Lastannahme für Sicherheitsventile an Wärmeübertragern bei abgesperrtem Sekundärkreislauf

Dr. sc. techn. Bernd GLÜCK,
VEB Kombinat Technische Gebäudeausrüstung – Institut –
Ing. Helmut PICKER,
VEB Technische Gebäudeinstallation Halle, Betriebsteil Dessau

Bei Wärmeübertragern nach Bild 1 kann infolge von Bedienungsfehlern oder Defekten der Sekundärkreislauf unterbrochen sein, während der Wärmeübertrager primärseitig mit einem maximalen Heizmedienstrom beaufschlagt wird. Es sind dabei zwei Fälle zu unterscheiden.
Liegt die Heizmedientemperatur unter der zum Sekundärdruck gehörigen Siedetemperatur, kann keine Verdampfung, sondern lediglich eine einfache Volumenexpansion beim Aufheizen eintreten. Die abzuführende Wassermenge berechnet sich nach /1/ zu

$$\dot{m}_W = \frac{m}{v}\left(\frac{d_v}{d\tau}\right)_{zu} = \frac{m}{v}\left(\frac{dv}{dt}\,\frac{dt}{d\tau}\right)_{zu} \qquad (1)$$

$$\dot{m}_W = \left(\frac{dv}{dt}\right)_{zu}\frac{\dot{Q}_{zu}}{c\,v}. \qquad (2)$$

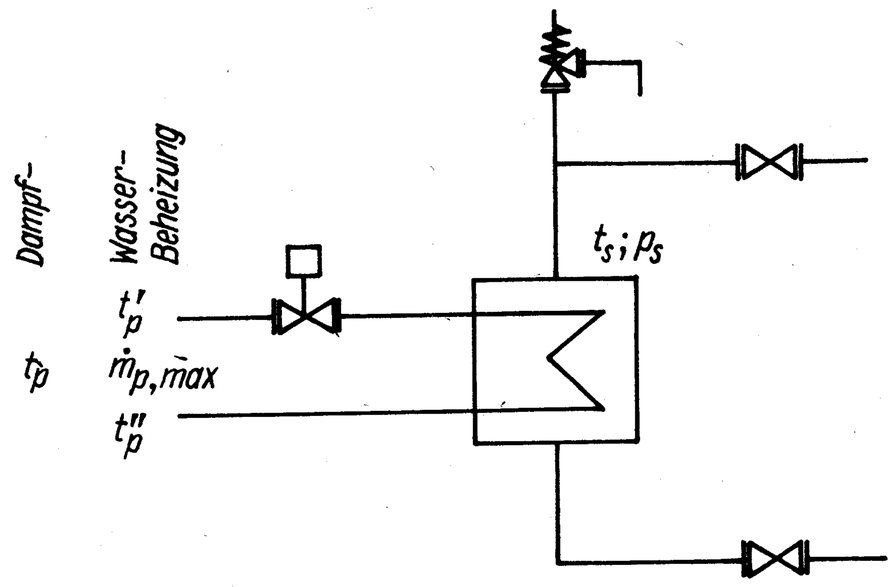
Dabei bedeuten:
$\dot{m}_W$ Wasserstrom, den das Sicherheitsventil abführen muß
v spezifisches Volumen bei Aufheiztemperatur
m Masse des aufheizbaren Wassers (Sekundärseite)
$\dot{Q}_{zu}$ zugeführter Wärmestrom
c spezifische Wärmekapazität
dv/dt Volumenänderung, bezogen auf die Temperaturänderung nach Tabelle 1.

Bei Heizmedientemperaturen, die über der zum Sekundärdruck gehörigen Siedetemperatur liegen, entsteht auf der Sekundärseite Dampf. Der abzuführende Dampfstrom beträgt

$$\dot{m}_D = \frac{\dot{Q}_{zu}}{\Delta h_V} \qquad (3)$$

Es bedeuten:
$\dot{m}_D$ Dampfstrom, den das Sicherheitsventil abführen muß
$\dot{Q}_{zu}$ zugeführter Wärmestrom
Δh_V spezifische Verdampfungsenthalpie nach Tabelle 1.

