}{12,5 + 16,923 \frac{\delta v - 1}{\delta v}} - 0,0024} \right]$$

Nach dem Ausgangswert $\delta v_0 = 1,5$ folgt $\delta v = 1,86$ und zum Schluß der Iteration

$$\delta v = 1,74$$

Dieses Ergebnis liegt erwartungsgemäß wie im Beispiel 1 etwas unter dem vorherigen Wert. Die praktisch auszuführende Dicke der Wärmedämmschicht müßte 120 mm betragen.

Beispiel 3

In einem Heizkanal sind eine Vorlauf- und eine Rücklaufleitung mit $da = 0,325$ mm verlegt. Die Eintrittstemperaturen betragen: $t'v' = 150$ °C; $t'r' = 70$ °C. Die Kanaltemperatur sei mit $tu = 30$ °C angenommen. Für die Vollaststundenzahlen mögen gelten: $b_{Qv} = 3100$ h/a; $b_{Qr} = 3300$ h/a. Außerdem sind folgende Kosten in Ansatz zu bringen:

Wärmepreis: $p_Q = 40$ M/MWh

Kosten für die Wärmedämmung:

Dicke der Dämmschicht s in mm

Kosten der Dämmschicht k_D in M/m

30	40	50	60	80	100
29,50	32,80	36,10	39,80	51,50	60,50
120	140	160	180	200	220
69,50	82,00	95,00	106,00	119,00	132,00

Weiterhin gelten die Werte:

$$z_D = 0,1 \text{ a}^{-1}; \quad \alpha a = 9,7 \text{ W/m}^2 \text{ K};$$

$$\lambda v = 0,088 \text{ W/m K}; \quad \lambda r = 0,077 \text{ W/m K}.$$

Als bautechnische Kanalprofile (Innenmaße in mm) stehen

$$1600/900; \quad 1800/1000; \quad 2000/1100$$

zur Verfügung. Technologisch bedingt seien folgende Mindestmaße vorgeschrieben:

$$\begin{aligned} \text{Abstand von Rohrachse bis Kanalwand: } a_1 &= 500 \text{ mm} \\ \text{Abstand zwischen den Rohrwandungen: } c &= 330 \text{ mm} \\ \text{Abstand zwischen den Oberflächen der} \\ \text{Wärmedämmung: } a_2 &= 150 \text{ mm} \\ \text{Abstand der Rohrachse über Kanalsole: } & \\ \text{Auflager — Form A } h_2 &= 417 \text{ mm} \\ \text{Auflager — Form B } h_2 &= 487 \text{ mm} \\ \text{Abstand der Oberfläche der Wärmedämmung} \\ \text{bis an die Kanalabdeckung: } b &= 30 \text{ mm} \\ \text{maximale Dämmschichtdicke: } & \\ \text{Auflager — Form A } s_{\max} &= 140 \text{ mm} \\ \text{Auflager — Form B } s_{\max} &= 260 \text{ mm} \end{aligned}$$

Die Differenzen der bautechnischen Kosten für die drei vorgegebenen Kanalprofile betragen etwa 100 M/m.

Es ist die optimale Wärmedämmung nach Variante 3 zu bestimmen.

Lösung

Zunächst werden die jährlichen Wärmeverlustkosten und die zugehörigen Kosten für die Wärmedämmung je Meter ermittelt. Dabei sind Vor- und Rücklauf getrennt auszuwerten. Es gelten nach den Gln. (6.2.-7) und (6.2.-9):

Kosten für die Wärmedämmung

$$K' = z_D k_D$$

Wärmeverlustströme

$$\dot{Q}_v = \pi \frac{150 - 30}{\frac{1}{2 \cdot 0,088} \ln \left(\frac{0,325 + 2s}{0,325} \right) + \frac{1}{(0,325 + 2s) 9,7}}$$

$$\dot{Q}_r = \pi \frac{70 - 30}{\frac{1}{2 \cdot 0,077} \ln \left(\frac{0,325 + 2s}{0,325} \right) + \frac{1}{(0,325 + 2s) 9,7}}$$

Wärmeverlustkosten Vorlauf

$$K''_v = p_Q b_{Qv} \dot{Q}_v$$

Wärmeverlustkosten Rücklauf

$$K''_r = p_Q b_{Qr} \dot{Q}_r.$$

Schließlich werden die Gesamtkosten

$$K_v = K' + K''_v; \quad K_r = K' + K''_r$$

gebildet. Sie sind in der Tabelle (siehe unten) zusammengestellt.

Die Kostenminima sind gekennzeichnet. Es ergeben sich die optimalen Dämmschichtdicken für den

$$\text{Vorlauf } s_v = 140 \text{ mm}$$

$$\text{Rücklauf } s_r = 100 \text{ mm}.$$

Im weiteren muß geprüft werden, welches Kanalprofil einzusetzen ist und ob eine Verkleinerung der Dämmdicke zu einem kleineren Kanalprofil führt. Wenn dies möglich ist, dann müßte man in die bisherige Kosten summation auch die bautechnischen Kosten einbeziehen.

Die Mindestkanalbreite ergibt sich ohne Berücksichtigung der Wärmedämmung zu

$$\begin{aligned} 2a_1 + c + da &= (2 \cdot 500 + 330 + 325) \text{ mm} \\ &= 1655 \text{ mm}. \end{aligned}$$

Damit muß auf jeden Fall das Kanalprofil 1800/1000 eingesetzt werden. Die Mindestbreite bei Beachten der errechneten optimalen Dämmdicken berechnet sich zu

$$\begin{aligned} 2a_1 + s_v + s_r + a_2 + da &= (2 \cdot 500 + 140 + 100 \\ &\quad + 150 + 325) \text{ mm} \\ &= 1715 \text{ mm}. \end{aligned}$$

Die ermittelten Dämmdicken ermöglichen noch den Einsatz von Rohrlagern der Form A.

Die Mindesthöhe des Kanals beträgt

$$\begin{aligned} h_2 + \frac{da}{2} + s_v + b &= \left(417 + \frac{325}{2} + 140 + 30 \right) \text{ mm} \\ &= 750 \text{ mm}. \end{aligned}$$

(Fortsetzung des Beispiels Seite 305)

s m	K' M/m a	\dot{Q}_v W/m	\dot{Q}_r W/m	K'' _v M/m a	K'' _r M/m a	K _v M/m a	K _r M/m a
0,030	2,95	306	92	37,94	12,14	40,89	15,09
0,040	3,28	251	75	31,12	9,90	34,40	13,18
0,050	3,61	213	63	26,41	8,32	30,02	11,93
0,060	3,98	187	55	23,19	7,26	27,17	11,24
0,080	5,15	152	45	18,85	5,94	24,00	11,09
0,100	6,05	129	38	16,00	5,02	22,05	11,07
0,120	6,95	113	33	14,01	4,36	20,96	11,31
0,140	8,20	102	30	12,65	3,96	20,85	12,16
0,160	9,50	93	27	11,53	3,56	21,03	13,06
0,180	10,60	86	25	10,66	3,30	21,26	13,90
0,200	11,90	80	23	9,92	3,04	21,82	14,94
0,220	13,20	75	22	9,30	2,90	22,50	16,10

Tabelle 6.2.-1 Optimale Dicken der Wärmedämmung nach [42], umgearbeitet auf die charakteristische komplexe Kenngröße *CKG* als Parameter
Freileitung
 Dämndicke in mm/Wärmedurchgangskoeffizient k_1 nach Gl. (2.2.-35) in $W/m^2 K$

Df	CKG in (M/Wh) (h/a) K						
	<1	1 ... 2	2 ... 4	4 ... 7	7 ... 15	15 ... 30	> 30
25	40/2,93	40/2,93	40/2,93	40/2,93	40/2,93	40/2,93 80/2,08!	80/2,08
32	40/2,53	40/2,53	40/2,53	40/2,53	40/2,53	40/2,53 80/1,75!	80/1,75
40	40/2,39	40/2,39	40/2,39	40/2,39	40/2,39	80/1,63	80/1,63
50	40/2,15	40/2,15	40/2,15	40/2,15	40/2,15! 80/1,44	80/1,44	80/1,44! 100/1,28
65	60/1,47	60/1,47	60/1,47	60/1,47	60/1,47	60/1,47! 80/1,24	80/1,24 100/1,09!
80	60/1,40	60/1,40	60/1,40	60/1,40	60/1,40	60/1,40 80/1,17!	80/1,17 100/1,02 120/0,93!
100	50/1,48	50/1,48	50/1,48	50/1,48	50/1,48 60/1,31	60/1,31 80/1,08!	100/0,94 120/0,85!
125	40/1,63	40/1,63	40/1,63	40/1,63	50/1,38 60/1,21!	80/0,99 100/0,86!	100/0,86! 120/0,77
150	40/1,57	40/1,57	40/1,57	40/1,57! 50/1,32	50/1,32 80/0,94!	80/0,94! 100/0,81	100/0,81 120/0,72! 140/0,65
200	50/1,24	50/1,24	50/1,24	50/1,24	60/1,07 80/0,86!	80/0,86 100/0,73! 120/0,64	120/0,64
250	40/1,42	40/1,42	40/1,42	50/1,18! 60/1,02	60/1,02 80/0,81!	100/0,69	100/0,69
300	40/1,38	40/1,38	40/1,38 50/1,15	60/0,99	60/0,99	60/0,99 100/0,65 120/0,57! 140/0,51	140/0,51
350	40/1,36	40/1,36	40/1,36 50/1,12	50/1,12	50/1,12! 100/0,63	100/0,63 120/0,55!	120/0,55! 160/0,44 180/0,41
400	40/1,35	40/1,35	40/1,35 50/1,11	60/0,95	80/0,75	80/0,75 120/0,54!	120/0,54! 140/0,48 160/0,43! 180/0,39
500	40/1,33	40/1,33	40/1,33	40/1,33! 60/0,93	80/0,73 100/0,60!	120/0,52! 140/0,46	140/0,46 160/0,41! 180/0,37 200/0,35
600	50/1,07	50/1,07	50/1,07	60/0,91! 80/0,71	80/0,71 100/0,59! 120/0,50	120/0,50! 140/0,44 160/0,40	160/0,40! 180/0,36 200/0,33
700	50/1,06	50/1,06	50/1,06 60/0,90	60/0,90! 80/0,69	80/0,69 100/0,57! 120/0,49	120/0,49! 140/0,43 160/0,38	160/0,38 180/0,35! 200/0,32 220/0,30
800	50/1,04	50/1,04	50/1,04 60/0,89	60/0,89! 80/0,68	80/0,68 100/0,56! 120/0,48	120/0,48! 140/0,42 160/0,38	160/0,38 180/0,34 200/0,31!

! Vorzugswerte

Kanalleitung

Dämmdicke in mm/Wärmedurchgangskoeffizient k , nach Gl. (2.2.-35) in $W/m^2 K$

DN	CKG in (M/Wh) (h/a) K						
	< 1	1 ... 2	2 ... 4	4 ... 7	7 ... 15	15 ... 30	> 30
25	40/2,81	40/2,81	40/2,81	40/2,81	40/2,81! 50/2,53	50/2,53 80/2,04!	80/2,04! 100/1,86
32	40/2,42	40/2,42	40/2,42	40/2,42	40/2,42! 50/2,16 80/1,72	80/1,72	80/1,72! 100/1,55
40	40/2,28	40/2,28	40/2,28	40/2,28	40/2,28! 50/2,03 80/1,60	80/1,60	80/1,60 100/1,44!
50	40/2,05	40/2,05	40/2,05	40/2,05	40/2,05 50/1,81 80/1,41!	80/1,41	80/1,41 100/1,26! 120/1,16
65	40/1,81	40/1,81	40/1,81 60/1,42	60/1,42	60/1,42	60/1,42 80/1,21! 100/1,07	100/1,07! 120/0,98
80	60/1,35	60/1,35	60/1,35	60/1,35	60/1,35!	60/1,35 80/1,14! 100/1,01	100/1,01! 120/0,91 140/0,84
100	50/1,42	50/1,42	50/1,42	50/1,42	50/1,42 60/1,26! 80/1,06	80/1,06! 100/0,92	100/0,92 120/0,83! 140/0,77
125	40/1,54	40/1,54	40/1,54	40/1,54! 50/1,32	50/1,32 60/1,17! 80/0,97	80/0,97 100/0,84!	100/0,84 120/0,76 140/0,69!
150	40/1,48	40/1,48	40/1,48	40/1,48 50/1,26	50/1,26 60/1,11 80/0,91!	80/0,91 100/0,79! 120/0,70	120/0,70 140/0,64! 160/0,59
200	40/1,40	40/1,40	40/1,40	50/1,18	60/1,03 80/0,84!	80/0,84 100/0,72! 120/0,63 140/0,57	140/0,57! 160/0,53
250	40/1,34	40/1,34	40/1,34	50/1,13! 60/0,98	60/0,98 80/0,79! 100/0,67	100/0,67! 120/0,59 140/0,53	140/0,53! 160/0,48
300	40/1,30	40/1,30	40/1,30	50/1,09! 60/0,95	60/0,95 80/0,76! 100/0,64	100/0,64! 120/0,56 140/0,50	140/0,50
350	40/1,27	40/1,27	40/1,27	50/1,07! 60/0,92	60/0,92 80/0,73! 100/0,62	100/0,62 120/0,54! 140/0,48	120/0,54! 160/0,44 180/0,40
400	40/1,27	40/1,27	40/1,27	50/1,06! 60/0,91	60/0,91 80/0,72!	80/0,72 120/0,53! 140/0,47	140/0,47 160/0,42! 180/0,39 200/0,36
500	40/1,25	40/1,25	40/1,25	40/1,25	40/1,25 80/0,70! 100/0,59	100/0,59 120/0,51! 140/0,45	140/0,45 160/0,40! 180/0,37 200/0,34
600	40/1,22	40/1,22	40/1,22	50/1,02! 60/0,87	60/0,87 80/0,69 100/0,57!	100/0,57 120/0,49! 140/0,43 160/0,39	160/0,39 180/0,36! 200/0,33
700	40/1,21	40/1,21	40/1,21	50/100! 60/0,86	60/0,86 80/0,67 100/0,56!	100/0,56 120/0,48! 140/0,42 160/0,38	160/0,38 180/0,34! 200/0,32 220/0,29
800	40/1,20	40/1,20	40/1,20	50/0,99! 60/0,85	60/0,85 80/0,66 100/0,55!	100/0,55 120/0,47! 140/0,41 160/0,37	160/0,37 180/0,34! 200/0,31 220/0,29

! Vorzugswerte

Tabelle 6.2.-1 (Fortsetzung)

Kanalleitung mit Zuordnung des Kanalprofils

Dämmdicke in mm/Wärmedurchgangskoeffizient k_1 nach Gl. (2.2-35) in $W/m^2 K$

oberer Wert: Vorlauf; unterer Wert: Rücklauf

DN	CKG in M/Wh) (h/a) K							Kanal- querschnitt mm
	<1	1 ... 2	2 ... 4	4 ... 7	7 ... 15	15 ... 30	> 30	
65	60/1,42	60/1,42	60/1,42	60/1,42	60/1,42	60/1,42	60/1,42	600 × 400
	40/1,81	40/1,81	40/1,81	40/1,81	40/1,81	40/1,81	40/1,81	
80	60/1,35	60/1,35	60/1,35	60/1,35	60/1,35	80/1,14	80/1,14	800 × 400
	40/1,74	40/1,74	40/1,74	40/1,74	40/1,74	40/1,74	40/1,74!	800 × 500
							100/1,01 60/1,35	
100	50/1,42	50/1,42	50/1,42	50/1,42	60/1,26	80/1,06	80/1,06	800 × 400
	50/1,42	50/1,42	50/1,42	50/1,42	50/1,42!	60/1,26	60/1,26	800 × 400
					60/1,26 60/1,26			
125	50/1,32	50/1,32	50/1,32	50/1,32	60/1,17	60/1,17	60/1,17	800 × 500
	50/1,32	50/1,32	50/1,32	50/1,32	50/1,32	50/1,32	50/1,32!	1000 × 500
							100/0,84 60/1,17	
150	50/1,26	50/1,26	50/1,26	50/1,26	60/1,11	80/0,91	100/0,79	1000 × 500
	40/1,48	40/1,48	40/1,48	40/1,48	50/1,26	80/0,91	80/0,91	1000 × 500
					80/0,91 60/1,11!	100/0,79 80/0,91!		
200	60/1,03	60/1,03	60/1,03	60/1,03	60/1,03	80/0,84	80/0,84	1000 × 600
	50/1,18	50/1,18	50/1,18	50/1,18	50/1,18	50/1,18	50/1,18	1000 × 600
					80/0,84 50/1,18!			
250	60/0,98	60/0,98	60/0,98	60/0,98	80/0,79	100/0,67	120/0,59	1200 × 700
	50/1,13	50/1,13	50/1,13	50/1,13	50/1,13!	50/1,13	50/1,13	1200 × 700
					100/0,67 50/1,13	120/0,59 50/1,13!		
300	60/0,95	60/0,95	60/0,95	60/0,95	80/0,76	100/0,64	140/0,50	1400 × 800
	50/1,09	50/1,09	50/1,09	50/1,09	80/0,76!	80/0,76	80/0,76	1400 × 800
					100/0,64 80/0,76	120/0,56 80/0,76		1400 × 800
						140/0,50 80/0,76!		1400 × 800
350	60/0,92	60/0,92	60/0,92	60/0,92	80/0,73	80/0,73	80/0,73	1400 × 800
	50/1,07	50/1,07	50/1,07	50/1,07	50/1,07	50/1,07	50/1,07	
400	60/0,91	60/0,91	60/0,91	60/0,91	80/0,72	80/0,72	140/0,47	1600 × 900
	50/1,06	50/1,06	50/1,06	50/1,06	80/0,72	80/0,72	80/0,72	1600 × 900
						120/0,53 80/0,72!		
500	40/1,25	40/1,25	40/1,25	40/1,25	80/0,70	100/0,59	120/0,51	1800 × 1000
	40/1,25	40/1,25	40/1,25	40/1,25	40/1,25	60/0,89	60/0,89	1800 × 1000
					100/0,59 60/0,89!	120/0,51 60/0,89!		
600	60/0,87	60/0,87	60/0,87	60/0,87	80/0,69	120/0,49	140/0,43	2000 × 1100
	50/1,02	50/1,02	50/1,02	50/1,02	60/0,87	60/0,87!	60/0,87	2000 × 1100
					100/0,57! 60/0,87	140/0,43 60/0,87		
700	60/0,86	60/0,86	60/0,86	60/0,86	80/0,67	120/0,48	140/0,42	2400 × 1200
	50/1,00	50/1,00	50/1,00	50/1,00	60/0,86	100/0,56	120/0,48	2400 × 1200
					100/0,56 80/0,67!	140/0,42 100/0,56!		
800	60/0,85	60/0,85	60/0,85	60/0,85	80/0,66	120/0,47	120/0,47	2400 × 1350
	50/0,99	50/0,99	50/0,99	50/0,99	60/0,85	60/0,85	60/0,85	2400 × 1350
					100/0,55 60/0,85!			

! Vorzugswerte

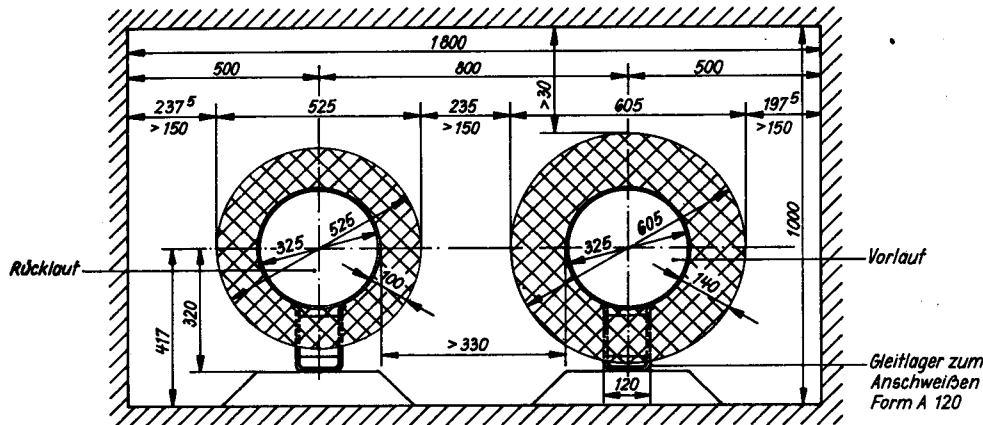


Bild 6.2.-2
Einordnung der Rohre in das vorgegebene Kanalprofil

Da eine Verkleinerung des Kanalprofils ohnehin nicht möglich ist, entfallen weitere Optimierungsrechnungen unter Einbeziehen der bautechnischen Kosten. Einen Vorschlag für die endgültige Einordnung der Rohre in den Kanalquerschnitt zeigt das Bild 6.2.-2.

6.2.5. Tabellen optimaler Wärmedämmdicken

Auf der Grundlage, der im Abschnitt 6.2.3. beschriebenen Optimierungsvariante 3 wurde von KLEMANN und BIELEFELD ein umfangreicher Katalog [42] ausgearbeitet, der die sofortige Auswahl der optimalen Dämmschichtdicke gestattet. Als Parameter treten die Heizmedientemperatur, Rohrnennweite, Verlegungsart, Vollaststundenzahl, Wärmepreis u. a. m. auf. Um diese Vielzahl der Einflußfaktoren einzuschränken, wurden einerseits der Kraftwerksbereich ausgeklammert und andererseits einige Parameter zusammengefaßt.

In den Tabellen 6.2.-1 (s. S. 302 bis S. 304) werden Freileitungen sowie Kanalleitungen mit und ohne Zuordnung des Kanalprofils betrachtet. Letztere sind beispielsweise von Interesse, wenn die Sammelkanäle oder Leitungsgänge in Gebäuden (Kollektoren) bauseits ohnehin zur Verfügung stehen und ihre Größe nicht abhängig vom Rohrdurchmesser bzw. vom sie umhüllenden Dämmmantel gewählt werden. — Weiterhin galt für die spezifischen Wärmeverlustkosten die Gleichung

$$k_Q = p_Q b_Q \pi (t - tu) \frac{1}{\frac{1}{2\lambda} \ln \delta + \frac{1}{\delta da \alpha}} \quad (6.2.-21)$$

Als charakteristische komplexe Kenngröße CKG wird der Term

$$CKG = p_Q b_Q (t - tu) \quad (6.2.-22)$$

gewählt. Er hat nach Substitution der Definitionsgleichung (6.1.-11) die Form

$$CKG = p_Q \int_0^{\tau_0} (\tilde{t} - \tilde{t}u) dt,$$

wobei \tilde{t} und $\tilde{t}u$ die zeitlichen Temperaturverläufe des Heizmediums bzw. der Umgebungstemperatur darstellen.

Stimmt die Komplexkenngröße CKG mit den Tabellenwerten nicht überein, dann sollte stets die Dämmdicke des nächstgrößeren CKG -Wertes Anwendung finden.

6.3. Totales Optimum einer Strecke

In den vorangegangenen Abschnitten wurden Algorithmen zur Bestimmung optimaler Rohrdurchmesser, denen jeweils Dämmschichten fest zugeordnet waren, und Algorithmen zur Ermittlung optimaler Dämmdicken bei vorgegebenen Rohrdurchmessern vorgestellt. Meistens besteht in der Praxis aber die Aufgabe, Durchmesser und Dämmschicht von Heizungsleitungen gleichzeitig optimal zu bemessen. Es ist deshalb das totale Optimum zu bilden. Weiterhin ist zu prüfen, ob die beiden Optimierungen evtl. doch entkoppelt werden können, welche Voraussetzungen dafür grundlegend sind und mit welchen Fehlern gegebenenfalls zu rechnen ist.

6.3.1. Mathematisches Modell

Dieses Modell muß — wie einleitend beschrieben — die Zielfunktionen und Nebenbedingungen der Abschnitte 6.1.1., 6.1.2., 6.2.1. und 6.2.2. zusammenfassen. Die spezifischen Rohr- und Armaturenkosten werden entsprechend den Gl. (6.1.-1) und (6.1.-3) approximiert:

$$k_R = a_R + b_R d^{n_R} \quad \text{in M/m} \quad (6.3.-1)$$

$$k_A = a_A + b_A d^{n_A} \quad \text{in M/Stück} \quad (6.3.-2)$$

Die spezifischen Kosten für die Wärmedämmung basieren auf Gl. (6.2.-4):

$$k_D = a_D + b_D \frac{\pi}{4} \varepsilon^2 d^2 (\delta^2 - 1) + c_D \pi \varepsilon d \delta \quad (6.3.-3)$$

Da die Berechnung auf dem Rohrinne Durchmesser aufbaut, wurde außer dem Durchmesser Verhältnis δ [Durchmesser der Dämmung/Rohraußendurchmesser nach Gl. (6.2.-2)] noch das Durchmesser Verhältnis ε (Rohraußendurchmesser/Rohrinne Durchmesser)

$$\varepsilon = \frac{da}{d} \quad (6.3.-4)$$

eingeführt.

Das Erfassen der spezifischen bautechnischen Kosten ist sehr problematisch, da in einigen Fällen die Kanalgröße nur von den Rohrdurchmessern (siehe Beispiel 3 im Abschnitt 6.2.4.), in anderen Fällen auch von der Dämmschichtdicke mit beeinflußt wird. Für eine stetige Funktion sind somit nur Mittelwerte erfaßbar. Es möge gelten:

$$k_B = a_B + b_B d_i^{n_B} \delta v_i^{n'_B}. \quad (6.3-5)$$

Auf das Durchmesser Verhältnis des Vorlaufs δv wird Bezug genommen, weil dieser Wert in der Regel größer als δr ist.

Die übrigen Kostenfunktionen sind den früher aufgestellten Gleichungen völlig analog. So entsprechen die Pumpenkosten der Gl. (6.1.-6), die Pumpenantriebskosten der Gl. (6.1.-7) und die Wärmeverlustkosten der Gl. (6.1.-12).

Für die hydraulischen Nebenbedingungen gelten ebenfalls die Gln. (6.1.-30) und (6.1.-31) weiterhin, und die Pumpenleistung ist nach Gl. (6.1.-32) zu bestimmen.

Bezüglich der thermodynamischen Nebenbedingungen sollen für den Wärmeverluststrom Gl. (6.2.-9) gelten und die Teilstreckeneintrittstemperaturen während der Optimierungsrechnung als konstant angesehen werden. Die Einflüsse der jeweils vorgeschalteten Teilstrecken kann man bei Abarbeitung auf einer elektronischen Datenverarbeitungsanlage durch wiederholende Berechnungen einarbeiten. Während die Teilstrecken-Druckdifferenzen über Multiplikatoren an die Zielfunktion angehängt werden, setzt man die Gleichungen für die Berechnung der Pumpenleistung und der Wärmeverlustströme direkt ein.

Für die Kostenfunktion einer Rohrleitungsstrecke, bestehend aus Vor- und Rücklauf mit n Teilstrecken, gilt die Modellfunktion:

$$\begin{aligned} K = & z_T \sum_{i=1}^n 2(a_R + b_R d_i^{n_R}) l_i + z_T \sum_{i=1}^n (a_A + b_A d_i^{n_A}) (av_i + ar_i) \\ & + z_T \sum_{i=1}^n \left\{ 2a_D + b_D \frac{\pi}{4} \varepsilon^2 d_i^2 [(\delta v_i^2 - 1) + (\delta r_i^2 - 1)] \right. \\ & \quad \left. + c_D \pi \varepsilon d_i (\delta v_i + \delta r_i) \right\} l_i \\ & + z_T \sum_{i=1}^n 2[a_B + b_B d_i^{n_B} \delta v_i^{n'_B}] l_i + z_P a_P \\ & + \left(z_P b_P + p_E b_E \frac{1}{\eta} \right) \frac{1}{\rho} \dot{m} P \Delta P \\ & + p_Q b_{Qv} \sum_{i=1}^n \left(\pi l_i \frac{(tv'_i - tu_i)}{\frac{1}{2\lambda} \ln \delta v_i + \frac{1}{d_i \varepsilon \delta v_i \alpha}} \right) \\ & + p_Q b_{Qr} \sum_{i=1}^n \left(\pi l_i \frac{(tr'_i - tu_i)}{\frac{1}{2\lambda} \ln \delta r_i + \frac{1}{d_i \varepsilon \delta r_i \alpha}} \right) \\ & + \kappa \left\{ \sum_{i=1}^n \left[\left(\lambda v_i \frac{l_i}{d_i} + \zeta r_i \right) \frac{1}{\rho v_i} \right. \right. \end{aligned}$$

$$\left. + \left(\lambda r_i \frac{l_i}{d_i} + \zeta r_i \right) \frac{1}{\rho r_i} \right] \frac{8 \dot{m}_i^2}{\pi^2 d_i^4} - \Delta P \}. \quad (6.3-6)$$

Dieses Modell enthält folgende Variablen:

$d_1, \dots, d_i, \dots, d_n$	n Durchmesser
$\delta v_1, \dots, \delta v_i, \dots, \delta v_n$	n Durchmesser Verhältnisse (Dämmschicht Vorlauf)
$\delta r_1, \dots, \delta r_i, \dots, \delta r_n$	n Durchmesser Verhältnisse (Dämmschicht Rücklauf)
ΔP	1 Pumpendruck
κ	1 Multiplikator

Insgesamt $(3n + 2)$ Veränderliche nehmen Einfluß auf die jährlichen Gesamtkosten. Es besteht nun die Aufgabe, die technischen Parameter Durchmesser, Dämmschichtdicken und den Pumpendruck als optimale Größen zu bestimmen.

6.3.2. Algorithmus

In Anlehnung an die bisherige Darstellung und wegen der guten Vergleichbarkeit mit den bisherigen Algorithmen sowie auf Grund der kontinuierlichen Parameterverläufe sei zur Lösung zunächst auf die LAGRANGESche Methode zur Bestimmung des Optimums zurückgegriffen.

6.3.2.1. Methode von LAGRANGE

Analog dem Abschnitt 6.1.4.1. sind zur Berechnung der Unbekannten folgende Gleichungen aufzustellen:

$$\frac{\partial K}{\partial d_i} = 0 \quad \text{für } i = 1 \dots n \quad (6.3-7)$$

$$\frac{\partial K}{\partial \delta v_i} = 0 \quad \text{für } i = 1 \dots n \quad (6.3-8)$$

$$\frac{\partial K}{\partial \delta r_i} = 0 \quad \text{für } i = 1 \dots n \quad (6.3-9)$$

$$\frac{\partial K}{\partial \Delta P} = 0 \quad (6.3-10)$$

$$N(d_1, \dots, d_n, \Delta P) = 0. \quad (6.3-11)$$

Die Bestimmungsgleichungen für die Teilstrecke i werden nachfolgend ausführlich aufgeschrieben, um die Abhängigkeit der einzelnen Unbekannten untereinander zu zeigen.

$$\begin{aligned} \frac{\partial K}{\partial d_i} = & 2l_i z_T n_R b_R d_i^{n_R-1} + (av_i + ar_i) z_T n_A b_A d_i^{n_A-1} \\ & + l_i z_T \left\{ b_D \frac{\pi}{2} \varepsilon^2 d_i [(\delta v_i^2 - 1) + (\delta r_i^2 - 1)] \right. \\ & \quad \left. + c_D \pi \varepsilon (\delta v_i + \delta r_i) \right\} + 2l_i z_T n_B b_B d_i^{n_B-1} \delta v_i^{n'_B} \\ & + p_Q b_{Qv} \pi l_i (tv'_i - tu_i) \frac{1}{\left(\frac{1}{2\lambda} \ln \delta v_i + \frac{1}{d_i \varepsilon \delta v_i \alpha} \right)^2} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& + p_Q b_{Qr} \pi l_i (tr'_i - tu_i) \frac{1}{\left(\frac{1}{2\lambda} \ln \delta r_i + \frac{1}{d_i \varepsilon \delta r_i \alpha} \right)^2} \\
& - \kappa \frac{8\dot{m}_i^2}{\pi^2 d_i^5} \left(5 \frac{\lambda v_i}{\rho v_i} \frac{l_i}{d_i} + 4 \frac{\zeta v_i}{\rho v_i} + 5 \frac{\lambda r_i}{\rho r_i} \frac{l_i}{d_i} + 4 \frac{\zeta r_i}{\rho r_i} \right) = 0
\end{aligned} \quad (6.3.-12)$$

$$\begin{aligned}
\frac{\partial K}{\partial \delta v_i} &= l_i z_T \left[b_D \frac{\pi}{2} \varepsilon^2 d_i^2 \delta v_i + c_D \pi \varepsilon d_i \right] \\
& + l_i z_T 2b_B d_i^{n_B} n_B' \delta v_i^{n_B-1} \\
& + p_Q b_{Qv} \pi l_i (tv'_i - tu_i) \frac{-\frac{1}{2\lambda} \frac{1}{\delta v_i} + \frac{1}{d_i \varepsilon \delta v_i^2 \alpha}}{\left(\frac{1}{2\lambda} \ln \delta v_i + \frac{1}{d_i \varepsilon \delta v_i \alpha} \right)^2} = 0
\end{aligned} \quad (6.3.-13)$$

$$\begin{aligned}
\frac{\partial K}{\partial \delta r_i} &= l_i z_T \left[b_D \frac{\pi}{2} \varepsilon^2 d_i^2 \delta r_i + c_D \pi \varepsilon d_i \right] \\
& + p_Q b_{Qr} \pi l_i (tr'_i - tu_i) \frac{-\frac{1}{2\lambda} \frac{1}{\delta r_i} + \frac{1}{d_i \varepsilon \delta r_i^2 \alpha}}{\left(\frac{1}{2\lambda} \ln \delta r_i + \frac{1}{d_i \varepsilon \delta r_i \alpha} \right)^2} = 0.
\end{aligned} \quad (6.3.-14)$$

Diese Gleichungen sind für jede Teilstrecke anzuschreiben. Weiterhin gelten:

$$\frac{\partial K}{\partial \Delta P} = \left(z_P b_P + p_E b_E \frac{1}{\eta} \right) \frac{1}{\rho} \dot{m} P - \kappa = 0 \quad (6.3.-15)$$

$$\sum_{i=1}^n \left[\left(\lambda v_i \frac{l_i}{d_i} + \zeta v_i \right) \frac{1}{\rho v_i} + \left(\lambda r_i \frac{l_i}{d_i} + \zeta r_i \right) \frac{1}{\rho r_i} \right] \frac{8\dot{m}_i^2}{\pi^2 d_i^4} - \Delta P = 0. \quad (6.3.-16)$$

Die Lösung des Gleichungssystems bereitet außerordentlich große Schwierigkeiten. Es können mehrere hundert Unbekannte auftreten, und ihre Berechnung ist außerdem nur über Iterationen möglich. Es besteht deshalb das dringende Ziel, die Optimierung in partielle Schritte zu zerlegen.

Betrachtet man Gl. (6.3.-14), so stimmt diese im Aufbau mit Gl. (6.2.-17) völlig überein. Dies bedeutet, daß die optimale Dämmdicke z. B. nach Gl. (6.2.-18) für alle praktisch möglichen Rohrdurchmesser im vorhinein berechnet werden kann. Selbstverständlich sind auch die Tabellenwerte 6.2.-1, die nach Variante 3 ermittelt wurden, ansetzbar.

Die Gl. (6.3.-13) berücksichtigt auch den Einfluß der bautechnischen Kosten bei der Berechnung der optimalen Dämmdicke des Vorlaufs. Da n_B' nur schwer zu erfassen ist, weil — wie bereits früher erörtert — die bautechnischen Kosten nur in speziellen Fällen Bedeutung haben, kann δv vorteilhaft nach Variante 3 ermittelt werden.

Im Rahmen einer iterativen Lösung des Gleichungssystems könnte man die Durchmesserhältnisse δv_i und δr_i — ausgehend von den Gln. (6.3.-13) und (6.3.-14) — als Funktion von d_i darstellen und in die Gl. (6.3.-12) substituieren. Man kann aber auch vor Beginn der Durchmesseroptimierung für die gegebenen Betriebsbedingungen (Temperaturen, Vollaststundenzahlen) und Kosten (Dämmung, Verlustströme) jedem Rohrdurchmesser eine optimale Wärmedämmschicht zuordnen. Dies ist ein außerordentlich günstiges Ergebnis, da die Gln. (6.3.-13) und (6.3.-14) aus dem gesamten Gleichungssystem ausgekoppelt werden können. Weiterhin sind auf Grund der funktionellen Zusammenhänge $\delta v = f_v(d)$ und $\delta r = f_r(d)$

die Kostensummanden für die Wärmedämmung sowie die bautechnischen Aufwendungen und die Wärmeverlustströme einfacher zu formulieren. Es können unter diesen Umständen die spezifischen Dämmkosten k_D wieder entsprechend Gl. (6.1.-2) oder, zusammengefaßt als Trassenkosten k_T , nach Gl. (6.1.-5) dargestellt werden. Weiterhin sind die Wärmeverlustströme analog zu den Gln. (6.1.-19) und (6.1.-20) darstellbar. Damit vereinfacht sich die Bestimmungsgleichung (6.3.-12) beträchtlich. Sie geht im Idealfall in die Gl. (6.1.-55) über, so daß das zu lösende Gleichungssystem auch völlig dem Abschnitt 6.1.4.1. entspricht. Demzufolge kann auch der Algorithmus von dort übernommen werden.

Zusammenfassend zeigte die Lösungsmethode von LANGRANGE die exakten funktionellen Abhängigkeiten der Unbekannten. Es wurde deutlich, daß ohne Fehler die Berechnung der Dämmdicken im voraus für die einsetzbaren Rohrdurchmesser vorgenommen werden darf. Die Ergebnisse sind dann verbindlich für die Optimierung der Teilstreckendurchmesser selbst, d. h., das totale Optimum ist aus den partiellen Optima der Abschnitte 6.2. und 6.1. bestimmbar.

6.3.2.2. Dynamische Optimierung

Die Erkenntnis, daß das Gesamtoptimum aus den partiellen Optima aufgebaut werden kann, läßt sich mit Hilfe der dynamischen Optimierung besonders gut nutzen. Die spezifischen Kosten für die Wärmedämmung, die Wärmeverluste und gegebenenfalls des bautechnischen Anteils werden ermittelt und das Minimum der Kostensumme nach Variante 3 (Abschnitt 6.2.3.) bestimmt. Für die zum Minimum gehörigen Daten (Rohrdurchmesser, Dämmschichtdicke, Kanalgrößen) sind danach die jährlichen Trassen- und Wärmeverlustkosten zusammenzustellen. Damit liegen genaue Kosten, bezogen auf die Normdurchmesser, vor, die tatsächlich auch auftreten. Die Näherungsgleichung (6.1.-61) muß nicht in Ansatz kommen. Der Verfahrensweg entspricht aber im weiteren vollkommen der im Abschnitt 6.1.4.2. vorgestellten und im Beispiel 6.1.4.5. praktizierten Methode.

6.4. Optimale Netze

Auf der Grundlage der bisherigen Betrachtungen — vor allem des günstigen Ergebnisses des vorangegangenen

Abschnitts, daß die technologischen und bautechnischen Kosten sowie die Wärmedämmkosten für die optimale Dämmschichtdicke zu Trassenkosten zusammenfaßbar sind — soll nun die Bemessung eines optimalen Netzes vorgenommen werden. Die genannten spezifischen Trassenkosten sind für Zweileiter- und Mehrleiternetze entsprechend zu definieren. Weiterhin ist wegen des Rechenumfangs von Anfang an auf eine automatisierte Bemessung zu orientieren.

Prinzipiell kann die Lösung nach der LAGRANGESchen Methode und nach dem Verfahren der dynamischen Optimierung erarbeitet werden. Die erste hat vor allem theoretische Bedeutung, da man allgemeingültige Ergebnisse, d. h. beispielsweise theoretische Durchmesser, beliebige Geschwindigkeiten und Druckverläufe, errechnet. Diese Resultate könnten dann Aufschluß über zukünftige Entwicklungsrichtungen geben, die ökonomisch gesehen besonders attraktiv sind. Würde man z. B. häufig hohe Geschwindigkeiten in den Ergebnissen finden, dann wäre die Entwicklung geeigneter, geräuscharmer Armaturen und günstiger Strömungsabzweige erforderlich.

Die dynamische Optimierung ist für die Praxis am besten geeignet, da auf alle möglichen Grenzbedingungen Bezug genommen werden kann. So sind Normdurchmesser, Grenzgeschwindigkeiten, Grenzdrücke u. a. m. berücksichtigbar. Damit erhält man dann sofort ausführungsfähige Ergebnisse. Allerdings entfallen Hinweise auf mögliche kostengünstigere Lösungen, die sich bei Wegfall der Grenzbedingungen eventuell ergeben könnten. Durch einige Kunstgriffe kann man natürlich auch mit diesem Modell den Lösungsbereich erweitern und damit die Ergebnisse verallgemeinern, indem beispielsweise die Grenzbedingungen weggelassen und weitere fiktive Durchmesser mit inter- oder extrapolierten Kosten eingeführt würden.

Ein weiteres Merkmal für die beiden Lösungsvarianten besteht darin, daß für die klassische LAGRANGESche Methode eine komplizierte mathematische Vorarbeit durch Bilden der partiellen Ableitungen erforderlich ist, dann aber „nur“ ein Gleichungssystem gelöst werden muß. Die Aussage ist allerdings etwas zu relativieren, da es sich um die Verknüpfung von nichtlinearen Gleichungen handelt, deren Lösung nur auf iterativem Wege möglich ist. Bei der dynamischen Optimierung handelt es sich mathematisch gesehen lediglich um ein „primitives“ Auswahlverfahren, praktisch allerdings um eine außerordentliche Vielzahl von einfachen Variantenvergleichen. Es ist wie die numerischen Berechnungsverfahren allgemein für die Rechentechnik geradezu prädestiniert.

6.4.1. Algorithmus zur Methode von LAGRANGE

Es muß vorausgesetzt werden, daß eine Kostenfunktion, summiert über alle Teilstrecken, in der Form analog Gl. (6.1.-51) vorliegt. Die optimalen Dicken der Wärmedämmschichten sind den Durchmessern nach den vorgegebenen Betriebsbedingungen und den jeweils vorhandenen Kosten vorher zuzuordnen. Die neuzubildende Kostenfunktion unterscheidet sich von Gl. (6.1.-51)

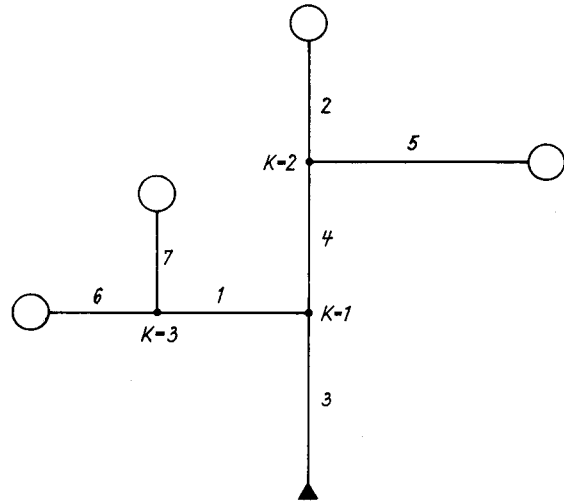


Bild 6.4.-1
Einfaches Netzmodell zur beispielhaften Erläuterung

allerdings durch die Anzahl der angehängten Nebenbedingungen. So gelten beispielsweise auf der Grundlage von Bild 6.4.-1 folgende Nebenbedingungen:

$$\Delta_2 + \Delta_4 + \Delta_3 - \Delta P = 0 \quad (6.4.-1)$$

$$\Delta_5 + \Delta_4 + \Delta_3 - \Delta P = 0 \quad (6.4.-2)$$

$$\Delta_7 + \Delta_1 + \Delta_3 - \Delta P = 0 \quad (6.4.-3)$$

$$\Delta_6 + \Delta_1 + \Delta_3 - \Delta P = 0 \quad (6.4.-4)$$

Im einzelnen bedeuten Δ die Druckverluste in den Vorlauf- und Rücklaufleitungen der Teilstrecken 1 bis 7 und ΔP der Pumpendruck. Es wäre auch möglich, die Nebenbedingungen einfacher zu erfassen, und zwar durch Einführen der Differenzdrücke an den Knotenpunkten. Allerdings würde sich dann die Zahl der Nebenbedingungen erhöhen. Der vorhandenen Darstellung gebührt vor allem aus didaktischen Gründen der Vorrang.

