Schaltungsvorschläge zur Sicherung der geforderten Wasser-Eintrittstemperaturen an korrosionsgefährdeten Kesseln

Dr. sc. techn. B. GLUCK
VEB Kombinat Technische Gebäudeausrüstung – Institut –

1. Aufgabenstellung

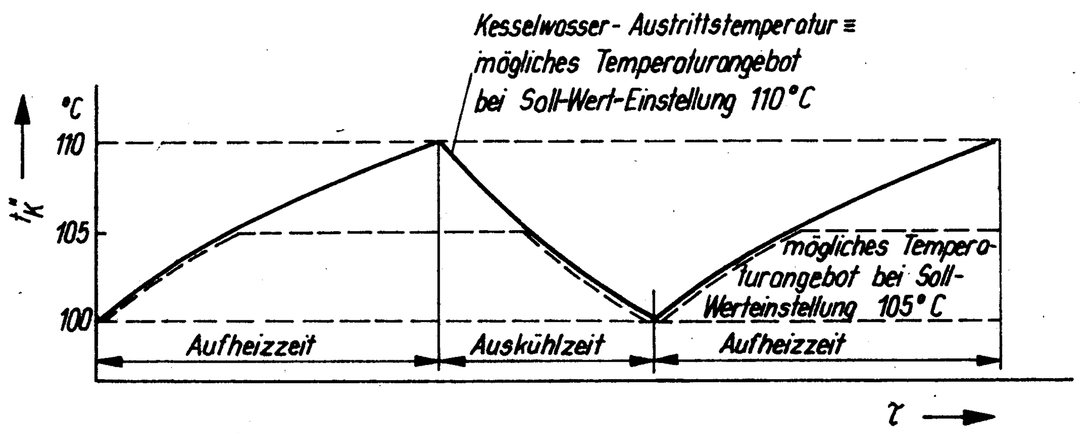
Um eine rauchgasseitige Taupunktunterschreitung mit den bekannten Korrosionsfolgen zu verhindern, wird für einige gasgefeuerte Warmwasserkessel eine Mindest-Wasser-Eintrittstemperatur von 70 °C gefordert. Dies betraf beispielsweise den in der DDR gefertigten Gaswasserautomat (GWA) und betrifft noch den importierten OW-Kessel von CKD Dukla Prag. Mit der genannten Forderung sind dem Projektanten zusätzliche Aufgaben erwachsen. Für die Grenztemperaturen werden etwa 110 °C als Oberwert und 100 °C als Unterwert angegeben.

Der Großraum-Wasserkessel wird intervallmäßig bei voller Brennerleistung aufgeheizt und anschließend bei abgeschaltetem Brenner entspeichert. Die Schaltung erfolgt über eine Zweipunkt-Regelung. Für die Grenztemperaturen werden 110 °C als Oberwert und 100 °C als Unterwert angegeben. Qualitativ wird der Verlauf der Kessel-Wasser-Austrittstemperatur t''_K im Bild 1 wiedergegeben. Der exakte Kurvenverlauf (Länge der Aufheizzeit und der Abkühlzeit) hängt vom Verhältnis zeitliche Wärmeerzeugung zu zeitlichem Wärmeverbrauch, vom Speichervermögen des Großraum-Wasserkessels sowie von der Trägheit des Regelkreises ab. Der gezeigte Verlauf der Kessel-Wasser-Austrittstemperatur bedeutet, daß zur Versorgung von Raumheiznetzen eine Beimischung notwendig ist. Diese regelt die Vorlauftemperatur für die Raumheizung gleitend in Abhängigkeit der Außentemperatur unter Berücksichtigung der intervallmäßigen Schwankung der Kessel-Wasser-Austrittstemperatur. Zusätzlich ist eine Beimischung vom Kesselaustritt zum Kesseleintritt — meist Rezirkulation genannt — schaltungstechnisch zu realisieren, um die eingangs erwähnten 70 °C am Kesseleintritt zu sichern. Außerdem ist zu gewährleisten, daß der Abnehmer stets mit dem benötigten Mengenstrom beaufschlagt wird.

Anmerkung:

Bei Betrachtung des Bildes 1 wird deutlich, daß zeitweise nur Wassertemperaturen von $t''_K = 100$ °C anstehen. Das bedeutet, daß bei Unterlassen der Rücklaufbeimischung Temperaturen von maximal 100 °C für den Abnehmer anstehen. Wollte man einen Verbraucher mit der Soll-Temperatur 110 °C anschließen, so wäre das maximal mögliche Temperaturangebot identisch mit der Kessel-Wasser-Austrittstemperatur. Es liegt also in Wirklichkeit im Mittel erheblich unter 110 °C. Auch die Soll-Wert-Temperatur von 105 °C kann nur zeitweise realisiert werden. Der Temperaturverlauf für eine trägheitslose Regelung ist gestrichelt eingetragen.