So weit sind die Grundlagen bekannt, und die Handhabung ist üblich. Problematisch ist die Annahme von $\dot{Q}_{zu}$. Während bei Kesselanlagen dies durch die Leistungsabgabe plus einem Zuschlag für evtl. Überlastung eindeutig gegeben ist, stellt sich $\dot{Q}_{zu}$ bei Wärmeübertragern entsprechend der Temperaturparameter, Masseströme u. a. m. ein. Am einfachsten und sichersten ist es, wenn von den Vollastparametern $\dot{Q}^{+}_{zu}$ ausgegangen wird. Dies sei auch empfohlen, wenn der daraus resultierende Abblasestrom nicht das entscheidende Kriterium für die Bemessung des Sicherheitsventils darstellt, sondern nur der Nachweisführung dient. Liefert dagegen der nach der beschriebenen einfachen Variante berechnete Abblasestrom den größten Sicherheitsventil-Querschnitt, dann sollte eine genauere Rechnung erfolgen. Der erforderliche Aufwand ist natürlich größer, und es sind einige Grundsatzüberlegungen voranzustellen.



1 Schaltskizze mit Angabe der charakteristischen Parameter

Tabelle 1: Änderung des spezifischen Volumens, bezogen auf die Temperaturänderung und spezifische Verdampfungsenthalpie

t °C	dv/dt 10^{-6} m³/kgK	Δh_V kJ/kg
30	0,31	–
40	0,39	–
50	0,47	–
60	0,54	–
70	0,60	–
80	0,67	–
90	0,73	–
100	0,78	2 257
110	0,85	2 231
120	0,91	2 203
130	0,97	2 174
140	1,04	2 145
150	1,11	2 114
160	1,19	2 082
170	1,28	2 049
180	1,37	2 014
190	1,47	1 977
200	1,59	1 939

Heizmedium Dampf

Als Temperatur des Sekundärmediums ist die zum Abblasedruck des Sicherheitsventils gehörige Sättigungstemperatur t_s, die identisch der Dampftemperatur ist, einzusetzen. Für die primärseitige Temperatur gilt in der Regel die Sattdampftemperatur t_p.
Der Wärmedurchgang ist für den Betriebsfall mit maximaler Leistung zu bestimmen. Dies sind saubere Heizflächen und die Annahme von Blasenverdampfung.
Nach /3/ gilt für den Wärmeübergangskoeffizienten bei intensiver Blasenverdampfung

$$\alpha_V = 77{,}8\,\Delta\theta_V^{2,57}\,p^{0,857} \text{ in W/m}^2\text{K}. \qquad (4)$$

mit
$\Delta\theta_V$ Temperaturdifferenz zwischen Heizfläche und Dampf in K
p Dampfdruck in MPa.

Auf der Grundlage von *Nusselt* und *Grigull* wurden in /2/ für die Kondensation vereinfachte Beziehungen aufgestellt. Sie lauten für senkrecht angeordnete Heizflächen
bei laminar ablaufendem Kondensatfilm

$$\alpha_K = \frac{K}{(\Delta\theta_K H)^{0,25}}, \qquad (5)$$

bei turbulent ablaufendem Kondensatfilm

$$\alpha_K = L\,(\Delta\theta_K H)^{0,5}. \qquad (6)$$

Dabei bedeuten:
$\Delta\theta_K$ Temperaturdifferenz zwischen Dampf und Wand in K
H Höhe des ungestört ablaufenden Kondensatfilms in m.

Der Umschlagpunkt wird mit

$$M\,\Delta\theta_K H = 2\,680 \qquad (7)$$

angegeben.
Für die verwendeten Stoffwertfunktionen gelten bei mittlerer Kondensatfilmtemperatur

$$t = t_p - \frac{\Delta\theta_K}{2} \qquad (8)$$

die Approximationen

$$K = 7036{,}5 + 64{,}025\,t - 0{,}1825\,t^2 \qquad (9)$$

$$L = -264 + 8{,}046\,t + 0{,}01896\,t^2 \qquad (10)$$

$$M = -3{,}696 + 0{,}14675\,t + 0{,}00414\,t^2. \qquad (11)$$

Anmerkung

Für den kondensatseitigen Wärmeübergang bei liegenden Rohrbündeln mit Dampf im Mantelraum gelten

$$\alpha_K = 0{,}77 \frac{K}{(\Delta\theta_K d_a)^{0{,}25}} z^{-0{,}083} \tag{5a}$$

bzw.

$$\alpha_K = 0{,}77\, L\, (\Delta\theta_K d_a)^{0{,}5} z^{-0{,}083} \tag{6a}$$

mit d_a Rohraußendurchmesser
z Rohranzahl des Bündels.