Die Kostenfunktion lautet dann zusammenfassend:

$$\begin{aligned} K = & z_T \sum_{i=1}^7 (a_T + b_T d_i^{n_T}) l_i + z_P a_P + \left(z_P b_P + p_E b_E \frac{1}{\eta} \right) \frac{1}{\rho} m P \Delta P \\ & + p_Q \sum_{i=1}^7 [b_{Qv}(qv + pv d_i)(tv'_i - tu_i) \\ & \quad + b_{Qr}(qr + pr d_i)(tr'_i - tu_i)] l_i \\ & + \kappa_1 (\Delta_2 + \Delta_4 + \Delta_3 - \Delta P) \\ & + \kappa_2 (\Delta_5 + \Delta_4 + \Delta_3 - \Delta P) \\ & + \kappa_3 (\Delta_7 + \Delta_1 + \Delta_3 - \Delta P) \\ & + \kappa_4 (\Delta_6 + \Delta_1 + \Delta_3 - \Delta P) \end{aligned} \quad (6.4.-5)$$

Zur Abkürzung wurden die Differenzdrücke der Teilstrecken Δ_1 bis Δ_7 nicht ausführlich dargestellt. Detailliert lauten sie:

$$\Delta_i = \left[\left(\lambda v_i \frac{l_i}{d_i} + \zeta v_i \right) \frac{1}{\rho v_i} + \left(\lambda r_i \frac{l_i}{d_i} + \zeta r_i \right) \frac{1}{\rho r_i} \right] \frac{8 \dot{m}_i^2}{\pi^2 d_i^4} \quad (6.4.-6)$$

Beim Bilden der Ableitungen sind die funktionellen Abhängigkeiten $\Delta_i = f(d_i)$ zu beachten. Es gilt allgemein für den Differentialquotienten:

$$\frac{\partial \Delta_i}{\partial d_i} = - \frac{8 \dot{m}_i^2}{\pi^2 d_i^5} \left(5 \frac{\lambda v_i l_i}{\rho v_i d_i} + 4 \frac{\zeta v_i}{\rho v_i} + 5 \frac{\lambda r_i l_i}{\rho r_i d_i} + 4 \frac{\zeta r_i}{\rho r_i} \right)$$

und weiter folgt nach Substitution der Gl. (6.4.-6):

$$\frac{\partial \Delta_i}{\partial d_i} = -\frac{\Delta_i}{d_i} \frac{5 \frac{\lambda v_i}{\varrho v_i} \frac{l_i}{d_i} + 4 \frac{\zeta v_i}{\varrho v_i} + 5 \frac{\lambda r_i}{\varrho r_i} \frac{l_i}{d_i} + 4 \frac{\zeta r_i}{\varrho r_i}}{\frac{\lambda v_i}{\varrho v_i} \frac{l_i}{d_i} + \frac{\zeta v_i}{\varrho v_i} + \frac{\lambda r_i}{\varrho r_i} \frac{l_i}{d_i} + \frac{\zeta r_i}{\varrho r_i}}. \quad (6.4.-7)$$

Die Bestimmungsgleichungen $\frac{\partial K}{\partial d_i}$ nehmen schließlich die Formen

$$\begin{aligned} \frac{\partial K}{\partial d_1} &= z_T b_T n_T d_1^{n_T-1} l_1 \\ &+ p_{Q1} [b_{Qv} p v (tv'_1 - tu_1) + b_{Qr} p r (tr'_1 - tu_1)] \\ &+ \frac{\partial \Delta_1}{\partial d_1} (\kappa_3 + \kappa_4) = 0 \end{aligned} \quad (6.4.-8)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial K}{\partial d_3} &= z_T b_T n_T d_3^{n_T-1} l_3 \\ &+ p_{Q3} [b_{Qv} p v (tv'_3 - tu_3) + b_{Qr} p r (tr'_3 - tu_3)] \\ &+ \frac{\partial \Delta_3}{\partial d_3} (\kappa_1 + \kappa_2 + \kappa_3 + \kappa_4) = 0 \end{aligned} \quad (6.4.-9)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial K}{\partial d_7} &= z_T b_T n_T d_7^{n_T-1} l_7 \\ &+ p_{Q7} [b_{Qv} p v (tv'_7 - tu_7) + b_{Qr} p r (tr'_7 - tu_7)] \\ &+ \frac{\partial \Delta_7}{\partial d_7} (\kappa_3) = 0 \end{aligned} \quad (6.4.-10)$$

an. Das Interesse gilt zunächst den LAGRANGESchen Multiplikatoren. Der Kunstgriff einer Umbenennung führt zu einer wesentlich vereinfachten Darstellung. So wird jeder Teilstrecke i ein neuer Multiplikator v_i zugeordnet. An Hand der Gl. (6.4.-8) bis (6.4.-10) erfolgt die Zuordnung von neuen und alten Multiplikatoren. Es gelten

$$v_1 = \kappa_3 + \kappa_4 \quad (6.4.-11)$$

$$v_2 = \kappa_1 \quad (6.4.-12)$$

$$v_3 = \kappa_1 + \kappa_2 + \kappa_3 + \kappa_4 \quad (6.4.-13)$$

$$v_4 = \kappa_1 + \kappa_2 \quad (6.4.-14)$$

$$v_5 = \kappa_2 \quad (6.4.-15)$$

$$v_6 = \kappa_4 \quad (6.4.-16)$$

$$v_7 = \kappa_3. \quad (6.4.-17)$$

Dabei ist festzustellen, daß die Summen

$$v_1 = v_6 + v_7 \quad (6.4.-18)$$

$$v_4 = v_2 + v_5 \quad (6.4.-19)$$

$$v_3 = v_2 + v_5 + v_6 + v_7 \quad (6.4.-20)$$

gelten. Dies ist ein außerordentlich günstiges Ergebnis, denn es besagt, daß die den Teilstrecken zugeordneten Multiplikatoren völlig analog zu den Masseströmen — ausgehend von den Netzenden — additiv zusammengesetzt werden können. Man hätte dieses Ergebnis selbstverständlich auch bei einer anderen Formulierung der Nebenbedingungen (6.4.-1) bis (6.4.-4) erhalten, allerdings wäre der Aufbau der Multiplikatoren nicht so augenfällig wie jetzt vorliegend.

In Auswertung der Gl. (6.4.-7) bis (6.4.-17) ergeben sich Gleichungen der Form

$$\begin{aligned} z_T b_T n_T d_i^{n_T-1} l_i + p_{Q1} [b_{Qv} p v (tv'_i - tu_i) + b_{Qr} p r (tr'_i - tu_i)] \\ = \frac{\Delta_i}{d_i} \frac{5 \frac{\lambda v_i}{\varrho v_i} \frac{l_i}{d_i} + 4 \frac{\zeta v_i}{\varrho v_i} + 5 \frac{\lambda r_i}{\varrho r_i} \frac{l_i}{d_i} + 4 \frac{\zeta r_i}{\varrho r_i}}{\frac{\lambda v_i}{\varrho v_i} \frac{l_i}{d_i} + \frac{\zeta v_i}{\varrho v_i} + \frac{\lambda r_i}{\varrho r_i} \frac{l_i}{d_i} + \frac{\zeta r_i}{\varrho r_i}} v_i. \end{aligned} \quad (6.4.-21)$$

Mit Einführen der Hilfsgröße

$$HG_i = \frac{z_T b_T n_T d_i^{n_T-1} l_i + p_{Q1} [b_{Qv} p v (tv'_i - tu_i) + b_{Qr} p r (tr'_i - tu_i)]}{\frac{5 \frac{\lambda v_i}{\varrho v_i} \frac{l_i}{d_i} + 4 \frac{\zeta v_i}{\varrho v_i} + 5 \frac{\lambda r_i}{\varrho r_i} \frac{l_i}{d_i} + 4 \frac{\zeta r_i}{\varrho r_i}} d_i \quad (6.4.-22)$$

vereinfacht sich Gl. (6.4.-21) zu

$$\Delta_i = \frac{HG_i}{v_i}. \quad (6.4.-23)$$

Hiervon gibt es im betrachteten Beispiel sieben derartige Gleichungen. Weitere Bestimmungsgleichungen sind

$$\frac{\partial K}{\partial \Delta P} = \left(z_P b_P + p_E b_E \frac{1}{\eta} \right) \frac{\dot{m} P}{\varrho} - v_3 = 0 \quad (6.4.-24)$$

sowie die Nebenbedingungen (6.4.-1) bis (6.4.-4).

Als Lösungsweg ist folgendes Vorgehen möglich:

1. Zuerst sind für alle Teilstrecken i die Hilfsgrößen HG_i zu berechnen. Dabei müssen die Rohrdurchmesser d_i zunächst geschätzt und als do_i gespeichert werden. Zweckmäßigerweise ist dabei von Geschwindigkeitsannahmen auszugehen. Für diese Annahmen sind dann auch die Rohrreibungsbeiwerte λ_i und evtl. die Einzelwiderstandsbeiwerte ζ_i zu bestimmen.
2. Es ist zweckmäßig, die Nebenbedingungen umzustellen, wobei die Differenzdrücke an den Knotenpunkten ΔK_1 bis ΔK_3 einbezogen werden. Dies sind zwar keine echten Nebenbedingungen, erleichtern aber die rechentechnische Organisation. Es gelten:

$$\Delta K_2 = \Delta_2 \quad (N1)$$

$$\Delta K_2 = \Delta_5 \quad (N2)$$

$$\Delta K_1 = \Delta K_2 + \Delta_4 \quad (N3)$$

$$\Delta K_3 = \Delta_7 \quad (N4)$$

$$\Delta K_3 = \Delta_6 \quad (N5)$$

$$\Delta K_1 = \Delta K_3 + \Delta_1 \quad (N6)$$

$$\Delta P = \Delta K_1 + \Delta_3 \quad (N7)$$

3. Der in einer Teilstrecke am Netzende auftretende Differenzdruck wird geschätzt, so z. B. Δ_2 . Gleichzeitig sei dieser Wert als Δo_2 gespeichert.
4. Nach Gl. (6.4.-23) ist der Multiplikator

$$v_2 = \frac{HG_2}{\Delta_2}$$

zu berechnen.

5. Aus den Nebenbedingungen (N1) und (N2) folgt

$$\Delta K_2 = \Delta_5 = \Delta_2,$$

woraus sich ergibt:

$$v_5 = \frac{HG_5}{\Delta_5}$$

6. Nach Gl. (6.4.-19) gilt

$$v_4 = v_2 + v_5$$

und damit

$$\Delta_4 = \frac{HG_4}{v_4}$$

7. Die Druckdifferenz am Knoten 1 beträgt nach Gl. (N3)

$$\Delta K_1 = \Delta K_2 + \Delta_4$$

8. Dem Wert ΔK_1 muß nach Gl. (N6) auch der Differenzdruck des „Seitenastes“ entsprechen. Dazu wird der Differenzdruck einer Endstrecke, beispielsweise Δ_7 , geschätzt und als Δo_7 gespeichert.

9. Nach Gl. (6.4.-23) folgt dann

$$v_7 = \frac{HG_7}{\Delta_7}$$

sowie nach den Gln. (N4) und (N5)

$$\Delta K_3 = \Delta_6 = \Delta_7,$$

und schließlich ergibt sich

$$v_6 = \frac{HG_6}{\Delta_6}$$

10. Aus Gl. (6.4.-18) folgt der Multiplikator

$$v_1 = v_6 + v_7$$

und dann der Druckverlust

$$\Delta_1 = \frac{HG_1}{v_1}$$

11. Der Differenzdruck am Knoten 1 berechnet sich nach Gl. (N6) zu

$$\overline{\Delta K}_1 = \Delta K_3 + \Delta_1$$

Die Kennzeichnung durch den Querstrich wurde gewählt, da zunächst nicht angenommen werden kann, daß $\overline{\Delta K}_1$ dem vorgegebenen Wert ΔK_1 auf Antrieb entspricht. Die Anpassung ist erreichbar, indem ein Koeffizient

$$\xi_1 = \frac{\Delta K_1}{\overline{\Delta K}_1},$$

der größer oder kleiner als Eins sein kann, gebildet und damit

$$\Delta_7 = \xi_1 \Delta o_7$$

neu berechnet wird. Mit diesem Wert wird dann die Rechnung ab Punkt 8. wiederholt.

12. Nach dem Druckabgleich am Knoten 1 wird nach Gl. (6.4.-20) der Multiplikator für die Teilstrecke 3 berechnet:

$$\bar{v}_3 = v_2 + v_5 + v_6 + v_7$$

Der Querstrich deutet darauf hin, daß es sich um ein vorläufiges Ergebnis handelt, das noch der Anpassung bedarf.

13. Dieser Wert ist mit dem aus Gl. (6.4.-24) folgenden, endgültigen Multiplikator

$$v_3 = \left(z_p b_p + p_E b_E \frac{1}{\eta} \right) \frac{mP}{\rho}$$

zu vergleichen.

Stimmen \bar{v}_3 und v_3 nicht überein, dann ist ein Koeffizient

$$\gamma = \frac{v_3}{\bar{v}_3}$$

zu bestimmen. Damit erfolgt die Umrechnung der Druckdifferenz Δo_2 nach der Gleichung

$$\Delta_2 = \frac{\Delta o_2}{\gamma}$$

Die Rechnung ist ab Punkt 3. zu wiederholen.

14. Nach dem Abgleich kann

$$\Delta_3 = \frac{HG_3}{v_3}$$

bestimmt und nach Gl. (N7) der Pumpendruck

$$\Delta P = \Delta K_1 + \Delta_3$$

ermittelt werden.

15. Schließlich sind nur noch die Durchmesser der Teilstrecken zu berechnen. Es gilt Gl. (6.4.-6)

$$d_i = \sqrt[4]{\left[\left(\lambda v_i \frac{l_i}{d_i} + \zeta v_i \right) \frac{1}{\rho v_i} + \left(\lambda r_i \frac{l_i}{d_i} + \zeta r_i \right) \frac{1}{\rho r_i} \right] \frac{8 \dot{m}_i^2}{\pi^2 \Delta_i}}$$

Der jeweilige Durchmesser ist über Iterationen zu ermitteln. Weichen die errechneten Werte d_i von den eingangs geschätzten Größen d_{o_i} erheblich ab, dann muß der gesamte Durchlauf ab Punkt 1. erneut begonnen werden.

Wie deutlich zu sehen ist, eignet sich der Algorithmus besonders für theoretische Untersuchungen. Ausgehend von kontinuierlichen Kostenfunktionen, erhält man auch kontinuierliche Ergebnisse, d. h. Durchmesser. Es wurden weiterhin mögliche Unterschiede der Abnehmerdifferenzdrücke unberücksichtigt gelassen.

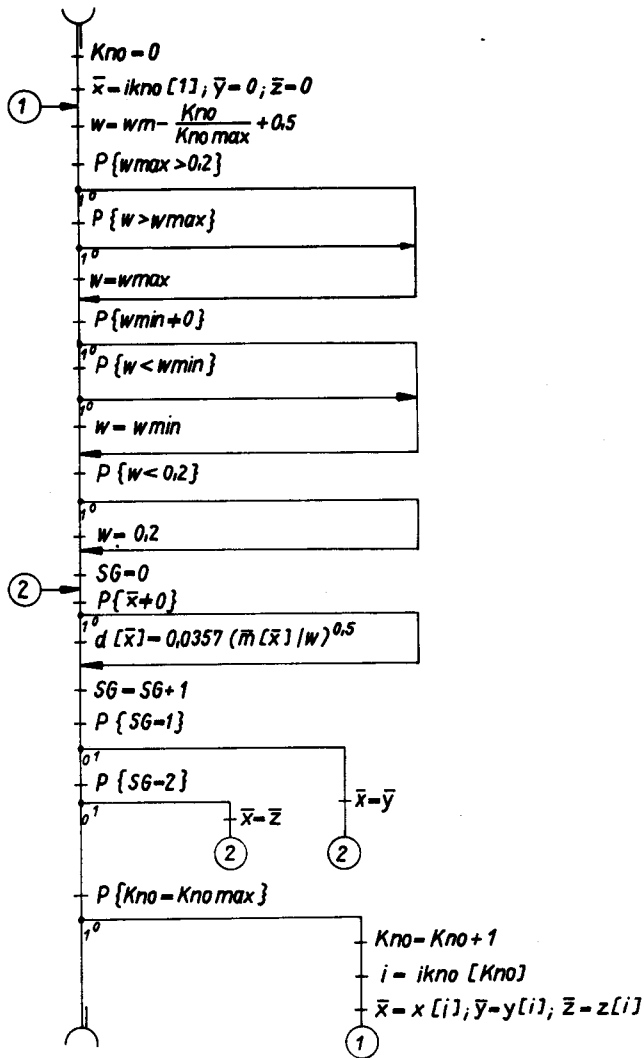
6.4.1.1. Flußbild zur automatisierten Berechnung

Wie der vorangegangene Abschnitt zeigt, muß der Berechnung eine erste Durchmesserannahme vorausgehen. Die Durchmesser sind zur Ermittlung der Temperaturen im Rohrnetz, zur Bestimmung der Stoffwerte und der Widerstandsbeiwerte sowie zur Ermittlung der durch Gl. (6.4.-22) definierten Hilfsgrößen HG_i erforderlich. Die Durchmesser werden nicht direkt, sondern indirekt über eine anzunehmende mittlere Geschwindigkeit w geschätzt.

Da die Geschwindigkeiten in der Regel an der Netzeinspeisestelle höher als an der Peripherie liegen, werden sie durch den Ansatz

$$w = w_m - \frac{Kno}{Kno_{max}} + 0,5 \quad (6.4.-25)$$

variiert und die Durchmesser der zugehörigen Teilstrecken nach Gl. (6.1.-44) bestimmt. Die Knotennummern Kno entsprechen Bild 1.2.-14. Der Algorithmus



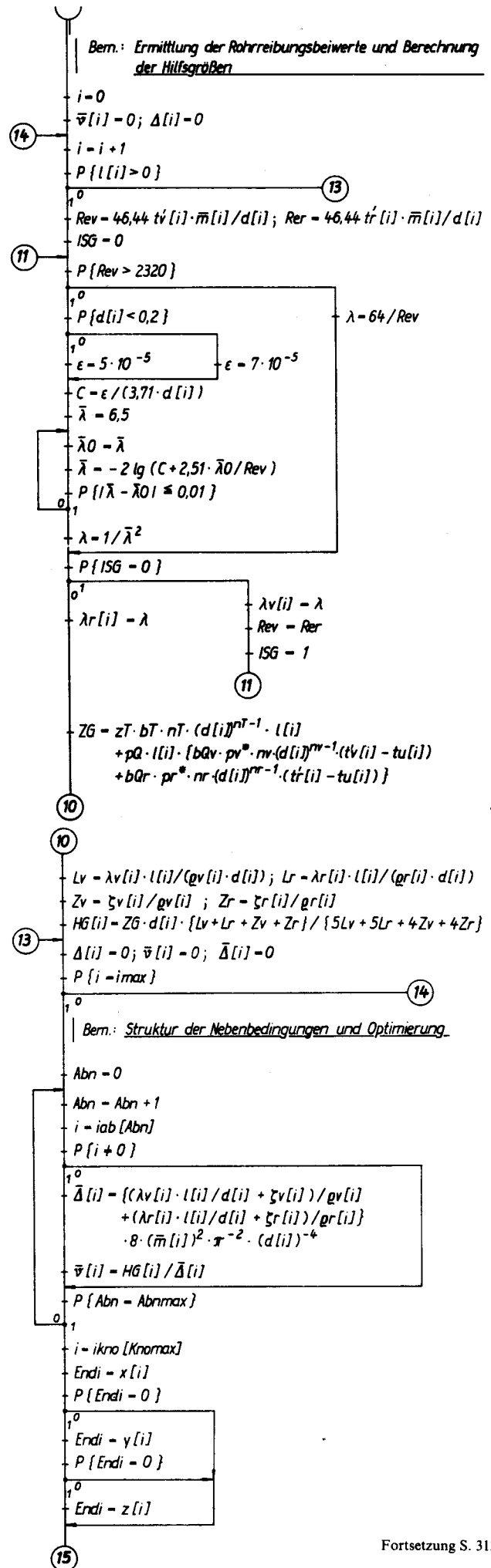
Flußbild 6.4.-1
Durchmesserschätzung (SCHAETZ)

Bei der Optimierungsrechnung werden die Temperaturen, Dichten und Einzelwiderstandsbeiwerte benötigt. Da diese teilweise Funktionen der Rohrdurchmesser sind, muß über diese eine praktikable Schätzung für den ersten Programmdurchlauf vorliegen. Dazu wird von einer mittleren Geschwindigkeit w_m , evtl. noch von Grenzggeschwindigkeiten w_{max} und w_{min} ausgegangen. Der programmeigene Mindestwert beträgt 0,2 m/s. Grundlage des Programms ist die Netzstruktur (Flußbild 1.2.-1).

ist im Flußbild 6.4.-1 dargestellt. Grenzggeschwindigkeiten w_{max} und w_{min} können berücksichtigt werden. Der eigentliche Lösungsweg ist im Flußbild 6.4.-2 ausführlich aufgezeigt. Vorausgesetzt wird Kenntnis über die Netzstruktur (Flußbild 1.2.-1).

Zuerst sind die Koeffizienten, Exponenten und Kenn-daten der Kostenfunktion Gl. (6.4.-5) einzugeben. Unter Vernachlässigung der Indeschreibweise sind dies: $zT, bT, nT, pQ, bQv, bQr, pv^*, pr^*, qv^*, qr^*, nv, nr, zP, bP, pE, bE, \eta$, die Dichte am Einbauort der Pumpe ρ und bei Vorgabe des Anschlußdrucks für das Netz ΔP^* . Weiterhin müssen die festen Teilstreckendaten $l[i], \bar{m}[i], tu[i]$ sowie die durch Iterationen noch zu verbessernden Daten $d[i], tv'[i], tr'[i], qv[i], qr[i], \zeta v[i], \zeta r[i]$ verfügbar sein. Nachfolgend wird der Berechnungsablauf beschrieben.

1. Für alle echten Teilstrecken ($l[i] > 0$) werden die REYNOLDS-Zahlen Rev und Rer [Gl. (6.1.-29)], die Rohr-reibungsbeiwerte $\lambda v[i]$ und $\lambda r[i]$ nach den Gln. (6.1.-25) und (6.1.-26) sowie die Hilfsgröße $HG[i]$ nach Gl.

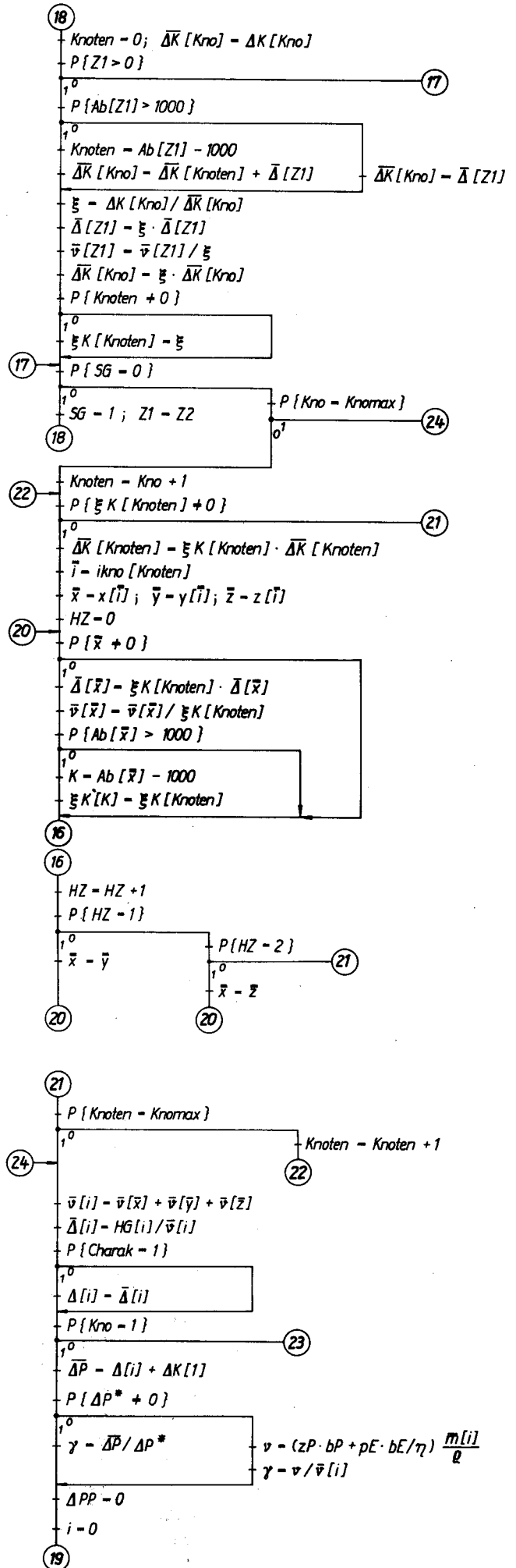
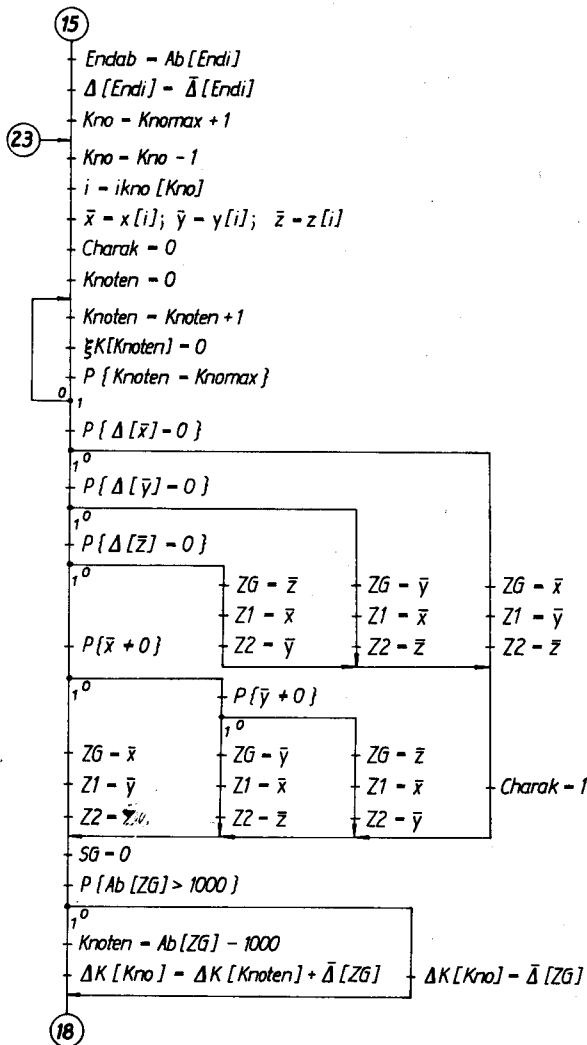


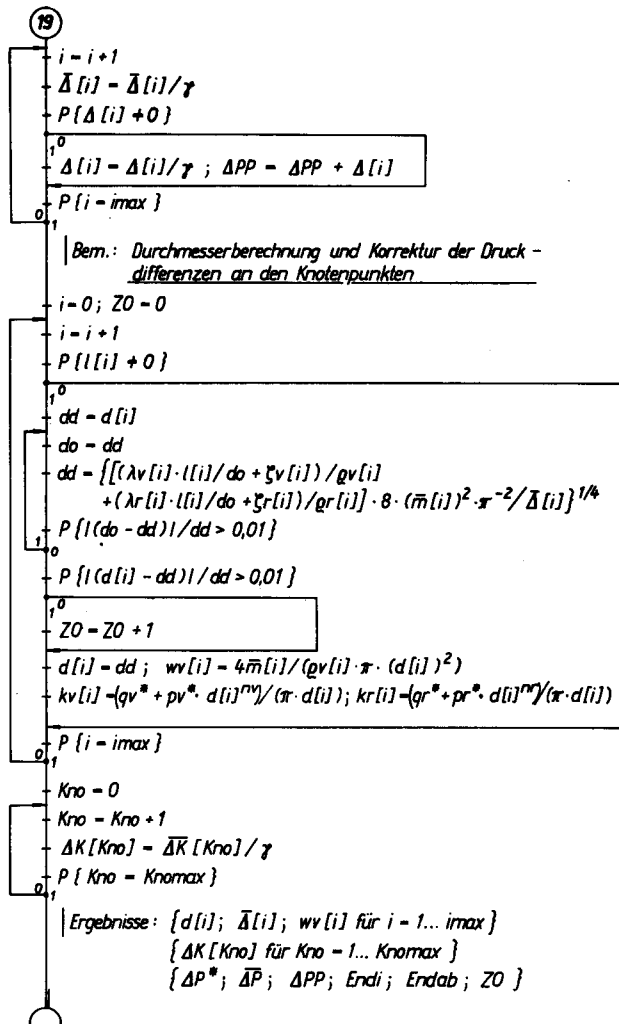
(6.4.-22) ermittelt. Die weiteren Teilstreckendaten $\Delta[i]$, $\bar{v}[i]$ und $\bar{\Delta}[i]$ sind mit Null zu belegen. Dies ist zur Steuerung des nachfolgenden Programmablaufs erforderlich.

2. Organisatorisch kompliziert verlaufen der Aufbau der Nebenbedingungen und die Optimierung. Zunächst werden für alle Abnehmerteilstrecken $i = \text{iab}[\text{Abn}]$ die Druckverluste — bestehend aus dem Vorlauf- und Rücklaufanteil — auf der Grundlage der Gln. (6.1.-30) und (6.1.-31) errechnet. Da diese Ermittlung auf dem angenommenen Durchmesser $d[i]$ basiert, wäre es reiner Zufall, wenn die Druckbilanzen an den Knotenpunkten Übereinstimmung ergäben. Deshalb werden die berechneten Druckverluste als vorläufige Werte mit $\bar{\Delta}[i]$ gekennzeichnet. Gleichfalls bestimmt man bei der Abarbeitung der Abnehmerteilstrecken auch die Multiplikatoren $\bar{v}[i]$ entsprechend Gl. (6.4.-23), die natürlich auch nur vorläufig charakteristisch sein können.

Beim weiteren Ablauf wird versucht, den von der Einspeisestelle entferntesten Abnehmer aufzusuchen. Dies hat keine technische, sondern nur rechenorganisatorische Bedeutung. Deshalb ist es nicht notwendig, nach den Längen der Teilstrecken die Ermittlung vorzunehmen, sondern es wird der Abnehmer bestimmt, der dem Knoten mit der höchsten Nummer Kno_{max} nachgeschaltet ist. Da man im voraus nicht weiß, wie viele Abnehmer dies sind, werden der Reihe nach $x[i]$, $y[i]$ und $z[i]$ für $i = \text{ikno}[\text{Kno}_{\text{max}}]$ abgefragt. Falls ein Abnehmer

Fortsetzung von S. 311





Flußbild 6.4.-2

LAGRANGESCHE OPTIMIERUNG (OPTIL)

Unter Beachtung der Investitions- und Betriebskosten für das Netz und die Pumpenanlage werden die optimalen Teilstreckendurchmesser $d[i]$ und der Pumpendruck ΔPP bestimmt. Ist der Pumpendruck ΔP^* vorgegeben, so erfolgt dessen optimale Aufteilung. Da sowohl hydraulische Grenzbedingungen als auch genormte Rohrdurchmesser und unterschiedliche Abnehmerdifferenzdrücke unbeachtet bleiben, haben die Ergebnisse nur theoretische Bedeutung.

Einheiten: Temperaturen in °C; Masseströme in kg/s; Durchmesser und Längen in m; Dichten in kg/m³; Drücke in Pa; Geschwindigkeiten in m/s; Kosten in M/a

Die Verknüpfung mit Flußbildern vorangegangener Abschnitte ist im Abschnitt 7.2.2. dargestellt.

nachgeschaltet ist, wird in gleicher Reihenfolge die zuzuführende Teilstrecke x , y oder z zur Endteilstrecke $Endi$ und der zugehörige Abnehmer zum $Endab$ erklärt. Der in dieser Teilstrecke vorhandene Druckverlust $\bar{\Delta}[Endi]$ wird im weiteren Verlauf als endgültiger Wert betrachtet und deshalb in den Speicher $\Delta[Endi]$ übernommen. Für die Knotenzahl gilt $Kno = Knomax + 1$.

2.1. Die Knotenzahl Kno wird jeweils um Eins reduziert und hierfür die Zuführungsteilstrecke $i = ikno[Kno]$ sowie die vom Knoten abzweigenden Teilstrecken $\bar{x} = x[i]$, $\bar{y} = y[i]$, $\bar{z} = z[i]$ bestimmt. Die später benötigten Steuergrößen $Charak$ und $\xi K[Knoten]$ für alle Knoten = 1 ... $Knomax$ sind auf Null gestellt. Danach wird geprüft, ob ein Wert $\Delta[\bar{x}]$, $\Delta[\bar{y}]$ oder $\Delta[\bar{z}] \neq 0$ gilt. Ist dies der Fall, dann bildet diese Teilstrecke einen Teil der Zuführungsleitung zum Endabnehmer $Endab$. Sie sei zukünftig als Haupttrasse bezeichnet.

Die Nummer der Teilstrecke wird auf den Speicherplatz ZG , die übrigen beiden Teilstreckennummern auf die Plätze $Z1$ und $Z2$ gebracht. Zur Kennzeichnung sei $Charak = 1$ gesetzt. Bildet keine der Teilstrecken \bar{x} , \bar{y} oder \bar{z} einen Teil der Haupttrasse, dann werden willkürlich je nach Vorhandensein \bar{x} , \bar{y} oder \bar{z} auf ZG , die beiden restlichen auf $Z1$ und $Z2$ abgespeichert.

Ist $Ab[ZG] > 1000$, dann handelt es sich nach Flußbild 1.2.-1 um einen Knoten, dessen Nummer sich aus $Knoten = Ab[ZG] - 1000$ ergibt. Der Differenzdruck am betrachteten Knoten $\Delta K[Kno]$ folgt dann aus dem am vorangegangenen Knoten $\Delta K[Knoten]$ plus dem Druckverlust der verbindenden Teilstrecke $\bar{\Delta}[ZG]$

$$\Delta K[Kno] = \Delta K[Knoten] + \bar{\Delta}[ZG]. \quad (6.4.-26)$$

Handelte es sich um eine zum Abnehmer führende Teilstrecke, dann gilt

$$\Delta K[Kno] = \bar{\Delta}[ZG]. \quad (6.4.-27)$$

Damit liegt ein Differenzdruck am Knoten vor.

2.2. Die Berechnung der Differenzdrücke über die Teilstreckenwege $Z1$ oder $Z2$ werden analog den Gln. (6.4.-26) oder (6.4.-27) vorgenommen, wobei natürlich die betreffenden Knotennummern $Knoten$ neu zu bestimmen und ZG durch zunächst $Z1$ zu ersetzen ist. Es gelten

$$\bar{\Delta K}[Kno] = \bar{\Delta K}[Knoten] + \bar{\Delta}[Z1] \quad (6.4.-28)$$

oder bei Abnehmerteilstrecken

$$\bar{\Delta K}[Kno] = \bar{\Delta}[Z1]. \quad (6.4.-29)$$

Da diese Drücke noch an den vorliegenden Knotendruck ΔK anzugleichen sind, werden die Ergebnisse als $\bar{\Delta K}$ gekennzeichnet. Zur Anpassung sei

$$\xi = \frac{\Delta K[Kno]}{\bar{\Delta K}[Kno]} \quad (6.4.-30)$$

gebildet. Mit diesem Korrektorkoeffizienten sind dann alle Differenzdrücke der Teilstrecken, die $Z1$ bis zu den Abnehmern folgen, zu multiplizieren. In gleicher Weise müssen die entsprechenden Multiplikatoren dividiert werden. Das Nachverfolgen des Verästelungssystems bis zu den Abnehmern bedarf einer besonderen Organisation. Zunächst werden

$$\bar{\Delta}[Z1] = \xi \bar{\Delta}[Z1] \quad (6.4.-31)$$

$$\bar{v}[Z1] = \bar{v}[Z1] / \xi \quad (6.4.-32)$$

gebildet, womit die Daten der unmittelbaren Anschlußteilstrecke korrigiert sind. Des weiteren sei für spätere Betrachtungen auch der Differenzdruck am Knoten

$$\bar{\Delta K}[Kno] = \xi \bar{\Delta K}[Kno] \equiv \Delta K[Kno] \quad (6.4.-33)$$

auf den richtigen Wert gebracht.

Befindet sich am Ende von $Z1$ ein Knoten, d. h., es handelt sich nicht um eine Abnehmerteilstrecke, dann wird der Korrekturfaktor ξ als Knotenpunktgröße $\xi K[Knoten]$ abgespeichert.

Anschließend ist der Ablauf des gesamten Abschnitts 2.2. für $Z2$ zu wiederholen.

2.3. Um die Differenzdrücke des gesamten nachgeschalteten Netzabschnitts korrigieren zu können, wird von $Knoten = Kno + 1$, d. h. von dem nach dem aktuell

betrachteten Knoten liegenden Verzweigungspunkt, ausgegangen. Ist $\xi_K[\text{Knoten}] \neq 0$, werden die anschließenden Teilstrecken $\bar{x}, \bar{y}, \bar{z}$, die $\bar{i} = \text{ikno}[\text{Knoten}]$ nachgeschaltet sind, betrachtet, ansonsten erfolgt die Erhöhung der Knotenzahl um je Eins bis Knmax und die erneute Abfrage nach $\xi_K[\text{Knoten}]$.

Sind die Teilstrecken $\bar{x}, \bar{y}, \bar{z}$ von Null verschieden, so werden die Umrechnungen

$$\bar{\Delta}[\bar{x}] = \xi_K[\text{Knoten}] \bar{\Delta}[\bar{x}] \quad (6.4.-34)$$

$$\bar{v}[\bar{x}] = \bar{v}[\bar{x}]/\xi_K[\text{Knoten}] \quad (6.4.-35)$$

und anschließend analog für \bar{y} und \bar{z} vorgenommen. Befindet sich am Ende der betrachteten Teilstrecke wiederum ein Knoten K, dann wird $\xi_K[K] = \xi_K[\text{Knoten}]$ gesetzt. Da $K > \text{Knoten}$ gilt, ergeben sich mit fortschreitender Abarbeitung der Knotenzahl auch die nachfolgenden Korrekturen. Bei Knoten = Knmax sind alle Druckdifferenzen an den Knotenpunkten abgeglichen und alle Teilstreckendruckdifferenzen des nach Kno liegenden Netzabschnitts korrigiert.

2.4. Der Multiplikator der Teilstrecke i, die zum Knotenpunkt Kno führt, ergibt sich als Summe

$$\bar{v}[i] = \bar{v}[\bar{x}] + \bar{v}[\bar{y}] + \bar{v}[\bar{z}], \quad (6.4.-36)$$

und der Differenzdruck folgt dann als Quotient zu

$$\bar{\Delta}[i] = \text{HG}[i]/\bar{v}[i]. \quad (6.4.-37)$$

Bei $\text{Charak} = 1$ — die Teilstrecke ist Bestandteil der Haupttrasse — wird der Differenzdruck umgespeichert: $\Delta[i] = \bar{\Delta}[i]$. Gilt $\text{Kno} \neq 1$, dann wiederholt sich der Ablauf vom Punkt 2.1. an.

2.5. Ist $\text{Kno} = 1$ erreicht, wird der Anschlußdruck

$$\bar{\Delta P} = \Delta[i] + \Delta K[1] \quad (6.4.-38)$$

ermittelt. Dieser Wert ist nun mit einem vorgegebenen Anschlußdruck ΔP^* zu vergleichen, oder aber es ist ein optimaler Pumpendruck zu berechnen.

Im ersten Fall wird der Quotient

$$\gamma = \frac{\bar{\Delta P}}{\Delta P^*} \quad (6.4.-39)$$

ermittelt und im zweiten Fall aus Gl. (6.4.-24) der Multiplikator v für die Teilstrecke, in der die Umwälzpumpe installiert ist, berechnet. Der Gesamtkorrekturfaktor folgt dann zu

$$\gamma = \frac{v}{\bar{v}[i]}. \quad (6.4.-40)$$

2.6. Die Druckdifferenzen aller echten Teilstrecken werden nach

$$\bar{\Delta}[i] = \bar{\Delta}[i]/\gamma; \quad \Delta[i] = \Delta[i]/\gamma \quad (6.4.-41)$$

umgerechnet und die Druckverlustwerte der die Haupttrasse bildenden Teilstrecken zu $\Delta P P$ aufsummiert.

3. Nachdem alle rechentechnischen Hilfswerte und die hydraulischen Kenndaten bestimmt wurden, sind die eingangs geschätzten Rohrdurchmesser teilstreckenweise zu überprüfen. Für alle echten Teilstrecken werden iterativ die neuen Rohrdurchmesser d_d bestimmt und die Geschwindigkeiten im Vorlauf $wv[i]$ sowie die Wärmedurchgangskoeffizienten $kv[i]$ bzw. $kr[i]$ errechnet. Ist

die Durchmesseränderung größer als 1 %, dann erfaßt dies der laufende Zähler Z0.

Abschließend erfolgt die Korrektur der Differenzdrücke an den Knotenpunkten und die endgültige Zuordnung

$$\Delta K[\text{Kno}] = \bar{\Delta K}[\text{Kno}]/\gamma. \quad (6.4.-42)$$

Als Ergebnisse sind teilstreckenweise die Durchmesser $d[i]$, Druckverluste $\bar{\Delta}[i]$ und die Geschwindigkeiten $wv[i]$ verfügbar. Weiterhin können die Differenzdrücke an den Knotenpunkten $\Delta K[\text{Kno}]$ sowie die Einzelwerte: vorgegebener Anschlußdruck ΔP^* , ermittelter Anschlußdruck ΔP , Druckdifferenz der Haupttrasse $\Delta P P$ und die Benennung der Endteilstrecke und -abnehmer Endi , Endab angegeben werden.

Eine Wiederholung der Rechnung sollte sich grundsätzlich anschließen, weitere, wenn Z0 5 % der Anzahl der echten Teilstrecken i_{max} überschreitet. Die Neubestimmung der Temperaturen, Dichten und Einzelwiderstandsbeiwerte ist in die Iteration einzubeziehen. Rechenorganisatorische Hinweise werden im Abschnitt 7.2.2. gegeben.

6.4.1.2. Beispiel

Im Beispiel 6.1.4.3. wurde eine Strecke, bestehend aus drei Teilstrecken, optimal bemessen. Jetzt soll dieses Beispiel erneut aufgegriffen und als kleines Netz nach dem vorgestellten Algorithmus behandelt werden. Dazu ist es notwendig, die Abnehmer A $\equiv 1$ und B $\equiv 2$ nicht fiktiv an den Übergangsstellen der Teilstrecken anzuschließen, sondern echte Knoten mit je einer Abzweigung zu diesen Abnehmern vorzusehen. Um das im Abschnitt 6.1.4.3. erarbeitete Ergebnis — die Rohrdurchmesser der Teilstrecken 1, 2 und 3 — möglichst zu bestätigen, werden die neuhinzukommenden Anbindeleitungen zu den ersten beiden Abnehmern sehr kurz im Verhältnis zu den Teilstrecken 1, 2 und 3 angesetzt. Die speziellen Daten sind im Bild 6.4.-2 zusammen-

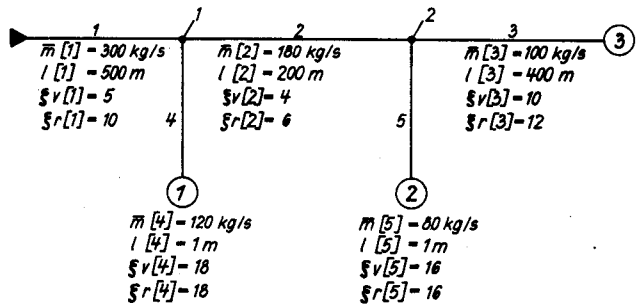


Bild 6.4.-2 Netzmodell und Daten für Beispiel 6.4.1.2.

gestellt. Die weiteren Kennwerte betragen in der flußbildgerechten Schreibweise:

$$zT \text{ bT } nT = 980,16 \text{ M/m}^{2,2} \text{ a}; \quad nT - 1 = 0,2$$

$$pQ[bQv \text{ pv}(tv' - tu) + bQr \text{ pr}(tr' - tu)] = 27,81 \text{ M/m}^2 \text{ a}$$

$$(zP \text{ bP} + pE \text{ bE}/\eta) \frac{\bar{m}[1]}{q} = 0,167 \text{ M m}^3/\text{Ws a}$$

$$qv[1 \dots 5] = 907 \text{ kg/m}^3; \quad qr[1 \dots 5] = 972 \text{ kg/m}^3.$$

Für die Durchmesser und Rohrreibungsbeiwerte werden für die ersten drei Teilstrecken gleich die im Beispiel 6.1.4.3. ermittelten Größen als Ausgangswerte geschätzt. Dies stellt keine Vorwegnahme des Ergebnisses dar, sondern verringert lediglich die Zahl der Iterationen. Es gelten:

$$\begin{aligned}d[1] &= 0,376 \text{ m}; & \lambda_v[1] &= 0,014; & \lambda_r[1] &= 0,014 \\d[2] &= 0,325 \text{ m}; & \lambda_v[2] &= 0,014; & \lambda_r[2] &= 0,014 \\d[3] &= 0,270 \text{ m}; & \lambda_v[3] &= 0,015; & \lambda_r[3] &= 0,015.\end{aligned}$$

Die optimalen Rohrdurchmesser aller Teilstrecken sind in Anlehnung an den im Flußbild 6.4.-1 gegebenen Lösungsweg manuell zu ermitteln. Die Unterschiede zu Beispiel 6.1.4.3. sollen diskutiert werden.

Lösung

Zuerst müssen Annahmen für die Durchmesser und Rohrreibungsbeiwerte der Teilstrecken 4 und 5 getroffen werden. Es sei dabei von $w = 5 \text{ m/s}$ ausgegangen. Es folgen dann die Durchmesser

$$d[4] = 0,0357 \left(\frac{120}{5}\right)^{0,5} \text{ m} = 0,175 \text{ m}$$

$$d[5] = 0,0357 \left(\frac{80}{5}\right)^{0,5} \text{ m} = 0,143 \text{ m},$$

die REYNOLDS-Zahlen
Teilstrecke 4:

$$\text{Rev} = 46,44 \cdot 160 \frac{120}{0,175} = 5,1 \cdot 10^6;$$

$$\text{Rer} = 46,44 \cdot 80 \frac{120}{0,175} = 2,5 \cdot 10^6$$

Teilstrecke 5:

$$\text{Rev} = 46,44 \cdot 160 \frac{80}{0,143} = 4,2 \cdot 10^6;$$

$$\text{Rer} = 46,44 \cdot 80 \frac{80}{0,143} = 2,1 \cdot 10^6$$

und die Rohrreibungsbeiwerte
Teilstrecke 4:

$$\lambda_v = 0,016 \quad \lambda_r = 0,016$$

Teilstrecke 5:

$$\lambda_v = 0,017 \quad \lambda_r = 0,017.$$

Im weiteren sind die Hilfsgrößen $HG[i]$ zu berechnen. Gemäß der im Flußbild vorgenommenen Unterteilung in die einzelnen Terme gilt die nachfolgende tabellarische Zusammenstellung:

	Teilstrecke i				
	1	2	3	4	5
ZG	416905	162130	312862	719	692
Lv	0,0205	0,0095	0,0245	0,0001	0,0001
Lr	0,0192	0,0089	0,0229	0,0001	0,0001
Zv	0,0055	0,0044	0,0110	0,0198	0,0176
Zr	0,0103	0,0062	0,0123	0,0185	0,0165
HG[i] in M/a	33244	11370	18087	31	25

Im Flußbild ist jetzt die Sprungmarke 13 erreicht.