1



Es dürfen also nur Verbraucher mit maximal 100 °C geforderter Soll-Temperatur angeschlossen werden. Ein Dauerbetrieb des Kessels bei $t''_K = 110$ °C wäre ein zufälliger Idealbetrieb, der nur bei genauer Übereinstimmung von Kessel- und Abnehmerleistung zu verzeichnen wäre. Daß Verbraucher, die für 110 °C/70 °C im Vollastzustand ausgelegt sind, dennoch einigermaßen von den genannten Gaskesseln versorgt werden, liegt in der geringen Häufigkeit der Vorlauftemperatur über 100 °C. Im statistischen Mittel ist diese nur an etwa 105 Stunden im Jahr erforderlich. Für Anlagen 105 °C/70 °C kann ein gewisser Ausgleich erzielt werden, indem die Soll-Temperatur im Vollastfall auf 110 °C eingestellt wird.

2. Schaltungen und deren Bemessung

2.1. Anschluß von Raumheizsystemen

Es wird von der im Bild 2 gezeigten Prinzipschaltung ausgegangen. Während das Zweiwege-Ventil 1 mit dem zugehörigen Regelkreis die Bereitstellung der gleitenden Vorlauftemperatur für die Raumheizung besorgt, sichert das Zweiwege-Ventil 2 mit dem angeschlossenen Regelkreis die geforderte Kesseleintrittstemperatur. Für die analytische Betrachtung ist es zunächst gleichgültig, ob Ventile zum Mischen oder Verteilen eingesetzt werden. Aus praktischen Gründen — z. B. wegen der zulässigen Differenzdrücke an Thermo-Regelventilen — sind die Zweiwege-Ventile bevorzugt als Mischventile zu schalten. Durch Einsatz der Ventile 1 und 2 können die thermischen Forderungen realisiert werden. Die hydraulische Abgeglichenheit bei konstantem Abnehmer-Mengenstrom ist jedoch nicht gegeben.

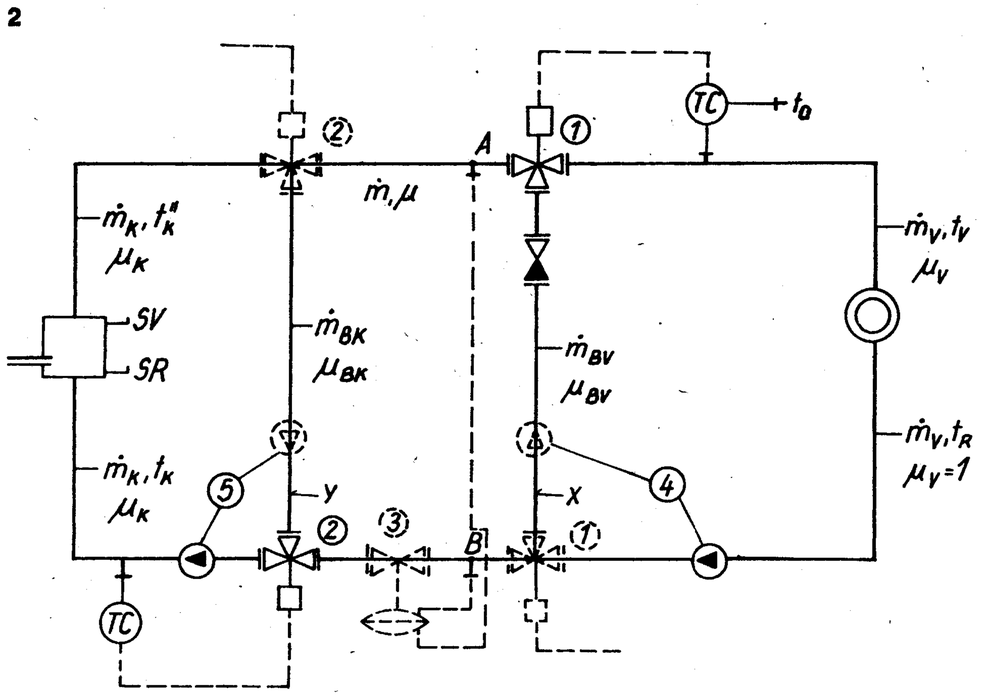
An Hand der theoretischen Ergebnisse wird noch zu entscheiden sein, ob ein zusätzlicher Differenzdruckregler 3 zu installieren ist. Bei Einsatz eines Differenzdruckreglers kann die Anordnung eines Verteilventils statt eines Mischventils möglich werden. Auch ist die zweckmäßigste Anordnung der Pumpen 4 und 5 nicht pauschal festzulegen. Es gelten dabei jedoch folgende Grundsätze:

- Die Pumpen können als Umwälzpumpen prinzipiell im Vor- oder Rücklauf eingesetzt werden. Entscheidend sind lediglich die geforderten oder gewünschten Druckverhältnisse.
- Es ist möglich, eine der beiden Pumpen als Beimischpumpe anzuordnen.
- Da drehzahlgeregelte Pumpen nicht verfügbar sind, sollen die Pumpen dort eingeschaltet werden, wo konstante bzw. annähernd konstante Mengenströme zu fördern sind.

Schlußfolgernd ist also festzustellen, daß eine komplexe Betrachtung erforderlich ist.