Da die kondensat- und verdampfungsseitigen Wandtemperaturen unbekannt sind, müssen Iterationen vorgenommen werden, die die Berechnung des Wärmedurchgangskoeffizienten einschließen. Letzterer wird aus Gründen der universellen Anwendung für eine ebene Wand gebildet

$$k = \left[\frac{1}{\alpha_K} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_V} \right]^{-1}. \tag{12}$$

Es bedeuten:
δ Dicke der Heizfläche
λ Wärmeleitkoeffizient.

Anmerkung

Für übliche Wärmeübergangskoeffizienten und Rohrdurchmesser ergeben sich, bezogen auf den Rohraußendurchmesser, bei exakter Berechnung des Wärmedurchgangs für zylindrische Körper stets kleinere k-Werte, so daß die verwendete Näherung auf der sicheren Seite liegt.

Für die Iteration wird folgendes Vorgehen empfohlen:

1. Schätzen von $\Delta\theta_K$, z. B. $\Delta\theta_{K,0} = 10$ K
2. Berechnen der mittleren Kondensatfilmtemperatur nach Gl. (8)
3. Bestimmung der Temperaturdifferenz $(t_p - t_s)$
4. Bestimmen des Umschlagpunktes nach Gl. (7)
5. Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten α_K nach Gl. (5) oder Gl. (6) bei senkrecht angeordneten Heizflächen
6. Ermittlung des zugehörigen $\Delta\theta_V$ auf der Grundlage des stationären Wärmestroms
   $\alpha_K \Delta\theta_K = \alpha_V \Delta\theta_V$.
   Für laminar ablaufenden Kondensatfilm gilt
   $$\frac{K}{H^{0{,}25}} \Delta\theta_K{}^{0{,}75} = 77{,}8\, \Delta\theta_V{}^{3{,}57}\, p^{0{,}857}$$
   $$\Delta\theta_V = \Delta\theta_K{}^{0{,}21} \left[\frac{K}{77{,}8\, H^{0{,}25}\, p^{0{,}857}} \right]^{0{,}28} \tag{13}$$
   und für turbulent ablaufenden Kondensatfilm folgt
   $$L\, \Delta\theta_K{}^{1{,}5}\, H^{0{,}5} = 77{,}8\, \Delta\theta_V{}^{3{,}57}\, p^{0{,}857}$$
   $$\Delta\theta_V = \Delta\theta_K{}^{0{,}42} \left[\frac{L\, H^{0{,}5}}{77{,}8\, p^{0{,}857}} \right]^{0{,}28}. \tag{14}$$
7. Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten α_V nach Gl. (4)
8. Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten k nach Gl. (12)
9. Überprüfung der Annahme $\Delta\theta_K$ entsprechend der Wärmestrombilanz
   $$\Delta\theta_K = \frac{k}{\alpha_K} (t_p - t_s). \tag{15}$$
   Weicht $\Delta\theta_K$ von der Annahme $\Delta\theta_{K,O}$ ab, wird $\Delta\theta_{K,O} = \Delta\theta_K$ gesetzt und die Rechnung von Punkt 2 ab wiederholt. Die Grenze des Temperaturabgleichs kann willkürlich vorgegeben werden.
10. Berechnung des zugeführten Wärmestroms
    $$\dot{Q}_{zu} = k\, A\, (t_p - t_s) \tag{16}$$
    und Ermittlung des abzublasenden Dampfstroms nach Gl. (3).

Im Bild 2 ist der Algorithmus als Flußbild zur Eigenprogrammierung dargestellt.