Die Druckverluste der Abnehmerteilstrecken 3, 4 und 5 berechnen sich mit den angenommenen Durchmessern nach Gl. (6.4.-6), die im Flußbild ebenfalls enthalten sind, zu

$$\begin{aligned}\bar{\Delta}[3] &= \left[\left(\frac{0,015 \cdot 400}{0,270} + 10 \right) \frac{1}{907} + \left(\frac{0,015 \cdot 400}{0,270} + 12 \right) \frac{1}{972} \right] \\ &\quad \times \frac{8 \cdot 100^2}{\pi^2 \cdot 0,270^4} \text{ Pa}\end{aligned}$$

$$\bar{\Delta}[3] = 0,108 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

$$\begin{aligned}\bar{\Delta}[4] &= \left[\left(\frac{0,016 \cdot 1}{0,175} + 18 \right) \frac{1}{907} + \left(\frac{0,016 \cdot 1}{0,175} + 18 \right) \frac{1}{972} \right] \\ &\quad \times \frac{8 \cdot 120^2}{\pi^2 \cdot 0,175^4} \text{ Pa}\end{aligned}$$

$$\bar{\Delta}[4] = 0,480 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

$$\begin{aligned}\bar{\Delta}[5] &= \left[\left(\frac{0,017 \cdot 1}{0,143} + 16 \right) \frac{1}{907} + \left(\frac{0,017 \cdot 1}{0,143} + 16 \right) \frac{1}{972} \right] \\ &\quad \times \frac{8 \cdot 80^2}{\pi^2 \cdot 0,143^4} \text{ Pa}\end{aligned}$$

$$\bar{\Delta}[5] = 0,426 \cdot 10^6 \text{ Pa}.$$

Damit ergeben sich die Multiplikatoren der Abnehmerteilstrecken

$$\bar{v}[3] = \frac{18087}{0,108 \cdot 10^6} \frac{\text{M}}{\text{a Pa}} = 0,167 \text{ M/a Pa}$$

$$\bar{v}[4] = \frac{31}{0,480 \cdot 10^6} \frac{\text{M}}{\text{a Pa}} = 0,646 \cdot 10^{-4} \text{ M/a Pa}$$

$$\bar{v}[5] = \frac{25}{0,426 \cdot 10^6} \frac{\text{M}}{\text{a Pa}} = 0,587 \cdot 10^{-4} \text{ M/a Pa}.$$

Als Endteilstrecke wird $i = 3$ ausgewählt, so daß

$$\Delta[3] = 0,108 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

gilt. In der Reihenfolge der Abarbeitung des Algorithmus (Sprungmarke 23) erhält man weiter

$$K_{no} = K_{nomax} = 2$$

$$i = i_{kno}[K_{no}] = 2$$

$$\bar{x} = 3; \quad \bar{y} = 5; \quad \bar{z} = 0$$

$$ZG = 3; \quad Z1 = 5; \quad Z2 = 0; \quad \text{Charak} = 1$$

$$\Delta K[2] = 0,108 \cdot 10^6 \text{ Pa}; \quad \bar{\Delta} K[2] = 0,426 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

$$\xi = \frac{0,108 \cdot 10^6}{0,426 \cdot 10^6} = 0,254$$

$$\bar{\Delta}[5] = 0,254 \cdot 0,426 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 0,108 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

$$\bar{v}[5] = \frac{0,587 \cdot 10^{-4}}{0,254} \frac{\text{M}}{\text{a Pa}} = 0,231 \cdot 10^{-3} \text{ M/a Pa}$$

$$\bar{\Delta} K[2] = 0,108 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

$$\bar{v}[2] = \bar{v}[3] + \bar{v}[5] = 0,167231 \text{ M/a Pa}$$

$$\bar{\Delta}[2] = \frac{11370}{0,167231} \text{ Pa} = 0,068 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

$$\Delta[2] = 0,068 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

Da die Prüfung ($K_{no} = 1$?) negativ ausfällt, beginnt der Durchlauf erneut bei Sprungmarke 23. Es gelten:

$$K_{no} = 1$$

$$i = 1$$

$$\bar{x} = 2; \quad \bar{y} = 4; \quad \bar{z} = 0$$

$$ZG = 2; \quad Z1 = 4; \quad Z2 = 0; \quad \text{Charak} = 1$$

$$\Delta K[1] = \Delta K[2] + \bar{\Delta}[2] = 0,176 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

$$\bar{\Delta K}[1] = 0,480 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

$$\xi = \frac{0,176 \cdot 10^6}{0,480 \cdot 10^6} = 0,367$$

$$\bar{\Delta}[4] = 0,367 \cdot 0,480 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 0,176 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

$$\bar{v}[4] = \frac{0,646 \cdot 10^{-4} \text{ M}}{0,367 \text{ a Pa}} = 0,176 \cdot 10^{-3} \text{ M/a Pa}$$

$$\bar{\Delta K}[1] = 0,176 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

$$\bar{v}[1] = \bar{v}[2] + \bar{v}[4] = 0,167407 \text{ M/a Pa}$$

$$\bar{\Delta}[1] = \frac{33244}{0,167407} \text{ Pa} = 0,199 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

$$\Delta[1] = 0,199 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

Da man am Knoten $K_{no} = 1$ angelangt ist, wird nunmehr der Anschlußdruck

$$\bar{\Delta P} = \Delta[1] + \Delta K[1] = 0,375 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

bestimmt. Der Multiplikator v am Einbauort der Pumpe beträgt

$$v = 0,167 \text{ M m}^3/\text{Ws a} \equiv 0,167 \text{ M/a Pa}$$

Die Abweichung zwischen v und $\bar{v}[1]$ ist so gering, daß man $\gamma \approx 1$ setzen kann. Damit entfällt eine weitere Korrektur der Differenzdrücke, so daß auch $\Delta PP = \bar{\Delta P}$ gilt.

Im Flußbild ist jetzt die Sprungmarke 19 erreicht. Die Durchmesserannahmen sind nach der Beziehung

$$dd = \left\{ \left[(\lambda v[i] \cdot l[i]/do + \zeta v[i])/qv[i] + (\lambda r[i] \cdot l[i]/do + \zeta r[i])/qr[i] \right] \frac{8(\bar{m}[i])^2}{\pi^2 \bar{\Delta}[i]} \right\}^{1/4}$$

iterativ zu berechnen. Eine Vereinfachung dieser Gleichung ist möglich, wenn man auf die eingangs in der Tabelle verwendeten Abkürzungen L_v , L_r , Z_v und Z_r zurückgreift. Die beiden erstgenannten Größen werden mit den Anfangswerten $d[i]$ multipliziert, so daß sich die nachfolgenden Berechnungsgleichungen ergeben:

Teilstrecke 1:

$$dd = \left\{ \left[\left(\frac{7,708 \cdot 10^{-3}}{do} + 0,0055 \right) + \left(\frac{7,219 \cdot 10^{-3}}{do} + 0,0103 \right) \right] \times \frac{8 \cdot 300^2}{\pi^2 \cdot 0,199 \cdot 10^6} \right\}^{0,25}$$

$$do = 0,376 \text{ m}$$

$$dd = 0,377 \text{ m}$$

Teilstrecke 2:

$$dd = \left\{ \left[\left(\frac{3,088 \cdot 10^{-3}}{do} + 0,0044 \right) + \left(\frac{2,893 \cdot 10^{-3}}{do} + 0,0062 \right) \right] \times \frac{8 \cdot 180^2}{\pi^2 \cdot 0,068 \cdot 10^6} \right\}^{0,25}$$

$$do = 0,325 \text{ m}$$

$$dd = 0,325 \text{ m}$$

Teilstrecke 3:

$$dd = \left\{ \left[\left(\frac{6,615 \cdot 10^{-3}}{do} + 0,0110 \right) + \left(\frac{6,183 \cdot 10^{-3}}{do} + 0,0123 \right) \right] \times \frac{8 \cdot 100^2}{\pi^2 \cdot 0,108 \cdot 10^6} \right\}^{0,25}$$

$$do = 0,270 \text{ m}$$

$$dd = 0,270 \text{ m}$$

Teilstrecke 4:

$$dd = \left\{ \left[\left(\frac{1,750 \cdot 10^{-5}}{do} + 0,0198 \right) + \left(\frac{1,75 \cdot 10^{-5}}{do} + 0,0185 \right) \right] \times \frac{8 \cdot 120^2}{\pi^2 \cdot 0,176 \cdot 10^6} \right\}^{0,25}$$

$$do = 0,175 \text{ m}$$

$$dd = 0,225 \text{ m}; \quad do = 0,225 \text{ m}$$

$$dd = 0,225 \text{ m}$$

Teilstrecke 5:

$$dd = \left\{ \left[\left(\frac{1,43 \cdot 10^{-5}}{do} + 0,0176 \right) + \left(\frac{1,43 \cdot 10^{-5}}{do} + 0,0165 \right) \right] \times \frac{8 \cdot 80^2}{\pi^2 \cdot 0,108 \cdot 10^6} \right\}^{0,25}$$

$$do = 0,143 \text{ m}$$

$$dd = 0,201 \text{ m}; \quad do = 0,201 \text{ m}$$

$$dd = 0,201 \text{ m}$$

Nach dem Flußbild muß nun vor der Sprungmarke 14 erneut begonnen werden. Vereinfachend wirkt, daß die Durchmesseränderungen nur die Teilstrecken 4 und 5 betreffen. Zur Abkürzung sollen nicht die gesamten Rechengänge wiedergegeben, sondern nur die markanten Zwischenergebnisse betrachtet werden.

Die Überprüfung der REYNOLDS-Zahlen ergab, daß die Rohrreibungsbeiwerte $\lambda v = \lambda r \approx 0,016$ betragen. Es gelten weiter:

Teilstrecke i

	4	5
ZG	755	739
L_v	0,0001	0,0001
L_r	0,0001	0,0001
Z_v	0,0198	0,0176
Z_r	0,0185	0,0165
HG[i] in M/a	42	37

Da die Rohrreibungsbeiwerte kaum verändert wurden, bleiben die vorher berechneten Druckverluste bestehen:

$$\bar{\Delta}[4] = 0,176 \cdot 10^6 \text{ Pa}; \quad \bar{\Delta}[5] = 0,108 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

Die Multiplikatoren nehmen dann die Werte

$$\bar{v}[4] = \frac{42}{0,176 \cdot 10^6} \frac{\text{M}}{\text{a Pa}} = 0,239 \cdot 10^{-3} \text{ M/a Pa}$$

$$\bar{v}[5] = \frac{37}{0,108 \cdot 10^6} \frac{\text{M}}{\text{a Pa}} = 0,343 \cdot 10^{-3} \text{ M/a Pa}$$

an. Im Verhältnis zu den Multiplikatoren $\bar{v}[1] \dots \bar{v}[3]$ sind die vorliegenden Änderungen unbedeutend. Dies zeigt sich bei der Ermittlung der Daten für die Teilstrecke 2 und 1:

$$\bar{v}[2] = \bar{v}[3] + \bar{v}[5] = 0,167343 \text{ M/a Pa}$$

$$\bar{\Delta}[2] = \frac{11370}{0,167343} \text{ Pa} = 0,068 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

$$\bar{v}[1] = \bar{v}[2] + \bar{v}[4] = 0,167582 \text{ M/a Pa}$$

$$\bar{\Delta}[1] = \frac{33244}{0,167582} \text{ Pa} = 0,198 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

Der Vergleich mit den früheren Werten ergibt, daß sich bei der praktizierten Genauigkeit die Druckdifferenzen nicht mehr verändern, d. h., die Durchmesser können belassen werden. Es gelten:

$$d[1] = 0,377 \text{ m}; \quad d[2] = 0,325 \text{ m}; \quad d[3] = 0,270 \text{ m}$$

$$d[4] = 0,225 \text{ m}; \quad d[5] = 0,201 \text{ m}$$

Gemäß Aufgabenstellung ist der Algorithmus für ein Netz dem Lösungsweg für eine aus mehreren Teilstrecken bestehende Strecke — wie im Beispiel 6.1.4.3. gegeben — gegenüberzustellen.

Bei der optimalen Bemessung eines Netzes oder einer Strecke nimmt die Belastung und die Gestaltung jeder Teilstrecke Einfluß auf das Gesamtergebnis, nämlich die Rohrdurchmesser. Die interessanteste Feststellung beim Erarbeiten des Algorithmus für Netze war, daß sich die neu definierten Multiplikatoren $\bar{v}[i]$ analog zu den Masseströmen — beginnend von den einzelnen Abnehmern — teilstreckenbezogen addieren lassen. Bei der Optimierung einer Strecke gab es dagegen nur einen Multiplikator κ , da sich die Druckverluste aller Teilstrecken addierten.

Im abgehandelten Beispiel wurden die geometrischen Verhältnisse bewußt so gewählt, daß das betrachtete Netz der im Abschnitt 6.1.4.3. abgehandelten Strecke sehr nahe kommt. Die Ergebnisse zeigen praktisch auch Übereinstimmung bezüglich der Rohrdurchmesser $d[1]$, $d[2]$ sowie $d[3]$. Die Ursache liegt darin begründet, daß die Multiplikatoren der Haupttrasse in erster Näherung gleich sind und dem Multiplikator der Strecke entsprechen:

$$\bar{v}[3] \approx \bar{v}[2] \approx \bar{v}[1] \approx \kappa (\equiv v)$$

Übrigens ergeben sich bei der automatisierten Berechnung desselben Beispiels, wobei eine Anfangsschätzung von $w = 2 \text{ m/s}$ für alle Teilstrecken angenommen wurde, die Werte

$$d[1] = 0,377 \text{ m}; \quad d[2] = 0,326 \text{ m};$$

$$d[3] = 0,269 \text{ m}; \quad d[4] = 0,225 \text{ m};$$

$$d[5] = 0,201 \text{ m}$$

6.4.2. Algorithmus zur dynamischen Optimierung

Prinzipiell kann direkt auf den grundlegenden Ausführungen zur dynamischen Optimierung einer Strecke, die im Abschnitt 6.1.4.2. abgehandelt wurden, aufgebaut

werden. Lediglich drei Erweiterungen des dort vorgestellten Algorithmus sind erforderlich.

Die erste besteht darin, daß man zur Ermittlung der zulässigen Differenzdrücke an den Knotenpunkten von allen Druckgrenzbedingungen an den Knotenpunkten und Abnehmeranschlüssen unter Beachtung der geodätischen Höhen auszugehen hat. Dazu ist zweckmäßigerweise das Druckschaubild nach Bild 5.5.-35 aufzustellen. Automatisiert erfolgt dies gemäß Abschnitt 5.5.4. nach dem im Flußbild 5.5.-1 dargestellten Algorithmus. Im Ergebnis werden die Differenzdrücke $\Delta p_{\text{Kno}}^{\text{max}}$ (vergleichmäßigte Werte), $\Delta p_{\text{Kno}}^{\text{min}}$ und der Mittelwert p_M bereitgestellt, Ausgangspunkte für die Bemessung sind die Mindestdifferenzdrücke am Abnehmer Δp_{Abn} . Natürlich dürfen diese Werte auch überschritten werden. Zur hydraulischen Anpassung ist dies bei den zu verwendenden genormten Rohrdurchmessern teilweise auch erforderlich. Wegen der erhöhten Betriebskosten sollte dies aber nicht von vornherein in das Berechnungskalkül aufgenommen werden.

Die zweite Erweiterung des dynamischen Optimierungsalgorithmus besteht darin, daß an den Knotenpunkten nicht alle möglichen Varianten, die in großer Zahl vorhanden sein können, verarbeitet werden. Man könnte die zulässigen Druckbereiche des Vor- und Rücklaufs an jedem Knoten ($p_{\text{Kno}}^{\text{max}}$ — $p_{\text{Kno}}^{\text{min}}$ bzw. $p_{\text{Kno}}^{\text{max}}$ — $p_{\text{Kno}}^{\text{min}}$) nach [39] in mehrere Unterbereiche gliedern. Von den in einem Unterbereich endenden Kurven werden dann nur die mit den geringsten Jahreskosten bei den weiteren Untersuchungen berücksichtigt. Da für die Zweileiternetze die Rohrdurchmesser paarweise gelten sollen, werden Vor- und Rücklauf zusammengefaßt betrachtet. Als Parameter für die Darstellung der Unterbereiche gilt der Differenzdruck zwischen Vorlauf- und Rücklaufleitung. Die absoluten Grenzdrücke an den Knoten und Abnehmern bleiben deshalb nicht unberücksichtigt. Sie wurden bereits bei der Ermittlung der Grenzen $\Delta p_{\text{Kno}}^{\text{max}}$ und $\Delta p_{\text{Kno}}^{\text{min}}$ berücksichtigt.

Der Lösungsbereich $\Delta K = \Delta p_{\text{Kno}}^{\text{max}} - \Delta p_{\text{Kno}}^{\text{min}}$ ist knotenpunktweise zu bestimmen und in entsprechende Unterbereiche zu zerlegen. Es handelt sich dabei um ein diffiziles Problem, da eine grobe Unterteilung zu Ungenauigkeiten führt und eine Verfeinerung hohen Rechenaufwand und großen Speicherplatzbedarf erfordert. Weiterhin ergibt die Unterteilung in eine fest vorgegebene Anzahl sehr unterschiedliche Bereichsgrößen und umgekehrt die Vorgabe des Unterbereiches sehr unterschiedliche Bereichsanzahlen. Unter Beachtung einer möglichst einfachen, rechentechnischen Organisation sei als Kompromiß folgendes Vorgehen empfohlen:

— Der maximale Lösungsbereich ΔK wird in zehn gleich große Unterbereiche δ zerlegt. Dies wurde bereits am Ende des Flußbildes 5.5.-1 vorgenommen. Die tatsächliche Unterteilung der vorhandenen zulässigen Differenzdrücke an einem beliebigen Knoten Kno ergibt dann die nachfolgenden Grenzdrücke der Unterbereiche:

1. Unterbereich: $\Delta p_{\text{Kno}}^{\text{min}} \dots (\Delta p_{\text{Kno}}^{\text{min}} + \delta)$;

2. Unterbereich: $(\Delta p_{kmin}[Kno] + \delta) \dots$
 $(\Delta p_{kmin}[Kno] + 2\delta);$
10. Unterbereich: $(\Delta p_{kmin}[Kno] + 9\delta) \dots$
 $(\Delta p_{kmin}[Kno] + 10\delta).$

In der Regel wird bei irgendeinem Unterbereich der maximale Druck $\Delta p_{kmax}[Kno]$ überschritten, d. h., die effektiv vorhandene Anzahl der Unterbereiche ist in den meisten Fällen kleiner als zehn (vgl. auch Bilder 6.4.-3 und 6.4.-4).

- Die innerhalb eines Unterbereiches endenden Kurvenzüge, die von den Unterbereichen eines angrenzenden Knotens ausgehen und durch verschiedene Teilstreckendurchmesser — analog zu Bild 6.1.-4 — entstehen, werden hydraulisch als gleichberechtigt bewertet, und die kostengünstigste Variante für die weitere Rechnung wird ausgewählt. Um eine gewisse Gleichheit in der Bewertung zu erreichen, wurden die Differenzdrücke der Unterbereiche δ auch für alle Knoten gleich groß gewählt.
- Die Druckdifferenz δ kann relativ groß sein, maximal etwa 0,1 MPa. Damit sind bei dem vorgestellten Auswahlverfahren auch verhältnismäßig große Fehler möglich. Das Ergebnis der dynamischen Optimierung wird deshalb nur als Grobauswahl betrachtet und im Regelfall ein Bereich von 2δ in der Nähe der in erster Näherung erarbeiteten Lösung genauer untersucht. Dies geschieht so, daß der Unterbereich, durch den die bisherige Lösung führte, sowie je die Hälfte der angrenzenden Unterbereiche zum zugelassenen Gesamtlösungsbereich deklariert werden. Eine grafische Darstellung ist im Bild 6.4.-3 gegeben.
- Dieser neue Lösungsbereich sei wiederum in zehn Unterbereiche gegliedert. Diese umfassen dann eine Druckspanne, die 20% des ursprünglichen Umfangs darstellt. Die Rechenorganisation wird auch bei einem erneuten Durchgang beibehalten, lediglich die zulässigen Differenzdrücke sind zu reduzieren. Wie dies erfolgt, werde wiederum beispielhaft an einem

beliebigen Knoten erklärt. Es sei dort die Groblösung durch den 5. Unterbereich ($UB = 5$) verlaufen. Dieser ist durch den Druckbereich

$$(\Delta p_{kmin}[Kno] + 4\delta) \dots (\Delta p_{kmin}[Kno] + 5\delta)$$

gekennzeichnet. Für die zukünftig zu untersuchende Druckdifferenz gilt dann vereinbarungsgemäß der Bereich von 2δ , d. h.

$$(\Delta p_{kmin}[Kno] + 3,5\delta) \dots (\Delta p_{kmin}[Kno] + 5,5\delta).$$

Allgemein ausgedrückt, ergibt sich der minimal zulässige Differenzdruck zu

$$\Delta p_{kmin}[Kno] = \Delta p_{kmin}[Kno] + (UB - 1,5) \delta, \quad (6.4.-43)$$

wenn der Unterbereich $UB > 1$ bei der Grobbemessung ausgewählt wurde. Für den Fall, daß $UB = 1$ galt, wird der bisherige untere Grenzwert selbstverständlich nicht verändert.

Weiterhin ist die Prüfung

$$\Delta p_{kmin}[Kno] + 2\delta \leq \Delta p_{kmax}[Kno] \quad (6.4.-44)$$

vorzunehmen. Bei Erfüllen der Ungleichung wird der neue Maximalwert

$$\Delta p_{kmax}[Kno] = \Delta p_{kmin}[Kno] + 2\delta \quad (6.4.-45)$$

gesetzt, andernfalls bleibt der bisherige Wert erhalten.

Die Druckdifferenz der Unterbereiche wird abschließend

$$\delta = 0,2\delta \quad (6.4.-46)$$

definiert. Die Unterbereiche werden dann in gleicher Weise, wie früher von $\Delta p_{kmin}[Kno]$ ausgehend, gebildet.

Die dritte Erweiterung der Netzoptimierung gegenüber der Streckenoptimierung ergibt sich durch die erforderlichen Druckabgleiche für die einzelnen Leitungszweige an den Knotenpunkten. Dabei ist angesichts des bereits beträchtlichen Rechenaufwandes nach

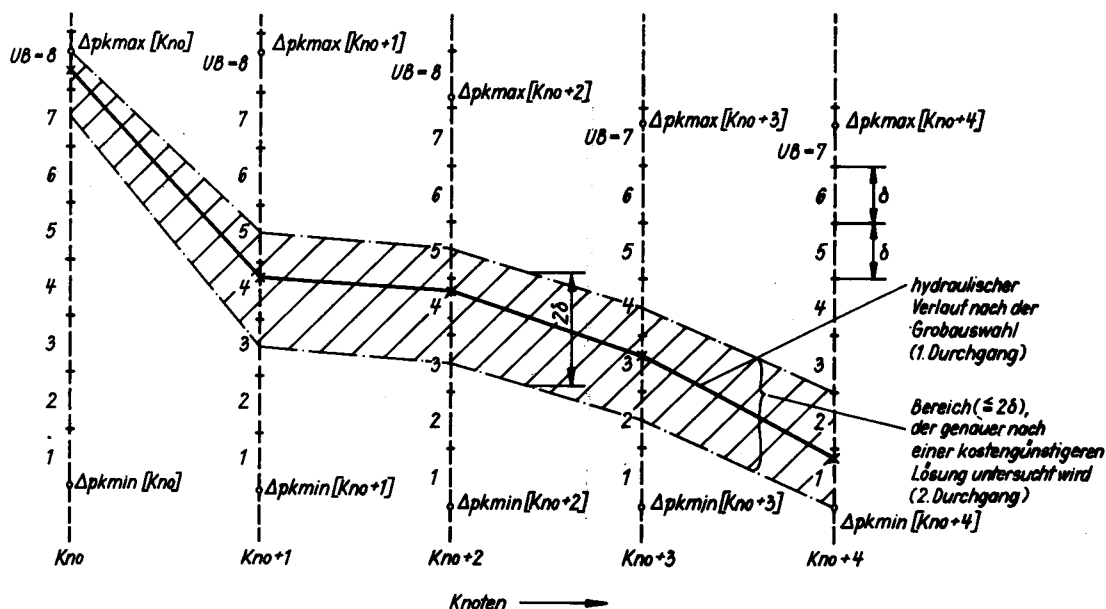


Bild 6.4.-3
 Eingrenzung des Lösungsbereiches für die Feinoptimierung

einer einfachen Lösung zu suchen. Es wird folgender Lösungsweg empfohlen:

- Ausgehend von den Abnehmern und deren minimalen Differenzdrücken $\Delta p_a[\text{Abn}]$, werden für alle Teilstrecken — wie bei der dynamischen Optimierung üblich — alle technisch möglichen Varianten durchgerechnet. Je nach dem auftretenden Differenzdruck erfolgt die Zuordnung im entsprechenden Unterbereich des Knotens.
- Die zugehörigen Daten — wie Kosten, Rohrdurchmesser der zuführenden Teilstrecke und Nummer des Unterbereiches des vorangegangenen Knotens — werden vermerkt. Enden mehrere Teilstrecken-Durchmesservarianten in einem Unterbereich, dann wird nur die mit den niedrigsten Kosten für die weitere Berechnung ausgewählt.
- Für die dynamische Optimierung gilt der Druckabgleich mit der Zuordnung in den entsprechenden Differenzdruck-Unterbereich zunächst als erfüllt. Bei der weiteren Rechnung wird allerdings dann stets mit dem innerhalb des Unterbereiches liegenden, jedoch höchsten Differenzdruck der sich vereinigenden Teilstreckenäste weitergerechnet.
- Wird ein Unterbereich von einem Teilstreckenast nicht belegt, so sind für die gemeinsame Lösung die entsprechenden Daten aus einem niedrigeren Unterbereich zu entnehmen. Dies gilt auch, wenn diese dort schon einmal verarbeitet worden sind. Sollten

niedrigere Unterbereiche ebenfalls keine Lösungen enthalten, dann entfällt der betrachtete Unterbereich als Quellpunkt für die weiteren Lösungsvarianten.

Einen anschaulichen Überblick gibt Bild 6.4.-4. Zwei Fälle seien zum besseren Verständnis näher erläutert: Für die Weiterrechnung — ausgehend vom Unterbereich $UB = 1$ — gilt für den Differenzdruck der Wert, der durch den Teilstreckenast \bar{z} aufgeprägt ist, und die Kosten sind als Summe von \bar{x} , \bar{y} , \bar{z} jeweils für $UB = 1$ zu berechnen.

Die Betrachtung des $UB = 6$ liefert als Druckausgangspunkt den Wert des Astes \bar{y} . Die Gesamtkosten sind für \bar{y} und \bar{z} dem $UB = 6$ sowie für \bar{x} dem $UB = 5$ zu entnehmen.

Die endgültige hydraulische Anpassung wird bei einer Nachrechnung, die im Anschluß an die dynamische Optimierung läuft, vorgenommen. Dabei werden die Differenzdrücke an den Knotenpunkten abgeglichen und Drucküberschüsse dem Differenzdruck der Abnehmer zugeordnet.

6.4.2.1. Flußbild zur automatisierten Berechnung

Der Algorithmus zur rechentechnischen Ermittlung der optimalen Rohrdurchmesser verzweigter Netze auf der Grundlage der dynamischen Optimierung ist im Flußbild 6.4.-3 detailliert dargestellt.

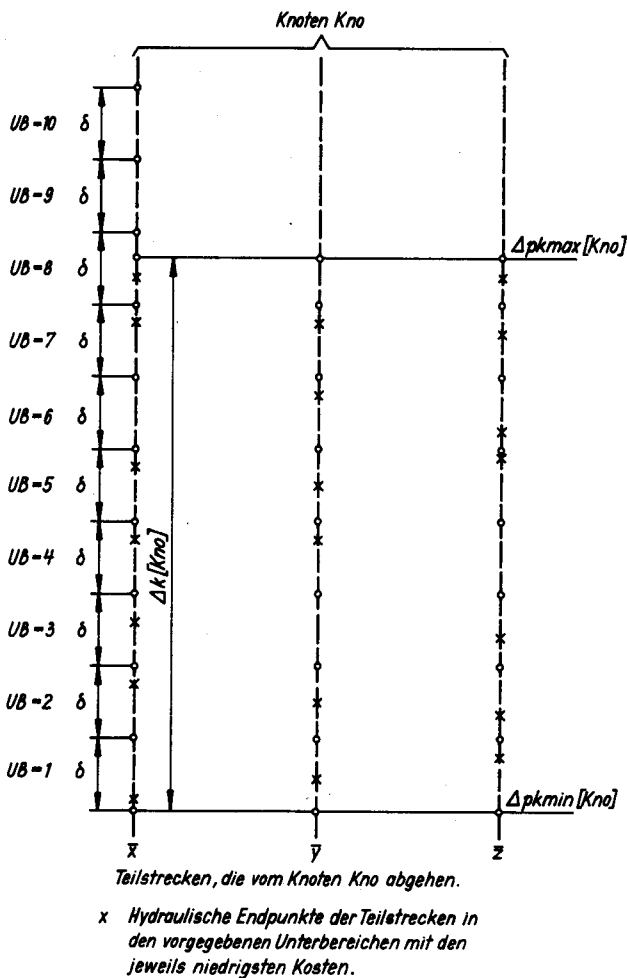
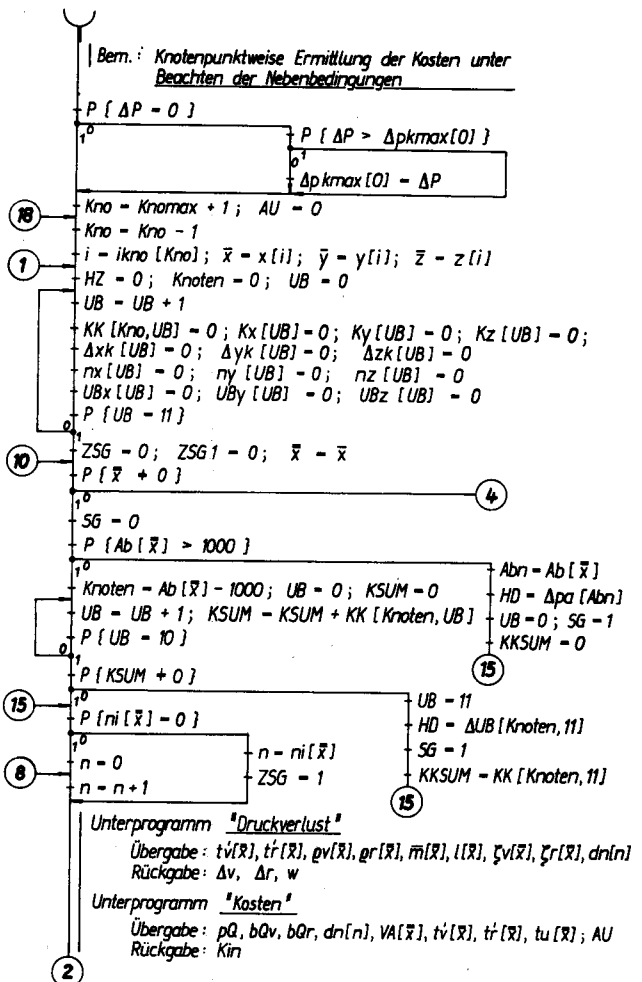
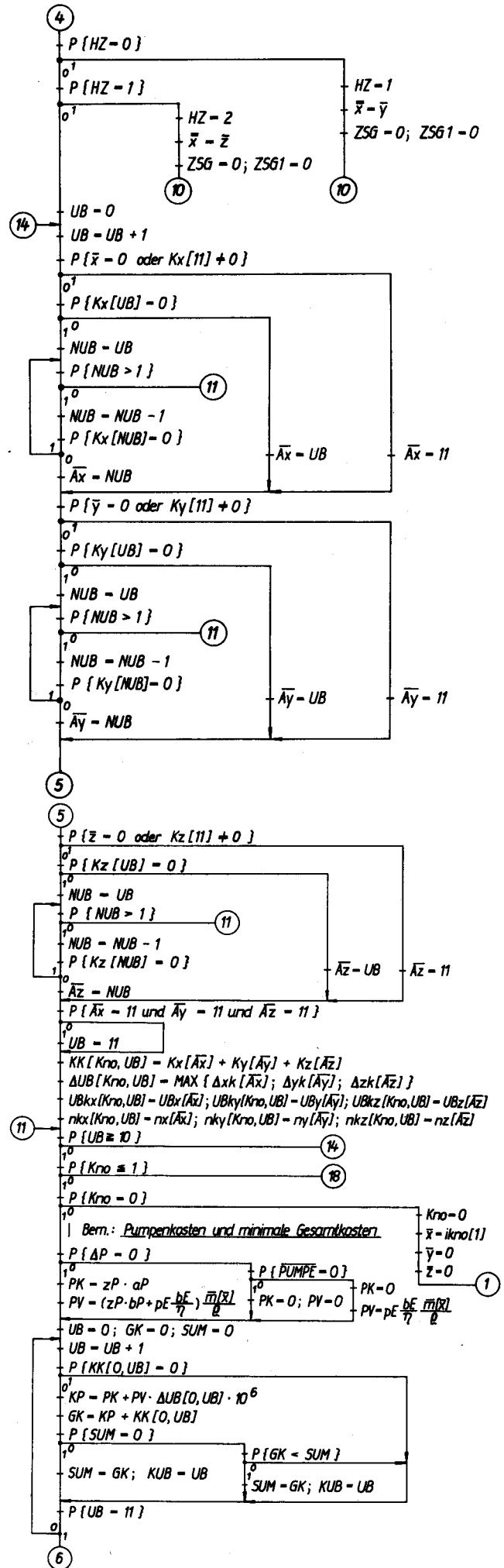
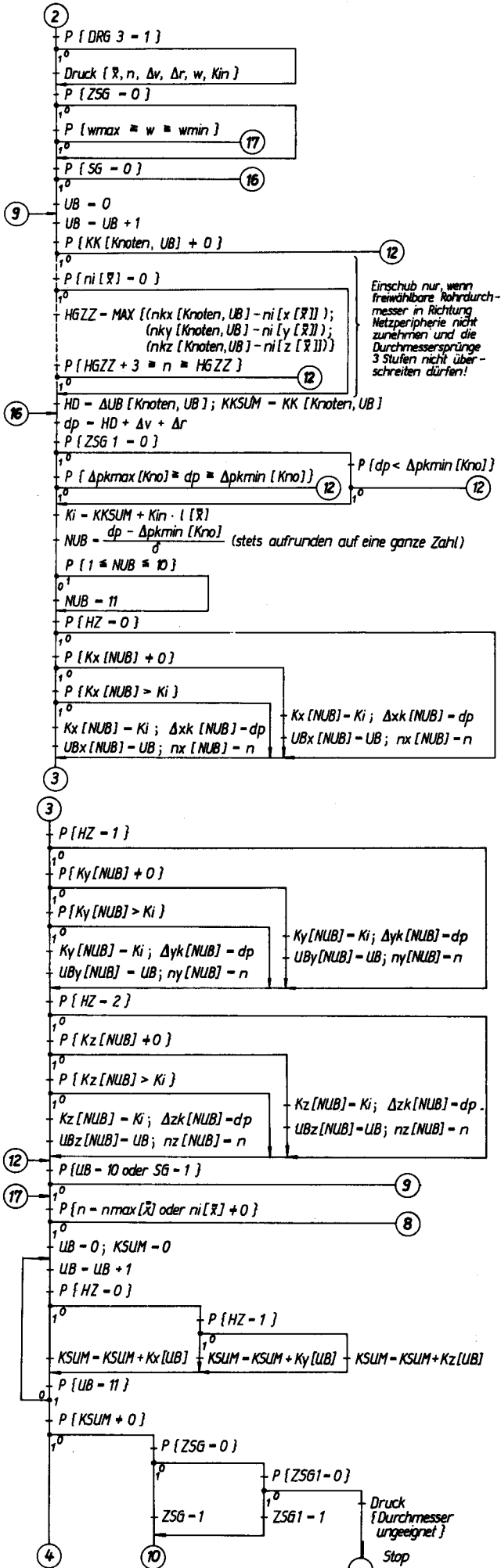
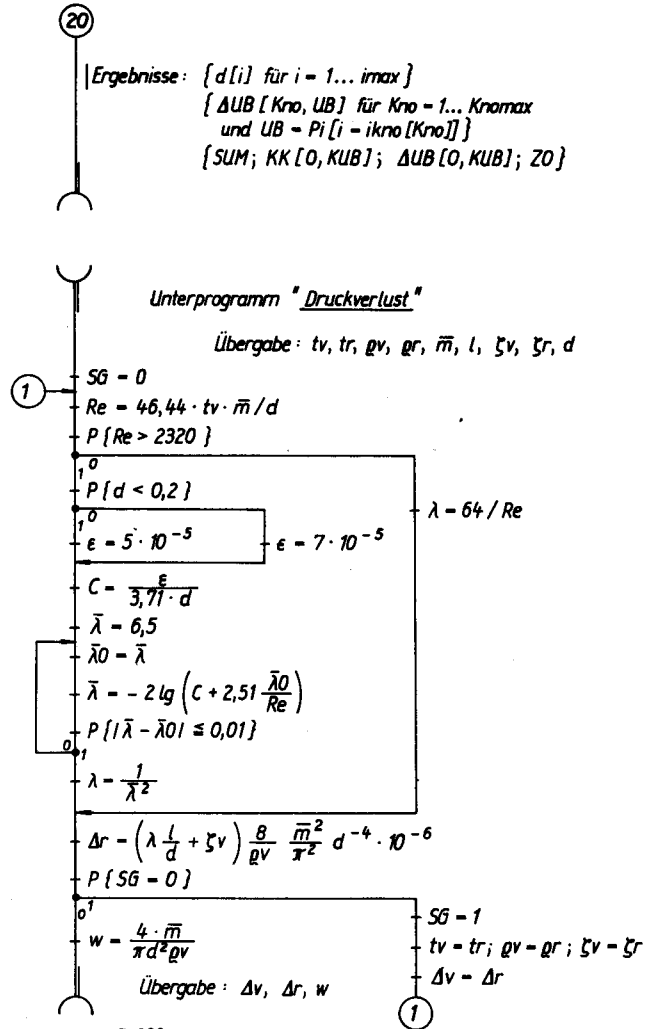
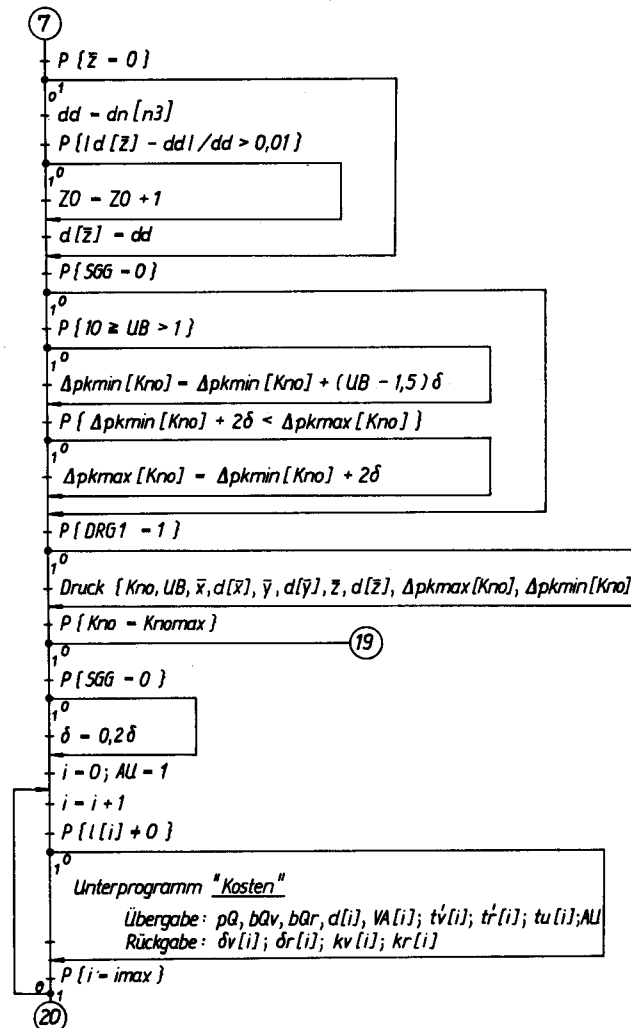
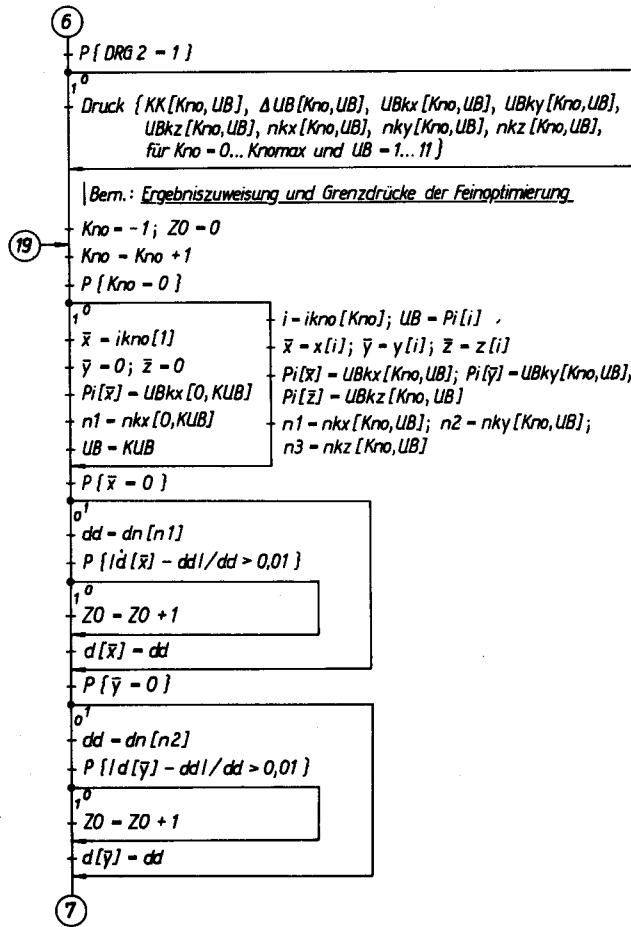


Bild 6.4.-4
Mögliche Verteilung der Drücke an Knotenpunkten mit den drei Abzweigen \bar{x} , \bar{y} , \bar{z}







Fortsetzung S. 322

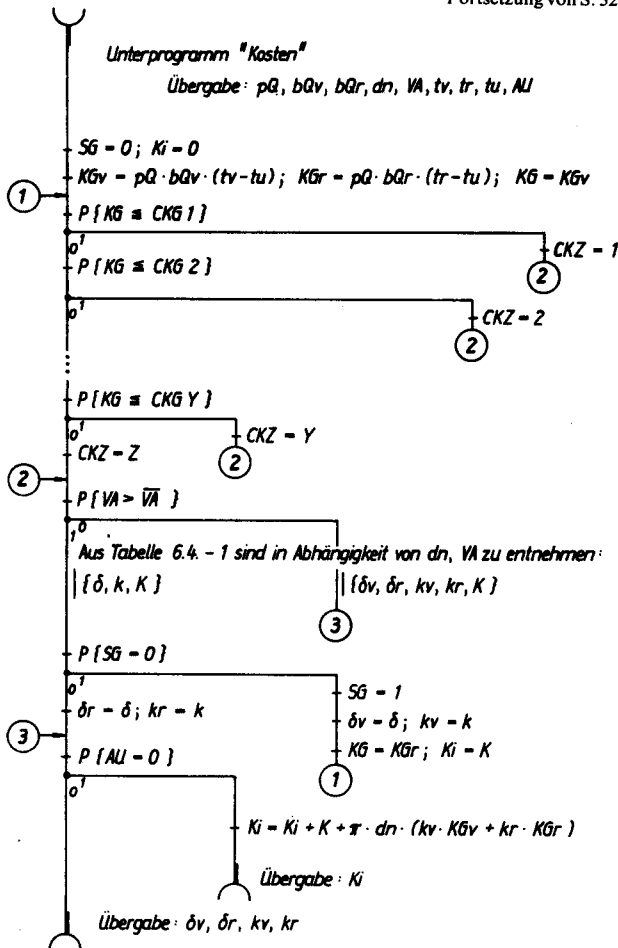
Eingegeben werden die zur Verfügung stehenden Rohrdurchmesser und tabellarisch die zugehörigen Trassenkosten (technologische und bautechnische Kosten sowie die Kosten für eine optimale Wärmedämmung) in Abhängigkeit von den genormten Rohrdurchmessern $dn[n]$, der Verlegeart VA und der charakteristischen Kenngröße CKG. Letztere stellt das Produkt aus Wärmepreis pQ , Vollaststundenzahl bQ und Temperaturdifferenz $(t - tu)$ dar. Weiterhin sind die für das zu bemessende Netz aktuellen Daten $pQ, bQv, bQr, zP, aP, bP, pE, bE, \eta, q$ einzuspeisen. Die Bedeutung der Symbole wurde in den früheren Abschnitten erläutert. Dort wurde allerdings die Indexschreibweise gewählt. Der Netzanschlußdruck kann mit ΔP fest vorgegeben oder für eine vorhandene Pumpe ebenfalls zu ΔP ermittelt worden sein. Sind die Antriebskosten für eine Pumpe zu berücksichtigen, so gilt $\overline{PUMPE} = 1$, sonst 0.

Sind $\Delta P \neq 0$ und $\overline{Pumpe} = 0$, dann wird der reale Netzanschlußdruck innerhalb der hydraulischen Grenzen nur unter Beachtung der reinen Netzkosten gewählt. Drei Steuergrößen (DRG 1 bis DRG 3) regeln je nach Eingabe (0 oder 1) die Zwischendrucke.

Die Struktur des Netzes, die an Hand des Flußbildes 1.2.-1 ermittelt wurde, stellt das Grundelement für die weitere Bearbeitung dar und ist zu übergeben.

Weiterhin müssen noch zahlreiche Daten, die das Ergebnis vorhergehender Berechnungen und Verträglich-

Fortsetzung von S. 321



Flußbild 6.4.-3 Dynamische Optimierung (OPTID)

Unter Beachtung der Investitions- und Betriebskosten für das Netz und die Pumpenanlage werden die optimalen Teilstreckendurchmesser (Normdurchmesser) $dn[i]$ und der optimale Pumpendruck $\Delta UB[0, KUB]$ ermittelt. Ist die Anschlußdruckdifferenz ΔP vorgegeben, so erfolgt eine optimale Druckaufteilung. Der Algorithmus beachtet alle hydraulischen Restriktionen. Die Ergebnisse sind praxisgerecht.

Einheiten: Temperaturen in °C; Masseströme in kg/s; Durchmesser und Längen in m; Dichten in kg/m³; Drücke in MPa; Geschwindigkeiten in m/s; Kosten in M/a

Die Verknüpfung mit Flußbildern vorangegangener Abschnitte ist im Abschnitt 7.2.2. dargestellt.

keitsuntersuchungen nach Flußbild 5.5.-1 sind, übertragen werden. Dies gilt für die Abnehmer- und Knotenpunkt-Differenzdrücke

$$\Delta pa[Abn]; \Delta pkmax[Kno]; \Delta pkmin[Kno]$$

sowie für den maximalen Druck des Unterbereiches δ . Außerdem können Grenzggeschwindigkeiten $wmax; wmin$ und festgelegte Normdurchmesser $ni[i]$ sowie maximale Normdurchmesser $nmax[i]$ für spezielle Teilstrecken vorgegeben werden.

Eine weitere Übergabe erfolgt für die Teilstreckendaten $d[i], l[i], \zeta v[i], \zeta r[i], tv[i], tr[i], tu[i], qv[i], qr[i], m[i], VA[i]$. Diese Größen werden, soweit sie durchmesserabhängig sind, vor der Feinoptimierung erneut berechnet. Zunächst beruhen sie auf einer ersten Durchmesser-schätzung gemäß Flußbild 6.4.-1.

Der Algorithmus wird in den nachfolgend beschriebenen Hauptschritten abgearbeitet:

1. Die Abarbeitung erfolgt knotenpunktweise von $Kno = Kmax$ bis 0. ($Kno = 0$ entspricht der

Einspeisestelle.) Alle für die dynamische Optimierung charakteristischen Knotenpunkt-daten werden in den elf Unterbereichen ($UB = 11$ dient als Reserve für notwendige Grenzwertüberschreitungen) gleich Null gesetzt. Im einzelnen sind dies:

- $KK[Kno, UB]$ — Kostensumme des nachfolgenden Netzes bis zu den Abnehmern
- $Kx[UB], Ky[UB], Kz[UB]$ — Kostensumme des nachfolgenden \bar{x} -, \bar{y} - oder \bar{z} -Astes des Netzes vom Knoten bis zu den Abnehmern
- $\Delta xk[UB], \Delta yk[UB], \Delta zk[UB]$ — erforderlicher Differenzdruck des \bar{x} -, \bar{y} - oder \bar{z} -Astes am Knoten für die unterbereichsweise ausgewählte Optimalvariante
- $nx[UB], ny[UB], nz[UB]$ — Nummer des Normdurchmessers der \bar{x} -, \bar{y} - oder \bar{z} -Teilstrecke für die unterbereichsweise ausgewählte Optimalvariante
- $UBx[UB], UBy[UB], UBz[UB]$ — Nummer des Unterbereiches des bereits betrachteten Knotens, aus dem die jeweilige Optimalvariante entspringt (Quellpunkte).