Bevor entsprechende Entscheidungen zu fällen sind, müssen die Massenstromverteilungen in Abhängigkeit der Belastung errechnet werden. Bezugnehmend auf Bild 2 gelten folgende Enthalpie- und Massenstrombilanzen

2



Ventil 1

$$\dot{m}_{BV} \cdot c \cdot t_R + \dot{m} \cdot c \cdot t''_K = \dot{m}_V \cdot c \cdot t_V \qquad (1)$$

$$\dot{m} + \dot{m}_{BV} = \dot{m}_V \qquad (2)$$

Ventil 2

$$\dot{m} \cdot c \cdot t_R + \dot{m}_{BK} \cdot c \cdot t''_K = \dot{m}_K \cdot c \cdot t'_K \qquad (3)$$

$$\dot{m} + \dot{m}_{BK} = \dot{m}_K \qquad (4)$$

Im weiteren ist davon auszugehen, daß der Massenstrom des Verbrauchers $\dot{m}_V$ stets konstant sein soll, da in üblicher Weise eine Temperaturregelung (Qualitätsregelung) erfolgt. Damit ist es wichtig, die Massenströme $\dot{m}$, m_K (Kessel), $\dot{m}_{BV}$ (Beimischung —

Verbraucher) und $\dot{m}_{BK}$ (Beimischung — Kessel) zu kennen. Diese Größen lassen sich aus den Gl. (1) bis (4) durch Substitution ermitteln. So folgen aus Gl. (1) und (2)

$$\dot{m} = \dot{m}_V \cdot \frac{t_V - t_R}{t''_K - t_R} \tag{5}$$

$$\dot{m}_{BV} = \dot{m}_V - \dot{m} = \dot{m}_V \cdot \left(1 - \frac{t_V - t_R}{t''_K - t_R}\right) \tag{6}$$

sowie aus Gl. (3) und (4)

$$\dot{m}_K = \dot{m} \cdot \frac{t''_K - t_R}{t''_K - t'_K} \tag{7}$$

$$\dot{m}_{BK} = \dot{m}_K - \dot{m} = \dot{m} \cdot \left(\frac{t_K'' - t_R}{t_K'' - t'_K} - 1\right). \tag{8}$$

Für eine allgemeingültige Auswertung und Darstellung ist es zweckmäßig, die Massenströme als dimensionslose Verhältniswerte anzugeben. Wegen der Konstanz von $\dot{m}_V$ wird diese Größe als Bezugswert angenommen, so daß

$$\mu_V = \frac{\dot{m}_V}{\dot{m}_V} = 1; \quad \mu = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_V}; \quad \mu_{BV} = \frac{\dot{m}_{BV}}{\dot{m}_V};$$

$$\mu_K = \frac{\dot{m}_K}{\dot{m}_V}; \quad \mu_{BK} = \frac{\dot{m}_{BK}}{\dot{m}_V} \tag{9}$$

gelten. Damit ergeben sich die Gl. (5) bis (8) sofort in folgenden Formen:

$$\mu = \frac{t_V - t_R}{t''_K - t_R} \tag{10}$$

$$\mu_{BV} = 1 - \mu = 1 - \frac{t_V - t_R}{t''_K - t_R} \tag{11}$$

$$\mu_K = \mu \cdot \frac{t''_K - t_R}{t''_K - t'_K} \tag{12}$$

$$\mu_{BK} = \mu_K - \mu = \mu \cdot \left(\frac{t''_K - t_R}{t''_K - t'_K} - 1\right). \tag{13}$$

Weiterhin ist zu beachten, daß die Vor- und Rücklauftemperaturen des Verbrauchers von der Außentemperatur, d. h. vom Belastungsgrad λ, abhängen. Eine analytische Darstellung ist in [1] S. 121, gegeben. Für die hier benötigten Ergebnisse gelten

$$t_V = t^+_i + (t^+_V - t^+_i) \cdot \lambda^N \tag{14}$$

$$t_R = t_V - \Delta t^+ \cdot \lambda = (t^+_V - t^+_i) \cdot \lambda^N + t^+_i - \Delta t^+ \cdot \lambda\,, \tag{15}$$

wobei t^+_i die Raum-Soll-Temperatur, Δt^+ die Temperaturspreizung sowie t^+_V und t^+_R die Vor- und Rücklauftemperaturen jeweils unter Vollastbedingungen darstellen. Für den Fall, daß der Heizflächenexponent M = 1,33 beträgt, ergaben sich für die üblichen Temperaturverhältnisse der Anlagen im Vollastzustand folgende Wertekombinationen

t^+_V in °C	110	105	100	95	90
Δt^+ in K	40	35	30	25	20
t^+_i in °C	20	20	20	20	20
N	0,80	0,79	0,79	0,78	0,78

Werden die Gl. (14) und (15) in die Gl. (10) bis (13) substituiert, so folgen endgültig