Heizmedium Heißwasser

Bei Beaufschlagung mit Heißwasser ergibt sich zu den Primärtemperaturen t_p' (Eintritt) und t_p'' (Austritt) sowie zur Sekundärtemperatur t_s die für den Wärmetransport maßgebende Temperaturdifferenz

$$\Delta t_m = \frac{t_p' - t_p''}{ln \dfrac{t_p' - t_s}{t_p'' - t_s}} \tag{17}$$

Die Austrittstemperatur t_p'' folgt für den maximal möglichen Primärmassedurchsatz $\dot{m}_{p,\,max}$ aus der Wärmestrombilanz

$$\dot{m}_{p,max}\, c\, (t_p' - t_p'') = k\, A\, \frac{t_p' - t_p''}{ln \dfrac{t_p' - t_s}{t_p'' - t_s}} \tag{18}$$

$$t_p'' = t_s + (t_p' - t_s)\, e^{-\dfrac{k\,A}{c\,\dot{m}_{p,max}}}. \tag{19}$$

Der Wärmedurchgang ist wiederum als Maximalwert zu bestimmen. Für den sekundärseitigen Verdampfungsvorgang gilt weiterhin Gl. (4). Der primärseitige Wärmeübergang berechnet sich nach *Schack* zu

$$\alpha_W = 3364\, w^{0{,}85}\, (1 + 0{,}014\, \bar{t}_p) \text{ in W/m}^2\text{K} \tag{20}$$