- 1.1. In zyklischer Vertauschung $\bar{x}, \bar{y}, \bar{z}$ werden die einzelnen Teilstrecken untersucht (Steuerung erfolgt durch HZ).

Als erstes ist zu untersuchen, woher die Teilstrecke kommt (Blickrichtung von den Netzendpunkten zur Einspeisestelle). Handelt es sich wiederum um einen Knotenpunkt ($Knoten = Ab[i] - 1000$), dann können dort maximal zehn Unterbereiche Quellpunkte sein. Diese sind dann einzeln abzufragen. Als Indiz gilt $KK[Knoten, UB] \neq 0$. Wenn alle zehn Unterbereiche leer sind, dann werden die Daten des $UB = 11$ entnommen. Zunächst handelt es sich um den Differenzdruck

$$HD = \Delta UB[Knoten, UB]$$

War der Ursprung der Teilstrecke ein Abnehmer, dann existiert nur ein Quellpunkt mit dem Wert

$$HD = \Delta pa[Abn]$$

Im weiteren Fortgang werden für die möglichen Rohrdurchmesser $dn[n]$ mit $n = 1 \dots nmax[i]$ — oder bei vorgegebener Rohrleitung mit $n = ni[i]$ — in einem Unterprogramm die Druckverluste der Teilstrecke ermittelt. Die Ergebnisse Druckabfall in der Vorlaufleitung Δv und Druckabfall in der Rücklaufleitung Δr sowie die Geschwindigkeit w dienen als Grundlagen für die anschließenden Prüfungen. So werden die Durchmesser $dn[n]$ aussortiert, wenn die Geschwindigkeiten nicht im zulässigen Bereich

$$wmax \geq w \geq wmin \tag{6.4.-47}$$

liegen und der Differenzdruck $dp = HD + \Delta v + \Delta r$ sich außerhalb des vorgegebenen Gebietes

$$\Delta p_{\max}[\text{Kno}] \geq dp \geq \Delta p_{\min}[\text{Kno}] \quad (6.4.-48)$$

befindet. Für die Durchmesser, die alle Forderungen erfüllen, werden in einem weiteren Unterprogramm die Kosten ermittelt. Danach berechnet man die neue Nummer des Unterbereiches am Knoten Kno

$$NUB = \frac{dp - \Delta p_{\min}[\text{Kno}]}{\delta}, \quad (6.4.-49)$$

die stets auf eine ganze Zahl aufzurunden ist. Im weiteren ist zu prüfen, ob eine Lösungsvariante (evtl. mit einem anderen Durchmesser oder von einem anderen Quellpunkt aus) bereits im betrachteten Unterbereich mit niedrigeren Kosten endete. Ist dies der Fall, so wird die neue Lösung verworfen, ansonsten wird der Datenspeicher $Kx[\text{UB}]$ bis $UBz[\text{UB}]$ mit den jeweils aktuellen Werten belegt. War der Quellpunkt ein Abnehmer oder der Reserve-Unterbereich eines Knotens, dann kann zum nächstgrößeren Durchmesser $d[n + 1]$ übergegangen werden, falls nicht $n = ni[i]$ festlag. Bei mehreren Quellpunkten sind alle Unterbereiche $UB = 1 \dots 10$ des vorhergehenden Knotens abzufragen und die sich daraus ergebenden Lösungswege zu betrachten, bevor der Teilstreckendurchmesser erhöht wird.

Wenn alle in Frage kommenden Quellpunkte und alle verfügbaren Durchmesser abgearbeitet sind, prüft man, ob wenigstens ein Unterbereich $UB = 1 \dots 11$ am betrachteten Knoten Kno von mindestens einer Lösungsvariante belegt wurde. War dies nicht der Fall, dann werden schrittweise die Prüfbedingungen gelockert. Dies betrifft zuerst den Test nach Gl. (6.4.-47), der mit $ZSG = 1$ umgangen wird — bei einem vorgegebenen Durchmesser ($ni[i]$) gilt diese Umgehung stets —, und in zweiter Instanz die Bedingung nach Gl. (6.4.-48), die durch $ZSG = 1$ auf

$$dp < \Delta p_{\min}[\text{Kno}] \quad (6.4.-50)$$

reduzierbar ist. Der letzten Vereinfachung kann stattgegeben werden, da ein Drucküberschuß an einem Ast des Netzes an den betreffenden Abnehmern abgedrosselt werden kann. Infolge des Außerkraftsetzens der Gl. (6.4.-48) liegt NUB nicht mehr im definierten Bereich von 1 bis 10. Es wird deshalb der Reserveplatz $NUB = 11$ zugewiesen. Im Ausnahmefall kann die δ -Unterteilung zu grob sein. Die Zahl der Abschnitte muß dann vergrößert (> 10) oder durch einen Kunstgriff die zulässige Belegung der Unterbereiche knotenpunktabhängig variiert werden. Um beide Möglichkeiten ist das Programm erweiterungsfähig.

Die unter Punkt 1.1. beschriebene Abarbeitung gilt für die vom Knoten Kno abgehenden Teilstrecken \bar{x} , \bar{y} und \bar{z} . Zu Beginn der Betrachtung werden für jeden Abzweig zunächst die vollständigen Prüfbedingungen angesetzt.

- Der nächste Programmabschnitt befaßt sich mit der Zusammenfassung der gewonnenen Teilstreckenergebnisse $Kx[\text{UB}]$ bis $UBz[\text{UB}]$ (vgl. Punkt 1.) zu den repräsentativen Knotenpunktdaten, z. B.

$KK[\text{Kno}, \text{UB}]$. Dies erfolgt auf der Grundlage des Bildes 6.4.-4 und der zugehörigen Ausführungen. Es werden der Reihe nach alle Unterbereiche $UB = 1 \dots 10$ abgearbeitet und dabei stets alle Teilstrecken \bar{x} , \bar{y} und \bar{z} abgefragt, ob sie überhaupt existent und deren Reservebereiche $UB = 11$ besetzt sind. Sind die Teilstrecken nicht vorhanden, werden \bar{Ax} , \bar{Ay} bzw. $\bar{Az} = 11$ gesetzt, da dann auch die charakteristischen Parameter, z. B. $Kx[11] = 0$; $\Delta xk[11] = 0$, gelten. Bei Belegung der Reserveplätze sind \bar{Ax} , \bar{Ay} oder \bar{Az} ohnehin gleich 11. Die angegebenen Kennzahlen \bar{Ax} , \bar{Ay} und \bar{Az} werden mit den jeweils zutreffenden Nummern der Unterbereiche UB belegt, die für eine Zusammenführung der Teilstreckenergebnisse von Interesse sind. Existiert z. B. die Teilstrecke \bar{x} , dann wird für den gerade betrachteten Unterbereich geprüft, ob $Kx[\text{UB}] \neq 0$ ist. Trifft dies zu, so wird $\bar{Ax} = \text{UB}$ gesetzt. Ist dies nicht der Fall, dann wird schrittweise in einem tiefer gelegenen Unterbereich $NUB = \text{UB} - 1$; $NUB = \text{NUB} - 1$ usw. gesucht, ob ein $Kx[\text{NUB}]$ belegt ist. Wenn ja, so gilt $\bar{Ax} = \text{NUB}$; wenn nein, so gibt es für den entsprechenden Unterbereich UB eben keine Lösungsvariante, und der nächsthöhere Bereich $UB = \text{UB} + 1$ ist zu betrachten. Der Reserveplatz $UB = 11$ am Knoten Kno wird nur belegt, wenn $\bar{Ax} = \bar{Ay} = \bar{Az} = 11$ gilt. Schließlich sind die repräsentativen Knotendaten zu bilden. Es gelten

für die Kostensumme:

$$KK[\text{Kno}, \text{UB}] = Kx[\bar{Ax}] + Ky[\bar{Ay}] + Kz[\bar{Az}] \quad (6.4.-51)$$

für den Differenzdruck (es werden die Maximalwerte ausgewählt):

$$\Delta UB[\text{Kno}, \text{UB}] = \text{MAX}\{\Delta xk[\bar{Ax}]; \Delta yk[\bar{Ay}]; \Delta zk[\bar{Az}]\} \quad (6.4.-52)$$

für die Unterbereiche der Knoten ($\text{Knoten} > \text{Kno}$), die Quellpunkte der Lösungsvariante darstellen:

$$\begin{aligned} UBkx[\text{Kno}, \text{UB}] &= UBx[\bar{Ax}] \\ UBky[\text{Kno}, \text{UB}] &= UBy[\bar{Ay}] \\ UBkz[\text{Kno}, \text{UB}] &= UBz[\bar{Az}] \end{aligned} \quad (6.4.-53)$$

für die Nummern der Teilstreckendurchmesser:

$$\begin{aligned} nkx[\text{Kno}, \text{UB}] &= nx[\bar{Ax}] \\ nky[\text{Kno}, \text{UB}] &= ny[\bar{Ay}] \\ nkz[\text{Kno}, \text{UB}] &= nz[\bar{Az}]. \end{aligned} \quad (6.4.-54)$$

Bei $\text{Kno} = 0$ ist die unter Punkt 1. beschriebene, knotenpunktweise Ermittlung von Lösungsvarianten zunächst abgeschlossen.

- Es werden alle Unterbereiche $UB = 1 \dots 11$ an der Einspeisestelle ($\text{Kno} = 0$) abgefragt, ob $KK[0, \text{UB}] \neq 0$ ist. Wenn ja, erfolgt bei $\Delta P = 0$ noch die Addition der jährlichen Pumpenfestkosten und -betriebskosten, bei ($\Delta P \neq 0$ und $\text{PUMPE} = 1$) nur die Addition der Betriebskosten. Wenn nein, dann bleiben die ermittelten $KK[0, \text{UB}]$ unverändert. Schließlich werden die Gesamtkosten aller Unterbereiche verglichen, das Minimum ausgewählt und der zugehörige Unterbereich auf dem Speicherplatz KUB vermerkt.

Damit ist der Hauptdurchlauf beendet.

3. Zur Zuweisung der Ergebnisse müssen wiederum alle Knoten $K_{no} = 0 \dots K_{nmax}$ betrachtet werden. Man ermittelt die abzweigenden Teilstrecken \bar{x} , \bar{y} und \bar{z} und ordnet der teilstreckenbezogenen Kennzahl, z. B. $Pi[\bar{x}]$, die Nummer des Unterbereiches $UBKx[K_{no}, UB]$ zu, der beim nachfolgenden Knoten von der optimalen Lösungsvariante durchlaufen wird. Ausgangspunkt war ursprünglich der Unterbereich KUB am Knoten $K_{no} = 0$. Weiterhin folgt das Einspeichern der als optimal ermittelten Teilstrecken-Normdurchmesser ($d[\bar{x}] = dn[ni]$ mit $ni = nkx[K_{no}, UB]$). Die Anzahl der Durchmesseränderungen wird unter Z0 erfaßt.
4. Bei Abarbeitung des unter Punkt 3. beschriebenen Zyklus werden gleichzeitig die Vorbereitungen für die Feinoptimierung einbezogen. So werden die Differenzdruckbereiche $\Delta p_{kmin}[K_{no}]$ und $\Delta p_{kmax}[K_{no}]$ neu fixiert. Es gelten dafür die Gln. (6.4.-43) bis (6.4.-45). In diesem Zusammenhang sei auch auf das Bild 6.4.-3 verwiesen.
Für den Fall, daß der Reservebereich $UB = 11$ bereits bei der Grobbemessung benutzt wurde, behält man $\Delta p_{kmin}[K_{no}]$ auch weiterhin bei. Die Druckspanne der Unterbereiche wird gemäß Gl. (6.4.-46) reduziert.

Nach Abschluß der Berechnungen können für die optimale Lösung nachfolgende Daten ausgegeben werden:

- Teilstreckendurchmesser $d[i]$ aller $i = 1 \dots imax$
- Differenzdrücke $\Delta UB[K_{no}, UB]$ aller $K_{no} = 0 \dots K_{nmax}$
- Gesamtkosten SUM; Netzkosten $KK[0, KUB]$;
- Anzahl der Durchmesseränderungen Z0.

Der Programmablauf zum Unterprogramm „Druckverlust“ ist konventionell. Er entspricht dem Flußbild 5.1.-3.

Das Unterprogramm „Kosten“ hat zwei Aufgaben zu erfüllen. Zunächst sind die spezifischen Jahresfestkosten und die Wärmeverlustkosten zu bestimmen. Als Grundlage dienen dabei die Durchmesser dn , die Verlegeart VA und die Komplexgrößen $KGv = pQ bQv(tv - tu)$ bzw. $KGr = pQ bQr(tr - tu)$. Letzteren werden dann nach Tests mit einer bestimmten Anzahl von Grenz-

werten (CKG 1 ... CKGY) charakteristische Kennzahlen CKZ zugeordnet. Dazu passend ist Tabelle 6.4.-1 aufgebaut. Können die Dämmdicken des Vor- und Rücklaufs unabhängig voneinander gewählt werden (Leitungen liegen beispielsweise auf Sockeln; in Sammelkanälen; $VA > \bar{VA}$), so erfolgt zunächst für den Vorlauf die Entnahme von δ, k, K aus der Tabelle und die entsprechende Zuordnung $\delta v = \delta, kv = k, Ki = K$. Ein weiterer Durchgang — mit lediglich verändertem CKZ — liefert die Rücklaufwerte. Die Gesamtkosten folgen dann aus der Beziehung

$$K_i = K_i + K + \pi dn(kv KGv + kr KGr) \quad \text{in M/m a.} \quad (6.4.-55)$$

Bei Verlegearten, deren Dämmdicken nicht unabhängig voneinander ausgewählt werden können (Leitungen liegen im nichtbegehbaren Heizkanal; $VA \leq \bar{VA}$), erfolgt die Entnahme aller Größen $\delta v, \delta r, kv, kr, K$ aus der Tabelle bei einmaligem Durchlauf. Näherungsweise wird zur Ermittlung der Kennzahl CKZ nur KGv beachtet. Da in diesem Fall in K die Kosten eines Leitungspaares enthalten sind, gilt zusammenfassend

$$K_i = K + \pi dn(kv KGv + kr KGr) \quad \text{in M/m a.} \quad (6.4.-56)$$

Es wird nur der Wert K_i übergeben.

Die zweite Aufgabe des Unterprogramms „Kosten“ besteht in der Auswahl und Übergabe von $\delta v, \delta r, kv, kr$. Diese Daten werden im Verlauf der Iterationen zur Ermittlung der tatsächlichen Teilstreckentemperaturen (zu Beginn der Berechnung gelten $kv[i] = kr[i] = 0$) benötigt. Die optimalen Dämmschichtdicken sind für evtl. Materialzusammenstellungen erforderlich. Die Abarbeitung des Unterprogramms wird durch $AU = 0$ oder 1 gesteuert.

Ein erneuter, kompletter Programmdurchlauf zur Feinoptimierung schließt sich prinzipiell an. Es entfallen lediglich am Schluß die Neufestlegungen der Grenzdrücke (Steuergröße SGG). Die Rechnungen sind zu wiederholen, wenn Z0 5% der Anzahl der echten Teilstrecken $imax$ überschreitet. In den Iterationszyklus sollte die Neuberechnung der Temperaturen, Dichten und Einzelwiderstandsbeiwerte einbezogen werden. (Organisatorische Hinweise zum Programmablauf finden sich im Abschnitt 7.2.2.)

Für Leitungen, deren Dämmdicken unabhängig voneinander gewählt werden können (z.B. Freileitungen), gilt:

VA =	CKZ =											
dn	1			2			...			Z		
0,027	δ	k	K	δ	k	K	...	δ	k	K		
...		
0,804												

Für Leitungen, deren Dämmdicken sich gegenseitig beeinflussen (z.B. Kanalleitungen), gilt:

VA =	CKZ =									
dn	1					Z				
0,027	δv	δr	kv	kr	K	δv	δr	kv	kr	K
...
0,804										

Erklärung:

- δ - Dämmdicke in m
- $\delta v, \delta r$ - Vor- bzw. Rücklauf
- k - Wärmedurchgangskoeffizient in $W/m^2 K$ (Gl. 2.2. - 35)
- kv, kr - Vor- bzw. Rücklauf
- K - Jahresfestkosten (Rohrleitung, optimale Dämmung und Bauaufwand) in $M/m a$
- obere Tabelle: K für eine Leitung; untere Tabelle: K für ein Leiterpaar

Tabelle 6.4.-1 Dämmdicken, Wärmedurchgangskoeffizienten und Jahresfestkosten in Abhängigkeit von den Rohrrinnendurchmessern (Normgrößen) dn in m, der Verlegeart VA und einer charakteristischen Kennzahl CKZ in einer für die automatisierte Auswahl geeigneten Zuordnung

7. Manuelle sowie automatisierte Nachrechnungs- und Bemessungsabläufe für Heizwassernetze

In den bisherigen Abschnitten wurden umfangreiche Berechnungsverfahren zur wärmetechnischen und hydraulischen Bemessung sowie zur Nachrechnung von Netzen vorgestellt und erläutert. Zur Lösung jeder speziellen Aufgabe müssen die entsprechenden Teilalgorithmen zusammengestellt und logisch verknüpft werden.

7.1. Manuelle Nachrechnung und Bemessung

Für die manuelle Berechnung eignen sich im besonderen die nachfolgend genannten Algorithmen:

	Abschnitt
Temperaturänderungen bei konstanten Anfangsbedingungen	2.2.3.
Pauschale Ermittlung der Temperaturänderungen in Netzen	2.3.
Wärme- und Masseströme in Heizwassernetzen	3.
Wärmespeicherung im Vorlauf	4.1.2.1.
Wärmespeicherung im Rücklauf	4.1.2.2.
Maximierung der Speicherwärme	4.1.2.3.
Auf- und Entladung des Netzvorlaufs und -rücklaufs bei variablen Abnahmebedingungen	4.2.3.
Pauschale Aussagen zur Bedarfsglättung	4.3.
Hydraulische Druckänderungen	5.1.
Entwicklung eines Druckschaubildes	5.5.3.
Optimaler Durchmesser einer Teilstrecke	6.1.3.
Bis auf wenige Ausnahmen handelt es sich um Modelle zur Nachrechnung, die nach Bereitstellen der Netzdaten ohne weiteres durchführbar sind.	

Eine zentrale Aufgabe stellt jedoch die Bemessung der Teilstreckendurchmesser eines Netzes dar. Wie im Abschnitt 6. gezeigt wurde, eignen sich Netz-Optimierungsalgorithmen wegen des enormen Rechenaufwandes nicht für eine manuelle Bemessung. Da die Kostenkurven in Nähe des Minimums in der Regel relativ flach verlaufen (vgl. Bild 6.1.-2), sind Bemessungsverfahren ohne Beachtung der Investitions- und Betriebskosten auch anwendbar. Vorgegeben sind auch hier die Masseströme der Teilstrecken \dot{m}_i , die geforderten Abnehmerdifferenzdrücke Δp_A und häufig der Differenzdruck an der Einspeisestelle Δp_0 . Im letzteren Fall kann es sich auch um einen bekannten Pumpendruck handeln. An Hand des Druckschaubildes (vgl. Abschnitt 5.5.) ist vor der hydraulischen Bemessung die Verträglichkeit der gesamten Druckrestriktionen einschließlich der geodätisch bedingten Druckänderungen zu überprüfen.

Bei der eigentlichen manuellen Bemessung kommt es darauf an, mit möglichst geringem Rechenaufwand und

wenig nachträglichen Änderungen bereits gewählter Normdurchmesser die gestellte Aufgabe zu lösen. In der Praxis hat sich das nachfolgend beschriebene Verfahren eingeführt:

Der längste Transportweg zwischen Einspeisestelle und entferntestem Abnehmer l_{\max} wird durch Summation der entsprechenden Teilstreckenlängen festgestellt. Die verfügbare Druckdifferenz Δp_0 , verringert um den erforderlichen Abnehmerdifferenzdruck des entferntesten Abnehmers Δp_A , wird gleichmäßig als spezifischer Druckverlust je Meter auf alle betroffenen Teilstrecken aufgeteilt. Dieser spezifische Druckverlust enthält sowohl die Anteile infolge Rohrreibung als auch infolge von Einzelwiderständen. Da man mit Hilfe der Druckverlusttabellen zunächst nur einen Zusammenhang zwischen Rohrreibung und Rohrdurchmesser bei gegebenem Massestrom herstellen kann und die Einzelwiderstände auch in sehr unterschiedlicher Häufung längs des betrachteten Transportweges auftreten, muß deren spezifischer Anteil zunächst geschätzt werden. Bei Fernwärmanlagen wird in der Regel ein Verhältnis

$$a = \frac{S \Sigma \zeta}{Rl + S \Sigma \zeta} = \frac{Z}{Rl + Z} \approx (0,1) \dots 0,15 \dots 0,25 \quad (7.1.-1)$$

angesetzt. Die verwendeten Größen sind in Gl. (5.1.-29) definiert. Damit folgt endgültig für einen mittleren, spezifischen Druckverlust durch Rohrreibung

$$R_m = (1 - a) \frac{\Delta p_0 - \Delta p_A}{l_{\max}} \quad (7.1.-2)$$

$$R_m \approx 0,85 \frac{\Delta p_0 - \Delta p_A}{l_{\max}} \quad (7.1.-2a)$$

Ausgehend von den teilstreckenbezogenen Masseströmen \dot{m}_i , werden aus den Druckverlusttabellen — beispielsweise aus Tabelle 5.1.-2 — die Teilstreckendurchmesser d_i ausgewählt, deren R dem errechneten Mittelwert R_m am nächsten kommt. Liegt der reale Wert R_i darunter, so sollte man zum Ausgleich den der folgenden Teilstrecke R_{i+1} darüber wählen usw.

Anschlußstichleitungen werden meistens durch direktes Probieren eingepaßt, während vom Hauptstrang abzweigende Netzteile — ausgehend vom Differenzdruck am Knoten Δp_K analog Gl. (7.1.-2) mit $\Delta p_K \equiv \Delta p_0$ und der maximalen Länge des Netzteilens $l_{\max, K}$ — nach

$$R_m = (1 - a) \frac{\Delta p_K - \Delta p_A}{l_{\max, K}} \quad (7.1.-3)$$

bemessen werden.

Der beschriebene Algorithmus hat sich in der Praxis gut bewährt. Er ist einfach in der Handhabung und der Berechnungsumfang relativ gering. Nachteilig wirkt sich die ungenügende „Treffsicherheit“ bezüglich der richtigen Durchmesserannahmen aus. Die Abweichungen der einzelnen R_i , R_{i+1} usw. vom Mittelwert R_m können infolge der unterschiedlichen Teilstreckenlängen und der tatsächlichen Verteilung der Einzelwiderstände nicht immer quantitativ richtig bei der Durchmesserwahl gewertet werden. Weiterhin kann der angenommene Koeffizient a nicht den tatsächlichen Widerstandsverhält-

nissen entsprechen. Nach erfolgter Bemessung und Nachrechnung der Druckverluste gemäß Abschnitt 5.1.1.3. sind somit oftmals die Durchmesser zu korrigieren, um verbliebene „Drucküberschüsse“ oder „Druckdefizite“ auszugleichen.

Mit Einführung der Taschenrechner kann der beschriebene Algorithmus erweitert werden und damit die Durchmesserwahl zielsicherer erfolgen. Der erhöhte Rechenaufwand besteht lediglich darin, daß nach Festlegen jedes Teilstreckendurchmessers d_i der verbliebene Differenzdruck am Knoten unter Subtraktion der bereits bekannten Druckverluste bestimmt wird

$$\Delta p_K = \Delta p_0 - \Delta p_1 - \Delta p_2 - \dots - \Delta p_i \quad (7.1.-4)$$

und darauf aufbauend jeweils eine neue Prognose für R_m nach Gl. (7.1.-3) folgt. Da die bereits aufgetretenen Abweichungen genau eingearbeitet wurden, ist das vorgegebene R_m entsprechend dem Bemessungsfortschritt stets aktuell.

Dennoch gibt es noch Unsicherheiten bei der Durchmesserauswahl, so, wenn das Widerstandsverhältnis α in starkem Maße teilstreckenabhängig ist oder wenn kurze Abnehmerentfernungen mit großen Abnehmerdruckverlusten und umgekehrt längs der Strecke gepaart sind. Alle denkbaren Kombinationen beider Größen im voraus knotenpunktweise zu ermitteln und in den Bemessungsalgorithmen einzubeziehen wird als zu aufwendig erachtet. Vorgegebene Maximalgeschwindigkeiten können dagegen bei der Durchmesserauswahl per Tabelle (z. B. Tabelle 5.1.-2) mühelos Beachtung finden.

Im anschließenden Beispiel wird die manuelle Berechnung auf der Grundlage der einmaligen Ermittlung eines R_m -Wertes gezeigt.

Achtung: Bei der Festlegung der Teilstreckenlängen l und der maximalen Transportentfernungen l_{max} sind stets die Summen über die Vorlauf- und Rücklaufstrecken zu bilden.

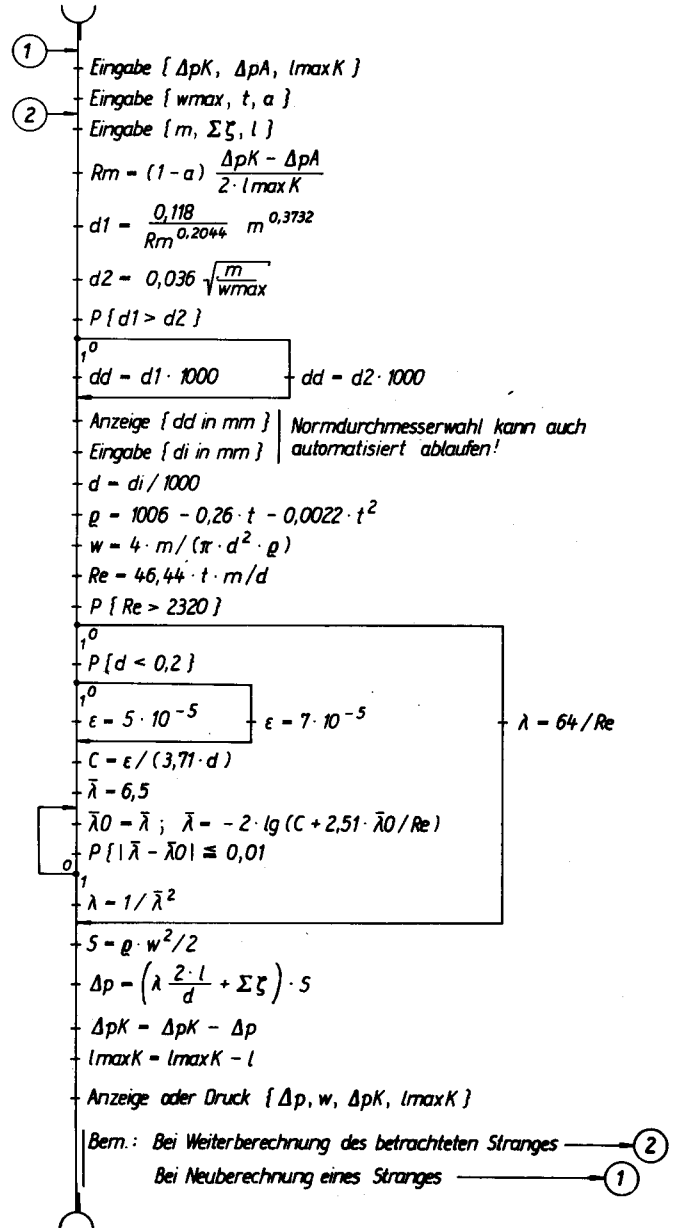
Anmerkung

Verfahren zur Netz Bemessung, die von einer vorgegebenen, konstanten Geschwindigkeit w oder von einem angenommenen, spezifischen Druckverlust infolge Rohrreibung R für alle Teilstrecken ausgehen, sind abzulehnen. Das Erreichen vorgegebener Differenzdrücke Δp_0 oder eines realen Pumpenbetriebspunktes wäre rein zufällig.

Unter Verwendung eines programmierbaren Taschenrechners kann der verfeinerte Algorithmus mit der schrittweisen Neuberechnung von R_m teildautomatisiert abgearbeitet werden. Ein entsprechender Rechenablauf ist im Flußbild 7.1.-1 vorgeschlagen. Zunächst werden über relativ grobe Näherungen ohne Beachten der speziellen Stoffwerte, ausgehend vom jeweiligen Massestrom \dot{m} in kg/s, dem spezifischen Druckverlust R_m in Pa/m und der maximal zulässigen Geschwindigkeit w_{max} in m/s, die dafür erforderlichen Durchmesser bestimmt. Es gelten:

$$d_1 = \frac{0,118}{R_m^{0,2044}} \dot{m}^{0,3732} \quad \text{in m} \quad (7.1.-5)$$

$$d_2 = 0,036 \sqrt{\frac{\dot{m}}{w_{max}}} \quad \text{in m} \quad (7.1.-6)$$



Flußbild 7.1.-1
Flußbild zur teildautomatisierten Bemessung von Wärmenetzen (NETZ)

Ausgehend von den vorhandenen Differenzdrücken am Knoten Δp_K , den erforderlichen Druckdifferenzen am Abnehmer Δp_A , der maximalen Entfernung (nur Vorlauf) $l_{max,K}$ sowie der maximal zulässigen Geschwindigkeit w_{max} , werden die Durchmesser dd für eine Teilstrecke gewählt. Die hydraulische Nachrechnung für den gewählten Normdurchmesser d_i schließt sich an. Sie baut auf Flußbild 5.1-3 auf. Die Vorgabewerte Δp_K und $l_{max,K}$ werden um die Werte der jeweils betrachteten Teilstrecke reduziert.

Einheiten: Temperaturen in °C; Masseströme in kg/s; Durchmesser und Längen in m (bei Aus- und Eingabe Durchmesser in mm); Dichte in kg/m³; Drücke in Pa; Geschwindigkeit in m/s

Der Größtwert dd wird angezeigt und ein entsprechender Norminnendurchmesser d_i eingegeben. (Selbstverständlich könnte man dies auch automatisieren.) Anschließend wird der Druckverlust für die betrachtete Teilstrecke exakt berechnet. Grundlage ist hierfür der im Flußbild 5.1.-3 dargestellte Algorithmus, der die iterative Ermittlung des Rohrreibungsbeiwertes einschließt. Der Druckverlust in der Teilstrecke Δp in Pa, die Geschwindigkeit w in m/s sowie der verfügbare Differenzdruck am Ende der Teilstrecke (Knoten) Δp_K in Pa sowie die restliche, maximale Abnehmerentfernung $l_{max,K}$ werden angegeben. Die Berechnung längs des Stranges kann man sofort fortsetzen. Es sind lediglich die neuen Teilstrecken-

daten einzugeben. Das im Anschluß betrachtete Beispiel gibt auch eine Berechnung nach der vorgestellten Variante wieder.

Achtung: Die Teilstreckenlängen l und die maximalen Transportentfernungen l_{max} sind hier zur Vereinfachung nur für den Vorlauf einzugeben. Sie werden im Programm mit dem Faktor 2 multipliziert.

Anmerkung

Das zuletzt beschriebene Verfahren, das nach Flußbild 7.1.-1 abzuarbeiten ist, sei aus der Sicht der heute üblichen Bemessung dennoch unter manuelle Verfahren eingeordnet, da keine durchgängige Abarbeitung des gesamten Netzes, sondern nur jeweils einer Teilstrecke erfolgt. Einer weitergehenden Komplettierung steht jedoch nichts im Wege; so könnte man beispielsweise die Berechnung der Einzelwiderstandsbeiwerte für Abzweige und Vereinigungen gemäß Flußbild 5.1.-2 ergänzen.

7.1.1. Beispiel

Für das im Bild 7.1.-1 vorgestellte Netz sind die Teilstrecken längs des Hauptstranges und die Teilstrecke 7 zu bemessen. Die Ausgangsdaten sind eingetragen. Zusätzlich gelten: $w_{max} = 4 \text{ m/s}$; $t = 120 \text{ }^\circ\text{C}$.

Die Durchmesser sollen nach dem einfachen, manuellen Verfahren und gemäß Flußbild 7.1.-1 bestimmt werden.

Lösung

Zunächst werde nach Gl. (7.1.-2a) der spezifische Druckverlust bestimmt:

$$R_m = 0,85 \frac{478000 - 100000 \text{ Pa}}{2 \cdot 1100} \frac{\text{Pa}}{\text{m}} = 146 \text{ Pa/m}$$

Unter Beachtung der Masseströme kommen damit die folgenden Durchmesser in Betracht (Tabelle 5.1.-2):

Teilstrecke	Durchmesser DN	
1	350x	400
2	300	350x
3	300	350x
4	250	300x
5	200	250x

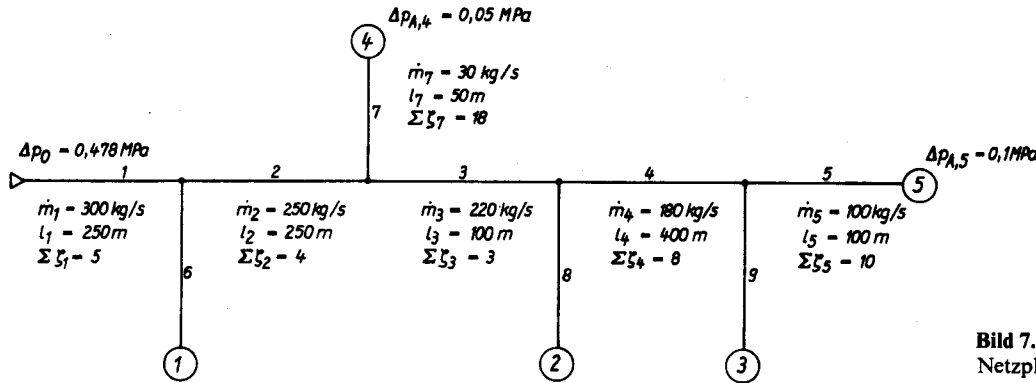


Bild 7.1.-1
Netzplan zum Beispiel 7.1.1.

Tabelle 7.1.-1 Ergebnisse der manuellen Bemessung des im Bild 7.1.-1 dargestellten Netzes

Teilstrecke	\dot{m} kg/s	DN mm	R Pa/m	l m	Rl Pa	S Pa	$\Sigma \zeta$ —	$S \Sigma \zeta$ Pa	w m/s
1	300	350	165	500	82500	4350	5	21750	3,0
2	250	350	115	500	57500	3020	4	12080	2,5
3	220	350	89,4	200	17880	2340	3	7020	2,2
4	180	300	133	800	106400	2900	8	23200	2,5
5	100	250	106	200	21200	1850	10	18500	2,0

285480

82550

$$\sum_{i=1}^5 \Delta p_i = 368030 \text{ Pa}$$

Für Teilstrecke 7 gilt: $\Delta p_K = (478000 - 82500 - 21750 - 57500 - 12080) \text{ Pa} = 304170 \text{ Pa}$

$$R_m = 0,85 \frac{304170 - 50000 \text{ Pa}}{100} \frac{\text{Pa}}{\text{m}} = 2160 \text{ Pa/m}$$

7	30	100	1310	100	131000	7720	18	138960	4,0
---	----	-----	------	-----	--------	------	----	--------	-----

$$\Delta p_7 = 269960 \text{ Pa}$$

$$\Delta p_{A,4, \text{vorh}} = \Delta p_K - \Delta p_7 = (304170 - 269960) \text{ Pa} = 34210 \text{ Pa}$$

7	30	125	414	100	41400	3160	18	56880	2,6
---	----	-----	-----	-----	-------	------	----	-------	-----

$$\Delta p_7 = 98280 \text{ Pa}$$

$$\Delta p_{A,4, \text{vorh}} = \Delta p_K - \Delta p_7 = (304170 - 98280) \text{ Pa} = 205890 \text{ Pa}$$

Die angekreuzten Werte wurden ausgewählt. Die mit Hilfe der Tabelle 5.1.-2 vorgenommene Berechnung ist in Tabelle 7.1.-1 wiedergegeben. Der längs der Teilstrecken 1 bis 5 auftretende Druckverlust beträgt

$$\sum_{i=1}^5 \Delta p_i = 368030 \text{ Pa.}$$

Damit verbleiben für den Abnehmer

$$\Delta p_{A,5, \text{vorh}} = (478000 - 368030) \text{ Pa} \approx 0,11 \text{ MPa} > \Delta p_{A,5} = 0,1 \text{ MPa.}$$

Daß diese Berechnung auf Antrieb eine so gute Übereinstimmung brachte, ist Zufall. Für die Durchmesserbestimmung der Teilstrecke 7 (siehe Tabelle) waren da-

01*LBL "NETZ"	66 RCL 20	131 GTO 06	196 -
02*LBL 01	67 *	132 RCL 26	197 STO 01
03 "DPK PA =?"	68 STO 12	133 STO 13	198 RCL 03
04 AVIEW	69 RCL 11	134 GTO 07	199 RCL 09
05 STOP	70 X*Y?	135*LBL 06	200 -
06 STO 01	71 GTO 03	136 RCL 25	201 STO 03
07 "DPA PA =?"	72 RCL 12	137 STO 13	202 FIX 0
08 AVIEW	73 1000	138*LBL 07	203 "DP PA="
09 STOP	74 *	139 RCL 13	204 ARCL 14
10 STO 02	75 GTO 04	140 RCL 27	205 AVIEW
11 "LK M =?"	76*LBL 03	141 /	206 STOP
12 AVIEW	77 RCL 11	142 RCL 00	207 FIX 2
13 STOP	78 1000	143 /	208 "W M/S="
14 STO 03	79 *	144 STO 14	209 ARCL 12
15 "W M/S =?"	80*LBL 04	145 6,5	210 AVIEW
16 AVIEW	81 FIX 0	146 STO 15	211 STOP
17 STOP	82 "DD MM ="	147*LBL 08	212 FIX 0
18 STO 04	83 ARCL X	148 RCL 15	213 "DPK PA="
19 "T C =?"	84 AVIEW	149 STO 16	214 ARCL 01
20 AVIEW	85 STOP	150 RCL 28	215 AVIEW
21 STOP	86 1000	151 RCL 16	216 STOP
22 STO 05	87 /	152 *	217 FIX 2
23 "A =?"	88 STO 00	153 RCL 10	218 "LK M="
24 AVIEW	89 RCL 21	154 /	219 ARCL 03
25 STOP	90 RCL 22	155 RCL 14	220 AVIEW
26 STO 06	91 RCL 05	156 +	221 STOP
27*LBL 02	92 *	157 LOG	222 GTO 02
28 "M KG/S =?"	93 -	158 2	223 END
29 AVIEW	94 RCL 23	159 *	
30 STOP	95 RCL 05	160 CHS	
31 STO 07	96 X*2	161 STO 15	
32 "ZETA =?"	97 *	162 RCL 16	
33 AVIEW	98 -	163 -	
34 STOP	99 STO 11	164 ABS	DATENSPEICHER
35 STO 08	100 4	165 ,01	
36 "L M =?"	101 RCL 07	166 X*Y?	
37 AVIEW	102 *	167 GTO 09	R00= DD, D
38 STOP	103 PI	168 GTO 08	R01= DPK
39 STO 09	104 /	169*LBL 09	R02= DPA
40 1	105 RCL 11	170 RCL 15	R03= LMAXK
41 RCL 06	106 /	171 X*2	R04= WMAX
42 -	107 RCL 00	172 1/X	R05= T
43 RCL 01	108 X*2	173 STO 15	R06= A
44 RCL 02	109 /	174*LBL 10	R07= M
45 -	110 STO 12	175 RCL 11	R08= ZETA
46 *	111 46,44	176 RCL 12	R09= L
47 2	112 RCL 05	177 X*2	R10= RM, RE
48 /	113 *	178 *	R11= D1, RHO
49 RCL 03	114 RCL 07	179 2	R12= D2, W
50 /	115 *	180 /	R13= EPS, S
51 STO 10	116 RCL 00	181 STO 13	R14= C, DP
52 RCL 07	117 /	182 RCL 15	R15= LAMQ, LAM
53 RCL 18	118 STO 10	183 RCL 09	R16= LAMQO
54 Y*X	119 RCL 24	184 *	R17= 0,118000
55 RCL 10	120 X*Y?	185 2	R18= 0,373200
56 RCL 19	121 GTO 05	186 *	R19= 0,204400
57 Y*X	122 64	187 RCL 00	R20= 0,036000
58 /	123 RCL 10	188 /	R21= 1,006,000000
59 RCL 17	124 /	189 RCL 08	R22= 0,260000
60 *	125 STO 15	190 +	R23= 0,002200
61 STO 11	126 GTO 10	191 RCL 13	R24= 2,320,000000
62 RCL 07	127*LBL 05	192 *	R25= 0,000050
63 RCL 04	128 RCL 00	193 STO 14	R26= 0,000070
64 /	129 ,2	194 RCL 01	R27= 3,710000
65 SORT	130 X*Y?	195 RCL 14	R28= 2,510000

Flußbild 7.1.-2

Programm für einen Taschenrechner auf der Grundlage des Flußbildes 7.1.-1

Tabelle 7.1.-2 Ergebnisse der teilautomatisierten Bemessung des im Bild 7.1.-1 dargestellten Netzes

Grundeingaben: $\Delta p_K = 0,478$ MPa; $\Delta p_A = 0,100$ MPa; $l_{\max, K} = 1100$ m
 $w_{\max} = 4$ m/s; $t = 120$ °C; $a = 0,15$

Teilstreckenberechnung:

Teilstrecke	\dot{m} kg/s	$\Sigma \zeta$ —	l m	dd mm	DN/di mm	Δp Pa	w m/s	Δp_K Pa	$l_{\max, K}$ m
1	300	5	250	358	350/365	104454	3,04	373546	850
2	250	4	250	339	350/365	69702	2,53	303844	600
3	220	3	100	320	350/365	24920	2,23	278924	500
4	180	8	400	293	300/313	129562	2,48	149362	100
5	100	10	100	221	250/261	39765	1,98	109596	0
Für Teilstrecke 7 gilt: $\Delta p_K = 303844$ Pa; $\Delta p_A = 50000$ Pa; $l_{\max, K} = 50$ m									
7	30	18	50	99	100/100 125/125	270730 98438	4,05 2,59	33114 205406	0 0

gegen zwei Berechnungsvorgänge erforderlich. Das Ergebnis

$$\Delta p_{A,4, \text{vorh}} = 0,206 \text{ MPa}$$

gegenüber der Forderung von $\Delta p_{A,4} = 0,050$ MPa ist dennoch unbefriedigend, da der verbliebene Differenzdruck wegzudrosseln wäre. Statt dessen sollte man die Teilstrecke 7 in einen Abschnitt mit DN 125 und einen weiteren mit DN 100 unterteilen.

Im weiteren wurde das Flußbild 7.1.-1 auf einem Taschenrechner in einfachster Form programmiert (Flußbild 7.1.-2). Die Ergebnisse der Beispielarbeitung sind in Tabelle 7.1.-2 dargestellt. Die eingetragenen Differenzdrücke Δp_K gelten jeweils am Teilstreckenende. Somit sind Δp_K für die Teilstrecken 5 bzw. 7 identisch mit den verfügbaren Abnehmerdrücken $\Delta p_{A,5}$ bzw. $\Delta p_{A,4}$. Daß sich die gleiche Durchmesserzuordnung wie bei der rein manuellen Bemessung ergab, ist wiederum Zufall und nicht generell zu erwarten. Die geringen Abweichungen in den Druckverlustberechnungen sind in den gewählten Approximationen für die Stoffwerte und in der unterschiedlichen Stellenzahl bei Tabellen- und Rechneranwendung begründet.

7.2. Maschinelle Nachrechnung und Bemessung

Für die maschinelle Berechnung stehen die folgenden Unterprogramme zur Verfügung. Sie wurden in den vorangegangenen Abschnitten auf Grund zahlreicher theoretischer Ableitungen erarbeitet. Im einzelnen sind dies:

1. **NETZ** Netzstruktur FB 1.2.-1
2. **MASS** Ermittlung der Masseströme FB 1.2.-2
3. **TEMP** Stationärer Temperaturverlauf FB 2.2.-1
4. **STRUK** Interne Struktur FB 2.4.-1
5. **ZEIT** Zeitintervalle und Belastungen FB 2.4.-4
6. **TEMPV** Dynamischer Temperaturverlauf (Vorlauf) FB 2.4.-2

7. **TEMPR** Dynamischer Temperaturverlauf (Rücklauf) FB 2.4.-3
8. **ABNSIM** Abnehmersimulation FB 2.4.-5
9. **ERZSIM** Erzeugersimulation FB 1.3.-1
10. **ZETA** Einzelwiderstände FB 5.1.-2
11. **TEIDRUK** Teilstreckendifferenzdrücke FB 5.1.-3
12. **ABNVER** Abnehmerdruckverluste FB 5.1.-4
13. **DIFFE** Einspeisedifferenzdruck FB 5.1.-7
14. **DIFDRUK** Netzdifferenzdrücke FB 5.1.-6
15. **PUMP** Pumpenauswahl FB 5.1.-5
16. **ABNÜB** Drucküberschuß am Abnehmer FB 5.1.-8
17. **GRENZ** Grenzdrücke FB 5.5.-1
18. **SCHAETZ** Durchmesserschätzung FB 6.4.-1
19. **OPTIL** LAGRANGESche Optimierung FB 6.4.-2
20. **OPTID** Dynamische Optimierung FB 6.4.-3
21. **SPEICHER** Netzenthalpie FB 4.2.-1

Die Verknüpfung dieser Unterprogramme ermöglicht die Lösung der vielfältigsten Aufgaben. Es handelt sich dabei um die Komplexe:

1. Nachrechnung des statischen Temperaturverlaufs
2. Nachrechnung des dynamischen Temperaturverlaufs
3. Dynamische Untersuchungen zur Netzenthalpie (Ermittlung des jeweiligen Speicherzustandes)
4. Nachrechnung der Differenzdrücke, die über die Teilstrecken, die Abnehmer und schließlich über das gesamte Netz abfallen
5. Pumpenauswahl und Berechnung der tatsächlichen Differenzdrücke an den Abnehmern
6. Berechnung der Grenzdrücke an den Knotenpunkten und Abnehmern des Netzes sowie Bestimmung des Mitteldrucks

- 7. Optimierung der Rohrdurchmesser und des Pumpendrucks für praktische Bemessungsaufgaben drucks mit theoretischen Ergebnissen für Strategieuntersuchungen.
- 8. Optimierung der Rohrdurchmesser und des Pumpendrucks Die genannten Komplexe können durch zahlreiche Programmvarianten (PV) untersetzt werden.