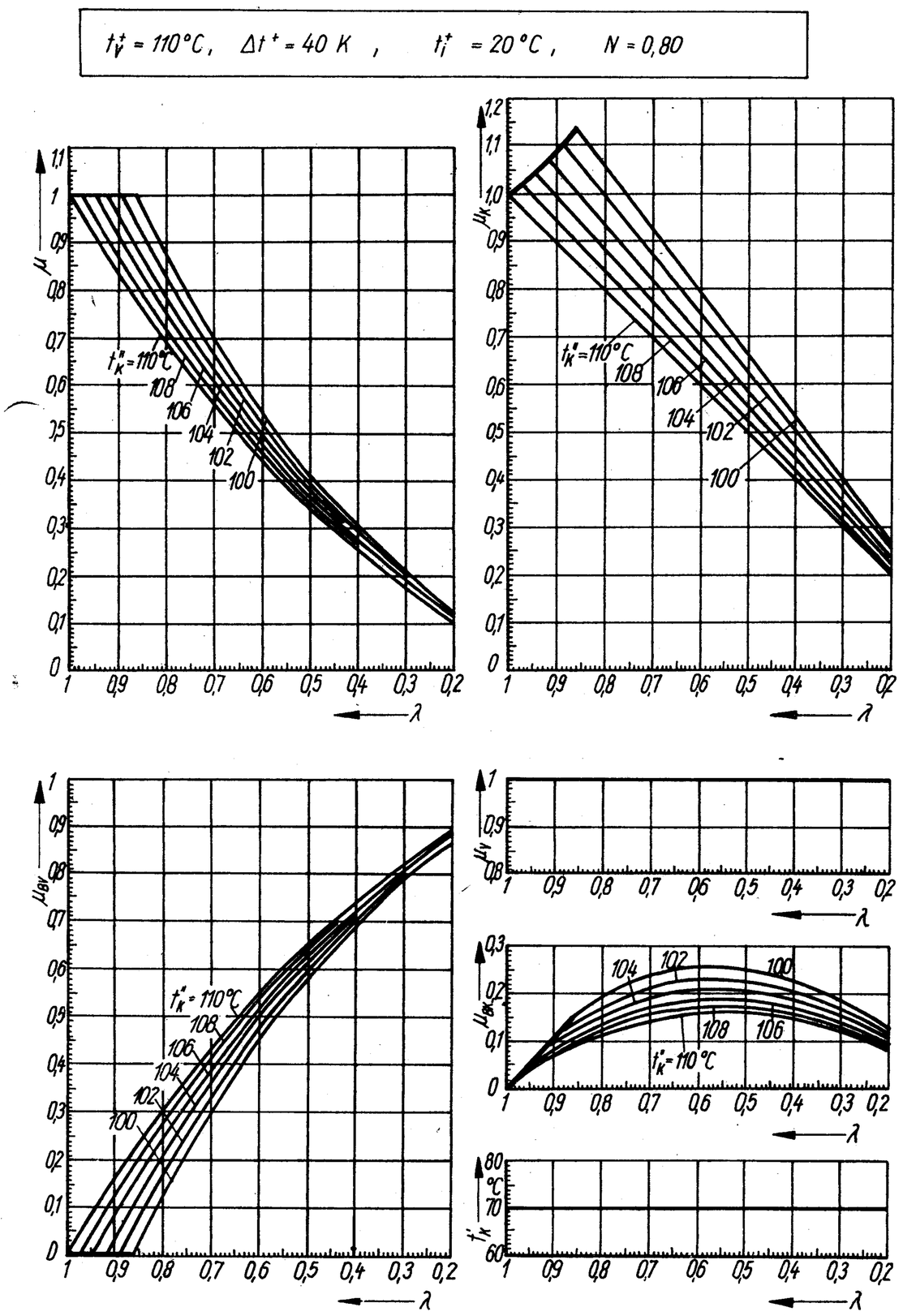
$$\mu = \frac{\Delta t^+ \cdot \lambda}{t''_K - (t^+_V - t^+_i) \cdot \lambda^N - t^+_i + \Delta t^+ \cdot \lambda} \tag{16}$$