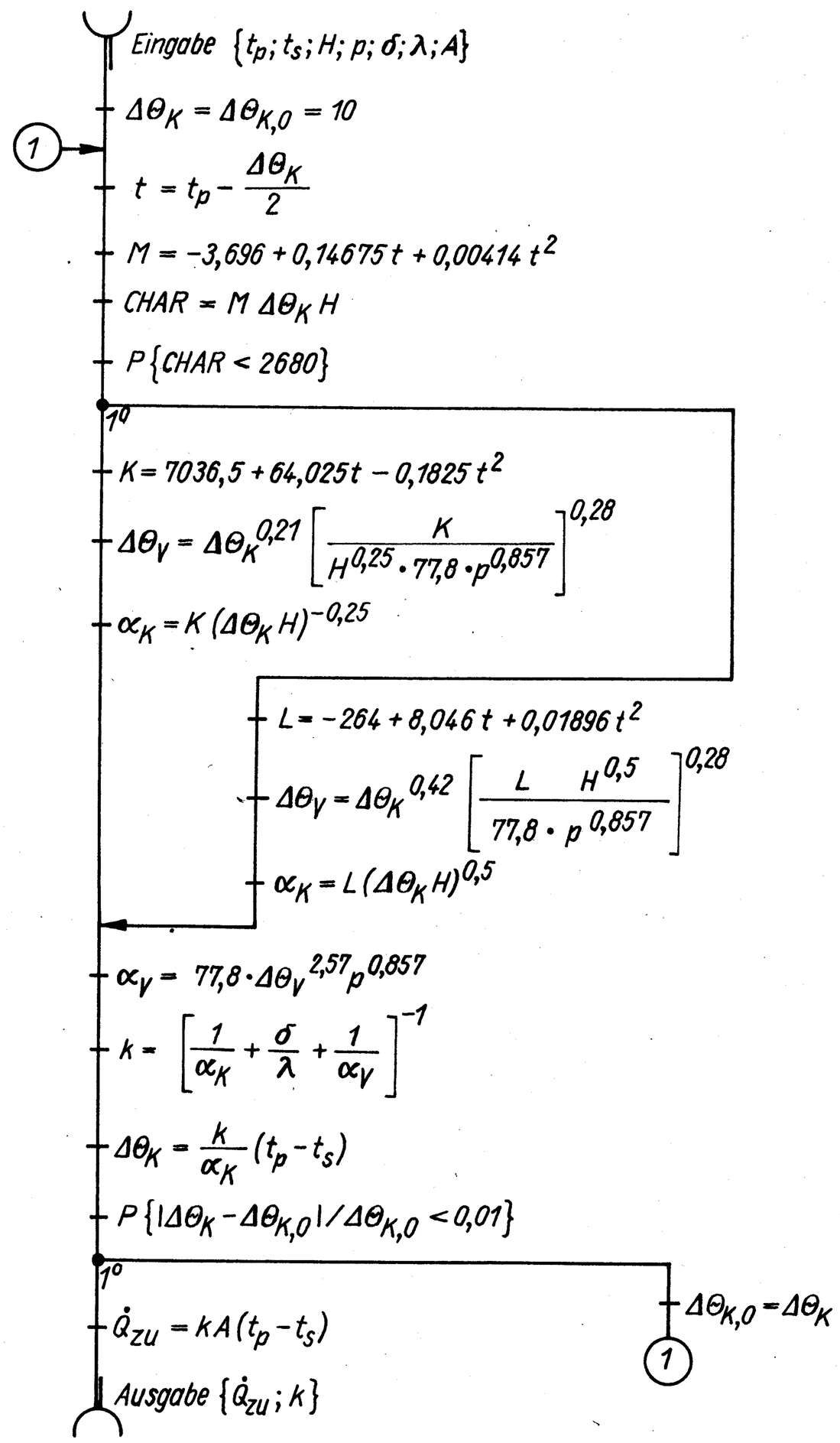
mit

w Geschwindigkeit in m/s
$\bar{t}_p$ mittlere Heißwassertemperatur in °C.

Der Wärmedurchgangskoeffizient ist analog zu Gl. (12) zu bilden

$$k = \left[\frac{1}{\alpha_W} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_V} \right]^{-1}. \tag{21}$$

Da die mittlere Heißwassertemperatur den Wärmedurchgangskoeffizien-



2 Flußbild für die iterative Berechnung des maximalen Wärmedurchgangskoeffizienten k und des maximalen Wärmestroms $\dot{Q}_{zu}$ für stehende, unverschmutzte dampfbeaufschlagte Heizflächen

Tabelle 2: Maximale Wärmedurchgangskoeffizienten k für stehende, unverschmutzte, dampfbeaufschlagte Heizflächen

	t_p = 220 °C						t_p = 200 °C					t_p = 180 °C				t_p = 160 °C			t_p = 140 °C		t_p = 120 °C
	t_s in °C / p_s in MPa						t_s in °C / p_s in MPa					t_s in °C / p_s in MPa				t_s in °C / p_s in MPa			t_s in °C / p_s in MPa		t_s in °C / p_s in MPa
	200 / 1,555	180 / 1,003	160 / 0,618	140 / 0,361	120 / 0,199	100 / 0,101	180 / 1,003	160 / 0,618	140 / 0,361	120 / 0,199	100 / 0,101	160 / 0,618	140 / 0,361	120 / 0,199	100 / 0,101	140 / 0,361	120 / 0,199	100 / 0,101	120 / 0,199	100 / 0,101	100 / 0,101
Heizfläche aus Kupfer δ = 1 mm; λ = 393 W/mK																					
H in m: 0,1	7 199	7 003	6 655	6 332	6 037	5 755	6 976	6 874	6 526	6 182	5 854	6 613	6 623	6 285	5 925	6 127	6 248	5 928	5 476	5 736	4 675