7.2.1.1 Eingabewerte

Teilstreckendaten in Abhängigkeit von i

<p>x; y; z;¹⁾ Ax; Ay; Az¹⁾</p>	<p>—</p>	<p>Die Teilstrecke i führt im Vorlauf zu einem Netzknoten oder zu einem Abnehmer. Es sind alle Teilstrecken zu erfassen; die Reihenfolge ist beliebig; es dürfen Zahlen der natürlichen Reihe übersprungen werden. Für x, y, z sind die Nummern der abgehenden Teilstrecken zu erfassen. Fehlende Teilstrecken werden mit 0 belegt. Welche abgehende Teilstrecke mit x, y oder z bezeichnet wird, ist beliebig.</p>												
<p>Ab¹⁾</p>	<p>—</p>	<p>Ax, Ay, Az kennzeichnen die Abgangsform der Strecken x, y, z von der Teilstrecke i. Es bedeuten: 0 gerade; 1 rechtwinklig. Nummer des Abnehmers, der durch i versorgt wird. Die Numerierung kann beliebig erfolgen. Es dürfen Zahlen der natürlichen Reihe fehlen. Die Teilstrecke i, die von der Einspeisestelle kommt, erhält die Nummer Ab = 1000.</p>												
<p>l¹⁾</p>	<p>m</p>	<p>Länge der Teilstrecke i (nur Vorlauf) Sind die Längen der Teilstrecke i für Vor- und Rücklauf unterschiedlich, dann ist für l der Mittelwert aus beiden Längen einzusetzen. Bei Untersuchung der Temperaturdynamik $l[i] \leq 200$ m wählen (fiktive Abzweige einführen)!</p>												
<p>VA</p>	<p>—</p>	<p>Verlegeart, z. B. 10 Kanalverlegung im Sickerwasserbereich 11 wie 10, jedoch städtisches Kerngebiet 20 Kanalverlegung im Grundwasserbereich 21 wie 20, jedoch städtisches Kerngebiet 30 Sockelverlegung im Sickerwasserbereich 40 Sockelverlegung im Grundwasserbereich 50 Stützenverlegung im Sickerwasserbereich 60 Stützenverlegung im Grundwasserbereich 70 Verlegung im Sammelkanal 80 Verlegung im Leitungsgang</p>												
<p>tu</p>	<p>°C</p>	<p>Umgebungstemperatur der Rohrteilstrecke i</p>												
<p>kv; kr</p>	<p>W/m² K</p>	<p>Wärmedurchgangskoeffizient des Vor- bzw. Rücklaufs (vgl. auch Anmerkung 1)</p>												
<p>d</p>	<p>m</p>	<p>Rohrinnendurchmesser</p>												
<p>ni</p>	<p>—</p>	<p>Bei der dynamischen Optimierung ist die Normdurchmesserreihe Grundlage.</p>												
<p>nmax</p>	<p>—</p>	<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse; text-align: center;"> <thead> <tr> <th>n</th> <th>1</th> <th>2</th> <th>3</th> <th>...</th> <th>nmax*</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>d in m</td> <td>0,0126</td> <td>0,0157</td> <td>0,0212</td> <td>...</td> <td>0,800</td> </tr> </tbody> </table>	n	1	2	3	...	nmax*	d in m	0,0126	0,0157	0,0212	...	0,800
n	1	2	3	...	nmax*									
d in m	0,0126	0,0157	0,0212	...	0,800									
<p>H</p>	<p>m</p>	<p>ni weist auf einen bereits festgelegten Durchmesser hin; nmax begrenzt die Auswahlreihe nach oben Höhe des Teilstreckenendpunktes Diese Werte sind identisch mit den Knoten- bzw. Abnehmerhöhen. Die Höhenangaben müssen mit der Bezugshöhe Ho (Einspeisestelle) korrespondieren (absolute Höhen oder Differenzhöhen).</p>												
<p>$\zeta_v; \zeta_r$</p>	<p>—</p>	<p>Einzelwiderstandsbeiwerte der Vorlauf- bzw. Rücklaufteilstrecken (Armaturen, Bogen usw.; die Widerstandsbeiwerte für Abzweige werden in jedem Fall rechnerintern ermittelt)</p>												

Abnehmerdaten in Abhängigkeit von Abn

<p>m</p>	<p>kg/s</p>	<p>Massestrom des Abnehmers</p>
<p>tra</p>	<p>°C</p>	<p>Abnehmeraustrittstemperatur</p>

¹⁾ Strukturdaten

\bar{k}_v	m^2	Durchflußkoeffizient des Abnehmers ($\bar{k}_v \cong 28 \cdot 10^{-6} \cdot k_v^*$ mit k_v^* in m^3/h)
$\Delta p \bar{A}$	Pa	Abnehmerdifferenzdruck
Δp_a	MPa	Abnehmerdifferenzdruck ($\Delta p_a = 10^{-6} \cdot \Delta p \bar{A}$)
VAR	—	Kennzahl zur Charakterisierung der Abnehmervarianten, z. B. 1 Beimischstation
TZ	—	Zeitverschiebung (Totzeit) im Abnehmer ($0 \leq TZ \leq 9$) Es handelt sich dabei nur um eine qualitative Aussage. (Näheres siehe Abschnitt 2.4.2.)
tRN	$^{\circ}C$	konstante Rücklauftemperatur der Gebäudeheizung
paVmax	MPa	maximal zulässiger Vorlaufdruck am Abnehmer ²⁾
paVmin	MPa	minimal zulässiger Vorlaufdruck am Abnehmer ²⁾
paRmax	MPa	maximal zulässiger Rücklaufdruck am Abnehmer ²⁾
paRmin	MPa	minimal zulässiger Rücklaufdruck am Abnehmer ²⁾
pa0max	MPa	maximal zulässiger Ruhedruck am Abnehmer ²⁾
pa0min	MPa	minimal zulässiger Ruhedruck am Abnehmer ²⁾

Abnehmerdaten in Abhängigkeit von Abn und τ^3)

QH	kW	Wärmestrom für die Heizung
QWW	kW	Wärmestrom für die Warmwasserbereitung

Erzeugerdaten in Abhängigkeit von τ^3)

tvo	$^{\circ}C$	Vorlauftemperatur an der Einspeisestelle
QE0	kW	Wärmestrom an der Einspeisestelle

Allgemeine Netzdaten

$\bar{t}vo$	$^{\circ}C$	Vorlauftemperatur an der Einspeisestelle
$\bar{t}ro$	$^{\circ}C$	Rücklauftemperatur an der Einspeisestelle
Ho	m	Höhe der Einspeisestelle
wmax	m/s	maximal zulässige Geschwindigkeit
wmin	m/s	minimal zulässige Geschwindigkeit (interner Wert 0,2 m/s)
wm	m/s	mittlere, geschätzte Geschwindigkeit
pnVmax, pnVmax'	MPa	maximal zulässiger Vorlaufdruck im Netz bzw. an der Einspeisestelle ⁴⁾
pnVmin, pnVmin'	MPa	minimal zulässiger Vorlaufdruck im Netz bzw. an der Einspeisestelle ⁴⁾
pnRmax, pnRmax'	MPa	maximal zulässiger Rücklaufdruck im Netz bzw. an der Einspeisestelle ⁴⁾
pnRmin, pnRmin'	MPa	minimal zulässiger Rücklaufdruck im Netz bzw. an der Einspeisestelle ⁴⁾
pn0max, pn0max'	MPa	maximal zulässiger Ruhedruck im Netz bzw. an der Einspeisestelle ⁴⁾
pn0min, pn0min'	MPa	minimal zulässiger Ruhedruck im Netz bzw. an der Einspeisestelle ⁴⁾
VarE	—	Steuerung des Erzeugers

VarE = 1: tvo[τ] ist vorgegebenVarE = 0: QE0[τ] ist vorgegeben

QEmax	kW	maximaler Wärmestrom an der Einspeisestelle
tvmax	$^{\circ}C$	maximale Vorlauftemperatur an der Einspeisestelle
ORT	—	Einbauort der Umwälzpumpe

ORT = 0: Rücklauf

ORT = 1: Vorlauf

ap; bp; cp; dp — Koeffizient der Pumpenkennlinie

$$H = ap + bp\dot{V} + cp\dot{V}^2 + dp\dot{V}^3$$

(H in m; \dot{V} in m^3/h)

VMIN	m^3/h	minimal zulässiger Pumpenförderstrom
VMAX	m^3/h	maximal zulässiger Pumpenförderstrom

²⁾ Werte nach Abschnitt 5.5.3.2.

³⁾ Es sind so viele Zeitintervalle (jeweils 0,25 h) anzugeben, wie für den Zeitraum $\bar{t}o$ bis t_{max} benötigt werden. Die Angabe für $\tau = 1$ entspricht der Belastung für den Zeitraum $\bar{t}o$ bis $\bar{t}o + 0,25$ h.

⁴⁾ Werte nach Abschnitt 5.5.3.4.

⁵⁾ Werte nach Abschnitt 5.5.4. (Anmerkung)

PUMPE	—	Kennzeichnung der Pumpennummern, für die aus dem Katalog (ap; ... VMAX) entnehmbar sind und zur Auswahl herangezogen werden können
		PUMPE = 0: keine Auswahl
		PUMPE = 5,005: nur Pumpe 5
		PUMPE = 18,023: Pumpe 18 bis 23
ΔP	MPa	vorgegebener Pumpendruck
ΔP^*	Pa	vorgegebener Pumpendruck ($\Delta P^* = 10^6 \cdot \Delta P$)
$\frac{\Delta P^*}{PUMPE}$	—	Charakteristik, ob Pumpenkosten bei vorgegebenem ΔP zu beachten sind
		$\frac{\Delta P^*}{PUMPE} = 0$: keine Berücksichtigung
		$\frac{\Delta P^*}{PUMPE} \neq 0$: Berücksichtigung der Betriebskosten
η	—	kombinierter Wirkungsgrad von Pumpe und Motor ($\eta = \eta_P \eta_M$)

Grenzen des Untersuchungszeitraumes

τ_0	Uhr	Beginn } der netzdynamischen Untersuchungen
τ_{max}	Uhr	
		Die Uhrzeit ist mit Dezimalen in Stufen von Viertelstunden anzugeben, z. B. $\tau_0 = 14,25$; $\tau_{max} = 16,75$.

Ökonomische Kennwerte

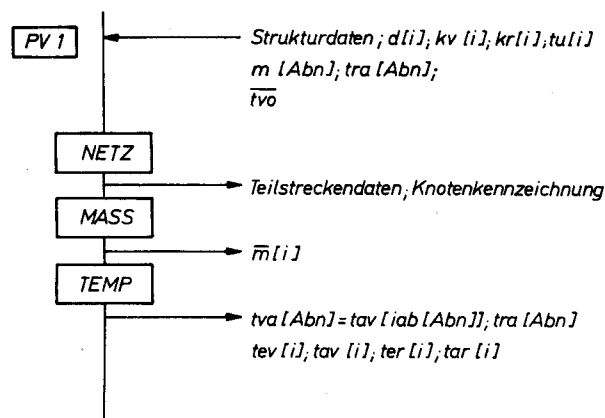
zT	a^{-1}	Jahresfestkostensatz für die Trasse (Rohrleitung und Kanal)
bT	$\frac{M}{m^{1+nT}}$	Koeffizient für Trassenkosten ⁵⁾
nT	—	Exponent für Trassenkosten ⁵⁾
zP	a^{-1}	Jahresfestkostensatz für die Pumpe
aP	M	Grundkosten für Pumpen ⁶⁾
bP	M/W	Kostenkoeffizient für Pumpen ⁶⁾
pE	M/Wh	Preis der Elektroenergie (Leistungspreis plus Arbeitspreis)
bE	h/a	Jahresbenutzungsstunden, bezogen auf Pumpenvollast [vgl. Gl. (6.1.-10)]
pQ	M/Wh	Preis der Wärmeenergie
bQv; bQr	h/a	Jahresbenutzungsstunden, bezogen auf den maximalen Wärmeverlust des Vorlauf- bzw. Rücklauf-Netzteils [vgl. Gl. (6.1.-11)]
qv*; qr*	W/m K	Koeffizienten und Exponenten zur Ermittlung der Wärmeverlustströme des Vor- und Rücklaufs [vgl. Gln. (6.1.-19) und (6.1.-20)]
pv*	$W/m^{1+nv} K$	
pr*	$W/m^{1+nr} K$	
nv, nr	—	

Anmerkung 1
Die Umrechnungen von vorgegebenen Wärmedämmdicken δ auf Wärmeübergangskoeffizienten k können nach Bild 2.2.-10 vorgenommen werden.

Anmerkung 2
Die Einheiten der Eingabewerte sind verbindlich für die Benutzung der Unterprogramme. Vorherige Transformationen sind ohne weiteres möglich.

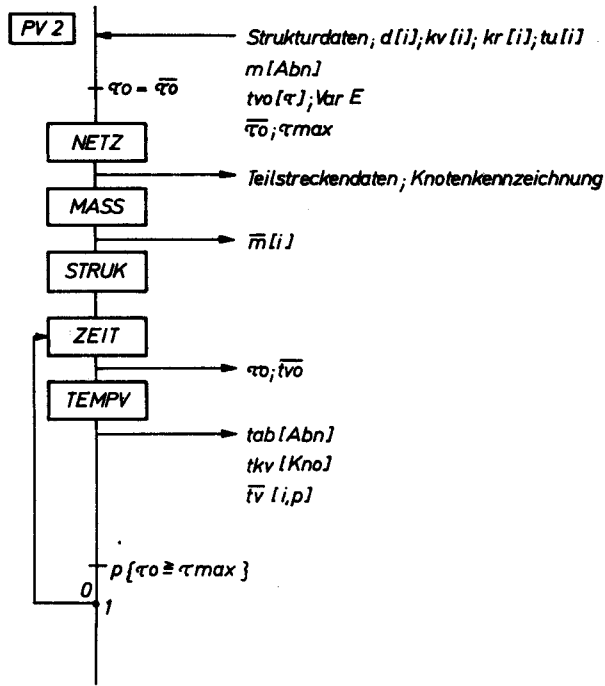
7.2.2. Programmablaufvarianten

In den Flußbildern 7.2.-1 bis 7.2.-12 ist eine Auswahl möglicher Programmabläufe dargestellt.



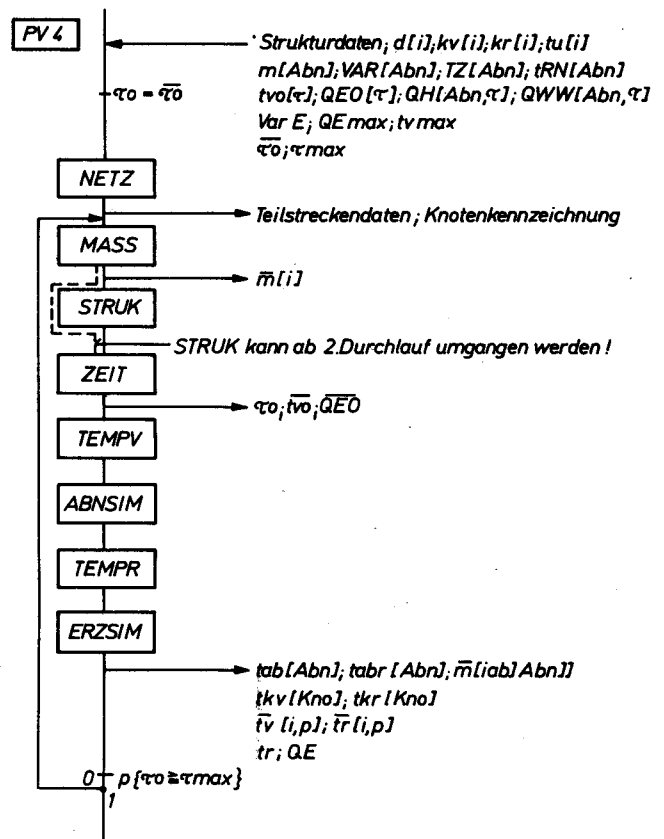
Flußbild 7.2.-1
Programmvariante 1
Für eine vorgegebene, stationäre Massestromverteilung mit $\bar{m}[i] \neq 0$ und für bestimmte Vorlaufeintrittstemperaturen an der Einspeisestelle sowie für vorgegebene Abnehmeraustrittstemperaturen werden die Eintritts- und Austrittstemperaturen für jede Teilstrecke des Vor- und Rücklaufnetzteils bestimmt.

⁵⁾ Vgl. Gl. (6.1.-5).
⁶⁾ Vgl. Gl. (6.1.-6).



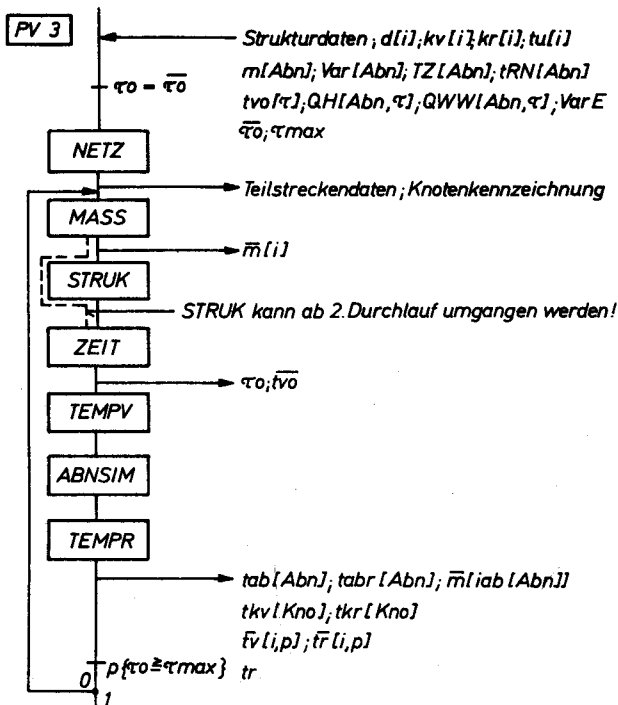
FluBbild 7.2.-2
Programmvariante 2

Für eine vorgegebene Massestromverteilung werden die Teilstreckentemperaturen (einschließlich spezieller Unterteilungen), die Knotentemperaturen und die Abnehmereintrittstemperaturen für eine als Zeitfunktion vorgegebene Vorlauf-Einspeisetemperatur ermittelt. Der Rücksprung in ZEIT erfolgt so oft, bis die obere Grenze des Untersuchungszeitraumes tmax erreicht ist.



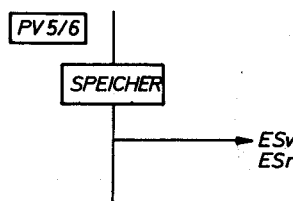
FluBbild 7.2.-4
Programmvariante 4

Zusätzlich zu PV 3 wird noch die Erzeugersimulation einbezogen, wodurch die reale Einspeisetemperatur oder der real benötigte Einspeisewärmestrom ermittelt wird. (Falls diese Werte die gewünschten Intervalldaten tv0 bzw. QEO überschreiten, kann nach ZEIT eine entsprechende Begrenzung eingebaut werden.)



FluBbild 7.2.-3
Programmvariante 3

In Ergänzung der Temperaturermittlung für die Teilstrecken des Vorlaufs können auch die des Rücklauf-Netzteils einbezogen werden. Dies erfordert aber das Zwischenschalten eines Abnehmersimulationsprogramms. Im Ergebnis liegen alle Teilstreckentemperaturen des Vor- und Rücklaufs vor. Da die Abnehmersimulation eine Veränderung der Masseströme bewirkt, müssen die Rücksprünge stets vor MASS einbinden. Die Anzahl der Wiederholungen ist bis zum Erreichen von tmax vorzunehmen.

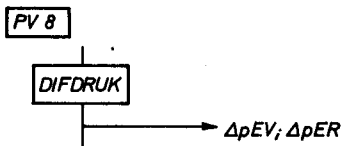
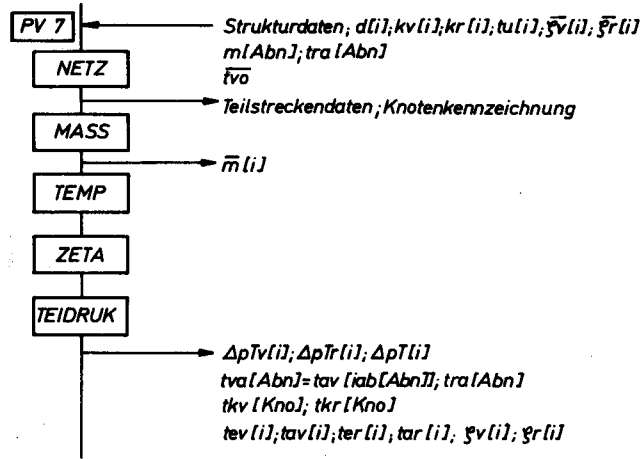


FluBbild 7.2.-5
Programmvariante 5

Ausgehend von PV 3, wird noch die im Vor- und Rücklauf gespeicherte Wärme – bezogen auf 0 °C – berechnet.

Programmvariante 6

Zusätzlich zu den Berechnungen nach PV 4 wird hierbei die gespeicherte Wärme – bezogen auf 0 °C – ermittelt. Zwischen letzter Ausgabe und Prüfung auf tmax wird jeweils das Unterprogramm eingeschaltet.

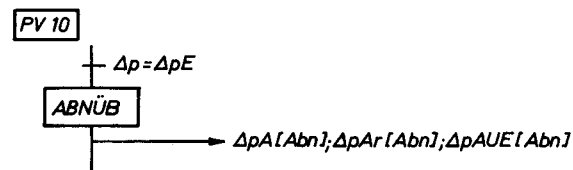
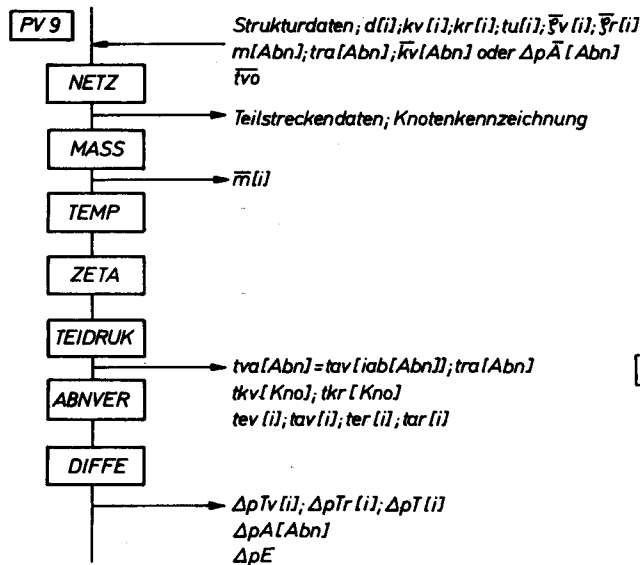


Flußbild 7.2.-6
Programmvariante 7

Für die vorgegebene Massestromverteilung und die Eintrittstemperaturen werden die sich einstellenden Temperaturen, die Dichten, die Einzelwiderstände und die Druckverluste teilstreckenweise berechnet.

Programmvariante 8

Die in PV 7 ermittelten Werte werden für das Vorlauf- und Rücklauf-Netzteil zusammengefaßt. Die Addition der Teilstreckenwerte erfolgt stets auf der Grundlage der maximalen Knotenpunkt-Differenzdrücke.

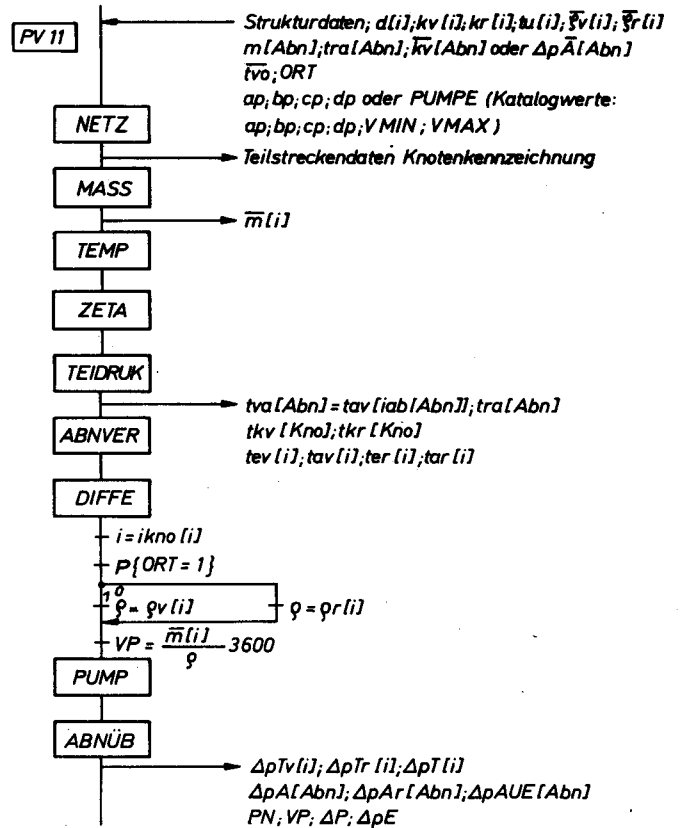


Flußbild 7.2.-7
Programmvariante 9

Ausgehend von PV 7 werde die Zusammenfassung der Teilstrecken-Differenzdrücke gemeinsam für den Vor- und Rücklauf vorgenommen, die Druckdifferenzen über die Abnehmer berechnet und hinzuaddiert, so daß schließlich der Differenzdruck an der Einspeisestelle folgt.

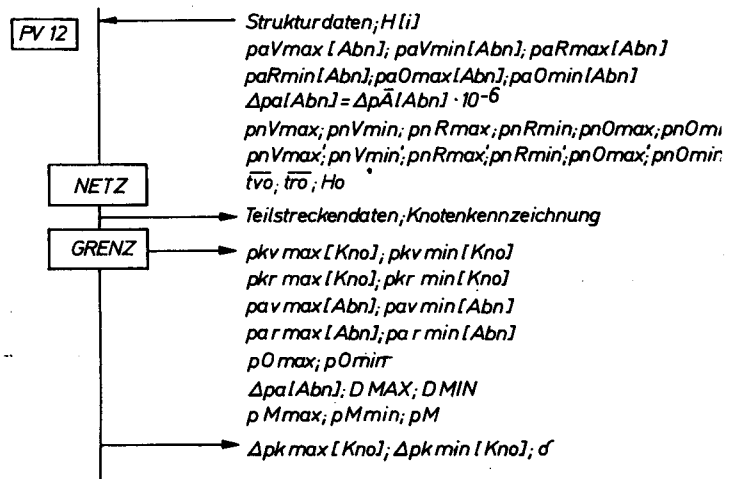
Programmvariante 10

Ist der Differenzdruck an der Einspeisestelle gemäß PV 9 berechnet, dann werden durch PV 10 über eine Rückrechnung die tatsächlichen Differenzdrücke an den Abnehmern ermittelt.



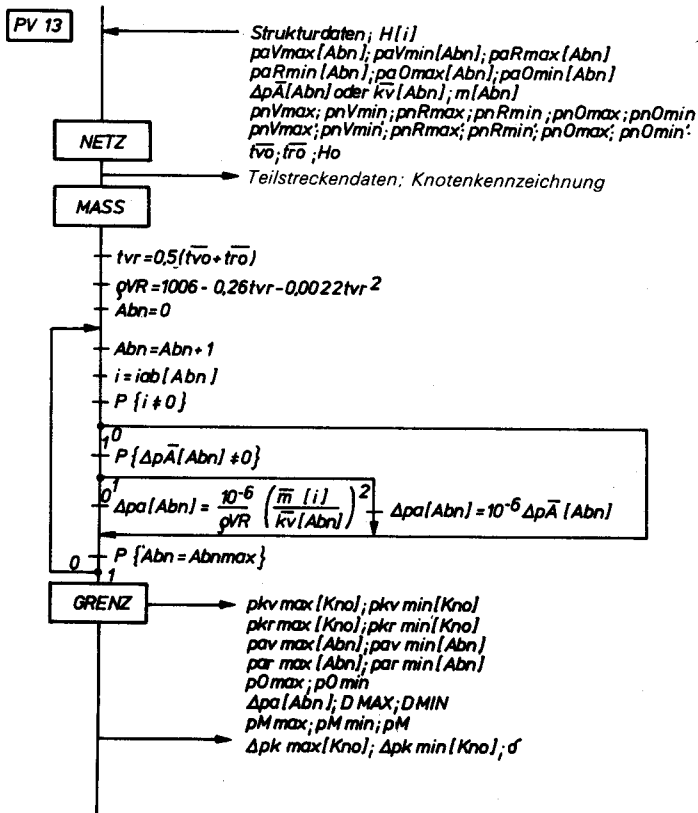
Flußbild 7.2.-8
Programmvariante 11

Diese Programmvariante baut auf PV 10 auf; sie ist lediglich um die Pumpenauswahl bzw. die Berechnung des Pumpen-Förderdrucks ergänzt.



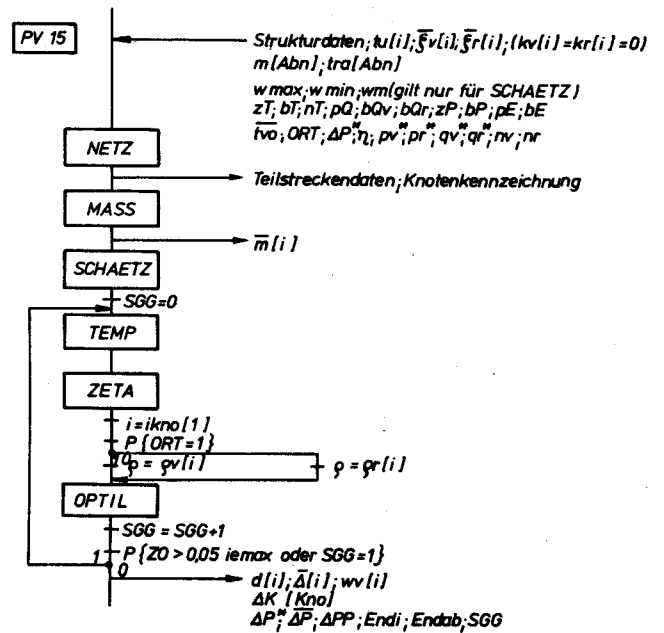
Flußbild 7.2.-9
Programmvariante 12

Für vorgegebene, zulässige Netz- und Abnehmergrenzdrücke werden die daraus schlußfolgernden, zulässigen Netzbetriebsdrücke und der symmetrische Mitteldruck unter Beachtung des geodätischen Höhenverlaufs bestimmt. Weiterhin erfolgen eine Vergleichmäßigung der maximalen Differenzdrücke an den Knotenpunkten und — in Vorbereitung auf die dynamische Optimierung — die Unterteilung der größten Druckdifferenz in zehn gleich große Abschnitte.



Flußbild 7.2.-10
Programmvariante 13

Es wird die gleiche Aufgabe wie unter PV 12 gelöst. Der Unterschied besteht lediglich darin, daß die Druckdifferenzen über die Abnehmer nicht nur als $\Delta p_A[Abn]$ vorgegeben sind, sondern mitunter durch $kv[Abn]$ charakterisiert werden. (Das Unterprogramm ABNVER ist wegen der fehlenden Temperaturdaten nicht einschaltbar.)

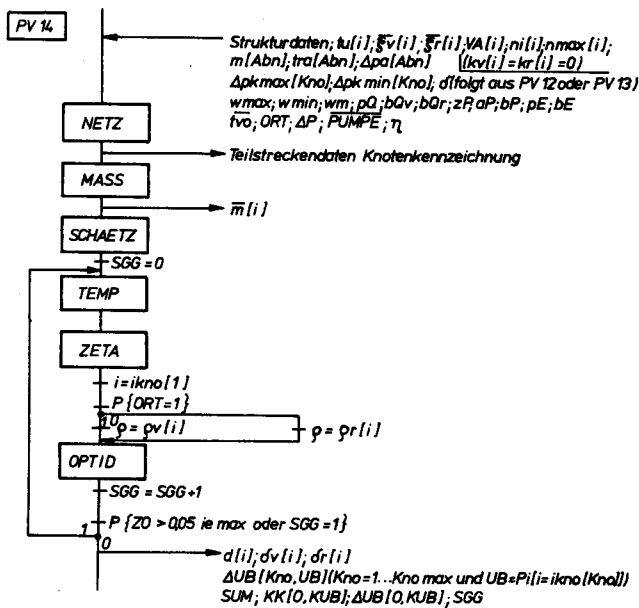


Flußbild 7.2.-12
Programmvariante 15

Die theoretischen Programmresultate sind für Grundsatzuntersuchungen von besonderem Interesse. So können beispielsweise Wärmeversorgungsnetze in mehreren Erschließungsvarianten, unabhängig von Normgrößen, optimal bemessen werden. Die Ergebnisse bezüglich optimaler Geschwindigkeiten und optimaler spezifischer Druckverluste sind in Abhängigkeit von den vorgegebenen Kostenrelationen auswertbar und teilweise verallgemeinerungsfähig. Weiterhin kann festgestellt werden, wie sich spezielle Kostenänderungen auf die Ergebnisse auswirken.

Die Rechnung wird ab TEMP so oft wiederholt, bis die Durchmesser nahezu unverändert bleiben (Prüfgröße ZO). Die realen Grenzdrücke und Abnehmerdifferenzdrücke bleiben unberücksichtigt.

Zur Kontrolle kann PV 11 im Nachgang eingeschaltet werden.



Flußbild 7.2.-11
Programmvariante 14

Diese Programmvariante stellt das eigentliche Dimensionierungsprogramm mit praxisgerechten Ergebnissen dar. Um die schrittweise Einarbeitung der endgültigen Temperaturen und Druckverluste sicherzustellen, wird, ausgehend von den Ergebnissen (Prüfgröße ZO), von OPTID bis vor TEMP eine Iterationsschleife gelegt. Eine Durchlauf-Wiederholung erfolgt so lange, bis die Durchmesser nahezu unverändert bleiben.

Um die vergleichmäßigsten Differenzdrücke und Abnehmerdifferenzdrücke ($\Delta p_{kmax}[Kno]$; $\Delta p_{kmin}[Kno]$; δ ; $\Delta p_A[Abn]$) verfügbar zu haben, muß vor PV 14 der Durchlauf PV 12 oder PV 13 erfolgt sein. Im Anschluß zu PV 14 sollte PV 11 zum endgültigen hydraulischen Abgleich laufen.

7.2.3. Ausgabewerte

Teilstreckendaten
Knotenkennzeichnung

Es sollten alle ergänzten Eingabewerte nach den im Flußbild 1.2.-1 dargestellten Schemata ausgegeben werden.

Teilstreckendaten in Abhängigkeit von i

\bar{m}	kg/s
tev; ter	°C
tav; tar	°C
d	m
δv ; δr	m

Masseströme

Teilstreckeneintrittstemperatur des Vor- bzw. Rücklaufs

Teilstreckenaustrittstemperatur des Vor- bzw. Rücklaufs

ermittelter Durchmesser

ermittelte Dicke der Wärmedämmung des Vor- bzw. Rücklaufs

$\zeta_v; \zeta_r$	—	ermittelter Einzelwiderstandsbeiwert (einschl. Abzweige) des Vor- bzw. Rücklaufs
wv	m/s	Geschwindigkeit im Vorlauf
$\Delta p_{Tv}; \Delta p_{Tr}$	Pa	Druckverluste des Vor- bzw. Rücklaufs
Δp_T	Pa	summativer Druckverlust ($\Delta p_T[i] = \Delta p_{Tv}[i] + \Delta p_{Tr}[i]$)
$\bar{\Delta}$	Pa	optimaler Teilstreckendruckverlust (Vorlauf plus Rücklauf)

Teilstreckendaten in Abhängigkeit von i und p

tv; tr	°C	Temperaturen aller Teilstreckenunterteilungen des Vor- bzw. Rücklaufs
--------	----	---

Abnehmerdaten in Abhängigkeit von Abn

\bar{m}	kg/s	Abnehmermassenstrom ($\bar{m}[iab[Abn]]$)
tva; tra	°C	Temperatur am Abnehmereintritt bzw. -austritt
tab; tabr	°C	Temperatur am Abnehmereintritt bzw. -austritt (dynamischer Temperaturverlauf)
Δp_A	Pa	erforderlicher Abnehmerdifferenzdruck
Δp_{Ar}	Pa	vorhandener (realer) Abnehmerdifferenzdruck
Δp_{AUE}	Pa	abzudrosselnder Differenzdruck
Δp_a	MPa	erforderlicher Abnehmerdifferenzdruck
DMAX; DMIN	MPa	theoretisch möglicher Maximal- bzw. Minimalwert des Abnehmerdifferenzdrucks
pavmax	MPa	maximal möglicher Vorlaufdruck am Abnehmer
pavmin	MPa	minimal möglicher Vorlaufdruck am Abnehmer
parmax	MPa	maximal möglicher Rücklaufdruck am Abnehmer
parmin	MPa	minimal möglicher Rücklaufdruck am Abnehmer

Knotendaten in Abhängigkeit von Kno

tkv; tkr	°C	Vorlauf- bzw. Rücklauftemperaturen
Δp_{kmax}	MPa	maximal möglicher Differenzdruck am Knoten
Δp_{kmin}	MPa	minimal möglicher Differenzdruck am Knoten
pkvmax	MPa	maximal möglicher Vorlaufdruck am Knoten
pkvmin	MPa	minimal möglicher Vorlaufdruck am Knoten
pkrmax	MPa	maximal möglicher Rücklaufdruck am Knoten
pkrmin	MPa	minimal möglicher Rücklaufdruck am Knoten
ΔUB	MPa	optimaler Differenzdruck $\Delta UB[Kno, UB]$ am Knoten (OPTID)
ΔK	Pa	optimaler Differenzdruck am Knoten (OPTIL)

Allgemeine Netzdaten

tr	°C	Rücklauftemperatur an der Einspeisestelle (gemittelt über das Zeitintervall)
pMmax	MPa	maximal möglicher Mitteldruck
pMmin	MPa	minimal möglicher Mitteldruck
pM	MPa	gewählter Mitteldruck
p0max	MPa	maximal möglicher Ruhedruck
p0min	MPa	minimal möglicher Ruhedruck
ΔUB	MPa	optimaler Differenzdruck $\Delta UB[0, KUB]$ an der Einspeisestelle
ΔP^*	Pa	vorgegebener Differenzdruck an der Einspeisestelle
$\bar{\Delta P}$	Pa	optimaler Differenzdruck an der Einspeisestelle
ΔPP	Pa	erforderlicher Differenzdruck an der Einspeisestelle (Kontrollrechnung)
ΔP	Pa	Pumpendruck
Δp_{EV}	Pa	erforderlicher Differenzdruck für Vorlauf-Netzteil
Δp_{ER}	Pa	erforderlicher Differenzdruck für Rücklauf-Netzteil
Δp_E	Pa	erforderlicher Differenzdruck an der Einspeisestelle
δ	MPa	Druckbereich für dynamische Optimierung
QE	kW	erforderlicher Wärmestrom an der Einspeisestelle
ESv; ESr	Ws	Enthalpie des Vorlauf- bzw. Rücklauf-Netzteils
VP	m ³ /h	Förderstrom der Pumpe
PN	—	Nummer der gewählten Pumpe
KK	M/a	Gesamtkosten $KK[0; KUB]$, bestehend aus Trassen- und Wärmeverlustkosten
SUM	M/a	Gesamtkosten, bestehend aus Trassen-, Wärmeverlust- sowie Pumpen- und Pumpenantriebskosten

Endi	—	Nummer der Teilstrecke, die im Rechengang als entfernteste angenommen wurde
Endab	—	Nummer des Abnehmers, der an der Teilstrecke Endi angeschlossen ist
SGG	—	Anzahl der bei der Optimierung durchlaufenen Iterationen
τ_0	h	Betrachtungszeitpunkt
t_{vo}	°C	Vorlauftemperatur an der Einspeisestelle (Interpolationswert)
Q_{E0}	kW	Wärmestrom an der Einspeisestelle (Interpolationswert)

8. Optimale Betriebsführung von Heizwassernetzen

Der Vollastfall, der üblicherweise der Bemessung eines Netzes zugrunde gelegt wird, tritt in der Regel nur wenige Tage im Jahr — mitunter nur wenige Stunden — auf. Die übrige Zeit ist Teillastbetrieb zu realisieren. Ausgehend von den Restriktionen, die durch den Wärmelieferer und durch die Abnehmer gesetzt sind, ergeben sich für die Netzbetriebsweise die resultierenden Freiheitsgrade bezüglich der Wahl von Vorlauftemperatur und umgewälztem Massestrom.

Früher gab es mitunter kleine Fernwärmenetze, an die die Abnehmer ohne eigene Regelung angeschlossen waren. Die Netzvorlauftemperatur $t_{v,N}$ mußte dann den Abnehmertemperaturen $t_v = t_v(\lambda)$ entsprechen, der Massestrom an der Einspeisestelle \dot{m}^+ war — wie auch die Masseströme der Teilstrecken — unabhängig vom Belastungsgrad λ konstant. Diese Betriebsweise ist in den Bildern 1.2.-11 und 1.2.-13 durch die Kurven b veranschaulicht. Die Temperatur- und Massestromkurven waren nicht miteinander verknüpft.

Bei allen modernen Netzen sind die Abnehmer mit einer eigenen Leistungsregelung ausgerüstet. Dies können Bismisch- oder Wärmeübertragerstationen sein, im einfachsten Fall auch direkt angeschlossene Heizungsanlagen mit Thermostatventilen an den Heizkörpern. Im allgemeinen wird die Netzvorlauftemperatur gleitend entsprechend der Außentemperatur zentral vorgeregelt (aktive Beeinflussung), und die Masseströme stellen sich dann entsprechend der Abnahmecharakteristik ein (passive Reaktion). Im Ergebnis erhält man eine temperatur- und massestromvariable Betriebsweise.

Bekannt sind die Wärmeströme \dot{Q} als Funktion des Belastungsgrades λ in der Form

$$\dot{Q} = \dot{Q}(\lambda) \quad (8.0.-1)$$

und die erforderliche Netzvorlauftemperatur am i -ten Abnehmer $t_{v,N,i}$, die ebenfalls eine Funktion des Belastungsgrades λ sein kann. Erfolgt am Abnehmeranschluß keine Temperaturtransformation, so gilt

$$t_{v,N,i} = t_{v,N,i}(\lambda) = t_{v,i}(\lambda), \quad (8.0.-2)$$

im Sonderfall spezieller technologischer Abnehmer

$$t_{v,N,i} = \text{const.} \quad (8.0.-3)$$

Wird die Temperatur bei direktem Anschluß durch Rücklaufbeimischung oder bei indirektem Anschluß durch einen Wärmeübertrager transformiert, so gilt Gl. (8.0.-2) in der modifizierten Form

$$t_{v,N,i} \geq t_{v,N,i}(\lambda). \quad (8.0.-4)$$

An der Netzeinspeisestelle werden in der Regel Maximalwerte für den Wärmestrom $\dot{Q}_{E,\max}$ und die Temperatur $t_{v,E,\max}$ existieren. Unter speziellen Bedingungen können beide Größen auch Funktionen des Belastungsgrades

$$\dot{Q}_{E,\max} = \dot{Q}_{E,\max}(\lambda) \quad (8.0.-5)$$

$$t_{v,E,\max} = t_{v,E,\max}(\lambda) \quad (8.0.-6)$$

oder der Zeit — z. B. bei Kraft-Wärme-Kopplung mit vorrangiger Elektroenergiebereitstellung —

$$\dot{Q}_{E,\max} = \dot{Q}_{E,\max}(\tau) \quad (8.0.-7)$$

$$t_{v,E,\max} = t_{v,E,\max}(\tau) \quad (8.0.-8)$$

sein.

Der Belastungsgrad selbst ist bereits durch Gl. (1.1.-1) definiert. Er ergibt sich als Quotient aus erforderlichlichem Wärmestrom \dot{Q} und dem Wärmestrom des Vollastfalls \dot{Q}^+ zu

$$\lambda = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}^+}. \quad (8.0.-9)$$

Da der Wärmestrom eine Zeitfunktion $\dot{Q}(\tau)$ darstellt, muß auch der Belastungsgrad eine zeitabhängige Größe $\lambda(\tau)$ sein. Bei reiner Raumheizung besteht eine starke stochastische Bindung zwischen \dot{Q} und der Temperaturdifferenz — gebildet aus Raum- und Außenlufttemperatur —, so daß in guter Näherung gemäß Gl. (1.1.-2)

$$\lambda = \frac{t_i - t_a}{t_i^+ - t_a^+} \quad (8.0.-10)$$

gilt. Da die Häufigkeitsverteilung der Außenlufttemperatur $t_a = t_a(\tau)$ für die jeweiligen Anlagenstandorte und die gewünschten Raumtemperaturen $t_i = t_i^+$ bekannt sind, kann der Belastungsgrad sofort als Zeitfunktion angegeben werden. Einen typischen Kurvenverlauf zeigt Bild 1.1.-21.

Die Untersuchungen der Betriebsweise haben zwei Aufgaben zu lösen:

1. Für ein vorhandenes oder konventionell bemessenes Netz wird zur Senkung der laufenden Betriebskosten eine optimale Fahrweise für die Vorlauftemperatur ermittelt, wenn gemäß Gl. (8.0.-4) ein entsprechender Freiraum gegeben ist. Das heißt, es müssen bei den Abnehmern Einrichtungen zur Temperaturtransformation vorhanden sein. Entscheidend sind natürlich stets die engsten Restriktionen, so beispielsweise die jeweils höchsten, erforderlichen Abnehmervorlauftemperaturen.
2. Die optimale Bemessung von Netzen geht stets von einem konstanten Massestrom und konstanten Temperaturen im Vorlauf- und Rücklauf-Netzteil aus. Die Schwankungen innerhalb der Betriebszeit werden durch eine entsprechende Ermittlung der Vollaststunden [vgl. Gln. (6.1.-10) und (6.1.-11)] berücksichtigt. Grundlage hierfür soll wiederum ein hinsichtlich der variablen Kosten optimal betriebenes Netz sein. Die Vollaststunden sind entsprechend zu berechnen.

Anmerkung

Zur Bestimmung eines totalen Optimums müßten in den Bilanzkreis die Wärmeerzeugeranlage, das Netz und die Verbraucheranlage einbezogen werden. Solche Komplexprogramme sind derzeit wegen des enormen Umfangs nicht lösbar. Des weiteren dürfte der Sinn eines solchen Unternehmens auch noch umstritten sein, da z. B. die Abnehmer meistens standortunabhängige Heizungsinstallationen, d. h. gleiche Vorlauftemperaturen besitzen, die Wärmebereitstellung im allgemeinen nicht mit stufenlos variierbarer Temperatur möglich ist usw.

In der Regel wird das Optimum der Betriebskosten bei einem gleitend — entsprechend der Außentemperatur — und mengenvariabel gefahrenen Netz erreicht. Auf Grund der Abnehmervielfalt kann keine allgemeingültige Fahrweise angegeben werden, sondern sie ist speziell zu ermitteln. Handelt es sich dagegen um Abnehmer, die die Wärme nur zum Zweck der Raumheizung, Warmwasserbereitung und Lufterwärmung einsetzen, so wie dies in Wohngebieten üblich ist, sind allgemeingültige Aussagen zur optimalen Fahrweise möglich.

Die weiteren Betrachtungen beziehen sich nur auf Netze, die ohne Wärmespeicherung arbeiten. Die Betriebsführung von Netzen mit Speicherbetrieb orientiert in erster Linie auf die Senkung der Spitzenlast. Die entsprechende Fahrweise kann nach Abschnitt 4.2. ermittelt werden.

Die erforderlichen Abnehmvorlauftemperaturen für die üblichen Gebäudeheizungsanlagen finden sich im Abschnitt 1.1.2.2.

Die Reaktionen der Abnehmer auf die jeweils angebotenen Vorlauftemperaturen sind schaltungsabhängig nach Abschnitt 1.1.3. zu bestimmen.