$$\mu_{BV} = 1 - \mu \tag{17}$$

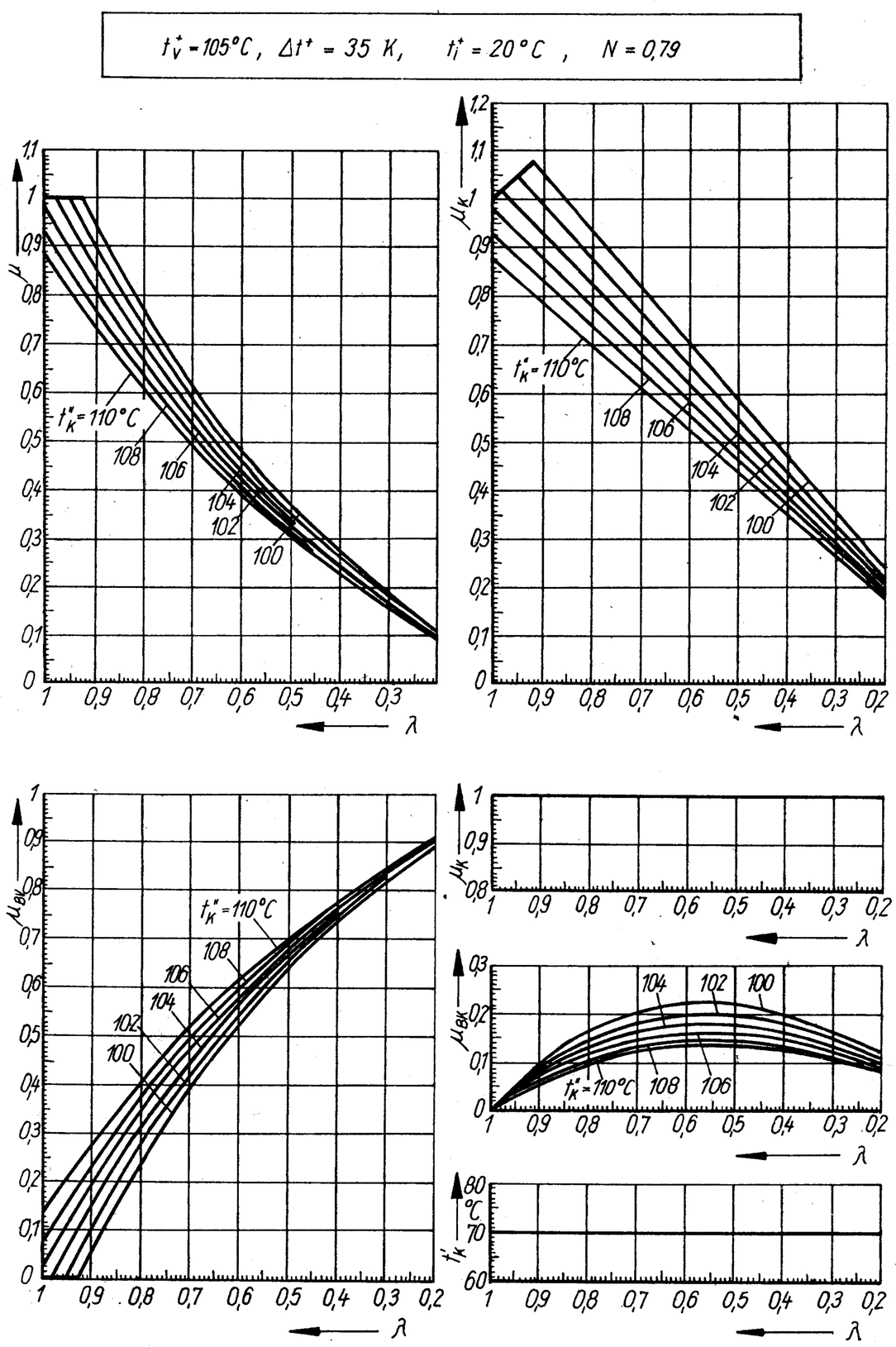
$$\mu_K = \mu \cdot \frac{t''_K - (t^+_V - t^+_i) \cdot \lambda^N - t^+_i + \Delta t^+ \cdot \lambda}{t''_K - t'_K} = \frac{\Delta t^+ \cdot \lambda}{t''_K - t'_K} \tag{18}$$

$$\mu_{BK} = \mu_K - \mu\,. \tag{19}$$

3



4



Diese Gleichungen wurden für die Belastungsgrade $\lambda = 1; 0{,}9; 0{,}8; 0{,}7; 0{,}6; 0{,}5; 0{,}4; 0{,}3; 0{,}2$ und für die in der Tabelle angegebenen Auslegungsdaten der Verbraucher ausgewertet. Weitere Grundlage war dabei, daß die Kesselwasser-Eintrittstemperatur stets $t'_K = 70$ °C beträgt und die Kesselwasser-Austrittstemperatur in diskreten Schritten die Werte $t''_K = 110; 108; 106; 104; 102; 100$ °C annimmt. Die Ergebnisse sind in den Bildern 3 bis 7 dargestellt.

In erster Auswertung findet man in den Bildern 3 und 4 (Auslegungstemperaturen $t^+_V = 110$ °C und 105 °C) die in der Anmerkung gegebenen Hinweise bestätigt. Ein ordnungsgemäßer Betrieb und damit auch ein genau definierter Berechnungszustand kann nur so lange vorliegen, wie die Kesselwasser-Austrittstemperatur t_K'' gleich oder größer als die vom Belastungsgrad abhängige Vorlauftemperatur $t_V(\lambda)$ ist. Aus diesem Grund weisen die Kurvenscharen μ, μ_{BV}, μ_K und μ_{BK} in den Bildern 3 und 4 die dick gezeichneten Begrenzungslinien auf.

Variante I

Die genaueste Realisierung der Rechenergebnisse ist mit der im Bild 8 gezeigten Schaltung möglich. Aus den Darstellungen der Bilder 3 bis 7 können die Einbauorte für die Pumpen abgeleitet werden. So ist auf jeden Fall die Pumpe 4 im Abnehmerstromkreis zu installieren, da $\mu_V = 1 =$ konst. gilt. Der Einbauort der Pumpe 5 kann nicht so eindeutig festgelegt werden, da die dimensionslosen Massenströme μ_K und μ_{BK} starken Schwankungen unterliegen.