0,5	5 051	6 256	7 617	8 372	8 791	8 924	4 927	4 758	6 306	6 933	7 179	4 707	4 604	5 143	5 540	4 388	4 369	4 112	3 974	4 043	3 444
1,0	5 402	8 447	10 267	11 356	11 941	12 130	4 231	7 064	8 542	9 379	9 751	4 054	5 751	6 927	7 517	3 792	4 548	5 422	3 452	3 468	3 015
1,5	6 335	10 002	12 196	13 514	14 224	14 457	5 268	8 351	10 143	11 157	11 611	3 712	6 802	8 218	8 936	3 482	5 373	6 426	3 175	4 065	2 784
2,0	7 082	11 257	13 758	15 262	16 076	16 344	5 878	9 394	11 440	12 600	13 121	4 779	7 646	9 263	10 086	3 275	6 032	7 236	2 993	4 558	2 632
Heizfläche aus V2A – Stahl δ = 2 mm; λ = 21 W/mK																					
H in m: 0,1	4 117	4 246	4 173	4 069	3 958	3 839	3 986	4 164	4 100	3 991	3 865	3 793	4 027	3 975	3 857	3 543	3 834	3 786	3 229	3 572	2 828
0,5	3 361	3 371	3 792	4 053	4 208	4 283	3 269	3 318	3 223	3 660	3 783	3 128	3 220	3 131	3 012	2 939	3 075	2 990	2 690	2 873	2 375
1,0	3 041	3 894	4 379	4 653	4 812	4 873	2 966	3 541	3 982	4 236	4 368	2 845	2 885	3 565	3 783	2 679	2 762	3 091	2 461	2 585	2 182
1,5	3 097	4 211	4 695	4 973	5 133	5 204	2 793	3 845	4 310	4 568	4 698	2 683	3 440	3 878	4 103	2 529	3 000	3 391	2 326	2 423	2 068
2,0	3 418	4 430	4 923	5 202	5 360	5 428	3 075	4 059	4 535	4 796	4 925	2 568	3 647	4 097	4 326	2 422	3 194	3 600	2 234	2 696	1 989