Sollen allgemeingültige Fahrkurven bestimmt werden, so sind gleichgeartete Abnehmer den Untersuchungen zugrunde zu legen. Dies wird üblicherweise nicht der Fall sein, so daß man sich nach den Abnehmern mit dominierendem Einfluß richten muß. Die genaue theoretische Ermittlung der sich einstellenden Betriebsverhältnisse ist nach Abschnitt 2.4. möglich.

8.1. Optimale Fahrkurven

8.1.1. Zielfunktion

Die entscheidenden Betriebskosten sind die Wärmeverlustkosten K_Q^* und die Pumpenantriebskosten K_P^* , die durch die Gln. (6.1.-12) und (6.1.-9) bereits determiniert wurden. Die Summe aus beiden soll minimiert werden:

$$K = K_Q^* + K_P^* \rightarrow \text{Minimum} \quad (8.1.-1)$$

Es liegt in der Natur der Sache, daß die wirkliche Größe der beiden Kostensummanden von zahlreichen Faktoren beeinflußt wird. Den *optimalen Netzbetrieb* für ein bestehendes oder fertig konzipiertes Heizwassersystem könnte man mit dem in den Abschnitten 2.4. und 5.1. vorgestellten Programmsystem bestimmen. Ausgehend von einer bestimmten Anlagenbelastung λ und einer beliebigen Temperaturverteilung im Netz, wird rechnerisch an der Einspeisestelle so lange Wasser mit einer vorgegebenen Temperatur $t_{V,E}$ ins Netz gefahren, bis ein stationärer Zustand erreicht ist. Die Abnehmersimulation bewirkt die reale Einstellung der Masseströme. Die Druckverlustermittlung kann sich anschließen. Die Wärmeverlustströme und die elektrische Leistung für den Pumpenantrieb sind aus den Ergebnissen ohne weiteres bestimmbar. Multipliziert mit den Preisen für Wärme- und Elektroenergie, ergeben sich schließlich die Netzbetriebskosten K_z für den Betriebspunkt z , der durch λ und $t_{V,E}$ charakterisiert ist. Bei konstantem λ wird im weiteren $t_{V,E}$ variiert. Die niedrigsten Betriebskosten

markieren die zum Belastungsgrad λ gehörige optimale Netzvorlauftemperatur. Danach wird zum nächsten Belastungsgrad übergegangen und das Verfahren wiederholt. Die geschilderte Methode bildet die realen Verhältnisse bezüglich Abnahmebedingungen und Druckverteilung genau nach. Sie ist aber nur für bestehende Netze anwendbar.

Für allgemeine Aussagen sind weitere Abstraktionen unerlässlich. Es werden zunächst der *optimale Betrieb von Netzelementen* untersucht und danach je nach Ergebnis Verallgemeinerungen angestrebt. Die Betrachtungen auf einen Meter Rohr zu beziehen und so die Wärmeverlustkosten dieses Rohrabschnitts den zugehörigen anteiligen Pumpenantriebskosten — hervorgerufen durch die Rohrreibung — gegenüberzustellen erscheint praktikabel. Man rechnet üblicherweise bei Fernheiznetzen mit etwa 15 bis 25 Prozent des Gesamtdruckverlustes für Formstücke und Armaturen (Einzelwiderstände). Diese Konstruktionselemente und die Rohrbefestigung erhöhen die Wärmeverluste gegenüber dem geraden wärmegeämmten Rohr um ebenfalls 15 bis 25 Prozent. Somit heben sich die beiden schwer erfaßbaren Beeinflussungen näherungsweise auf, so daß die vorgenannte Vereinfachung gestattet ist.

Wärmeverlustkosten. Da in Netzen durchweg wärmegeämmte Rohrleitungen zum Einsatz gelangen, können die Wärmedurchgangskoeffizienten — getrennt für Vorlauf- und Rücklaufleitung — vereinfacht nach Gl. (2.2.-35) bestimmt werden. Der summative Wärmeverluststrom beträgt dann je Meter Rohr (Vor- und Rücklauf)

$$\dot{Q}' = [k_V(t_{V,N} - tu) + k_R(t_{R,N} - tu)] \pi d \quad (8.1.-2)$$

k_V, k_R Wärmedurchgangskoeffizienten, bezogen auf den Rohrinne Durchmesser nach Gl. (2.2.-35) für den Vor- bzw. Rücklauf

$t_{V,N}, t_{R,N}$ Netzvorlauf- bzw. -rücklauftemperatur

tu Temperatur der Umgebung

d Rohrinne Durchmesser

Die Wärmeverlustkosten berechnen sich dann mit dem Wärmepreis p_Q zu

$$K_Q^* = p_Q \dot{Q}' \quad (8.1.-3)$$

Pumpenantriebskosten. Die Druckverluste werden getrennt für Vor- und Rücklauf nach Gl. (5.1.-10) ermittelt. Die anteiligen Pumpenantriebskosten betragen dann

$$K_P^* = (\Delta p'_V + \Delta p'_R) \frac{\dot{m}}{q\eta} p_E \quad (8.1.-4)$$

$\Delta p'_V, \Delta p'_R$ Druckverluste je Meter Rohr nach Gl. (5.1.-10) für Vor- und Rücklauf

\dot{m} Massestrom

q Dichte

η kombinierter Wirkungsgrad des Elektromotors und der Pumpe

p_E Preis der Elektroenergie.

8.1.2. Nebenbedingungen

Die maximale Vorlauftemperatur an der Einspeisestelle $t_{V,E,max}$ [Gl. (8.0.-6)] ist in der Regel vom Wärmelieferer

auf Grund technischer Gegebenheiten oder ökonomischer Betrachtungen vorgegeben. Die minimal mögliche Vorlauftemperatur wird meistens von der Abnehmeranlage diktiert. Die höchste Temperaturforderung ist zu erfüllen. Ausgehend von Gl. (8.0.-4), gilt somit

$$t_{V,N} \geq \text{MAX} \{t_{V,N,1}(\lambda), \dots, t_{V,N,i}(\lambda), \dots, t_{V,N,n}(\lambda)\}, \quad (8.1.-5)$$

wobei $t_{V,N,i}$ die erforderliche Vorlauftemperatur am Abnehmereintritt i belastungsabhängig beschreibt. Diese liegt je nach Anschlußort um Δt^* über der Vorlauftemperatur der Anlage t_V :

$$t_{V,N,i}(\lambda) = [t_V(\lambda) + \Delta t^*(\lambda)]_i. \quad (8.1.-6)$$

Bei direkter Einspeisung kann bei entsprechender Bemessung des Abnehmeranschlusses $\Delta t^* = 0$ sein. Bei indirektem Verbraucheranschluß ist unter Δt^* die Grädigkeit des Wärmeübertragers — beispielsweise $\Delta t^* = 10 \text{ K}$ — zu verstehen.

Ausführlicher sind die Zusammenhänge bezüglich des Abnehmerverhaltens im Abschnitt 1.1.3. mathematisch modelliert.

Legt man den Untersuchungen gleichartige Abnehmer zugrunde, so folgt zusammenfassend für den zulässigen Netz-Temperaturbereich

$$t_{V,E,\text{max}} = t_{V,N,\text{max}} \geq t_{V,N} \geq t_{V,N,\text{min}} \\ = t_V(\lambda) + \Delta t^*(\lambda). \quad (8.1.-7)$$

Des weiteren kann aus der Definitionsgleichung für den Belastungsgrad

$$\lambda = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}^+} = \frac{\dot{m}(t_{V,N} - t_{R,N})}{\dot{m}^+(t_{V,N}^+ - t_{R,N}^+)} \quad (8.1.-8)$$

der Massestrom \dot{m} zur beliebig gewählten Vorlauftemperatur $t_{V,N}$

$$\dot{m} = \lambda \dot{m}^+ \frac{t_{V,N}^+ - t_{R,N}^+}{t_{V,N} - t_{R,N}} \quad (8.1.-9)$$

eliminiert werden. Bei indirekt angeschlossenen Verbrauchern besteht ein funktioneller Zusammenhang zwischen Primärvorlauf- und Primärrücklauftemperatur sowie dem Massestrom, der sowohl von den sekundärseitigen Parametern als auch von der Konstruktion des Wärmeübertragers abhängig ist. Die Lösung könnte näherungsweise nach Abschnitt 1.1.3.4. oder mit einem speziellen Rechenprogramm (z. B. nach [2]) ermittelt werden.

Auf Grund individuell ausgelegter Abnehmeranlagen sind allgemeingültige Aussagen nicht möglich. Einfacher ist es dagegen bei direktem Verbraucheranschluß. Die Rücklauftemperaturen aus der Gebäudeheizung sind gleichzeitig die Netzzücklauftemperaturen. Nach Gl. (1.1.-13) gilt

$$t_{R,N} = t_R. \quad (8.1.-10)$$

Für die üblichen Auslegungsparameter sind die Zusammenhänge zwischen Rücklauftemperatur und Belastungsgrad aus den Bildern 1.1.-23 bis 1.1.-26 ersichtlich. Damit nimmt Gl. (8.1.-9) die Form

$$\dot{m} = \lambda \dot{m}^+ \frac{t_{V,N}^+ - t_{R,N}^+}{t_{V,N} - t_R(\lambda)} \quad (8.1.-11)$$

an. Der maximale Massestrom \dot{m}^+ soll bei Vollast auftreten und bei keinem anderen Betriebszustand überschritten werden. Er sei für jeden Rohrdurchmesser aus der aussagekräftigeren Geschwindigkeit w_{max} unter Annahme der maximalen Temperatur $t_{V,N,\text{max}}$ errechnet:

$$\dot{m} = w_{\text{max}} \rho(t_{V,N,\text{max}}) d^2 \frac{\pi}{4}. \quad (8.1.-12)$$

Um den Verlauf der Kostenkurve zunächst jedoch ohne Begrenzung zu erhalten, wird diese letzte Nebenbedingung $\dot{m} \leq \dot{m}^+$ erst bei der Ergebnisauswertung manuell eingearbeitet. Dadurch kann im Verlauf der Berechnungen die optimale Geschwindigkeit w die gewünschte Maximalgeschwindigkeit im Auslegungsfall w_{max} überschreiten.

8.1.3. Algorithmus

Das Optimum wird ermittelt durch wiederholtes Errechnen der Gesamtkosten nach Gl. (8.1.-1) unter Variierung der Vorlauftemperatur in diskreten Schritten innerhalb des zulässigen Bereiches [Gl. (8.1.-7)] bei gleichzeitigem Beachten der Nebenbedingungen [Gl. (8.1.-11)] und Aufzeichnen der sich ergebenden Kostenkurve. Eine Optimierung mit Hilfe der Differentialrechnung war nicht möglich, da z. B. die Druckverlustermittlung nicht explizit von \dot{m} durchführbar ist, sondern iterative Zwischenrechnungen erforderlich sind. Des weiteren hat die Kenntnis der Kostenkurve den Vorteil, Aussagen über den Gradienten — bei vom Optimum abweichenden Werten — zu erhalten. Dies ist insofern bedeutungsvoll, als man nicht erwarten kann, daß für alle Durchmesser, Dämmdicken und Strömungsgeschwindigkeiten die optimalen Vorlauftemperaturen gleiche Werte haben. Es treten Streubereiche auf, und Vereinheitlichungen in Richtung der kleinsten Kostenerhöhung sind durchzuführen. Der große rechentechnische Aufwand wurde durch ein Rechenprogramm erledigt. Die Auswertung der Kostenkurve erfolgte manuell.

8.1.4. Ermittlung spezieller Fahrkurven

Eingabewerte. Die Fahrkurven wurden für die in der Tabelle 8.1.-1 aufgestellten Parameterkombinationen optimiert. Die ausgewählten Rohrdurchmesser, Dämmdicken, Geschwindigkeiten und Auslegungstemperaturen repräsentieren den in Netzen für Wohn- und Industriekomplexe üblichen Bereich.

Den Belastungsgraden $\lambda = 1 \dots 0,2$ sind die Vorlauf- und Rücklauftemperaturen einer Gebäudeheizungsanlage zugeordnet, die bei Vollast mit $110 \text{ }^\circ\text{C}/70 \text{ }^\circ\text{C}$ betrieben wird (vgl. Bild 1.1.-24). Die entsprechenden Umgebungstemperaturen sind unter Annahme von Kanalverlegung [8] entnommen.

Die Wärmepreise unterliegen — territorial und technologisch bedingt — starken Streuungen. Sie sind bei reinen Heizwerken oder bei Umformerstationen, die mit Dampf konstanter Parameter versorgt werden, vollkommen unabhängig von der Temperatur. Liegt dagegen Kraft-Wärme-Kopplung in einem Heizkraftwerk — z. B. in Form von Anzapfung einer Entnahme-Kondensationsturbine — vor, so ist der Wärmepreis von dem

Tabelle 8.1.-1 Parameterkombinationen für die Optimierungsrechnung
Temperaturen in Abhängigkeit vom Belastungsgrad

	1	0,9	0,8	0,7	λ 0,6	0,5	0,4	0,3	0,2
t_V in °C	110	103	95,2	87	79,6	71,5	63,1	54,3	44,8
t_R in °C	70	67	63,2	59	55,6	51,5	47,1	42,3	36,8
tu in °C	38	36,5	35	33,5	32	30,5	29	27,5	26

Dicke der Wärmedämmung

	DN				
	50	100	200	400	600
Variante I					
δ_{Vorlauf} in mm	60	60	80	100	100
$\delta_{\text{Rücklauf}}$ in mm	40	40	40	60	60
Variante II					
δ_{Vorlauf} in mm	80	80	100	120	120
$\delta_{\text{Rücklauf}}$ in mm	60	60	60	80	80

Auslegungsgeschwindigkeit

w_{max} in m/s: 3 2 1 0,5

Auslegungstemperaturen

$t_{V,N,\text{max}}/t_R$ in °C: 180/70 150/70 130/70

Qualitätsmerkmal Temperatur abhängig. Dennoch sind Werte aus der Praxis kaum bekannt, allgemeingültige Gleichungen der Form

$$p_Q = p_Q(t)$$

existieren nicht. Deshalb werden die Untersuchungen für verschiedene Wärmepreise vorgenommen, so daß bei Angaben entsprechend der obigen Gleichung im nachhinein noch Interpolationen bezüglich der optimalen Fahrkurve möglich sind.

Die Elektroenergiepreise weisen ebenfalls einen großen Streubereich auf, der hauptsächlich durch die Anlagenauslastung (Leistungspreis) beeinflusst wird.

Weiterhin ist stets mit einer Veränderung der Einzelpreise zu rechnen. Dadurch bestünde die Gefahr, daß die gewonnenen Ergebnisse schon nach kurzer Zeit unbrauchbar werden könnten. Dem ist aber in der Regel nicht so, da die Relationen zwischen Elektroenergie- und Wärmepreis verhältnismäßig stabil bleiben. Die Zielfunktion wird aus diesem Grund in die Form

$$K = p_Q \left\{ [k_V(t_{V,N} - tu) + k_R(t_{R,N} - tu)] \pi d + \left[(\Delta p'_V + \Delta p'_R) \frac{\dot{m}}{\rho \eta} \right] \frac{p_E}{p_Q} \right\} \rightarrow \text{Minimum} \quad (8.1.-13)$$

gebracht. Für die Ermittlung des Minimums ist damit nur das dimensionslose Verhältnis p_E/p_Q maßgebend. Ausgehend von derzeit realen Preisen, werden für die weiteren Berechnungen die Relationen

$$\left(\frac{p_E}{p_Q} \right)_1 = 2,91; \quad \left(\frac{p_E}{p_Q} \right)_2 = 4,36; \quad \left(\frac{p_E}{p_Q} \right)_3 = 5,81$$

festgelegt. Als Gesamtwirkungsgrad sei $\eta = 0,6$ (Pumpe 0,75; Motor 0,8) angenommen.

Ergebnisse. Durch Kombination der angegebenen Parameter wurden 3240 Kostenverläufe ermittelt. Ein repräsentativer Auszug ist in Bild 8.1.-1 gegeben. Es ist zu erkennen, daß bei allen Kurven ein deutliches Kostenminimum existiert. Der Absolutwert des Gradienten $|dK/dt_{V,N}|$ ist bei Netzvorlauftemperaturen, die über der optimalen Temperatur liegen, stets kleiner als bei Vorlauftemperaturen unterhalb des Optimums.

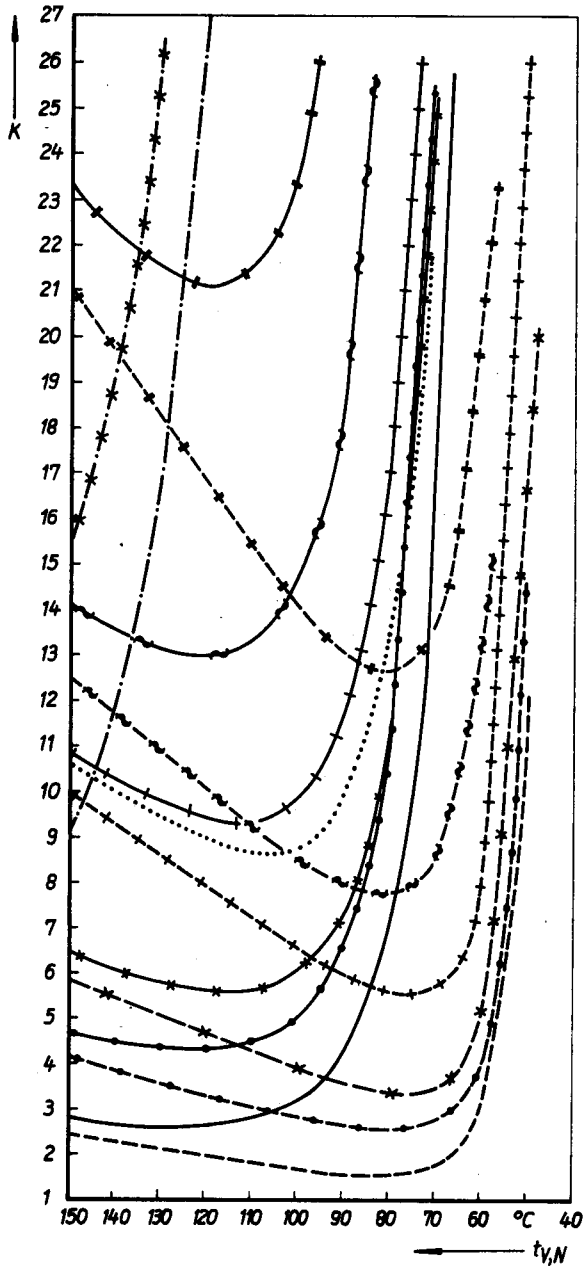
Kann die optimale Netzvorlauftemperatur nicht verwirklicht werden, so ist eine Abweichung zu höheren Temperaturen stets kostengünstiger als eine gleich große Abweichung zu niedrigeren Temperaturen.

Bei hohen Belastungsgraden kann es durchaus vorkommen, daß die Kostenverläufe nur ein Randoptimum bei der maximalen Netzvorlauftemperatur aufweisen. Dies bedeutet, daß es bezüglich der Betriebskosten günstiger wäre, mit höheren Vorlauftemperaturen zu fahren, was jedoch durch die vorgegebene Netzbedingung [Gl. (8.1.-7)] nicht möglich ist.

Zur Auswertung wurde für jede maximale Netzvorlauftemperatur und für jede maximale Geschwindigkeit ein $t_{V,N}, \lambda$ -Diagramm aufgestellt, in welchem die sich aus den Kostenverläufen ergebenden Minima — jeweils durch einen Punkt markiert — eingezeichnet sind. Eines der zwölf Diagramme ist im Bild 8.1.-2 wiedergegeben.

Da die Temperaturschrittweite bei der Berechnung $\Delta t_{V,N} = 10$ K betrug und die Eintragung in das Diagramm ebenfalls in diskreten Schritten erfolgte, kann das jeweilige Optimum mit einer Sicherheit von etwa ± 5 K angegeben werden. Die spezielle Auswertung ergab folgende Erkenntnisse:

Je größer der Rohrdurchmesser, je wirkungsvoller die Wärmedämmung und je größer das Preisverhältnis (Elektroenergie/Wärmeenergie) ist, desto höher liegt die optimale Netzvorlauftemperatur.



Zeichenerklärung:

Symbol	DN	λ	PE/PQ	Dämm-variante
— — — — —	600 ¹⁾	1,0	5,81	I
— · — · — ·		0,4		
— · — · — ·		0,2		
— · — · — ·	600 ¹⁾	0,4	4,36	II
— · — · — ·		0,2		
— · — · — ·	200	0,4	5,81	I
— · — · — ·		0,2		
— · — · — ·	200	0,4	4,36	II
— · — · — ·		0,2		
· — · — ·	50	1,0	5,81	I
· — · — ·		0,4		
· — · — ·		0,2		
— · — · — ·	50	0,4	4,36	II
— · — · — ·		0,2		
· — · — ·		0,4		

¹⁾ Maßzahl K mit 10 multiplizieren!

Bild 8.1.-1

Spezifische Gesamtkosten K nach Gl. (8.1.-13) als Funktion der Netzvorlauftemperatur $t_{V,N}$ und weiterer Parameter für die Auslegungsdaten: $(t_{V,N}/t_{R,N})_{max} = 150\text{ °C}/70\text{ °C}$; $w_{max} = 2\text{ m/s}$

Da die Wärmepreise p_Q großen Schwankungen unterliegen können und als Berechnungswert auch variiert wurden, sind die Ordinatenwerte nur als Maßzahlen zu verstehen.

Aus den Analogdarstellungen zu Bild 8.1.-2 wurden für jede maximale Netzvorlauftemperatur $t_{V,N,max}$ unter Beachtung der Streubereiche die Bilder 8.1.-3 bis 8.1.-5 ermittelt. Dabei wird deutlich:

Je größer die Auslegungsgeschwindigkeit gewählt wurde, um so höher liegt die optimale Netzvorlauftemperatur.

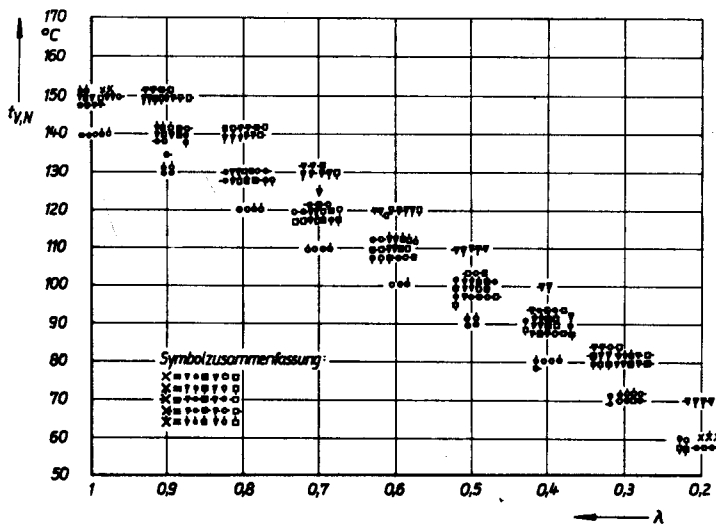
Die Diagrammdarstellungen sind um die jeweilige minimale Netzvorlauftemperatur $t_{V,N,min}$ ergänzt. Diese ergibt sich für $w = w_{max}$. Ausgehend vom Quotienten

$$\frac{w}{w_{max}} = \frac{\dot{m}}{\dot{m}^+} = \lambda \frac{t_{V,N}^+ - t_R^+}{t_{V,N} - t_R} \quad (8.1.-14)$$

folgt für $w/w_{max} = 1$

$$t_{V,N,min} = t_R + \lambda(t_{V,N}^+ - t_R^+), \quad (8.1.-15)$$

wobei für t_R der zu λ zugehörige Wert einzusetzen ist.



Zeichenerklärung:

50	100	200	400	600	PE/PQ	Dämm-variante
▼	▼	▼	▼	▼	5,81	I
■	■	■	■	■		
●	●	●	●	●		
▼	▼	▼	▼	▼	5,81	II
□	□	□	□	□		
○	○	○	○	○		

Bild 8.1.-2

Optimale Netzvorlauftemperaturen $t_{V,N}$ als Funktion des Belastungsgrades λ und weiterer Parameter für die Auslegungsdaten: $(t_{V,N}/t_{R,N})_{max} = 150\text{ °C}/70\text{ °C}$; $w_{max} = 1\text{ m/s}$

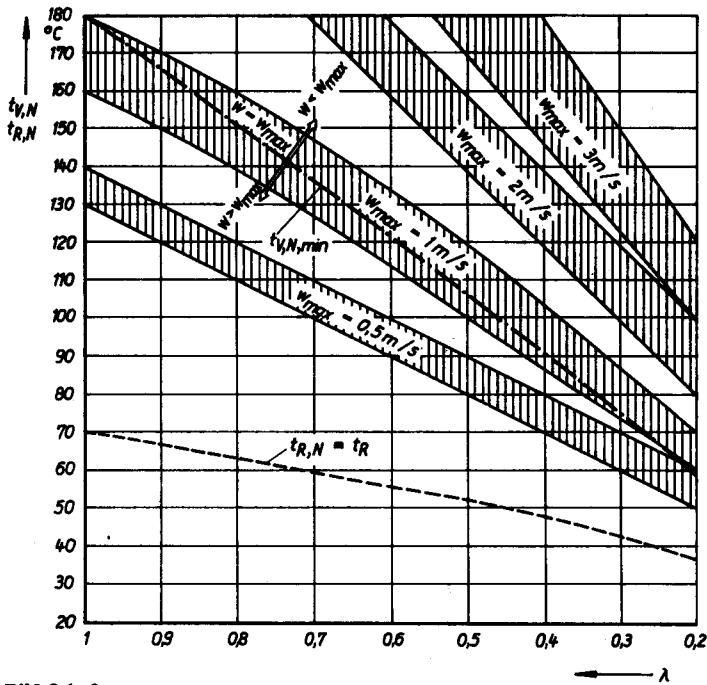


Bild 8.1.-3
 Bereiche optimaler Netzvorlauftemperaturen $t_{v,N}$ als Funktion des Belastungsgrades λ und der Auslegungsgeschwindigkeit w_{max} für Netze mit den Auslegungsdaten: $(t_{v,N}/t_{r,N})_{max} = 180\text{ °C}/70\text{ °C}$

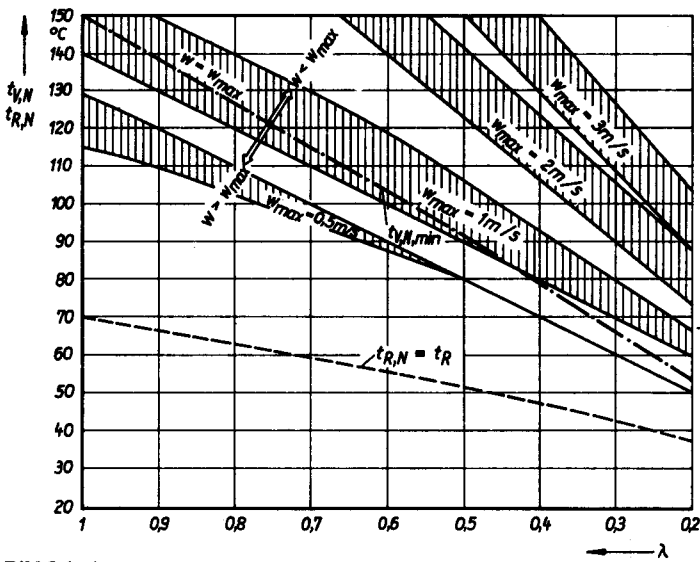


Bild 8.1.-4
 Bereiche optimaler Netzvorlauftemperaturen $t_{v,N}$ als Funktion des Belastungsgrades λ und der Auslegungsgeschwindigkeit w_{max} für Netze mit den Auslegungsdaten: $(t_{v,N}/t_{r,N})_{max} = 150\text{ °C}/70\text{ °C}$

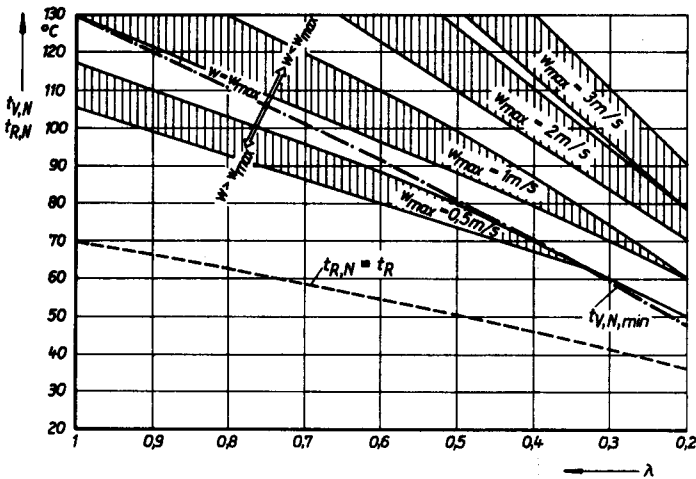


Bild 8.1.-5
 Bereiche optimaler Netzvorlauftemperaturen $t_{v,N}$ als Funktion des Belastungsgrades λ und der Auslegungsgeschwindigkeit w_{max} für Netze mit den Auslegungsdaten: $(t_{v,N}/t_{r,N})_{max} = 130\text{ °C}/70\text{ °C}$

Die Kurve $t_{V,N,min}$ stellt praktisch das Randoptimum für Auslegungsgeschwindigkeiten $w_{max} < 1$ m/s dar. Analog dazu ist die maximale Netzvorlauftemperatur das Randoptimum für Auslegungsgeschwindigkeiten $w_{max} > 1$ m/s, bei gleichzeitig hohen Belastungsgraden. Echte optimale Netzvorlauftemperaturen $t_{V,N,opt}$ existieren nur für Geschwindigkeiten $w_{max} > 1$ m/s und niedrige Belastungsgrade, beispielsweise $\lambda < 0,6$ bei $w_{max} = 2$ m/s.

Schlußfolgernd ist festzustellen:

Die Einflüsse der unterschiedlichen Rohrdurchmesser, Wärmedämmungen und Preisverhältnisse, die die dargestellten Streubereiche bewirken, sind bei den praktischen Variationsbreiten gering gegenüber dem Einfluß der unterschiedlichen Auslegungsgeschwindigkeiten.

Dies ist für die praktische Anwendung ein sehr günstiges Ergebnis, da die vorhandenen Durchmesserspektren (DN 50 bis DN 600), die unterschiedliche Ausführung der Wärmedämmung und die kaum bekannten Preisrelationen in erster Näherung unberücksichtigt bleiben können. Dagegen sind die Geschwindigkeiten des Auslegungszustandes bei maximaler Belastung bekannt. Sie schwanken erfahrungsgemäß nur in relativ engen Grenzen.

Für die praktische Anwendung wird auf Grund der Ergebnisse empfohlen, die obere Begrenzung der Streubereiche der Bilder 8.1.-3 bis 8.1.-5 als verbindliche Fahrkurve der Netzvorlauftemperatur zu verwenden.

8.2. Praktische Fahrkurven

Aus Gründen der Betriebskostensparnis sollten sich die praktischen Fahrkurven weitestgehend den optimalen Fahrkurven, die im vorangegangenen Abschnitt ermittelt wurden, nähern. Eine ideale Übereinstimmung ist in der Regel aus nachfolgenden Gründen nicht erreichbar:

- Die Abnehmerbedingungen zeichnen sich durch Temperaturgrenzwerte aus. So darf beispielsweise bei angeschlossenen Warmwasserbereitern eine Mindesttemperatur (etwa 70 °C) nicht unterschritten werden.
- Die Abnehmertemperaturen streuen, so daß sich die Betriebsweise des gesamten Netzes nach den höchsten Forderungen richten muß.
- Stehen keine drehzahleregelten Pumpen zur Verfügung, so sind mehrere abgestufte Pumpensätze zu installieren und die Fahrkurven entsprechend anzupassen.
- Bei Einsatz einfacher Regler können keine gekrümmten Fahrkurven realisiert werden.

8.2.1. Temperatur- und Massestromfahrkurven für Abnehmer mit reiner Gebäudeheizung

Die genannte Versorgungsbedingung entspricht exakt den im Abschnitt 8.1.4. betrachteten Restriktionen. Unter Beachten der gegebenen Hinweise wurden die lastabhängigen Fahrkurven für die Auslegungstemperaturen

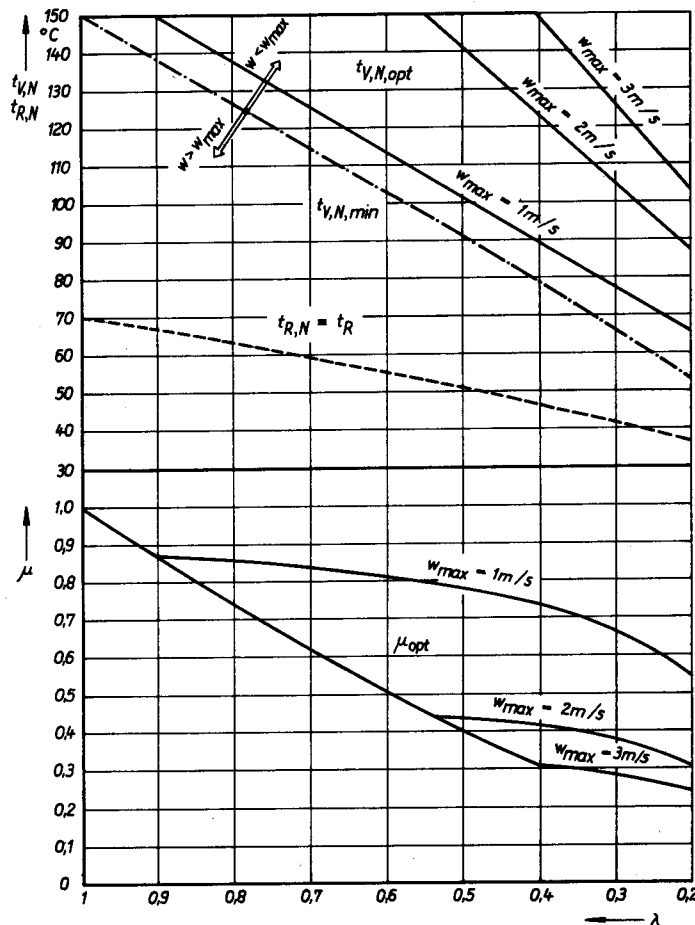


Bild 8.2.-1

Optimale Netzvorlauftemperaturen $t_{V,N,opt}$ und zugehörige Massestromverhältnisse μ als Funktion des Belastungsgrades λ und der Auslegungsgeschwindigkeit w_{max} für Netze mit den Auslegungsdaten: $(t_{V,N}/t_{R,N})_{max} = 150$ °C/70 °C

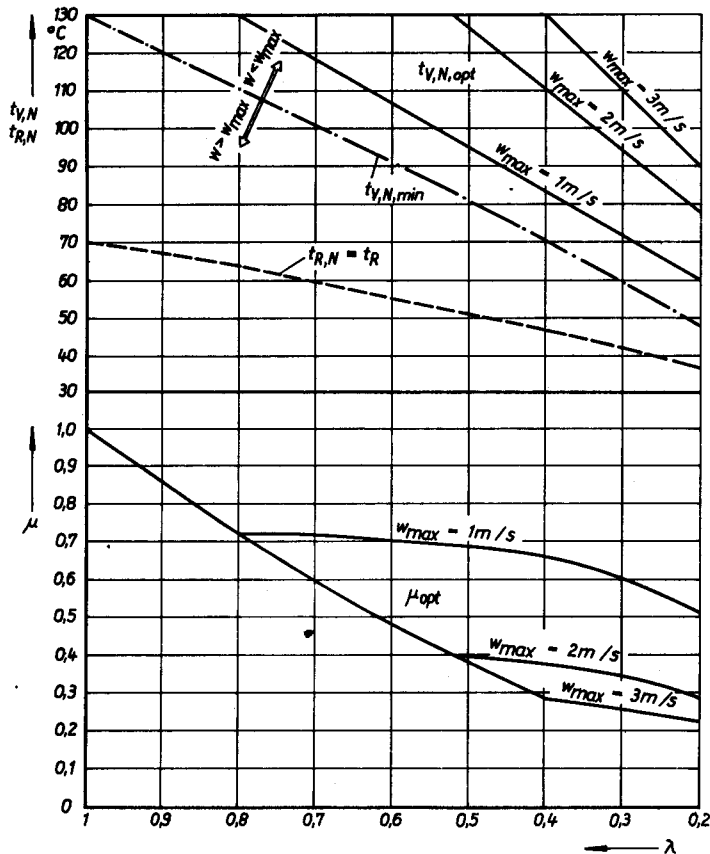


Bild 8.2.-2

Optimale Netzvorlauftemperaturen $t_{v,N,opt}$ und zugehörige Massestromverhältnisse μ als Funktion des Belastungsgrades λ und der Auslegungsgeschwindigkeit w_{max} für Netze mit den Auslegungsdaten: $(t_{v,N}/t_{r,N})_{max} = 130^{\circ}\text{C}/70^{\circ}\text{C}$

150 $^{\circ}\text{C}/70^{\circ}\text{C}$ und 130 $^{\circ}\text{C}/70^{\circ}\text{C}$ in den Bildern 8.2.-1 und 8.2.-2 vereinfacht dargestellt. Die optimalen Netzvorlauftemperaturen $t_{v,N,opt}$ sind vom Parameter w_{max} (Geschwindigkeit im Vollastzustand) abhängig. Weiterhin wurde die minimale Netzvorlauftemperatur $t_{v,N,min}$ eingetragen. Sie stellt die untere Grenze dar, die bei stets vollem Massestrom \dot{m}^+ erreicht wird. Schließlich ist noch die Netzrücklauftemperatur $t_{r,N}$ aufgezeichnet. Es besteht Identität mit der Anlagenvorlauf- und -rücklauf-temperatur t_R .

Um die Umwälzpumpen richtig auswählen zu können, muß Kenntnis über die Massestromverteilung vorliegen. Zur aussagekräftigeren Darstellung werden die jeweils erforderlichen Masseströme \dot{m} mit den maximalen Masseströmen \dot{m}^+ dimensionslos gemacht. Es gilt dann für das Massestromverhältnis μ bei direktem Abnehmeranschluß nach Gl. (8.1.-11)

$$\mu = \mu(\lambda, w_{max}) = \frac{\dot{m}}{\dot{m}^+} = \lambda \frac{t_{v,N}^+ - t_R^+}{t_{v,N} - t_R} \quad (8.2.-1)$$

Die zu den in den Diagrammen dargestellten Temperaturverläufen gehörigen Massestromverhältnisse sind ebenfalls vermerkt. Als Parameter treten wiederum die Vollast-Geschwindigkeiten auf. Wird die Temperaturkurve $t_{v,N,min}$ gefahren, so gilt $\mu = 1$. Die eingetragenen Massestromkurven können nur bei Einsatz von drehzahlregulierten Umwälzpumpen wirtschaftlich realisiert werden. Sind dagegen Pumpensätze mit konstanter Drehzahl und unterschiedlichen Leistungsparametern einzusetzen, dann wäre es unwirtschaftlich, wollte man die ausgewiesenen Masseströme durch eine Drossel- oder

Bypassregelung gemäß Abschnitt 5.1.3.1. erreichen. Statt dessen sollte ein bezüglich der Temperatur- und Massestromkurve abgestufter Betrieb realisiert werden. Wie dies zu erfolgen hat, wird im nachfolgenden Beispiel ausführlich beschrieben.

8.2.1.1. Beispiel

Ein Netz für ein Wohngebiet ist im Mittel für eine Maximalgeschwindigkeit $w_{max} \approx 2 \text{ m/s}$ im Vollastfall ausgelegt. Die maximale Netzvorlauftemperatur beträgt $t_{v,N,max} = 150^{\circ}\text{C}$. Die nachgeschalteten Systeme sind direkt angeschlossen und dienen der Raumheizung, wobei die Auslegungsparameter $t_v^+ = 110^{\circ}\text{C}$ und $t_R^+ = 70^{\circ}\text{C}$ gelten.

Für den Einsatz von drei drehzahlkonstanten Pumpensätzen unterschiedlicher Leistungsparameter ist ein praktisch realisierbares Betriebsregime zu entwerfen.

Lösung

Zunächst sind die Rahmenbedingungen für den zulässigen Betriebsbereich zusammenzustellen. Es werden deshalb aus Bild 8.2.-1 die optimale und die minimal zulässige Temperaturkurve $t_{v,N,opt}$ und $t_{v,N,min}$ sowie der Verlauf des relativen Massestroms μ entnommen und in das neu anzufertigende Bild 8.2.-3 übertragen. Zusätzlich sind die Anlagenvorlauf- und -rücklauf-temperaturen t_v und t_R eingezeichnet. Sie stammen aus Bild 1.1.-24 (t_R ist auch im Bild 8.2.-1 enthalten). Da $t_v < t_{v,N,min}$ gilt, braucht die Anlagenvorlauf-temperatur nicht weiter beachtet zu werden. Die reale Netzvorlauf-temperatur $t_{v,N}$ wird nun-

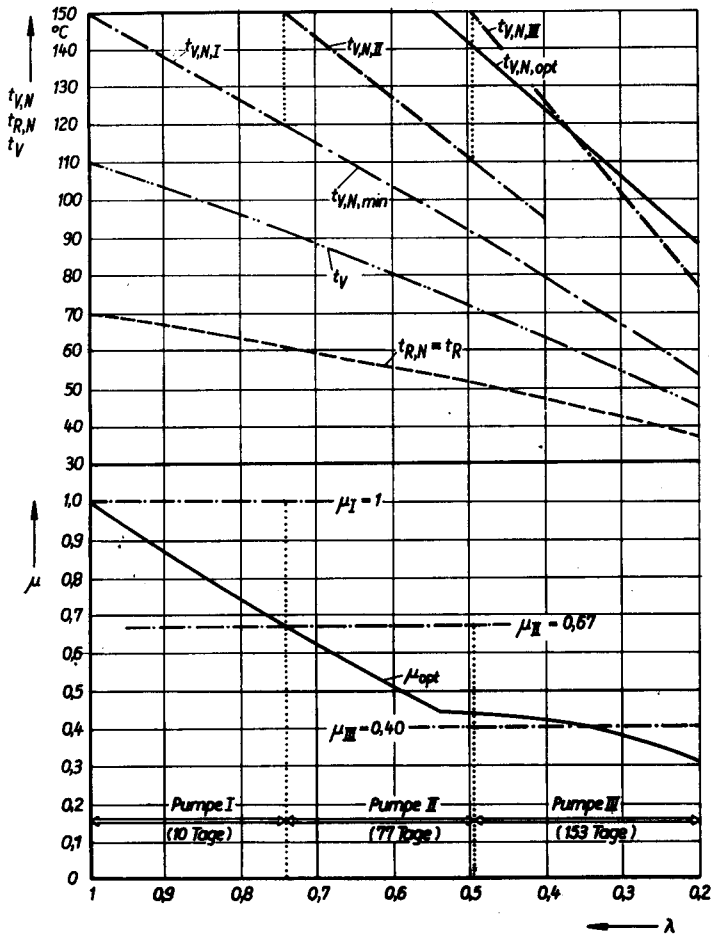


Bild 8.2.-3 Betriebsdiagramm für die Temperatur und das Massstromverhältnis

mehr eingegrenzt durch $t_{V,N,max} = 150\text{ °C}$ und durch $t_{V,N,min}$. Anzustreben ist ein Verlauf in der Nähe von $t_{V,N,opt}$.

Stünde eine drehzahlgeregelte Pumpe mit einem Volumenstrombereich

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}^+}{\rho} (1 \dots \mu_{min}) = \frac{\dot{m}^+}{\rho} \dots \frac{\dot{m}^+}{\rho} 0,3$$

zur Verfügung, so könnte die theoretische μ -Kurve exakt verwirklicht werden. Entsprechend der Aufgabenstellung ist diese Kurve jedoch durch Einsatz von drei Pumpensätzen anzunähern.

Es wurden folgende Abstufungen gewählt:

- eine Vollastpumpe I $\mu_I = 1$
- eine Teillastpumpe II $\mu_{II} = 0,67$
- eine Teillastpumpe III $\mu_{III} = 0,40$.

Diese Massenstromverhältnisse sind im Bild 8.2.-3 eingetragen. Die Teillastpumpe II ist so ausgesucht worden, daß sie ein Stück der optimalen Massenstromkurve approximiert und gleichzeitig bei Ausfall der Pumpe I den üblicherweise geforderten Notbetrieb aufrechterhalten kann (vgl. Abschnitt 5.1.3.). Eine zweite Vollastpumpe kann somit eingespart werden. Die Teillastpumpe III wurde wegen der relativ langen Betriebszeit bei etwa $\mu = 0,4$ gewählt.

Im weiteren sind die Einsatzbereiche der Pumpen I bis III festzulegen. Dazu wird Gl. (8.2.-1) nach

$$t_{V,N} = t_R + \frac{\lambda}{\mu} (t_{V,N}^+ - t_R^+)$$

aufgelöst und im vermutlichen Belastungsbereich ausgewertet. Die Ergebnisse sind nachfolgend aufgelistet:

$\mu_I = 1$:

λ	1	0,9	0,8	0,7
$t_{V,N,I}$ in °C	150,0	139,0	127,5	115,5

$\mu_{II} = 0,67$:

λ	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4
$t_{V,N,II}$ in °C	159,0	143,1	127,1	110,7	94,8

$\mu_{III} = 0,40$:

λ	0,5	0,4	0,3	0,2
$t_{V,N,III}$ in °C	151,0	127,0	102,0	77,0

Diese Kurven werden im $t_{V,N}, \lambda$ -Diagramm (Bild 8.2.-3) eingezeichnet. Der Temperaturverlauf $t_{V,N,I}$ ist wegen $\mu = 1$ logischerweise mit $t_{V,N,min}$ deckungsgleich. Die Schnittpunkte der $t_{V,N,II}$ - und $t_{V,N,III}$ -Kurven mit der maximalen Netzvorlauftemperatur $t_{V,N,max}$ stellen die Umschaltunkte der eingesetzten Pumpenaggregate dar. Damit liegen auch die Begrenzungen im μ, λ -Diagramm fest. Eine abschließende Überprüfung zeigt, daß die Netzvorlauftemperatur $t_{V,N}$ stets auf oder über $t_{V,N,min}$ und damit auch über t_V liegt. Wäre dies nicht der Fall, müßte die Pumpenauswahl verändert oder im Drosselbetrieb gefahren werden.

Insgesamt ist festzustellen, daß bei Belastungsgraden $\lambda > 0,49$ nur eine sehr grobe Annäherung an die optimale Temperaturkurve gegeben ist. Nach Bild 1.1.-21 entspricht dies aber nur etwa einer Betriebszeit von 87 Tagen. Während 153 Tagen ist dagegen eine recht gute Anpassung gegeben ($0,49 > \lambda > 0,2$). Die etwaigen Pumpenbetriebszeiten sind im Bild 8.2.-3 unter den Pumpeneinsatzbereichen vermerkt.

(Da in der Praxis oftmals der Wärmebedarf zu groß berechnet wird, dürften die Einsatzbereiche bei hohen Belastungsgraden kleiner sein. Wiese beispielsweise der Wärmebedarf einen Fehler von 14% auf, so verkürzte sich die genannte Betriebszeit bei Halblast oder größeren Werten auf etwa 48 Tage.)