Wegen des zeitweisen Abstellens der Rezirkulation $\mu_{BK} = 0$ müßte die Pumpe beim Einbau in die Kessel-Beimischstrecke über einen Endlagenkontakt am Stellventil 2 geschaltet werden. Dies würde den apparativen Aufwand bei einem elektrischen oder pneumatischen Stellglied vergrößern, bei Einsatz eines selbsttätigen Thermo-Reglers wäre ein zusätzlicher Anbau nicht möglich. Aus diesen Gründen wird die Pumpe 5 im Hauptstromkreis installiert. Die damit verbundenen Schwierigkeiten sind grundsätzlicher Natur. Sie liegen im hydraulischen Abgleich bei den mengenvariablen Belastungsverhältnissen. Zwischen den Punkten A und B sollte möglichst kein Druckunterschied bestehen, d. h., der Verbraucherstromkreis ist differenzdrucklos anzuschließen.

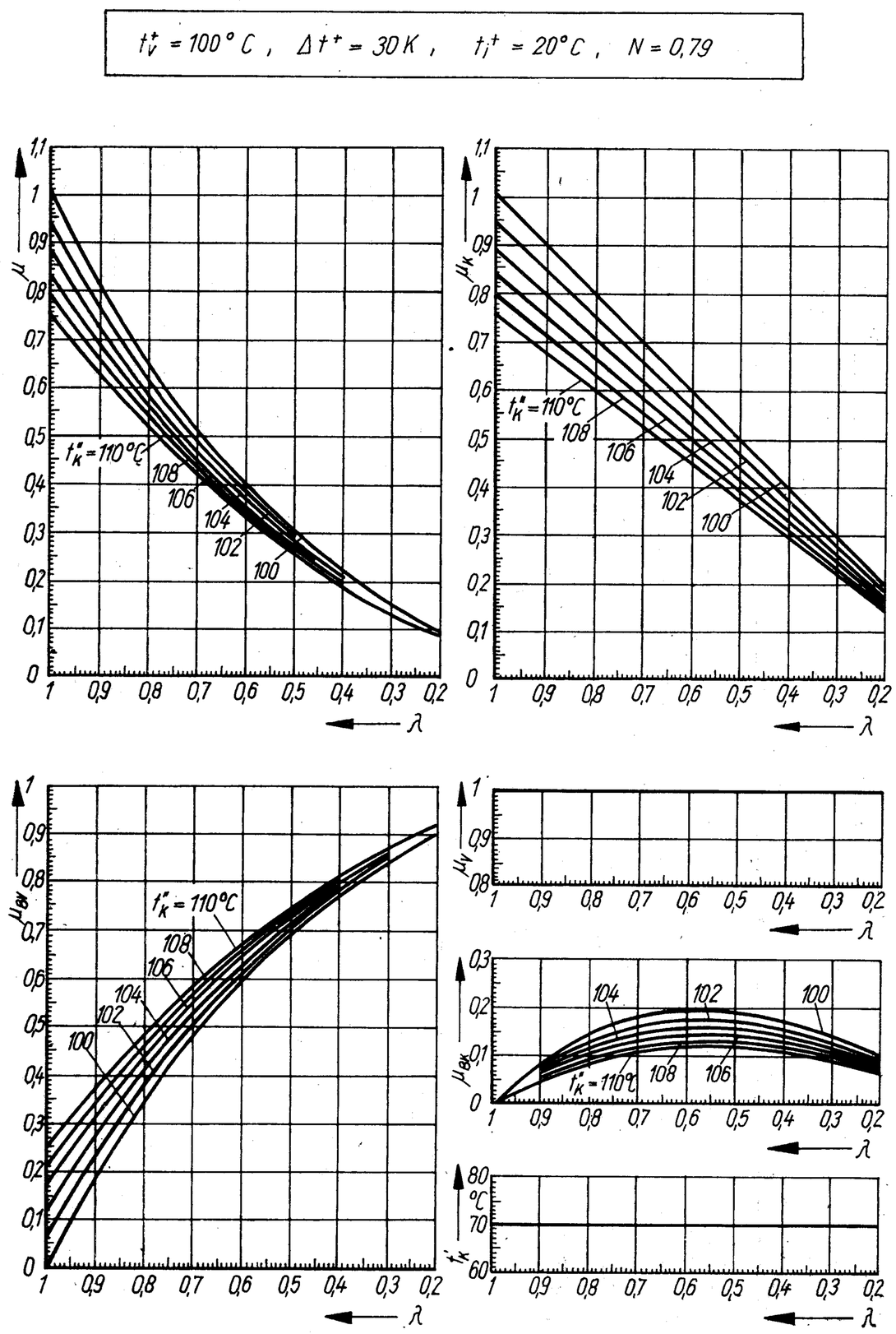
Die Beimischstrecke des Verbrauchers X soll nur einen geringen hydraulischen Widerstand aufweisen, so daß die Druckverluste infolge des variablen Massenstromes μ_{BV} — mit dem diese Leitung beaufschlagt wird — gegenüber dem Gesamt-Druckverlust im Verbraucherstromkreis (identisch mit dem Drucksprung in der Pumpe 4) keine Rolle spielen. Diese Forderung kann durch eine kurze Rohrlänge und einen großen Rohrdurchmesser der Strecke X verwirklicht werden. Die Auslegung der Pumpe 4 erfolgt für hundertprozentige Beimischung, so daß der Verbraucherkreis in sich hydraulisch abgeglichen ist.