ten beeinflußt und dieser wiederum die Primäraustrittstemperatur maßgeblich bestimmt, sind Iterationen unerläßlich. Vereinfachend wird $\bar{t}_p$ als arithmetisches Mittel

$$\bar{t}_p = 0{,}5\,(t_p' - t_p'') \tag{22}$$

gebildet.

Für den Berechnungsgang sei folgendes Vorgehen empfohlen:

1. Schätzen der Primäraustrittstemperatur t_p'', z. B. $t_{po}'' = t_s + 1$ K
2. Berechnen der mittleren Heißwassertemperatur $\bar{t}_p$ nach Gl. (22)
3. Ermittlung des Wärmeübergangskoeffizienten α_W nach Gl. (20) (es ist die Geschwindigkeit w, die dem maximalen Durchsatz entspricht, zugrunde zu legen.)
4. Schätzen von $\Delta\theta_V$, z. B. $\Delta\theta_{V,O} = 5$ K
5. Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten α_V nach Gl. (4)
6. Berechnung des Wärmedurchgangskoeffizienten k nach Gl. (21)
7. Ermittlung des zugehörigen $\Delta\theta_V$ auf der Grundlage des stationären Wärmestroms

$$\alpha_V \Delta\theta_V = k \Delta t_m$$

$$77{,}8\,\Delta\theta_V^{3{,}57}\,p^{0{,}857} = k\,\Delta t_m$$

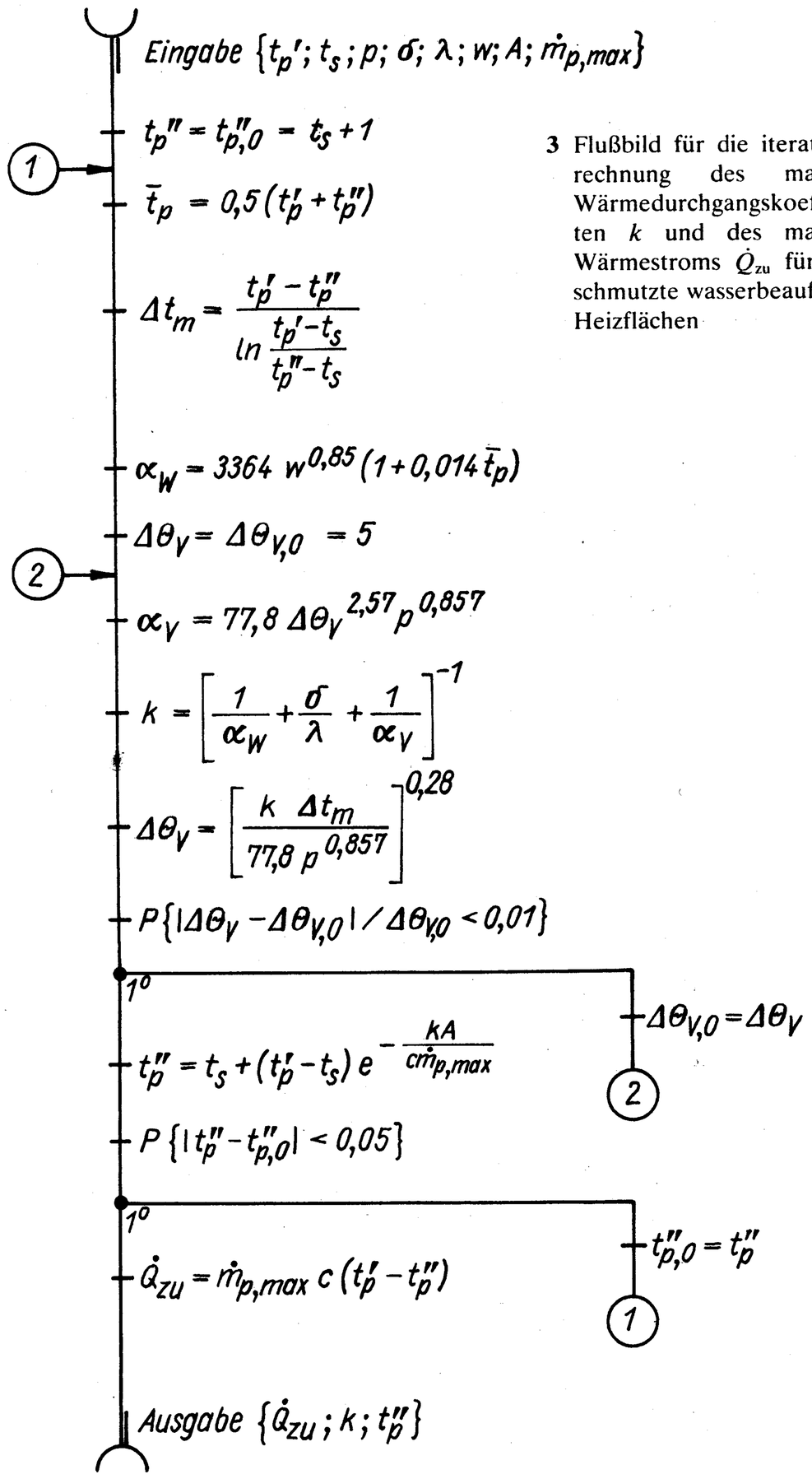
$$\Delta\theta_V = \left[\frac{k\,\Delta t_m}{77{,}8\,p^{0{,}857}}\right]^{0{,}28} \tag{23}$$

8. Überprüfung der Annahme $\Delta\theta_V$
   Weicht $\Delta\theta_V$ von der Annahme $\Delta\theta_{V,O}$ ab, so wird $\Delta\theta_{V,O} = \Delta\theta_V$ gesetzt und die Rechnung ab Punkt 5 wiederholt.
9. Ermittlung der tatsächlichen Primäraustrittstemperatur t_p'' nach Gl. (19)
10. Überprüfung der Annahme t_p''
    Weicht t_p'' von der Annahme $t_{p,O}''$ ab, so wird $t_{p,O}'' = t_p''$ gesetzt und die Rechnung von Punkt 2 ab wiederholt.
11. Berechnung des zugeführten Wärmestroms

$$\dot{Q}_{zu} = \dot{m}_{p,max}\,c\,(t_p' - t_p'') \tag{24}$$

und Ermittlung des abzublasenden Dampfstroms nach Gl. (3).

Im Bild 3 ist der Algorithmus wiederum als Flußbild dargestellt. Wegen der konstruktiven Einflüsse, wie beispielsweise A und w, ist eine allgemeingültige, tabellarische Auswertung nicht möglich. Bei Wärmeübertragern Wasser/Wasser wird in der Regel die Größe des Sicherheitsventils durch den Havariefall Rohrreißer bestimmt, so daß der betrachtete Belastungsfall ohnehin nur selten entscheidend ist.