8.2.2. Temperatur- und Massestromfahrkurven für Abnehmer mit Gebäudeheizung und Warmwasserbereitung

Die bisher vorgestellten Ergebnisse gelten exakt nur für den Anschluß reiner Raumheizungssysteme. Dieser Fall ist bei dezentraler Warmwasserbereitung mit Gas oder mit Elektroenergie zutreffend. Üblicherweise wird aber im fernwärmebeheizten Wohnungsbau auch eine zentrale Warmwasserbereitung angeschlossen. In diesem Fall liegen veränderte Belastungsverhältnisse vor, deren Einfluß abgeschätzt werden soll, d. h., die bisherigen Ergebnisse sind zu extrapolieren.

Vorab ist zu bemerken, daß auf Grund der unstetigen Warmwasserentnahmen und der unterschiedlichen Warmwasserbereitungssysteme (reine Durchflußsysteme, kombinierte Durchfluß-Speichersysteme, reine Speichersysteme) sowie deren verschiedenartiger heizseitiger Schaltungen (Vorrangprinzip, parallele Entnahme) — Näheres ist im Abschnitt 1.1.1.4. ausgeführt — eine übertriebene Genauigkeit beim Erfassen der Einflußgrößen völlig fehl am Platze ist. Prinzipiell sollten folgende Prämissen beachtet werden:

1. Der spezifische Wärmestrom für die Warmwasserbereitung (\dot{q} in W/WE) kann zwischen Null und einem Maximalwert (vgl. Bild 3.1.-5) schwanken. Für Versorgungsgebiete größer 1000 WE wird dieser, unabhängig vom System, durch die Stundenspitze repräsentiert. Weiterhin ist zu beachten, daß der größte Teil des Warmwasser-Tagesverbrauchs innerhalb weniger Stunden benötigt wird. Dies bedeutet, daß die für die reine Raumheizung ermittelten Fahrkurven während eines relativ langen Zeitraums mit guter Näherung zutreffen.
2. Die häufig angewendete Vorrangschaltung (Warmwasserbereitung vor Raumheizung) ist vorteilhaft, da die Speicherfähigkeit der Gebäude zur Vergleichmäßigung des Wärmestroms herangezogen wird. Die Wirksamkeit geht allerdings mit abnehmendem Belastungsgrad — identisch mit steigender Außentemperatur — zurück und wird bei Sommerbetrieb Null. Ganzjährig lastausgleichend wirken im Warmwasserbereitungssystem angeordnete Speicher.
3. Die Fernheizung muß sich den Bedarfsschwankungen durch eine dynamische Fahrweise anpassen. Bei plötzlichen, teilweise unvorhergesehenen Laständerungen, wie dies die Warmwasserbereitung bewirken kann, ist

bei ausgedehnten Netzen mit großen Umlaufzeiten des Netzwassers die Anpassung durch Temperaturänderung wenig sinnvoll. Diese würde erst mit großer Verzögerung wirksam. Die Bereitstellung eines größeren Heizmedienstroms beim Verbraucher durch Erhöhung der Wasserumwälzung kann durch Einschalten eines größeren Pumpensatzes dagegen sofort erfolgen.

4. Aus den vorhergehenden Punkten wird deutlich, daß Korrekturen an den ermittelten Fahrkurven bei Einbeziehung der Warmwasserbereitung nur gering sein sollten.

Die Diskussion der Fahrkurve muß in Abhängigkeit von der Belastung geführt werden:

- Die allgemein im Wohnungsbau verwendeten Warmwasserbereitungssysteme — das reine Durchflußsystem und das kombinierte Durchfluß-Speichersystem, jeweils mit Vorrangschaltung — werden so bemessen, daß bei Vollast ($\lambda = 1$) die Abkühlung des Heizungsrücklaufs ohne Zusp eisung eines weiteren Massestroms für die Warmwasserbereitung ausreicht. Damit fließt im Netz der gleiche maximale Wasserstrom wie bei alleiniger Raumheizung. Ein Verändern der Netzvorlauftemperatur $t_{v,N} = t_{v,N,max}$ ist rechnerisch nicht möglich.
- Im Bereich hoher Belastungsgrade ($\lambda = 1 \dots 0,6$) wird die optimale Netzvorlauftemperatur durch Randoptima repräsentiert ($t_{v,N} = t_{v,N,max}$). Eine Veränderung der Vorlauftemperatur bei erhöhter Belastung ist auch in diesem Lastbereich nicht realisierbar. Da der Wärmestrom für die Warmwasserbereitung nicht mehr in vollem Umfang aus der Abkühlung des Rücklaufs gewonnen werden kann, ist zeitweise ein größerer Wasserstrom umzuwälzen. Diese Möglichkeit besteht, da im Vollastfall ohnehin \dot{m}^+ gefördert wird.
- Bei niedrigen Belastungsgraden ($\lambda = 0,6 \dots 0,2$) konnte in der Regel ein echtes Kostenminimum nachgewiesen werden. Aus den im Abschnitt 8.1.3. genannten Gründen wurden die Minima durch Aufzeichnen der Kostenkurven ermittelt. Näherungsweise ist für die Gegenüberstellung zwischen reiner Raumheizung und Berücksichtigung der Warmwasserbereitung ein analytisches Vorgehen möglich. Dazu wird Gl. (8.1.-13) in die Form

$$K = p_Q \left\{ [k_v(t_{v,N} - tu) + k_R(t_{R,N} - tu)] \pi d + \frac{(\Delta p'_v + \Delta p'_R)_0}{\dot{m}_0^2 \eta} \frac{p_E}{p_Q} \left(\frac{\lambda \dot{Q}^+ c^{-1}}{t_{v,N} - t_{R,N}} \right)^3 \right\} \quad (8.2.-2)$$

gebracht. Der Index „0“ charakterisiert einen Bezugszustand, für den die Druckverlustberechnung exakt gilt. Unter Annahme, daß die Rücklauftemperaturen $t_{R,N}$ nur vom Belastungsgrad und von der Abnehmerschaltung — nicht aber von der Netzvorlauftemperatur — abhängen, wird das Kostenminimum in Funktion der Netzvorlauftemperatur gesucht. Die Differentiation der Gleichung liefert

$$\frac{dK}{dt_{v,N}} = p_Q \left\{ k_v \pi d - 3 \frac{(\Delta p'_v + \Delta p'_R)_0}{\dot{m}_0^2 \eta} \frac{p_E}{p_Q} \times \left(\frac{\lambda \dot{Q}^+}{c} \right)^3 (t_{v,N} - t_{R,N})^{-4} \right\}, \quad (8.2.-3)$$

und aus dem Gleichsetzen mit Null folgt

$$(t_{V,N} - t_{R,N})_{opt} = \left[3 \frac{(\Delta p'_V + \Delta p'_R)_0}{m_0^2 \varrho \eta k_v \pi d} \frac{p_E}{p_Q} \left(\frac{\lambda \dot{Q}^+}{c} \right)^3 \right]^{1/4} \quad (8.2.-4)$$

Nach Einführen einer Abkürzung ergibt sich der Zusammenhang

$$(t_{V,N} - t_{R,N})_{opt} = C(\lambda \dot{Q}^+)^{3/4} \quad (8.2.-5)$$

Berücksichtigt man die Warmwasserbereitung, so sind zwei Belastungsfälle zu unterscheiden.

Bei der *Vorrangschaltung* steht der gesamte Massestrom des Abnehmers kurzzeitig der Warmwasserbereitung zur Verfügung. Das dadurch entstehende Wärmestromdefizit an die Gebäudeheizung muß verteilt über die tägliche Heizzeit — z. B. $\Delta \tau_H = 15 \text{ h}$ — ausgeglichen werden. Bei einem täglichen Wärmebedarf \dot{Q}_{ww} für die Warmwasserbereitung folgt somit für den mittleren zuzuführenden Gesamtwärmestrom der belastungsabhängige Wert

$$\bar{Q} = \frac{\dot{Q}_{ww}}{\Delta \tau_H} + \lambda \dot{Q}^+ \quad (8.2.-6)$$

Der Spitzenwärmestrom zur Warmwasserbereitung $\dot{Q}_{S,D,max}$ kann nach Gl. (3.1.-23) oder unter Verwenden des Bildes 3.1.-5 ermittelt werden. Solange $\bar{Q} > \dot{Q}_{S,D,max}$ gilt, kann durch Einschalten der Vorrang-Warmwasserbereitung die Bedarfsforderung stets realisiert werden. Ist diese Ungleichung nicht erfüllt, so muß mindestens der Wärmestrom $\dot{Q}_{S,D,max}$ zu den Abnehmern transportiert werden. In Relation zu Gl. (8.2.-5) ergeben sich für

$$\bar{Q} > \dot{Q}_{S,D,max}$$

$$(t_{V,N} - t_{R,N})'_{opt} = (t_{V,N} - t_{R,N})_{opt} \left(\frac{\bar{Q}}{\lambda \dot{Q}^+} \right)^{3/4} \quad (8.2.-7)$$

$$\bar{Q} < \dot{Q}_{S,D,max}$$

$$(t_{V,N} - t_{R,N})'_{opt} = (t_{V,N} - t_{R,N})_{opt} \left(\frac{\dot{Q}_{S,D,max}}{\lambda \dot{Q}^+} \right)^{3/4} \quad (8.2.-8)$$

Weiter muß an Hand praxisbezogener Daten ausgewertet werden. Es gelten folgende Näherungswerte:

täglicher Warmwasserverbrauch:

$$\dot{m}_{ww} = 144 \text{ kg/WE d}$$

Kalt-/Warmwassertemperatur:

$$t_K = 10 \text{ }^\circ\text{C} / t_{ww} = 60 \text{ }^\circ\text{C}$$

maximaler Wärmestrom für Raumheizung:

$$\dot{Q}^+ = 4,5 \text{ kW/WE}$$

Größe des Versorgungsbereichs:

$$n = 2000 \text{ WE}$$

maximaler Wärmestrom für die Warmwasserbereitung [Gl. (3.1.-23)]:

$$\dot{Q}_{S,D,max} = 2929 \text{ kW}$$

Betriebszeit der Heizungsanlage:

$$\Delta \tau_H = 15 \text{ h}$$

Aus Gl. (8.2.-6) ergibt sich

$$\bar{Q} = \frac{2000 \cdot 144 \cdot (60 - 10) \cdot 4,2}{15 \cdot 3600} \text{ kW} + \lambda \cdot 2000 \cdot 4,5 \text{ kW} = 1120 \text{ kW} + \lambda \cdot 9000 \text{ kW}$$

λ	0,5	0,4	0,3	0,2
\bar{Q} in kW	5620	4720	3820	2920

Tabelle 8.2.-1 Auswertung der Gln. (8.2.-7), (8.2.-8) und (8.2.-9)

	λ				Bemerkungen
	0,5	0,4	0,3	0,2	
$(t_{V,N} - t_{R,N})_{opt}$ in K	38 ... 54 71 ... 90 37 ... 48 58 ... 75	33 ... 45 59 ... 76 32 ... 40 49 ... 63	27 ... 37 47 ... 63 28 ... 32 41 ... 52	22 ... 29 36 ... 50 23 ... 24 33 ... 41	$t_{V,N,max} = 150 \text{ }^\circ\text{C}; w_{max} = 1 \text{ m/s}$ $w_{max} = 2 \text{ m/s}$ $t_{V,N,max} = 130 \text{ }^\circ\text{C}; w_{max} = 1 \text{ m/s}$ $w_{max} = 2 \text{ m/s}$
$\left(\frac{\bar{Q}}{\lambda \dot{Q}^+} \right)^{3/4}$	1,18	1,23	1,30		
$\left(\frac{\dot{Q}_{S,D,max}}{\lambda \dot{Q}^+} \right)^{3/4}$				1,44	
$(t_{V,N} - t_{R,N})'_{opt}$ in K	45 ... 64 84 ... 106 44 ... 57 68 ... 89	41 ... 55 73 ... 93 39 ... 49 60 ... 77	35 ... 48 61 ... 82 36 ... 42 53 ... 68	32 ... 42 52 ... 72 33 ... 35 48 ... 59	$t_{V,N,max} = 150 \text{ }^\circ\text{C}; w_{max} = 1 \text{ m/s}$ $w_{max} = 2 \text{ m/s}$ $t_{V,N,max} = 130 \text{ }^\circ\text{C}; w_{max} = 1 \text{ m/s}$ $w_{max} = 2 \text{ m/s}$
$\left(\frac{\lambda \dot{Q}^+ + \dot{Q}_{S,D,max}}{\dot{Q}^+ + \dot{Q}_{S,D,max}} \frac{\dot{Q}^+}{\lambda \dot{Q}^+} \right)^{3/4}$	1,18	1,27	1,40	1,67	
$(t_{V,N} - t_{R,N})''_{opt}$ in K	45 ... 64 84 ... 106 44 ... 57 68 ... 89	42 ... 57 75 ... 97 41 ... 51 62 ... 80	38 ... 52 66 ... 88 39 ... 45 57 ... 73	37 ... 48 60 ... 84 38 ... 40 55 ... 68	$t_{V,N,max} = 150 \text{ }^\circ\text{C}; w_{max} = 1 \text{ m/s}$ $w_{max} = 2 \text{ m/s}$ $t_{V,N,max} = 130 \text{ }^\circ\text{C}; w_{max} = 1 \text{ m/s}$ $w_{max} = 2 \text{ m/s}$

Damit können die Gln. (8.2.-7) und (8.2.-8) ausgewertet werden, wobei die optimalen Temperaturdifferenzen ($t_{V,N} - t_{R,N}$)_{opt} der Bilder 8.1.-4 und 8.1.-5 die Grundlage bilden. Die Ergebnisse sind in Tabelle 8.2.-1 vermerkt.

Die Rücklauftemperaturen liegen bei Stationen mit Sektionen zur Warmwasserbereitung entsprechend den Bildern 1.1.-13 bis 1.1.-15 unter denen reiner Raumheizung (Bilder 8.1.-4 und 8.1.-5). Es wird eine Absenkung der Rücklauftemperatur bei $\lambda = 0,5$ um 10 K und bei $\lambda = 0,2$ um 7 K geschätzt. Aufbauend auf diesen Annahmen und den errechneten Werten (Tabelle 8.2.-1), ergeben sich die im Bild 8.2.-4 schraffiert dargestellten Betriebsbereiche.

Für alleinige Warmwasserbereitung (Sommerbetrieb) gilt im Spitzenlastfall ebenfalls Gl. (8.2.-8). Bei Annahme des durchschnittlichen Warmwasserverbrauchs ergeben sich rechnerische Netzvorlauftemperaturen unter 60 °C. Wegen der außerordentlich langen Umlaufzeiten des Netzwassers bei der geringen Sommerbelastung ist eine gleitende, dem Warmwasserbedarf angepaßte Temperaturregelung nicht

realisierbar. Eine konstante Temperatur ist festzulegen. Eventuell verbleibende Defizite lassen sich durch Erhöhen des Massestroms fast trägheitslos ausgleichen. Da man aus technischen Gründen Vorlauftemperaturen unter 60 bis 70 °C ohnehin zur Warmwasserbereitung nicht verwenden kann, ergibt sich der Bereich von $t_{V,N,\min} = 70 \dots 95$ °C. Bei einer weiteren Präzisierung müßten die ökonomischen und technischen Belange der Abnehmerseiten berücksichtigt werden, wodurch individuelle Ergebnisse folgten.

Zusammenfassend kann man feststellen:

Bei Fernheiznetzen, die zur Wärmeversorgung von Raumheizungs- und Warmwasserbereitungssystemen dienen, sind bei Anwendung der Vorrangschaltung für die Warmwasserbereitung die für reine Heizungsversorgung abgeleiteten Fahrkurven in guter Näherung gültig. Als Korrektur ist im Bereich niedriger Belastungsgrade eine geringfügige Erhöhung der Netzvorlauftemperaturen angebracht. An der Heizgrenze $\lambda = 0,2$ sollte diese etwa 5 bis 10 K betragen.

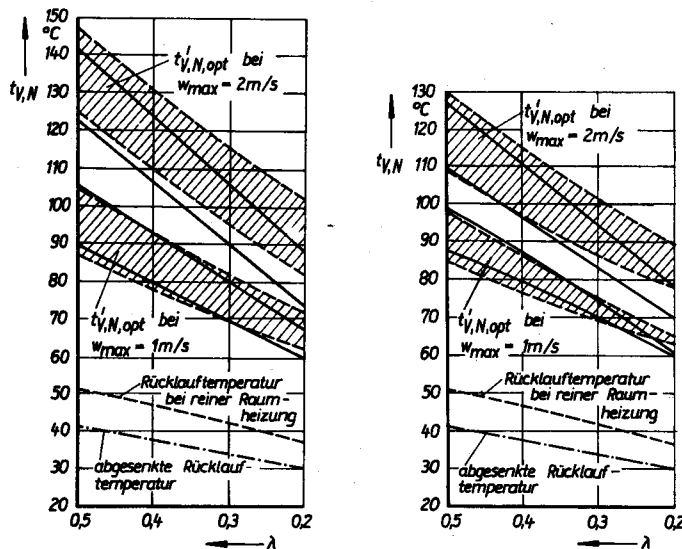


Bild 8.2.-4
Bereiche optimaler Netzvorlauftemperaturen bei Einbeziehung der nach dem Vorrangprinzip arbeitenden Warmwasserbereitungsanlagen
Die Bezugswerte (durchgehende Linien) sind den Bildern 8.1.-4 und 8.1.-5 entnommen

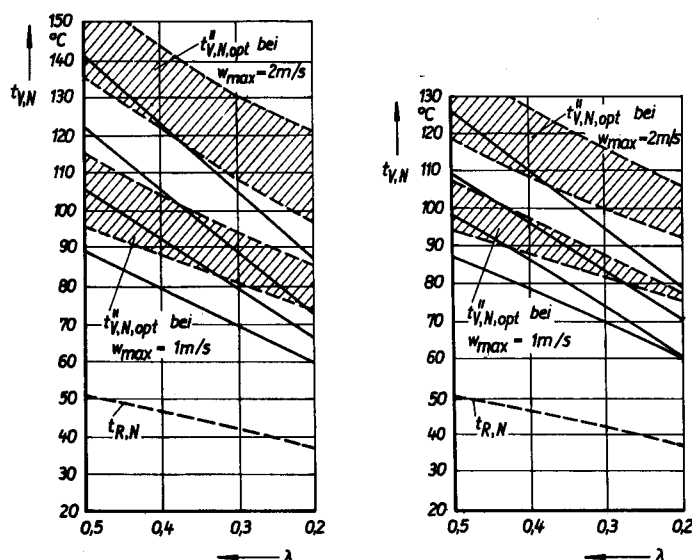


Bild 8.2.-5
Bereiche optimaler Netzvorlauftemperaturen bei Einbeziehen parallel angeschlossener Warmwasserbereitungsanlagen
Die Bezugswerte (durchgehende Linien) sind den Bildern 8.1.-4 und 8.1.-5 entnommen

Anmerkung

Bei einer *Parallelschaltung* der Gebäudeheizung und der Warmwasserbereitung addieren sich die Wärmeströme zum Bedarfswert ($\lambda \dot{Q}^+ + \dot{Q}_{S,D,max}$). Die optimale Temperaturspreizung berechnet sich nach dem Näherungswert

$$(t_{v,N} - t_{r,N})_{opt} = (t_{v,N} - t_{r,N})_{opt} \left[\frac{\lambda \dot{Q}^+ + \dot{Q}_{S,D,max}}{\dot{Q}^+ + \dot{Q}_{S,D,max}} \right]^{3/4} \quad (8.2-9)$$

Die Ergebnisse sind ebenfalls in Tabelle 8.2-1 vermerkt und im Bild 8.2-5 aufgezeichnet. Da die Rücklauftemperatur aus der Gebäudeheizung bei parallelschalteter Warmwasserbereitung keine Absenkung erfährt, liegen die optimalen Netzvorlauftemperaturen an der Heizgrenze bis zu 30 K höher als in Systemen mit reiner Gebäudeheizung.

Warmwasserbereitungssysteme, die die Auskühlung des Gebäuderücklaufs einbeziehen, sind bevorzugt anzuwenden.

8.2.3. Praktische Ermittlung optimaler Fahrkurven

Die bisher vorgestellten Untersuchungen beruhen auf zahlreichen Annahmen und Vereinfachungen. Es sollte deshalb versucht werden, die Annahmen durch praktische Messungen zu ersetzen bzw. auf wenige Imponderabilien zu beschränken und das Betriebsverhalten des gesamten Netzes einschließlich seiner spezifischen Eigenschaften zu erfassen. (Diese Betrachtungsweise entspricht der im Abschnitt 8.1.1. beschriebenen theoretischen Untersuchung „Optimaler Netzbetrieb“.)

Eindeutig ist das Erfassen des Massestroms \dot{m} durch Messen des Volumenstroms \dot{V} und entsprechende Umrechnung ($\dot{m} = \dot{V}\rho$) und des Pumpendifferenzdrucks Δp_p . Im letztgenannten Wert sind bereits alle technisch bedingten Restriktionen enthalten, so beispielsweise die durch eine Drosselregelung verursachten Druckverluste. Aus dem Pumpenkennfeld ist weiterhin der Wirkungsgrad η_p — zugeordnet zum jeweiligen Betriebspunkt — ablesbar. In Kombination mit dem Motorwirkungsgrad η_M folgt der Gesamtwirkungsgrad

$$\eta = \eta_p \eta_M$$

Anmerkung

Statt des Pumpendifferenzdrucks Δp_p könnte auch die elektrische Leistungsaufnahme des Pumpenantriebs direkt gemessen werden. Die Ermittlung des Wirkungsgrades und die Berechnung nach Gl. (8.2-11) entfielen dann.

Einfach meßbar sind die Netzvorlauf- und -rücklauftemperaturen an der Einspeisestelle $t_{v,E}$ und $t_{r,E}$. Ein diffiziles Problem ist dagegen die Ermittlung der Netzwärmeverluste. Das gleichzeitige Messen des an der Einspeisestelle E übergebenen Wärmestroms \dot{Q}_E und der an allen Abnehmern $i = 1 \dots n$ entnommenen Wärmeströme \dot{Q}_i dürfte nur in Ausnahmefällen möglich sein. Die zahlreichen Meßstellen bergen natürlich auch Fehlerquellen in sich. Liegen zuverlässige Messungen vor, so ergibt sich der Wärmeverluststrom des gesamten Netzes zu

$$\dot{Q}_N = \dot{Q}_E - \sum_{i=1}^n \dot{Q}_i \quad (8.2-10)$$

Praktikabler als die beschriebenen Messungen erscheint die theoretische Bestimmung der Wärmeverluste. Für

eine Vielzahl von Lastfällen, Netzvorlauftemperaturen sowie von zugehörigen Abnehmerrücklauftemperaturen werden beispielsweise unter Einbeziehen des Unterprogramms TEMP (Flußbild 2.2.-1) die Netzwärmeverluste $\dot{Q}_N = \dot{Q}_N(\lambda, t_{v,E})$ berechnet. Dieser funktionelle Zusammenhang wird im Diagramm oder in Tabellenform dargestellt.

Nach dem Prinzip „Lernen aus Erfahrung“ können nunmehr optimale Fahrkurven $t_{v,N,opt}$ gewonnen werden. Um genügend Betriebswerte zu erhalten, sind anfangs die Vorlauftemperaturen bewußt zu variieren. Jeder stationäre Betriebszustand z ist auszuwerten. Dabei sollte folgender Algorithmus Anwendung finden:

1. Berechnung der elektrischen Leistung

$$P_p = \Delta p_p \dot{V} \frac{1}{\eta} = \Delta p_p \dot{m} \frac{1}{\eta \rho} \quad (8.2-11)$$

2. Berechnung des Belastungsgrades

$$\lambda = \frac{\dot{m}(t_{v,E} - t_{r,E})}{\dot{m}^+(t_{v,E}^+ - t_{r,E}^+)} \quad (8.2-12)$$

wobei „+“ auf die Auslegungsdaten hinweist. Die Berechnung des Belastungsgrades enthält eine kleine Unkorrektheit, da die zugrunde gelegten Temperaturen die Wärmeverluste mit beinhalten. Dies ist jedoch die einfachste Möglichkeit, da so eine iterative Auswertung umgangen wird.

3. Ermittlung der Netzwärmeverluste \dot{Q}_N nach Gl. (8.2-10) oder aus der Aufstellung $\dot{Q}_N = \dot{Q}_N(\lambda, t_{v,E})$.
4. Berechnung der zum Betriebspunkt z gehörigen Netzbetriebskosten

$$K_z = p_Q \left(\dot{Q}_N + P_p \frac{p_E}{p_Q} \right) \quad (8.2-13)$$

Es ist zweckmäßig, den Wert K_z zu modifizieren

$$K_z^0 = \frac{K_z}{p_Q} = \dot{Q}_N + P_p \frac{p_E}{p_Q} \quad (8.2-14)$$

für verschiedene Preisrelationen (Elektroenergie zu Wärmeenergie) p_E/p_Q auszuwerten und die Ergebnisse in Diagramme gemäß Bild 8.2-6 einzutragen.

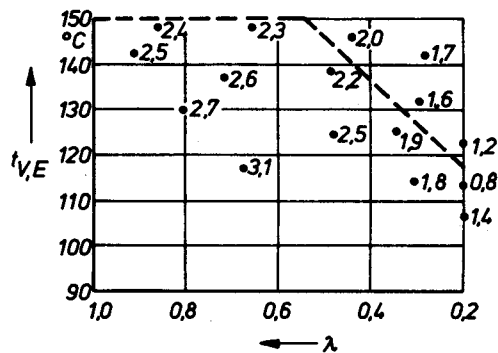


Bild 8.2-6
Schema zur Ermittlung optimaler Netzvorlauftemperaturen auf der Grundlage tatsächlicher Betriebskosten
Die eingetragenen Werte sind die nach Gl. (8.2-14) berechneten modifizierten Betriebskosten K_z^0 .

Für jedes Preisverhältnis ist ein Diagramm $t_{v,E} = t_{v,E}(\lambda, K_z^0)$ zu entwickeln.

5. Aus den eingetragenen Parameterpunkten K_z^0 kann dann eine optimale Netzvorlauftemperaturkurve in Abhängigkeit vom Belastungsgrad bestimmt werden. Weitere Auswertungen von Betriebspunkten erhöhen die Aussagekraft und bewirken evtl. eine spätere Korrektur der Fahrkurve.

8.3. Fahrkurven als Grundlage der optimalen Bemessung

Ziel der optimalen Bemessung der Rohrdurchmesser ist es, die Summe der jährlichen Fest- und Betriebskosten zu minimieren. Da die Betriebskosten unter anderem abhängig vom Belastungsgrad sind, bedürfen die dem Auslegungszustand zugeordneten Werte einer Umrechnung. Dies erfolgt durch Bilden der sogenannten Vollaststunden. Während dieser Zeit treten unter Annahme der Auslegungsbedingungen die gleichen Arbeitsaufwendungen, Wärmeverluste u. a. m. auf, wie unter realen Bedingungen summiert über die gesamte Betriebszeit des Jahres. Interessant sind Kenntnisse über die Vollaststunden bezüglich der jährlichen Pumpenarbeit und der Wärmeverluste des Vorlauf- und Rücklauf-Netzteils.

Ausgehend von den Gln. (6.1.-10) und (6.1.-11), gelten mit den Bezeichnungen dieses Abschnitts für die Vollaststunden bezüglich der

Pumpenarbeit

$$b_E = \frac{\eta^+ \varrho^+}{\Delta p_P^+ \dot{m}^+} \int_0^{\tau_0} \Delta p_P \dot{m} \frac{1}{\eta \varrho} d\tau \quad (8.3.-1)$$

Wärmeverlust — Vorlauf

$$b_{Qv} = \frac{1}{t_{v,E}^+ - tu^+} \int_0^{\tau_0} (t_{v,E} - tu) d\tau \quad (8.3.-2)$$

Wärmeverlust — Rücklauf

$$b_{Qr} = \frac{1}{t_{r,E}^+ - tu^+} \int_0^{\tau_0} (t_{r,E} - tu) d\tau. \quad (8.3.-3)$$

Wollte man ganz genau rechnen, so müßten b_{Qv} und b_{Qr} teilstreckenweise bestimmt und bei der optimalen Bemessung berücksichtigt werden. Dies ist im Algorithmus nach Abschnitt 6.1. jedoch nicht vorgesehen, so daß global die Temperaturen an der Einspeisestelle $t_{v,E}$ und $t_{r,E}$ verwendet werden.

Um die Auswertung des ersten Integrals zu vereinfachen, werden dort noch einige Umformungen angebracht. So sollen $\eta^+ \approx \eta$ und $\varrho^+ \approx \varrho$ gelten. Des weiteren möge sich der Druckabfall im Netz aus einem konstanten Anteil Δp_0 — verursacht durch das Druckregelorgan im Abnehmeranschluß — und einem variablen Anteil $C\dot{m}^2$ —

der bei Vollast $C(\dot{m}^+)^2$ beträgt — zusammensetzen. Damit folgen

$$b_E = \int_0^{\tau_0} \frac{C\dot{m}^2 + \Delta p_0}{C(\dot{m}^+)^2 + \Delta p_0} \frac{\dot{m}}{\dot{m}^+} d\tau \quad (8.3.-4)$$

bzw. mit

$$\mu = \frac{\dot{m}}{\dot{m}^+} \quad \text{und} \quad \kappa = \frac{\Delta p_0}{C(\dot{m}^+)^2}$$

$$b_E = \int_0^{\tau_0} \frac{\mu^2 + \kappa}{1 + \kappa} \mu d\tau. \quad (8.3.-5)$$

Der relative Massestrom ist in der Regel belastungsabhängig. Für Beimischstationen gilt nach Gl. (1.1.-14) bzw. Gl. (8.2.-1)

$$\mu = \lambda \frac{t_{v,E}^+ - t_{r,E}^+}{t_{v,E} - t_{r,E}}. \quad (8.3.-6)$$

Die Auswertung der Integrale (8.3.-2), (8.3.-3) und (8.3.-5) hat systembezogen und komplex zu erfolgen.

In Tabelle 8.3.-1 sind einige spezielle Fälle beispielhaft ausgewertet. Vereinfachend werden dabei alle Temperaturen als lineare Funktionen des Belastungsgrades λ approximiert. Die Endpunkte und die Knickpunkte der Temperaturverläufe sind vermerkt. Die zu den Belastungsgraden gehörigen partiellen Betriebszeiten $\Delta\tau_B$ wurden dem Bild 1.1.-21 entnommen. Es gelten für Wärmenetze mit überwiegender Raumheizung:

λ	1,0	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3	0,2
$\Delta\tau_B$ in Tagen	1	3	7	9	35	55	60	44	50

Die relativ lange Betriebsdauer für $\lambda = 0,2$ wurde gewählt, da vielfach die übliche Heizgrenze von einer mittleren Tagestemperatur von 12 °C auf 14 bis 15 °C angehoben wurde bzw. weil die Betriebszeiten der Netze die der Abnehmeranlagen infolge unterschiedlicher Nutzungsbedingungen überschreiten.

Weiterhin wurde eine tägliche Betriebszeit von 24 h bei der Berechnung der Vollaststunden angenommen. Bei eingeschränktem Betrieb sind die Angaben mit den tatsächlichen Betriebsstunden $\Delta\tau_H$ zu korrigieren. Es gelten dann

$$b^* = b \frac{\Delta\tau_H}{24}. \quad (8.3.-7)$$

Dabei kann es durchaus möglich sein, daß b_Q und b_E unterschiedlich reduziert werden. Dies trifft beispielsweise dann zu, wenn das Netz unter Temperatur gehalten wird und somit b_Q für 24 h gilt, während die Abnahme bis auf eine geringe Überströmung unterbleibt und entsprechend b_E^* zu bilden ist.

Bei der Ermittlung des Belastungsgrades ist von einem nach Abschnitt 3.1. bereinigten Wärmebedarf auszugehen.

Tabelle 8.3.-1 Vollastbetriebsstundenzahlen für ausgewählte Betriebsregime

$t_{V,E}$ °C	$t_{R,E}$ °C	t_u °C	α	b_{QV} h/a	b_{QR} h/a	b_E h/a	
			0,3	5307	3330	1067	
			0,4				1183
			0,5				
			0,3	4918	2557	1067	
			0,4				1183
			0,5				
			0,3	4527	3048	1067	
			0,4				1183
			0,5				
	0,3	5307	2588	1109			
	0,4				1226		
	0,5					1326	
	0,3	4918	1755	1109			
	0,4				1226		
	0,5					1326	
	0,3	4527	2793	1109			
	0,4				1226		
	0,5					1326	
			0,3	3577			3330
			0,4		2919		
			0,5			3021	
			0,3	3302			2557
			0,4		2919		
			0,5			3021	
			0,3	3352			3048
			0,4		2919		
			0,5			3021	
	0,3	3577	2588	2587			
	0,4				2707		
	0,5					2811	
	0,3	3302	1755	2587			
	0,4				2707		
	0,5					2811	
	0,3	3352	2793	2587			
	0,4				2707		
	0,5					2811	
			0,3	5472			3330
			0,4		1052		
			0,5			1148	
			0,3	4991			2557
			0,4		1052		
			0,5			1148	
			0,3	4524			3048
			0,4		1052		
			0,5			1148	
	0,3	5472	2588	1002			
	0,4				1114		
	0,5					1211	
	0,3	4991	1755	1002			
	0,4				1114		
	0,5					1211	
	0,3	4524	2793	1002			
	0,4				1114		
	0,5					1211	
			0,3	3879			3330
			0,4		2255		
			0,5			2367	
			0,3	3526			2557
			0,4		2255		
			0,5			2367	
			0,3	3513			3048
			0,4		2255		
			0,5			2367	
	0,3	3879	2588	2008			
	0,4				2137		
	0,5					2249	
	0,3	3526	1755	2008			
	0,4				2137		
	0,5					2249	
	0,3	3513	2793	2008			
	0,4				2137		
	0,5					2249	

9. Anhang

Tabelle 1 Stoffwerte von Wasser [59, 60]

t °C	p_s MPa	v' $10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg}$	v_2	v'' m^3/kg	ρ'	$\rho_{0,s}$ kg/m^3	ρ_1	ρ_2	$(dv/dt)_2$ $10^{-6} \text{ m}^3/\text{kg K}$	α_2 10^{-3} K^{-1}	$(dp/dv)_2$ $10^{12} \text{ Pa kg}/\text{m}^3$	E_2 MPa
10	0,0012	1,0003	0,9993	106,42	999,7	1000,0	1000,2	1000,7	0,08	0,08	-2,12	2119
20	0,0023	1,0017	1,0008	57,83	998,3	998,5	998,7	999,2	0,21	0,20	-2,20	2202
30	0,0042	1,0043	1,0034	32,93	995,7	995,9	996,1	996,6	0,31	0,30	-2,25	2258
40	0,0074	1,0078	1,0069	19,55	992,3	992,5	992,7	993,1	0,39	0,39	-2,26	2276
50	0,0123	1,0121	1,0112	12,05	988,0	988,2	988,4	988,9	0,47	0,46	-2,24	2265
60	0,0199	1,0171	1,0162	7,681	983,2	983,4	983,6	984,1	0,54	0,53	-2,20	2236
70	0,0312	1,0228	1,0219	5,048	977,7	977,9	978,1	978,6	0,60	0,59	-2,14	2187
80	0,0474	1,0292	1,0282	3,411	971,6	971,8	972,1	972,6	0,67	0,65	-2,08	2139
90	0,0701	1,0361	1,0352	2,362	965,2	965,3	965,5	966,0	0,73	0,70	-2,00	2070
100	0,1013	1,0437	1,0427	1,674	958,1	958,3	958,6	959,0	0,78	0,75	-1,92	2002
110	0,1433	1,0519	1,0508	1,211	950,7	950,8	951,1	951,7	0,85	0,80	-1,83	1923
120	0,1985	1,0606	1,0596	0,8920	942,9	943,0	943,2	943,8	0,91	0,86	-1,73	1833
130	0,2701	1,0700	1,0690	0,6685	934,6	934,7	934,9	935,5	0,97	0,91	-1,64	1753
140	0,3614	1,0801	1,0790	0,5088	925,8	925,9	926,3	926,8	1,04	0,96	-1,54	1662
150	0,4760	1,0908	1,0897	0,3926	916,8	916,8	917,1	917,7	1,11	1,02	-1,45	1580
160	0,6180	1,1022	1,1012	0,3069	907,3	2,607	907,5	908,1	1,19	1,08	-1,35	1487
170	0,7920	1,1145	1,1135	0,2426	897,3	2,537	897,4	898,1	1,28	1,15	-1,25	1392
180	1,0027	1,1275	1,1267	0,1938	886,9	2,472	5,144	887,5	1,37	1,21	-1,15	1296
190	1,2552	1,1415	1,1408	0,1563	876,0	2,410	4,995	876,6	1,47	1,28	-1,06	1209
200	1,5551	1,1565	1,1560	0,1271	864,7	2,353	4,857	865,1	1,59	1,37	-0,96	1110

t Temperatur
 p_s Druck im Siedezustand
 v spezifisches Volumen

ρ Dichte
 α thermischer Ausdehnungskoeffizient ($\alpha = \frac{dv}{dt} \frac{1}{v}$)
 E Elastizitätsmodul
 (= Kehrwert des Kompressibilitätskoeffizienten) ($E = \left| \frac{dp}{dv} \right| v$)

Zeiger: ' gesättigte Flüssigkeit
 " gesättigter Dampf
 0,5 } Flüssigkeit bei { 0,5 MPa
 1 } { 1 MPa
 2 } { 2 MPa

Tabelle 1 (Fortsetzung 1)

t °C	λ'	λ_2 $10^{-3} \text{ W}/\text{m K}$	λ''	η'	η_2 $10^{-6} \text{ kg}/\text{s m}$	η''	ν'	ν_2 $10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$	ν''	Pr'	Pr_2	Pr''
10	580	581	17,6	1307,7	1306	9,46	1,308	1,305	1006,73	9,45	9,40	1,00
20	598	599	18,2	1002,7	1002	9,73	1,004	1,003	562,7	7,01	6,98	1,00
30	616	616	18,9	797,7	797,6	10,01	0,801	0,800	392,6	5,42	5,40	1,00
40	631	632	19,6	653,1	653,3	10,31	0,658	0,658	201,6	4,33	4,32	1,00
50	644	644	20,4	547,1	547,4	10,62	0,554	0,554	128,0	3,55	3,55	0,99
60	654	655	21,2	466,8	467,2	10,94	0,475	0,475	84,0	2,99	2,98	0,99
70	663	664	22,1	404,4	404,9	11,26	0,414	0,414	56,8	2,56	2,55	0,99
80	670	671	23,0	355,0	355,5	11,60	0,366	0,366	39,6	2,22	2,22	0,99
90	675	676	24,0	315,0	315,5	11,93	0,326	0,327	28,2	1,96	1,96	0,99
100	679	680	25,1	282,2	282,7	12,28	0,295	0,295	20,6	1,75	1,75	0,99
110	681	682	26,2	254,9	255,4	12,62	0,268	0,268	15,3	1,58	1,58	1,00
120	683	684	27,5	232,1	232,5	12,97	0,246	0,246	11,6	1,44	1,44	1,00
130	683	684	28,8	212,7	213,1	13,32	0,228	0,228	8,90	1,33	1,33	1,01
140	683	684	30,1	196,1	196,6	13,67	0,212	0,212	6,96	1,23	1,23	1,02
150	682	683	31,6	181,9	182,3	14,02	0,198	0,199	5,50	1,15	1,15	1,03
160	680	681	33,1	169,5	169,9	14,37	0,187	0,187	4,41	1,08	1,08	1,04
170	677	678	34,7	158,8	159,1	14,72	0,177	0,177	3,57	1,03	1,02	1,06
180	673	674	36,4	149,3	149,6	15,07	0,168	0,169	2,92	0,98	0,98	1,08
190	669	669	38,2	141,0	141,2	15,42	0,161	0,161	2,41	0,94	0,94	1,11
200	663	664	40,1	133,6	133,7	15,78	0,155	0,155	2,01	0,91	0,91	1,13

λ Wärmeleitfähigkeit
 η dynamische Viskosität
 ν kinematische Viskosität
 Pr PRANDTL-Zahl

Zeiger: ' gesättigte Flüssigkeit
 " gesättigter Dampf
 2 Flüssigkeit bei 2 MPa

Tabelle 1 (Fortsetzung 2)

t °C	h' kJ/kg	h'' kJ/kg	Δh_v kJ/kg	$h_{0,1}$ kJ/kg	$h_{0,2}$ kJ/kg	$h_{0,5}$ kJ/kg	h_1 kJ/kg	c'_p kJ/kg K	$c_{p0,5}$ kJ/kg K	c_{p1} kJ/kg K	c_{p2} kJ/kg K	c''_p kJ/kg K
10	42,0	2519	2477	42,1	42,2	42,5	43,0	4,193	4,191	4,189	4,185	1,868
20	83,9	2538	2454	84,0	84,0	84,3	84,8	4,182	4,181	4,179	4,176	1,874
30	125,7	2556	2430	125,8	125,8	126,1	126,6	4,179	4,177	4,176	4,173	1,883
40	167,5	2574	2407	167,5	167,6	167,9	168,3	4,179	4,178	4,176	4,174	1,894
50	209,3	2592	2383	209,3	209,4	209,7	210,1	4,181	4,180	4,179	4,177	1,907
60	251,1	2609	2358	251,2	251,2	251,5	251,9	4,185	4,184	4,183	4,180	1,924
70	293,0	2627	2334	293,0	293,1	293,4	293,8	4,190	4,189	4,188	4,186	1,944
80	334,9	2644	2309	335,0	335,0	335,3	335,7	4,196	4,196	4,194	4,192	1,969
90	376,9	2660	2283	377,0	377,0	377,3	377,7	4,205	4,204	4,203	4,201	1,999
100	419,1	2676	2257	2677	419,1	419,4	419,7	4,215	4,215	4,214	4,211	2,034
110	461,3	2692	2231	2697	461,4	461,6	461,9	4,229	4,228	4,227	4,224	2,075
120	503,7	2707	2203	2717	503,7	503,9	504,3	4,244	4,244	4,243	4,240	2,123
130	546,3	2721	2174	2737	2728	546,5	546,8	4,263	4,263	4,261	4,259	2,179
140	589,1	2734	2145	2757	2748	589,2	589,5	4,285	4,285	4,283	4,280	2,244
150	632,2	2746	2114	2777	2769	632,2	632,5	4,310	4,310	4,308	4,305	2,319
160	675,5	2758	2082	2796	2790	2767	675,7	4,338	2,286	4,337	4,334	2,405
170	719,1	2768	2049	2816	2810	2790	719,2	4,370	2,237	4,370	4,366	2,503
180	763,1	2777	2014	2836	2830	2812	2777	4,407	2,199	2,610	4,403	2,614
190	807,5	2785	1977	2855	2850	2834	2803	4,449	2,168	2,511	4,446	2,739
200	852,4	2791	1939	2875	2871	2856	2828	4,496	2,143	2,431	4,494	2,881

h spezifische Enthalpie
 Δh_v spezifische Verdampfungsenthalpie
 c_p spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck

Zeiger: ' gesättigte Flüssigkeit
 " gesättigter Dampf

Flüssigkeit bei $\left\{ \begin{array}{l} 0,1 \\ 0,2 \\ 0,5 \\ 1 \\ 2 \end{array} \right\}$ MPa

Tabelle 1 (Fortsetzung 3)

Die Stoffwerte des Wassers können durch Approximationsgleichungen beschrieben werden. In [59] sind sehr genaue — auf internationale Empfehlungen zurückgehende — Gleichungsansätze vorgestellt. Der Berechnungsaufwand ist sehr hoch. Für technische Berechnungen, wie sie im Fernheizungsbau erforderlich sind, genügen in der Regel gröbere Näherungen. Deshalb wurden einfache Näherungsansätze aufgestellt, die ohne weiteres mit Taschenrechnern verarbeitet werden können. Einige Approximationsgleichungen sind nachfolgend vorgestellt. Der Anwender hat entsprechend seiner Aufgabenstellung zu entscheiden, inwieweit eine Nutzungsmöglichkeit gegeben ist.

Approximation	Einheit	Geltungsbereich t °C	Max. Fehler %
$p_s = 0,0981 \left(\frac{t}{100} \right)^{4,5-0,005t}$	MPa	110 ... 130	0,6
$p_s = 0,0981 \left(\frac{t}{100} \right)^{3,6+0,002t}$		130 ... 190	0,5
$v = (0,9979 + 0,000099t + 0,000003444t^2) 10^{-3}$	m ³ /kg	10 ... 200	0,1
$\rho = 1006 - 0,26t - 0,0022t^2$	kg/m ³	10 ... 200	0,3
$\frac{dv}{dt} = (99 + 6,888t) 10^{-9}$	m ³ /kg K	30 ... 180	6
$\alpha = (45,0 + 9,16t - 0,019t^2) 10^{-6}$	K ⁻¹	30 ... 150	3
$E = 2484 - 3,76t - 0,0148t^2$	MPa	50 ... 200	3
$\lambda = 0,571 + 0,00166t - 0,0000059t^2$	W/mK	10 ... 200	2
$\eta = 9,81 \cdot 10^{-6} e^{5,09-0,023t}$	kg/m s	10 ... 40	3
$\eta = 0,027415t^{-1}$		45 ... 200	4
$\eta = 0,018393t^{-0,9}$		40 ... 100	3
$\nu = 10^{-6} e^{0,498-0,0236t}$	m ² /s	10 ... 40	3
$\nu = 19,8 \cdot 10^{-6} t^{-0,915}$		40 ... 200	3
$Pr = e^{2,5-0,026t}$	—	10 ... 40	3
$Pr = 178t^{-1}$	—	40 ... 200	3
$\Delta h_v = 2500 - 2,0425t - 0,003813t^2$	kJ/kg	10 ... 200	0,3

Tabelle 2 Stoffwerte von Metallen

	ρ kg/m ³	λ W/m K	c kJ/kg K	β 10 ⁻⁶ K	
Aluminium	2700	221	0,920	23,8	
Blei	11340	35	0,130	29	
Eisen	7860	67	0,465	12	
Grauguß	7100 ... 7300	42 ... 63	0,545	9	ρ Dichte
Stahl, 0,2 % C	7850	50	0,460	11	λ Wärmeleitfähigkeit
Stahl, 0,6 % C	7840	46	0,460	11	c spezifische Wärmekapazität
V2A	7880	21	0,500	16	β thermischer Ausdehnungskoeffizient
Kupfer	8900	393	0,390	17	(Länge bei der Temperaturerhöhung Δt : $L = L_0(1 + \beta \Delta t)$)
Zink	7140	109	0,376	29	Elastizitätsmodul von Stahl [26]

$E = (0,2078 \cdot 10^6 - 84,08t)$ in MPa für $50 \text{ °C} \leq t \leq 200 \text{ °C}$

Tabelle 3 Stoffwerte von Luft
Die Stoffwerte gelten für trockene Luft bei einem Druck von 0,1 MPa.

t °C	ρ kg/m ³	c_p kJ/kg K	α 10 ⁻³ /K	λ 10 ⁻³ W/m K	η 10 ⁻⁶ kg/m s	ν 10 ⁻⁶ m ² /s	Pr
-20	1,3765	1,006	3,962	23,01	16,15	11,73	0,71
0	1,2754	1,006	3,671	24,54	17,10	13,41	0,70
20	1,1881	1,007	3,419	26,03	17,98	15,13	0,70
40	1,1120	1,008	3,200	27,49	18,81	16,92	0,69
60	1,0452	1,009	3,007	28,94	19,73	18,88	0,69
80	0,9859	1,010	2,836	30,38	20,73	21,02	0,69
100	0,9329	1,012	2,684	31,81	21,60	23,15	0,69

- t Temperatur
- ρ Dichte
- c_p spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck
- α thermischer Ausdehnungskoeffizient
- λ Wärmeleitfähigkeit
- η dynamische Viskosität
- ν kinematische Viskosität
- Pr PRANDTL-Zahl

Tabelle 4 Stoffwerte von Dämmmaterialien

Dämmstoff	ρ kg/m ³	c kJ/kg K	λ in W/m K			
			0 °C	50 °C	100 °C	150 °C
Glas- und Mineralwolle ¹⁾	100 ... 150	0,84	0,038 ... 0,048	0,043 ... 0,054	0,051 ... 0,064	0,061 ... 0,076
Polyurethan-Hartschaum	40	1,38	0,029	0,038	0,047	0,056

¹⁾ Die Wärmeleitkoeffizienten sind in starkem Maße vom Zustand der Dämmung abhängig. Besonders stark wirken sich Dichteunterschiede und der Feuchtigkeitsgehalt aus. Die unteren Grenzwerte sollten deshalb als die eigentlichen Materialwerte (Laborwerte) und die oberen Grenzwerte als die maximalen Betriebswerte verstanden werden.
Bei der Anordnung von Abstandhaltern aus halben Metallringen sind weitere Zuschläge (etwa $\Delta\lambda = 0,007 \text{ W/m K}$) einzurechnen.