Unmöglich ist es, zwischen den Punkten A und B von der Erzeugerseite aus differenzdrucklos zu sein, da die Massenströme μ_K, μ und μ_{BK} stark schwanken. Variierende Differenzdrücke zwischen A und B beeinflussen jedoch den Massendurchsatz im Verbraucherkreis, was gerade bei Einrohrsystemen zu unterschiedlichen Abweichungen bezüglich der Wärmeabgabe der angeschlossenen Heizflächen führt. Exakt kann der differenzdrucklose Anschluß nur durch den Differenzdruckregler 3 gewährleistet werden (einfache, preiswerte Ausführungen werden vom VEB Armaturenwerk Apfelstädt gefertigt). Mit dem Einbau des Differenzdruckreglers ist es möglich, das Zweiwege-Ventil 1 als Verteilventil zu schalten. An beiden Ausgängen liegt der gleiche Gegendruck an; somit sind auch für die Thermo-Regelventile ideale Arbeitsbedingungen vorhanden.

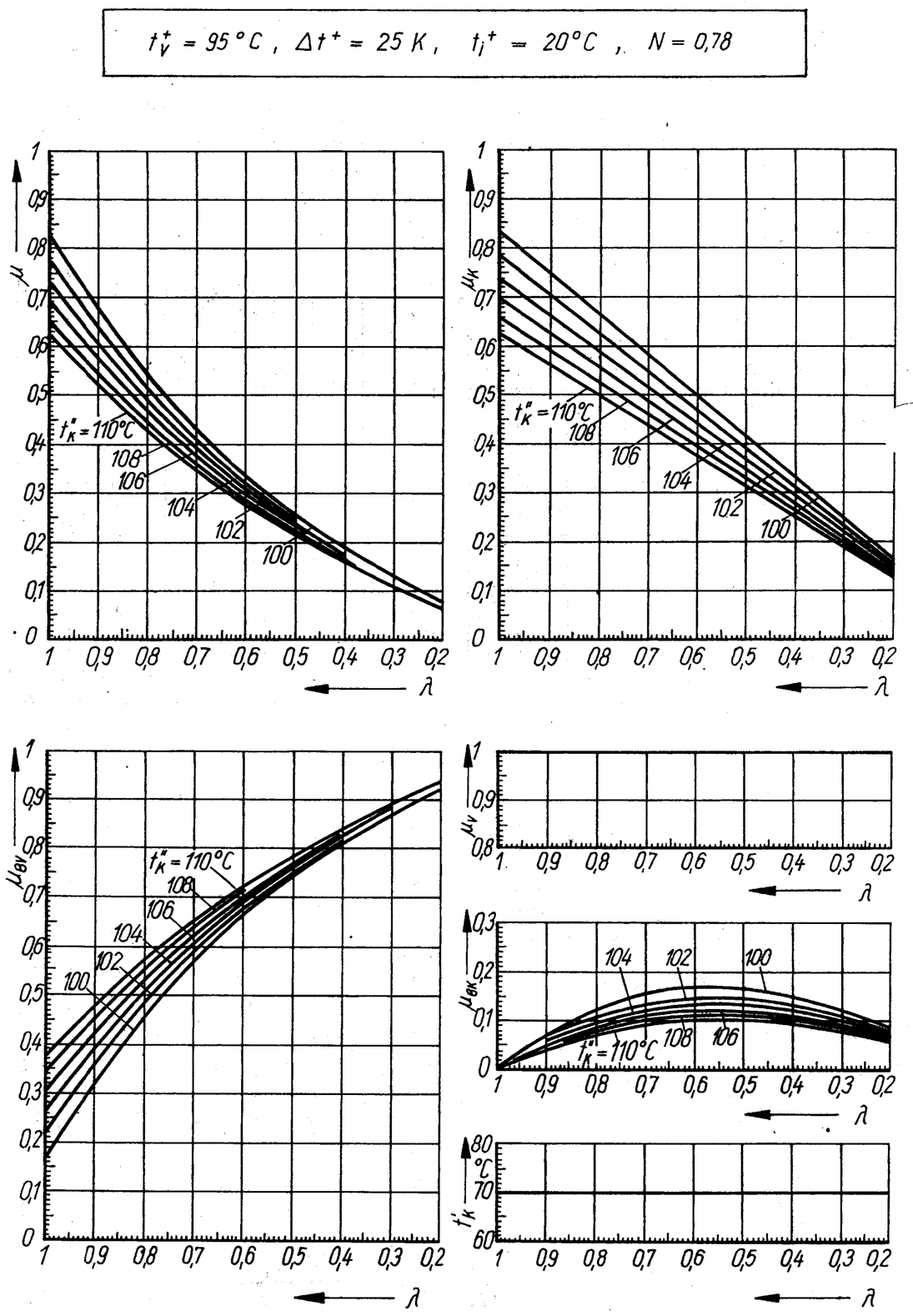
Die Anordnung aller Stellglieder im Rücklauf hat den Vorteil, daß die Druckauflastung für den Verbraucherstromkreis eindeuti gegeben und vorausberechenbar ist. Bild 9 zeigt den qualitativen Druckverlauf. Das Druckniveau im Abnehmerstromkreis wird durch den Druck im Punkt A bestimmt. Die gewählte Anordnung führt nur zu geringen mengenstromabhängigen Änderungen dieses Druckwertes.