3 Flußbild für die iterative Berechnung des maximalen Wärmedurchgangskoeffizienten k und des maximalen Wärmestroms $\dot{Q}_{zu}$ für unverschmutzte wasserbeaufschlagte Heizflächen

Beispiel 1

Ein stehender Wärmeübertrager wird mit Sattdampf von 1,5 MPa (t_p = 198 °C) beheizt. Die sekundäre Durchströmung ist unterbrochen. Das Sicherheitsventil spricht bei einem Absolutdruck von p_s = 0,7 MPa (t_s = 165 °C) an. Weiter gelten die nachfolgenden konstruktiven Werte: Heizfläche A = 40 m²; Kondensat-Ablaufhöhe H = 1,5 m; Wärmeleitkoeffizient λ = 393 W/mK; Materialdicke δ = 0,001 m.
Es ist der vom Sicherheitsventil abzuführende maximale Dampfstrom zu berechnen.

Lösung

Die wiederholte Durchrechnung nach dem im Bild 2 dargestellten Algorithmus liefert:

t = 187,06 °C;	L = 1 904;	M = 168,6
$\Delta\theta_K$ = 21,99 K;	$\Delta\theta_{K,O}$ = 21,88 °C;	α_K = 10 912 W/m²K
$\Delta\theta_V$ = 10,32 K;	α_V = 23 069 W/m²K	
k = 7 271 W/m²K;	$\dot{Q}_{zu}$ = 9 597 417 W.	

Der Dampfstrom folgt aus Gl. (3) zu

$$\dot{m}_D = \frac{9\,597}{2\,066}\,\frac{\text{kg}}{\text{s}} = 4{,}65\,\text{kg/s}.$$

Werden zur Lösung der Aufgabe die Ergebnisse der Tabelle 2 herangezogen, so folgen bei linearer Interpolation für $t_p \approx 200$ °C und $t_s = 165$ °C

$$k = \left[8\,351 - (8\,351 - 5\,268)\,\frac{5}{20}\right]\frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} = 7\,580\,\text{W/m}^2\text{K}$$

und daraus

$$\dot{Q} = 7\,580 \cdot 40 \cdot (198 - 165)\,\text{W} = 10\,006\,\text{kW}$$

$$\dot{m}_D = \frac{10\,006}{2\,066}\,\frac{\text{kg}}{\text{s}} = 4{,}84\,\text{kg/s}.$$

Beispiel 2

Ein Wärmeübertrager mit einer Heizfläche A = 140 m² wird mit einem Heizwasserstrom der Parameter t_p' = 170 °C, $m_{p,\max}$ = 22 kg/s, w = 0,8 m/s beaufschlagt. Das Sicherheitsventil soll bei p_s = 0,7 MPa (t_s = 165 °C) ansprechen. Die Heizfläche besteht aus V2A-Stahl mit den Werten δ = 0,002 m und λ = 21 W/mK. Es ist der maximal abzuführende Dampfstrom zu bestimmen.

Lösung

Die Berechnung nach dem im Bild 3 angegebenen Algorithmus liefert folgende Werte:

t_p'' = 166,96 °C;	$\overline{t_p}$ = 168,29 °C;	α_W = 9 339 W/m²K
$\Delta\theta_V$ = 2,64 K;	$\Delta\theta_{V,O}$ = 2,66 K;	α_V = 706 W/m²K
k = 618 W/m²K;	$\dot{Q}_{zu}$ = 280 843 W.	

Der Dampfstrom berechnet sich dann aus Gl. (3) zu

$$\dot{m}_D = \frac{281}{2\,066}\,\frac{\text{kg}}{\text{s}} = 0{,}14\,\text{kg/s}.$$

Literatur

/1/ *Glück, B.:* Bausteine zur rationellen Projektierung von Wasserheizungssystemen, Institut TGA, 1976

/2/ *Glück, B.:* Ein Vorschlag zur rationellen Berechnung von Wärmeübergangskoeffizienten bei Kondensation reinen Wasserdampfes an senkrechten Wänden. *„Stadt- und Gebäudetechnik"*, 34 (1980) 4, S. 114 bis 115

/3/ *Elsner, H.:* Grundlagen der Technischen Thermodynamik. Berlin, Akademie-Verlag, 3. Auflage, 1980