Wegweiser zur Berechnung der Wärmeverluste von luftumspülten Rohrleitungen

Innerer Wärmeübergangskoeffizient

Nach SCHACK gilt
 $\alpha_i = 3364 w_F^{0,85} (1 + 0,014 t_F)$ in W/m² K
 t_F Flüssigkeitstemperatur in °C
 w_F Geschwindigkeit der Flüssigkeit in m/s.

Auswertung im Bild A1, S. 356

Äußerer Wärmeübergangskoeffizient

Erzwungene Strömung (Konvektion und Strahlung)

Für querangeströmtes Einzelrohr (Verlegung im Freien) gilt für den konvektiven Wärmeübergang nach HILBERT:

$Nu = C Re^m Pr^n$	Re	C	m	n
	4000 ... 40000	0,193	0,618	0,31
	40000 ... 400000	0,027	0,805	0,31

Für Umgebungsluft von 0 °C ergeben sich daraus die folgenden zugeschnittenen Größengleichungen:

$$\alpha_K = 4,45 \frac{w_L^{0,62}}{d_M^{0,38}} \text{ in W/m}^2 \text{ K für } wd = (0,054 \dots 0,54) \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\alpha_K = 5,24 \frac{w_L^{0,81}}{d_M^{0,19}} \text{ in W/m}^2 \text{ K für } wd = (0,54 \dots 5,4) \text{ m}^2/\text{s}$$

w_L Luftgeschwindigkeit in m/s
 d_M Durchmesser des Dämmmantels in m.

Der Wärmeübergangskoeffizient für Strahlung kann im Mittel zu $\alpha_s = 5 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ angenommen werden.

Der Gesamtwärmeübergangskoeffizient ergibt sich zu $\alpha_a = \alpha_K + \alpha_s$.
 Auswertung im Bild A2, S. 356

Freie Strömung (Konvektion und Strahlung)

Für Rohrleitungen in ruhender Luft gilt nach CAMMERER für den Gesamtwärmeübergangskoeffizienten:

$$\alpha_a = 9,4 + 0,052(t_w - t_L) \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

t_w Oberflächentemperatur der Wärmedämmung in °C
 t_L Lufttemperatur in °C.

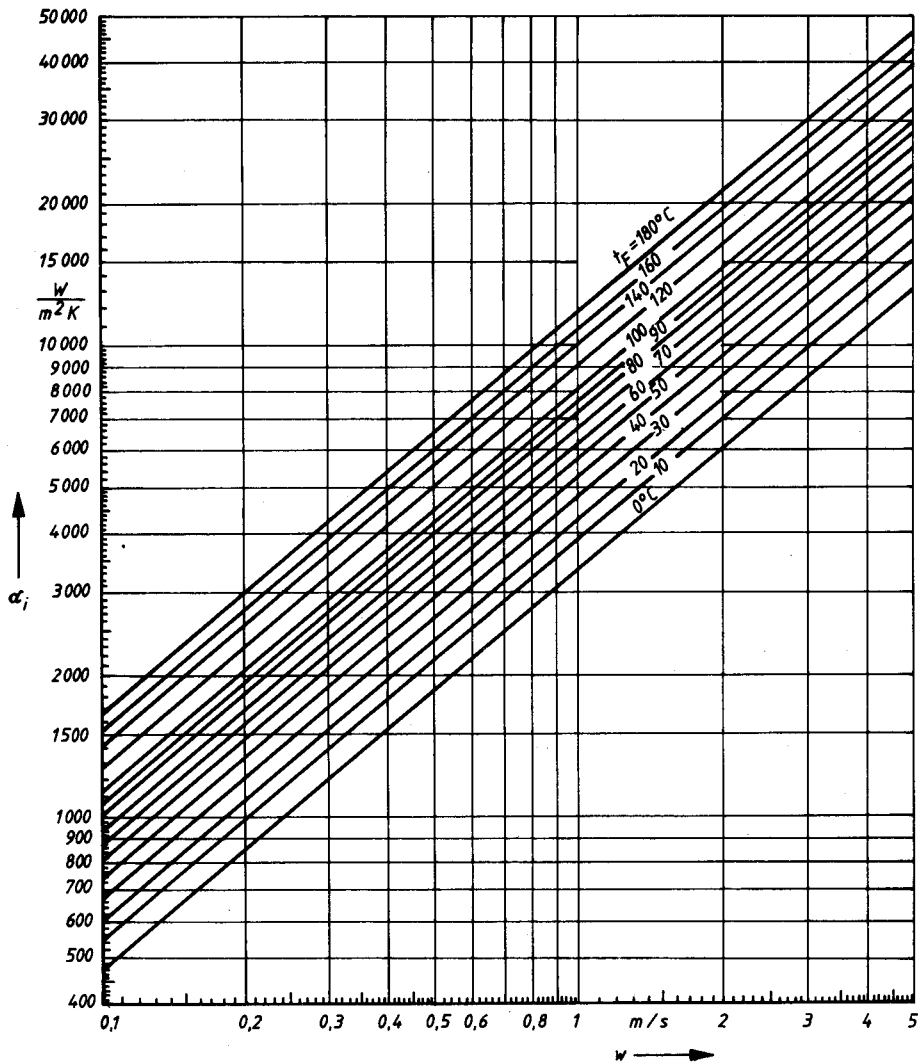


Bild A1

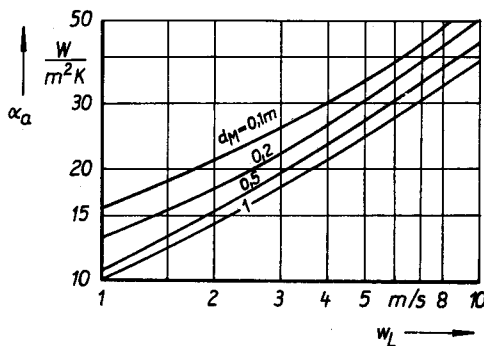


Bild A2

Da der Übergangswiderstand klein gegenüber dem Wärmeleitwiderstand der Dämmung ist, genügen für praktische Berechnungen in der Regel vereinfachte Annahmen:

- Rohrleitungen im Freien $\alpha_a = 23,2 \text{ W/m}^2 \text{ K}$
- Rohrleitungen in Räumen $\alpha_a = 9,7 \text{ W/m}^2 \text{ K}$.

Wärmedurchgangskoeffizient

Die Berechnung ist nach Gl. (2.2.-30) oder unter Vernachlässigung des inneren Wärmeübergangswiderstandes und der Wärmeleitwiderstände von Rohrwand und Ummantelung der Dämmung nach Gl. (2.2.-35) vorzunehmen. Für einen Wärmeleitkoeffizienten im Betriebszustand $\lambda_D = 0,05 \text{ W/m K}$ kann die Ermittlung auch diagrammatisch nach Bild 2.2.-10 erfolgen.

Wärmestrom

Der Wärmestrom durch die Dämmung (Wärmeverlust) berechnet sich nach Gl. (2.2.-32). Für spezielle Dämmungen können die Ergebnisse direkt aus Diagrammen (Bilder 2.2.-8 und 2.2.-9) abgelesen werden.

Temperaturabfall des Wärmeträgers (Gesamtwärmeverlust)

Zu dieser Berechnung sind die Gl. (2.2.-27) oder (2.2.-27a) zu verwenden, wobei ϑ die Übertemperatur über der Umgebungstemperatur darstellt.

Der Gesamtwärmeverlust längs des Rohrweges x beträgt schließlich

$$\dot{Q}_{V,x} = \dot{m}c[\vartheta_0 - \vartheta(x)].$$

Zusätzliche Wärmeverluste gedämmter Rohrleitungen

Diese entstehen durch Armaturen, Flansche und Rohrhalterungen. Sie werden durch einen Zuschlag auf die gedämmte Rohrleitungslänge berücksichtigt. Für sie gelten die nachfolgenden Annahmen:

Dämmgrad	DN	L in m	
		100 °C	400 °C
<i>Schieber, Ventile mit Flanschen; ein Flanschenpaar — Verlegung in Räumen</i>			
0%	100	8; 2	21; 5
	500	12; 3	35; 9
75%	100	4; 2	7; 2
	500	5; 2	9; 2
<i>Schieber, Ventile mit Flanschen; ein Flanschenpaar — Verlegung im Freien</i>			
0%	100	20; 5	29; 7
	500	25; 6	43; 11
75%	100	6; 2	8; 2
	500	8; 2	10; 2

Dämmgrad 0%: nackte Bauteile
 Dämmgrad 75%: 25% nackte Bauteile; 75% gedämmte Bauteile
 Die Verluste von Rohrhalterungen werden prozentual als Zuschlag auf die Rohrlänge gewählt. Schätzwerte sind:
 10 ... 15% bei Rohraufhängungen aus Bügeln, Bandstahl u. ä.
 20% bei Gleitlagern.

Wegweiser zur Berechnung der Wärmeverluste von erdverlegten Rohrleitungen

Der innere Wärmeübergangskoeffizient ist in gleicher Weise wie bei luftumspülten Rohrleitungen (Bild A 1) zu bestimmen. In der Regel können aber der innere Wärmeübergangswiderstand und der Wärmeleitwiderstand der Rohrleitung vernachlässigt werden.

Wärmestrom

Die Berechnung ist für Einzelrohre und Rohrpaare unterschiedlich.

Einzelrohre

Soll ein Wärmeaustausch zur Außenluft ($t_{U,i}$) und zum Grundwasser ($t_{U,a}$) berücksichtigt werden, so ist Gl. (2.2.-47) mit den Konstanten nach Gl. (2.2.-45) zu verwenden. Dabei können auch Wärmeübergangskoeffizienten von der Erdoberfläche zur Luft (α_i) und vom homogenen Erdreich an die grundwasserführende Schicht (α_a) einbezogen werden.

Eine vereinfachte Berechnung, die nur den Wärmetransport zur Erdoberfläche — bei Vernachlässigung des Wärmeübergangswiderstandes α_i — beachtet, kann nach Gl. (2.2.-43) erfolgen. In der Regel hat dieses Verfahren eine ausreichende Genauigkeit (Fehler < 2,5%). Für die speziellen Parameter $\lambda = 1,2$ W/m K (Erdreich) und $\lambda_D = 0,047$ W/m K (Dämmmaterial) sowie ausgewählte Dämmdicken können die Wärmeverlustströme \dot{q}_R direkt aus Bild 2.2.-14 entnommen werden.

Rohrpaar

Eine Lösung existiert für den allgemeinsten Fall, der den Wärmeaustausch mit der Außenluft, dem Grundwasser und zwischen den Rohren berücksichtigt. Dieser Fall ist gekennzeichnet durch die Parameter des Rohres 1; 2

Rohrradius $r_{R,1}; r_{R,2}$; Dämmschichtradius $r_{D,1}; r_{D,2}$
 Wärmeleitkoeffizient der Dämmschicht $\lambda_{D,1}; \lambda_{D,2}$
 Temperatur des Fluids $t_{F,1}; t_{F,2}$

und durch die Parameter der Umgebung

Außenlufttemperatur $t_{U,i}$; Grundwassertemperatur $t_{U,a}$
 Wärmeübergangskoeffizienten α_i (Außenluft); α_a (Grundwasser)
 sowie durch die Parameter der geometrischen Rohreinordnung

Rohrtiefe h_i ; Grundwassertiefe ($h_i + h_a$)
 Rohrmittenabstand a .

Zur Berechnung der Wärmeverlustströme $\dot{q}_{R,1}$ und $\dot{q}_{R,2}$ dienen die Gln. (2.2.-62) und (2.2.-63). Der Lösungsweg ist im Flußbild 2.2.-2 aufbereitet.

Umgebungstemperaturen

Wegen der großen Wärmespeicherfähigkeit des Erdbodens sind für die Oberflächentemperatur t_U bzw. für die Außenlufttemperatur $t_{U,i}$ Mittelwerte, die über eine längere Zeitperiode gebildet werden, einzusetzen. Für die Minimalwerte gelten in Anlehnung an die genormte Berechnung des Wärmeverlustes erdreichberührender Bauteile

$$t_{U,\min} \approx t_{U,i,\min} \approx t_{a,\min} + 15 \text{ K},$$

wenn $t_{a,\min}$ die minimale Norm-Außentemperatur des betrachteten Standortes in °C darstellt.

Die Grundwassertemperatur beträgt näherungsweise $t_{U,a} = 10$ °C.

Wegweiser zur Berechnung der Druckverluste in Rohrleitungen

Variante 1

Rohrreibungsbeiwert

Für laminare Strömung hat die Berechnung nach Gl. (5.1.-11) und für turbulente Strömung iterativ nach Gl. (5.1.-12) zu erfolgen. Außerdem kann der Rohrreibungsbeiwert λ aus Bild 5.1.-3 abgelesen werden.

Einzelwiderstandsbeiwert

Für Rohrverzweigungen ist eine Berechnung nach den Gln. (5.1.-22) bis (5.1.-28) möglich.

Gleichfalls können diese Einzelwiderstandsbeiwerte für Abzweig ζ_a und Durchgang ζ_d aus den Bildern 5.1.-5 bis 5.1.-8 genau und als Überschlagswerte entnommen werden.

Die Einzelwiderstandsbeiwerte für ausgewählte Rohrleitungsbau- teile und Armaturen sind in Tabelle 5.1.-1 zusammengestellt.

Druckverlustermittlung

Gemäß Gl. (5.1.-10) folgt der Gesamtdruckverlust zu

$$\Delta p_R = \frac{\rho}{2} w^2 \left(\lambda \frac{l}{d} + \sum \zeta \right).$$

Variante 2

Es ist nur die Zusammenstellung der Einzelwiderstandsbeiwerte erforderlich. Die separate Berechnung des Rohrreibungsbeiwertes kann entfallen.

Der Druckverlust ergibt sich gemäß Gl. (5.1.-29) zu

$$\Delta p_R = Rl + S \Sigma \zeta,$$

wobei der spezifische Druckverlust R und der Staudruck S der Tabelle 5.1.-2 direkt zu entnehmen sind.

Druckverluste in Regelventilen und Blenden

Für diese speziellen Einzelwiderstände werden üblicherweise die k_v -Werte oder die freien Querschnitte A angegeben. Die funktio- nellen Zusammenhänge zwischen Massedurchsatz und Druckverlust sind in Tabelle 5.4.-1 zusammengestellt.

10. Literaturverzeichnis

- [1] MEYER: Anschlußstationen für Fernwärmenetze. Berlin: VEB Verlag für Bauwesen 1976
- [2] GLÜCK: Bausteine zur rationellen Projektierung von Wasserheizungssystemen. Leipzig: VEB Kombinat Technische Gebäudeausrüstung, Institut, 1975
- [3] KRAFT: Lehrbuch der Heizungs-, Lüftungs- und Klimatechnik. Band 1: Heizungstechnik. 3. Aufl. Dresden: Verlag Theodor Steinkopff 1976
- [4] KRAFT: Handbuch der Technischen Gebäudeausrüstung. 2. Aufl. Berlin: VEB Verlag für Bauwesen 1983
- [5] RIETSCHEL/RAISS: Heiz- und Klimatechnik. 15. Aufl. Berlin—Heidelberg—New York: Springer-Verlag 1968
- [6] JARCZYK und Autorenkollektiv: Wärmeversorgung von Städten. Berlin: VEB Verlag für Bauwesen 1971
- [7] GARMS/PFEIFER: Handbuch für den Heizungsingenieur. 16. Aufl. Berlin: VEB Verlag für Bauwesen 1984
- [8] STERNBERG: Die optimalen Isolierdicken bei Fernwärmeleitungen in Abhängigkeit von der Jahresdauerlinie. Stadt- und Gebäudetechnik (1972) 9
- [9] DITTMANN/HAZIAK: Der Einfluß der Heiznetzausdehnung und Abnehmerverteilung auf Probleme der Auslegung und Betriebsführung von Fernwärmenetzen. Magdeburg: VII. Fernwärmetagung 1979
- [10] HOMMONAY/HOFFMANN: Wärmeverluste von Fernheiznetzen bei periodischen Temperaturänderungen. Heizung — Lüftung — Haustechnik (1971) 12
- [11] MÜHLMANN: Theoretische Bestimmung für Gleichzeitigkeitsfaktoren für Gebrauchswarmwasser. Forschungsbericht (unveröffentlicht). Leipzig: VEB Kombinat Technische Gebäudeausrüstung, Institut, 1980
- [12] GOEPFERT/KOPP: Durchfluß-Warmwasserbereiter ohne Heizwasserspeicherung im Fernheiznetz. Heizung — Lüftung — Haustechnik (1964) 8
- [13] KOPP: Belastung der Fernheiznetze durch Warmwasserbereiter verschiedener Systeme. Sanitär- und Heizungstechnik (1968) 9
- [14] RYDBERG: Beräkning av maximala tappningseffekten för varmvattenberednings-anläggningar. V.V.S. (1945) 5
- [15] FRANZKE: Zentrale Brauchwasserversorgung — Ein Vorschlag zur Normung. Sanitär- und Heizungstechnik (1973) 3
- [16] DIN 4708: Regeln zur Ermittlung des Brauchwasser-Wärmebedarfes in Wohnbauten
- [17] JAHNKE/EMDE: Tafeln höherer Funktionen. Leipzig: B. G. Teubner Verlagsgesellschaft 1960
- [18] Kleine Enzyklopädie — Mathematik. Leipzig: VEB Bibliographisches Institut 1968
- [19] BRONSTEIN/SEMENDJAJEW: Taschenbuch der Mathematik. 19. Aufl. Leipzig: B. G. Teubner Verlagsgesellschaft 1979
- [20] Rechenprogramm für Fernwärmeverteilungsanlagen. Leipzig: VEB Kombinat Technische Gebäudeausrüstung, Institut, 1980
- [21] MEICHSNER: Theoretische Untersuchungen zur optimalen wärmetechnischen Erschließung von Modellwohngebieten. Forschungsbericht (unveröffentlicht). Leipzig: VEB Kombinat Technische Gebäudeausrüstung, Institut, 1981
- [22] GLÜCK/SCHREINER: Leistungsspitzen der Warmwasserbereitung in Wohngebieten. Stadt- und Gebäudetechnik (1979) 11
- [23] RECKNAGEL/SPRENGER: Taschenbuch für Heizungs- und Klimatechnik. 58. Ausgabe. München—Wien: R. Oldenbourg 1974
- [24] ALBERT: Empfehlungen zur druckmäßigen Begrenzung von Heißwasser-Fernwärmenetzen für Wohngebiete. Stadt- und Gebäudetechnik (1978) 8/10
- [25] TGL 190-259/05: Druckhaltung in Heißwasser-netzen 1979
- [26] SCHNEIDENBACH/MEYER: Schutz der Fernwärmesysteme vor den Auswirkungen gewollter und unvermeidbarer, instationärer Betriebsvorgänge. Dissertation A, TU Dresden 1978
- [27] SCHNEIDENBACH: Betrachtungen zur Systemgestaltung für den Verbundbetrieb großer Fernwärmesysteme unter Beachtung des hydraulischen Verhaltens bei instationären Betriebsvorgängen. Stadt- und Gebäudetechnik (1979) 12
- [28] PERMAKIAN: Water hammer Analysis. New York: Prentice-Hall, Inc. 1955
- [29] JOKSCH/LUDEWIG: Beitrag zur Klärung instationärer Strömungsvorgänge in Fernwärmenetzen. Stadt- und Gebäudetechnik (1977) 3
- [30] GOEPFERT: Die Druckhaltung geschlossener Heizwasser-Fernheizungsanlagen. Heizung — Lüftung — Haustechnik (1966) 3
- [31] GLÜCK: Strahlungsheizung — Theorie und Praxis. Berlin: VEB Verlag für Bauwesen 1982
- [32] BIALY/OLBRICH: Optimierung — Eine Einführung mit Anwendungsbeispielen. Leipzig: VEB Fachbuchverlag 1975
- [33] GLÜCK: Druckverlusttabellen — Wasserheizungsanlagen. Berlin: VEB Verlag für Bauwesen 1978
- [34] BRONSTEIN/SEMENDJAJEW: Taschenbuch der Mathematik (Ergänzungsband). 19. Aufl. Leipzig: B. G. Teubner Verlagsgesellschaft 1979
- [35] WINDISCH/KNABE: Regelverhalten von Einrohrheizungen. Stadt- und Gebäudetechnik (1982) 4
- [36] BÖHMER/ELSNER: Ein Beitrag zur optimalen Dimensionierung unvermaschter Rohrnetze. Energietechnik (1971) 5
- [37] WENTZEL: Elemente der dynamischen Optimierung. Leipzig: B. G. Teubner Verlagsgesellschaft 1966
- [38] BÖHMER: Ein Beitrag zur optimalen Dimensionierung vermaschter Rohrnetze. Stadt- und Gebäudetechnik (1974) 9
- [39] CHASILEV/MERENKOV/SUMAROKOV: Wahl der Rohrdurchmesser verzweigter Heizungsnetze durch Verwendung elektronischer Rechenmaschinen. Teploenergetika (1966) 6
- [40] MUNSER/DITTMANN: Fernwärmeversorgung. Lehrbriefreihe der TU Dresden 1976

- [41] PAUER/MUNSER: Grundlagen der Kraft- und Wärmewirtschaft. Dresden: Verlag Theodor Steinkopff 1970
- [42] Katalog — Wärmedämmschichtdicken für Wärmerohrleitungen. Berlin: VEB Wärmeanlagenbau 1979
- [43] DIN 4751: Sicherheitstechnische Ausrüstung von Warmwasserheizungen mit Vorlauftemperaturen bis 110 °C. 1962
- [44] DIN 4752: Heißwasserheizungsanlagen mit Vorlauftemperaturen von mehr als 110 °C. 1967
- [45] TGL 23043/01: Sicherheitstechnische Ausrüstung für den Schutz von Heizwasseranlagen; Warmwasser. 1981
- [46] TGL 23043/02: Sicherheitstechnische Ausrüstung für den Schutz von Heizwasseranlagen; Heißwasser. 1981
- [47] GLÜCK: Einsatz eines Pufferspeichers zum Ausgleich intermittierend arbeitender Wärmeleistungsstufen. Stadt- und Gebäudetechnik (1983) 4
- [48] GLÜCK: Schaltungsvorschlag zur Sicherung der geforderten Wasser-Eintrittstemperaturen an korrosionsgefährdeten Kesseln. Stadt- und Gebäudetechnik (1978) 3/4
- [49] GLÜCK: Automatisierte thermodynamische Berechnung von Rohrbündel-Wärmeübertragern (Dampf/Wasser). Stadt- und Gebäudetechnik (1982) 3
- [50] NESTKE/POLLE: Drehzahlvariable Antriebe für Umwälzpumpen in Heizwassersystemen. Magdeburg: VII. Fernwärmetagung 1979
- [51] FRÖHLICH/RASIM: Untersuchungen von Einflußfaktoren des instationären Verhaltens des Wärmeträgers „Heißwasser“ in Fernwärmeleitungen. Magdeburg: VII. Fernwärmetagung 1979
- [52] WINDISCH: Wasserinhalt und Größe des Ausdehnungsgefäßes von Wasserheizungsanlagen. Stadt- und Gebäudetechnik (1981) 1/2
- [53] WASSERBERG: Über die richtige Auslegung von Membran-Druckausdehnungsgefäßen. Haustechnische Rundschau (1979) 6
- [54] JOKSCH: Druckhaltung in Heißwasser-Erzeugungsanlagen. Stadt- und Gebäudetechnik (1976) 2
- [55] GLÜCK: Mitteldruckhaltung in Fernwärmenetzen mit minimalem Energieaufwand. Stadt- und Gebäudetechnik (1980) 12
- [56] SCHÖBEL/JOKSCH: Druckhaltung nach dem „System Schwedt“ in Abnehmeranlagen der Wärmeversorgung — Betriebsergebnisse und Möglichkeiten der Weiterentwicklung. Stadt- und Gebäudetechnik (1980) 12
- [57] STICHEL: Innenkorrosion bei Warmwasseranlagen. Der Maschinenschaden (1976) 6
- [58] GLÄSER/GLÜCK: Ein Vorschlag zum gasdichten Abdecken von Wasseroberflächen in Behältern. Stadt- und Gebäudetechnik (1978) 11
- [59] ELSNER/FISCHER/KLINGER: Thermophysikalische Stoffeigenschaften von Wasser. Leipzig: VEB Deutscher Verlag für Grundstoffindustrie 1982
- [60] VDI-Wärmeatlas. 2. Aufl. Düsseldorf: VDI-Verlag 1974
- [61] SOKOLOV: Teplofikacija i teplovyje seti. Moskau: Energija 1975
- [62] VIDAL: Determination des pertes calorifiques dans les canalisations enterrées. Brüssel: Editions SIC 1962 (Deutsche Fassung von BRAUER: Berechnung der Wärmeverluste von im Erdreich verlegten Rohrleitungen. Energie (1963) 9)
- [63] TANAKA: Ermittlung der Wärmeverluste erdverlegter Rohrleitungen mit Hilfe einer thermisch-elektrischen Analogie. Heizung, Lüftung, Haustechnik (1973) 5
- [64] FRANZ/GRIGULL: Wärmeverluste von beheizten Rohrleitungen im Erdboden. Wärme- und Stoffübertragung (1969) 2
- [65] MERKER/SCHÄLLIG/GRIGULL: Berechnung des Temperaturfeldes um eine im Erdboden verlegte Punkt- und Linienquelle bei Randbedingung III. Art an der Erdoberfläche. Wärme- und Stoffübertragung (1977) 10
- [66] ZEITLER: Berechnungsverfahren zur Bestimmung des Wärmeverlustes von verschiedenen Verlegesystemen erdverlegter Rohrleitungen. Fernwärme — international (1980) 3
- [67] KRISCHER: Das Temperaturfeld in der Umgebung von Rohrleitungen, die in die Erde verlegt sind. Gesundheitsingenieur (1936) 37
- [68] FAXÉN: Beräkning av värmeavgivning från rör, ingjuta i betonplattor. Teknisk Tidskrift Mekanik (1937) 3
- [69] IDELČIK: Handbuch der hydraulischen Widerstände. Moskau: Staatlicher Verlag für Energetik 1960
- [70] KECKE: Gegenwärtiger Stand und Probleme der Armaturenhydraulik. Technische Information Armaturen 1982, H. 2
- [71] MAW-Druckschrift: Selbsttätige Druckregler. Katalogblatt 23.132, 1982
- [72] BADE: Methoden zur Abschätzung des Durchflußbeiwertes. Technische Information Armaturen 1978, H. 3/4
- [73] Taschenbuch Maschinenbau, Bd. 1/I, 4. Aufl. Berlin: VEB Verlag Technik 1978
- [74] BOŠNJAKOVIĆ: Technische Thermodynamik I. Teil, 4. Aufl. Dresden: Verlag Theodor Steinkopff 1965

11. Namen- und Sachwörterverzeichnis

- Abkühlung von Heizflächen 214
- Abnehmer 12
 - Drucküberschuß 199
 - Druckverlust 183
 - Wärmestrom 18
- Abnehmerdaten 330, 336
- Abnehmerdrücke 255
- Abnehmersimulation 83
- Abnehmerverhalten 22
 - Speicherbetrieb 111, 120
- Absicherung
 - Netze 245
 - Wärmeerzeuger 35
- Abspeiseleitung 231, 237, 243
- Abspeisestrom 205, 222
- Abspeiseventil 224, 231, 237, 243
- Anlageninhalt
 - Gebäudeheizung 207
 - Netz 152
- Anlagenniveau 109
- Anschluß
 - differenzdrucklos 139
 - direkt 22, 43
 - indirekt 23, 38
 - temperaturgleich 208
 - temperaturtransformiert 210
- Anschlußarten 12
- Anschlußleistung 85, 87
- Approximation
 - Pumpenkennlinie 194
 - Stoffwerte von Wasser 177, 354
- Arbeit, technische 53, 175
- Armaturenkosten, spezifische 280
- Aufladung
 - Vorlauf 147, 156
 - Vor- und Rücklauf 156
- Ausdehnungsgefäß 223, 230, 244, 272
- Ausdehnungskoeffizient
 - Luft 355
 - Metalle 355
 - Stahl 205, 355
 - Wasser 205, 353, 354
- Ausdehnungsvolumen 205, 222
- Ausfall, Umwälzpumpe 201
- Ausgabewerte 335
- Auslegungsparameter
 - extensive 279
 - intensive 279
 - Netztemperaturen 28
- Ausnutzungsgrad 85, 86
- Außentemperaturverlauf 18
- Auswahl, Pumpen 194

- Basisgrenzwerte, Toleranzen 255
- Baukosten, spezifische 280
- Bedarfsglättung 163
- Begrenzungen bei Speicherbetrieb 122
- Beimischsektion 13
- Beimischstation 16
 - Verhalten bei Speicherbetrieb 112, 114
- Belastungsdiagramm 18, 87, 163
- Belastungsgrad 19, 338
- Bemessung von Netzen
 - manuell 325
 - maschinell 329
 - optimal 279
 - Wärmeleistung 85, 109
- Benutzungsstunden 280, 352
- Berechnungsdruck 200
- Berechnungstemperatur 200
- Betrieb, intermittierend 21
- Betriebsbedingungen für Netze 28
- Betriebscharakteristik Wärmeübertrager 23
 - Netzspeicherung 111
- Betriebsführung
 - Netzspeicherung 142
 - optimale 338, 344, 347
- Betriebsparameter 200
- Betriebsweise
 - Abnehmer 18
 - Netz, optimal 338
- BIELEFELD 305
- Blenden, Druckverlust 247
- Boiler 15
 - Verhalten bei Speicherbetrieb 111
- BOŠNJAKOVIĆ 23
- Bypassregelung 41, 195

- CAMMERER 57, 298, 355
- COLEBROOK 176

- Dämmmaterial, Stoffwerte 355
- Dämmkosten, spezifische 279
- Dampfauflastung 223, 226
- Dampfdruckregelung 38
- Dampfkessel 35
- Datenausgabe 335
- Dateneingabe 330
- Dichte
 - Dämmmaterialien 355
 - Luft 355
 - Metalle 355
 - Wasser 177, 353, 354
- Differenzdruck
 - Hausstation 21
 - im Netz 199
 - Regelung 13, 123
- DITTMANN 47
- Drehzahlregelung 197
- Dreileitersystem 26
- Drosselblenden 247
- Drosselregelung 195
- Druckänderungen, hydraulische 175
- Druckdiagramm 29, 251
- Druckdiktieranlagen 221, 230
- Druckdiktierpumpe 234
- Drücke
 - Abnehmer 255
 - Netz 29, 264
- Druckerhöhungsstation 43
- Druckgrenzwerte 200

- Druckhaltung 29, 221
 Auswahl 250, 251
 Belastung 205, 216
 dynamisch 221, 230
 Enddruckhaltung 222, 252, 271
 Energieaufwand 251
 Mitteldruckhaltung 222, 237, 270
 nachgeschaltet 222, 242
 Saugdruckhaltung 222, 252, 271
 statisch 221, 223
 statisch-dynamisch 221, 236
 Druckluftauflastung 223, 228
 Druckreduzierstation 43
 Druckschaubild 251
 Entwurf 266
 Grundformen 253
 Rechenprogramm 274
 Druckstöße 201
 Drucküberschuß am Abnehmer 199
 Druckverhältnis 205, 222, 272
 in Netzen 175
 Druckverlauf
 Hausstation 21
 hydraulischer 252
 Netz 29, 251
 Druckverlust
 Abnehmer 183
 Berechnungsbeispiel 183
 Berechnungswegweiser 357
 Teilstrecken 182, 282
 Druckverlusttabellen 184
 Durchflußbeiwert 247
 Durchflußprinzip, Warmwasserbereitung 15, 90, 93
 Durchmesserberechnung 325
 Durchmesseroptimierung 279
 Netz 307
 Teilstrecke 283
 Düsenmischvorwärmer 42

EBERT-Schaltung 237
 Einfriergefahr 56
 Eingabedaten 330
 Einleitersystem 26
 Einschaltwahrscheinlichkeit 87
 Einspeisesektion 12
 Einspeisewärmestrom, Speicherbetrieb 163, 169
 Einspeisung
 direkt 22, 43
 indirekt 23, 38
 Einzelwiderstände, Anteile 325
 Einzelwiderstandsbeiwert 176, 178, 181, 182, 357
 Elastizitätsmodul
 Stahl 201, 355
 Wasser 201, 353, 354
 Enddruckhaltung 29, 222, 252, 271
 Enthalpie, Wasser 354
 Entladung, Speicherbetrieb 156
 Erdverlegung, Rohrwärmeverlust 58, 357
 Erzeugerdaten 331
 Erzeugersimulation 45

 Fahrkurve
 Bemessungsgrundlage 351
 Gebäudeheizung 19
 optimale 339
 praktische 344, 347, 350
 Fahrweise, optimale 338
 FAXÉN 62
 Fehlerintegral 94
 Festkostensatz 280
 Flachkanal 26
 Flußbild
 Abnehmerdruckverlust 183
 Abnehmersimulation 83
 Drucküberschüsse am Abnehmer 199
 Durchmesserschätzung 311
 dynamische Optimierung 319
 Einspeisedifferenzdrücke 199
 Einzelwiderstandsbeiwert 179
 Erzeugersimulation 45
 Grenzdrücke 274
 LAGRANGESche Optimierung 311
 Masseströme 32
 Netzdifferenzdrücke 199
 Netzenthalpie 158
 Netzstruktur 31
 interne 75
 Programmvarianten 332
 Pumpenauswahl 195
 Rohrreibungsbeiwert 177
 Teilstreckendifferenzdruck 182
 Temperaturabfall
 Vorlauf 32
 Vor- und Rücklauf 55
 Temperaturverlauf
 Rücklauf 80
 Vorlauf 76
 Wärmenetze, teilautomatisiert 326
 Wärmeverlustströme, Erdverlegung 67
 Zeitintervalle 82
 Förderhöhe, Pumpen 194
 Füllmenge
 Gebäudeheizung 207
 Netz 152

 Gaseinschlüsse 203
 GAUSSsche Normalverteilung 93, 100
 Gebäudeheizung, Wärmeleistung 86
 Gegenströmer 41
 Genehmigungsdruck 200
 Genehmigungstemperatur 200
 Gesamtkosten 280
 Gesamtwärmeleistung 85
 Geschwindigkeit 29
 GLÄSER 175
 Glaswolle, Stoffwerte 355
 Gleichzeitigkeitsfaktor 85, 87
 Glockenkurve 93
 GOEPFERT 231
 GOEPFERT-Schaltung 232
 Grenzwerte
 Druck 200
 Temperatur 200

HAGEN 176
 Hausanschlußstation 16, 17

- Heißwasserbereitstellung
 direkt 36
 indirekt 37
 Heißwasserkessel 33
 Heizentgaser 42
 Heizflächenexponent 19
 Heizkanal 26
 Heizwassernetz 25
 Verhalten bei Speicherbetrieb 120
 HILBERT 355
 Höhenverlauf 253
 Hydraulik 175
- Inertgaspolster 223
 Inertgasspeicher 225
 Isolierdicken 302
 Isoliermaterial, Stoffwerte 355
- Jahresbenutzungsstunden 280, 352
- Jahresfestkostensatz 280
 Jahresgesamtkosten 279, 280
- Kanalabmessungen 27, 304
 Kanalverlegung 26
 Kaskaden-Mischvorwärmer 42
 Kennfeld, Pumpen 194
 Kennlinien
 Begrenzung 122
 Pumpen 194
 Rohrnetz 194
 Kennwerte 87
 Kessel 33
 KLEMMANN 305
 Knotendaten 336
 Kondensatkühler 39
 Kondensator 39
 Kondensatstandsregelung 40
 Konzessionsdruck 200
 Konzessionstemperatur 200
 KRISCHER 59
 k_v -Wert 183, 247
- Ladepumpe, Warmwasserbereitung 15
 Ladezeit 163, 169
 LAGRANGE 279
 LAPLACE 59
 Lastaufteilung, Kondensatoren 40
 Lastsenkung, Speicherbetrieb, Wohnungsbau 165
 Leckverluste 207
 Liniennetz 25
 Luft, Stoffwerte 355
- Mantelrohrverfahren 27
 Maschennetz 25
 Massestrom
 Abnehmer 19, 22, 88, 95, 111, 281
 Begrenzung 122, 124
 Netz 29, 85, 96, 98, 101, 122, 281
 Massestromfunktion 47
 Massestromverhältnis 345
 Maximierung, Speicherwärme 124
 Membrangefäß 223, 228, 244
- Mengenregelung
 Dampf 38
 Gebäudeheizung 21
 Mengenstrom-Transportzeit-Diagramm 47
 Meßblende 13
 Metalle, Stoffwerte 355
 Mineralwolle, Stoffwerte 355
 Mischstation 43
 Mischvorwärmer 42
 Mischzone 42
 Mitteldruck 29
 asymmetrischer 222
 Entnahme 233
 symmetrischer 222
 systemeigener 203
 Mitteldruckflasche 233
 Mitteldruckhaltung 222, 237, 270
 Modellierung, Abnehmerverhalten 22, 83
 Modell, Netzstruktur 29
 Modellwohngebiete 49
 MÜHLMANN 93
 Multiplikatoren, LAGRANGESche 283
- Nachdruckregelung 12
 Nachladezeit 163, 169
 Nachrechnung
 manuell 325
 maschinell 329
 Nebenbedingungen 279, 281, 297, 339
 NESTKE 175
 Netz
 Betrieb, optimaler 338
 Daten 331, 336
 Differenzdruck 199
 Drücke 264
 Form 25
 optimales 307
 Speicherung 111
 Betriebsführung 142
 Struktur, Modell 29
 Trennung 43
 Normalbetrieb 45
 Normalverteilung, GAUSS 93, 100
 Normdurchmesser, Übergang zu 294
 Normwärmeleistung 85, 87
- Optimierung
 analytische 279
 Betriebsführung 338
 praktische 350
 Heizwassernetz 279
 kombinatorische 279
 Netz 307
 dynamische 317
 LAGRANGESche 308
 Netzerweiterung 281
 Strecke 286
 Teilstrecke 283
 Wärmedämmung 296
 Optimum, totales 305
- Parallelschaltung, Pumpen 194
 Parameteranpassung 43
 Polsterdampf 227, 237

- Polyurethan, Stoffwerte 355
- POUSEUILLE 176
- PRANDTL 176
- PRANDTL-Zahl
 - Luft 355
 - Wasser 353, 354
- Programmablaufpläne s. Flußbilder
- Programmvarianten 332
- Projektwerte 86
- Pufferspeicher 34
- Pumpen
 - Betriebskosten 280, 339
 - Kennfeld 194, 197
 - Kennlinienapproximation 194
 - Kosten 280
 - Leistung 283
 - Parallelschaltung 194
 - Proportionalitätsgesetze 197
 - Regelung 195
 - Reihenschaltung 194
- Rechenprogramme s. Flußbilder
- Regelgröße, Entnahmeort 231, 233
- Regelung
 - Beimischung 13, 33
 - Bypassregelung 37, 41, 195
 - Dampfdruck 38
 - Drosselregelung 195
 - Gebäudeheizung 19
 - Heizkörper 22
 - Kondensatstand 40
 - Massestrom 41
- Regelungstoleranz 200
- Reibungsarbeit 53, 175
- Reihenschaltung, Pumpen 194
- Reproduktionsfaktor 280
- REYNOLDSzahl 177
- Rezirkulation 34
- Ringnetz 26
- Risikobereitschaft 110
- Rohr
 - Kosten, spezifische 279
 - Netzkennlinie 194, 197
 - Rauhigkeit 177
 - Reibung 176
 - mittlere 325
 - Reibungsbeiwert 176, 177, 282, 357
 - System 26
 - Wärmeverlust
 - erdverlegt 58, 357
 - luftumspült 57, 356
- Rückförderpumpe 223
- Rücklaufauskühlung 15, 24
- Rücklaufbeimischung
 - Abnehmer 13
 - Kessel 33
- Rücklaufdruckhaltung 222
- Rücklauftemperatur
 - Abnehmer 19, 22
 - Netz 88, 95, 98, 101, 209
- Rückspeisesektion 13
- Ruhedruck
 - Festlegung 270
 - Sicherung 248
- Sammelkanal 27
- Sättigungsdruck, Wasser 353, 354
- Saugdruckhaltung 29, 222, 252, 271
- SCHACK 355
- Schaltungsmöglichkeiten, Speicherbetrieb 123
- Schutzrohr 27
- Sektionsverbindung 15
- Sicherheits-Nachdruckregelung 12
- Sicherheitsventile
 - Anordnung 248
 - Belastung 248
- Sicherheitszuschläge 200, 204, 255
- Sicherung, Netz 245
- Silikonölabdeckung 244
- Sockelverlegung 28
- Speicher
 - Gefäß 224
 - Pufferspeicher 34
 - Verdrängungsspeicher 43
- Speicherfähigkeit, Netz, maximale 164, 167
- Speicherprinzip, Warmwasserbereitung 15, 90, 93
- Speicherwärme, Netz 111
 - Maximierung 124
 - Rücklauf 121
 - Vorlauf 121
 - Vor- und Rücklauf 156
 - Wohngebiete 165
- Spitzenlastdauer 163
- Spitzenlastsenkung 163
 - Wohnungsbau 165, 167, 168
- Staudruck 176
- Stickstoffauflastung 223
- Stillstand, Volumenänderung 212
- Stoffwerte
 - Dämmstoffe 355
 - Luft 355
 - Metalle 355
 - Wasser 177, 353
- Strahlennetz 25
- Strahlpumpe 14
- Strecke, Optimierung 286
- Strömungsform 176
- Strömungsgeschwindigkeit 29
- Strömungsmischvorwärmer 42
- Strukturdaten 330
- Stützenverlegung 28
- Teilstreckendaten 330, 335
- Teilstrecke, Optimierung 283
- Temperaturabfall, Rohrleitungen 55
- Temperaturänderungen
 - Netze 68, 72, 74
 - Rohrleitungen 51
- Temperatur, Auslegung
 - Gebäudeheizungen 19
 - Netze 28
- Temperaturfahrkurve
 - Gebäudeheizungen 19
 - Netze 28, 209, 344, 347, 350
- Temperaturfeld, Rohre im Erdreich 61, 65
- Temperaturgrenzwerte 200
- Temperaturspreizung bei Thermostatventilen 22
- Temperaturverteilung, Netzoptimierung 281

Toleranzen

- Druckregelung 200, 204, 255
- Temperaturregelung 200, 255
- Transportzeiten 47
- Trassenkosten, spezifische 280

Überströmregler 235

- Überströmung, Speicherbetrieb 120
- Umtriebsdruck 175
- Unterprogramme s. auch Flußbilder
 - Verknüpfung 329
 - Zusammenstellung 329

Ventilkoeffizient 183, 247

- Verästelungssystem 25
- Verbraucher, technologische 90
- Verdampfungsenthalpie, Wasser 354
- Verdrängungsspeicher 42
- Verlegeverfahren, Rohre 26
- Verlustfaktor 85, 96
- Versorgungsvarianten 45
- Vierleitersystem 26
- Viskosität
 - Luft 355
 - Wasser 177, 353, 354

Vollaststunden 280, 352

Volumenänderung

- maximale 205
- Netzbetrieb 207
- Netzstillstand 212

Volumenausgleichströme 207

- Volumenexpansion, maximale 214
- Volumenkontraktion, maximale 215
- Volumen, Wasser, spezifisches 206, 353, 354
- Vorlaufdruckhaltung 222

Vorlauftemperatur

- Gebäudeheizungen 19
- Netze 28, 209, 344, 347, 350

Wärmeabnehmer 12

- Verhalten bei Speicherbetrieb 111

Wärmebereitstellung 33

Wärmedämmung, optimale 296

Tabellen 305

- Wärmedurchgangskoeffizienten, Rohre, gedämmt 57, 297

Wärmehöchstleistung 85, 87, 96

Wärmekapazität

- Dämmmaterial 355
- Luft 355
- Metalle 355
- Rohrleitungen 56
- Wasser 354

Wärmeleistung, Netz 97, 99

Wärmeleitfähigkeit

- Luft 355
- Metalle 355
- Wasser 353

Wärmelieferer 33

- Verhalten bei Speicherbetrieb 136

Wärmenetz 25

Wärmepreis 280, 340

Wärmespeicher 34, 42

Wärmespeicherung, Netz 111

Wärmeströme, Abnehmer 18

Wärmeübergabe

- direkt 43, 45
- indirekt 38, 45

Wärmeübergabesektion 13

Wärmeübergangskoeffizient

- Rohre an Luft 355
- Wasser an Rohre 355

Wärmeübertrager

- dampfbeaufschlagt 38
- heißwasserbeaufschlagt 41
- Verhalten bei Speicherbetrieb 111

Wärmeübertragercharakteristik 23

Wärmeübertragersektion 14

Wärmeübertragerstation 16

Wärmeverluste

- Armaturen 356
- Rohrleitungen 57, 58, 355, 357
- Teilstrecken 281

Wärmeverlustkosten, spezifische 280, 339

Warmwasserbereiter 14

- Verhalten bei Speicherbetrieb 111

Wärmeströme 90, 93

Warmwasserbereitungssektion 14

Warmwasserkessel 33

Wasserinhalt

- Gebäudeheizung 207
- Netz 152

Wasser, Stoffwerte 177, 353, 354

Zeitintervalle

- dynamischer Temperaturverlauf 81
- Speicherbetrieb 148, 151

Zeitverschiebung, Netz 47

Zetawerte 176, 178, 181, 182, 357

Umrechnung 247

Zielfunktion 279, 296, 339

Zuspeiseleitung 231, 237, 243

Zuspeisestrom 205, 222

Zuspeiseventil 231, 237, 243

Zweleitersystem 26