Zusammenfassend ist festzustellen, daß eine genaue Versorgung des Abnehmers mit einem konstanten Massenstrom und außentemperaturabhängiger Vorlauftemperatur sowie des Kessels mit einer

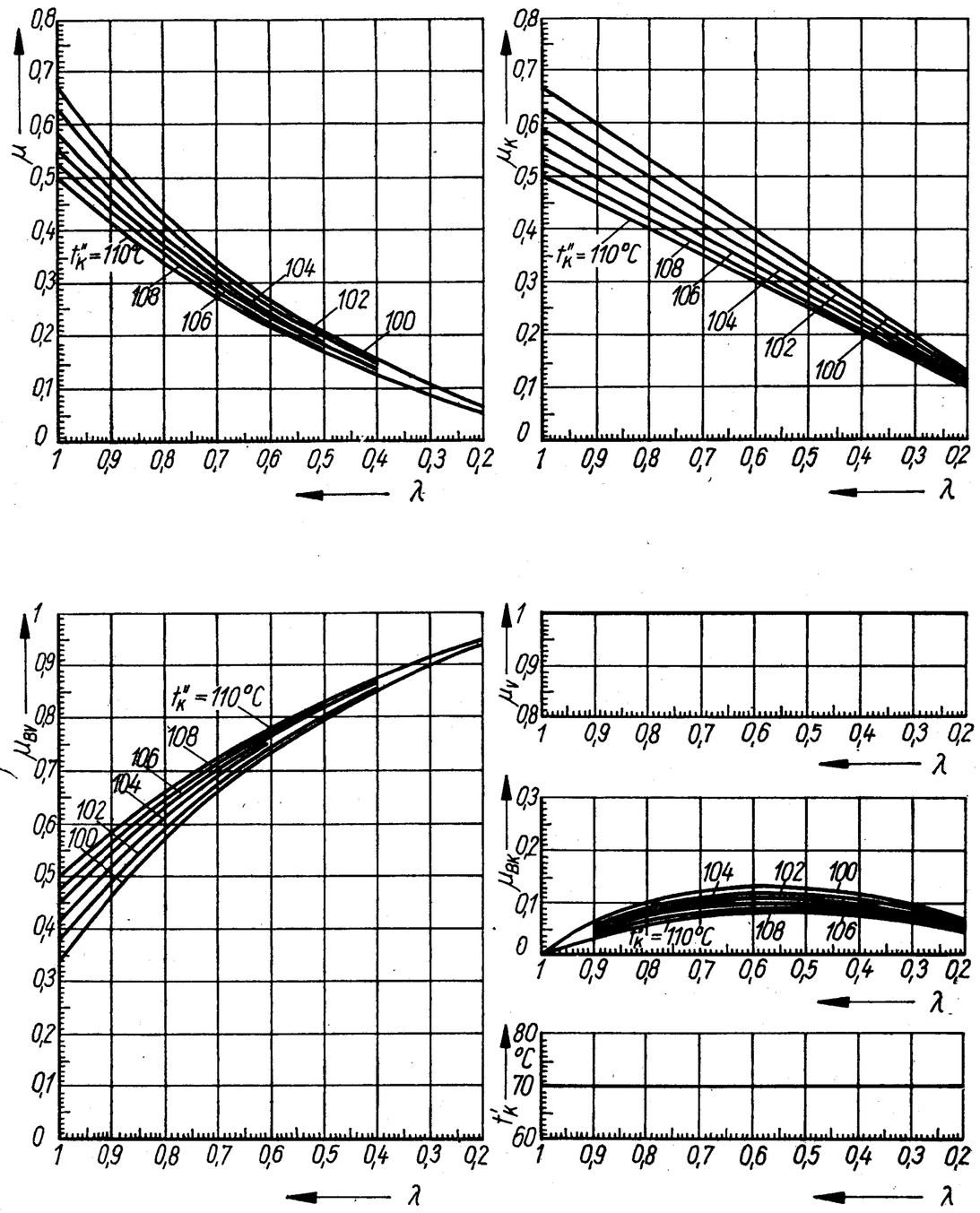
5



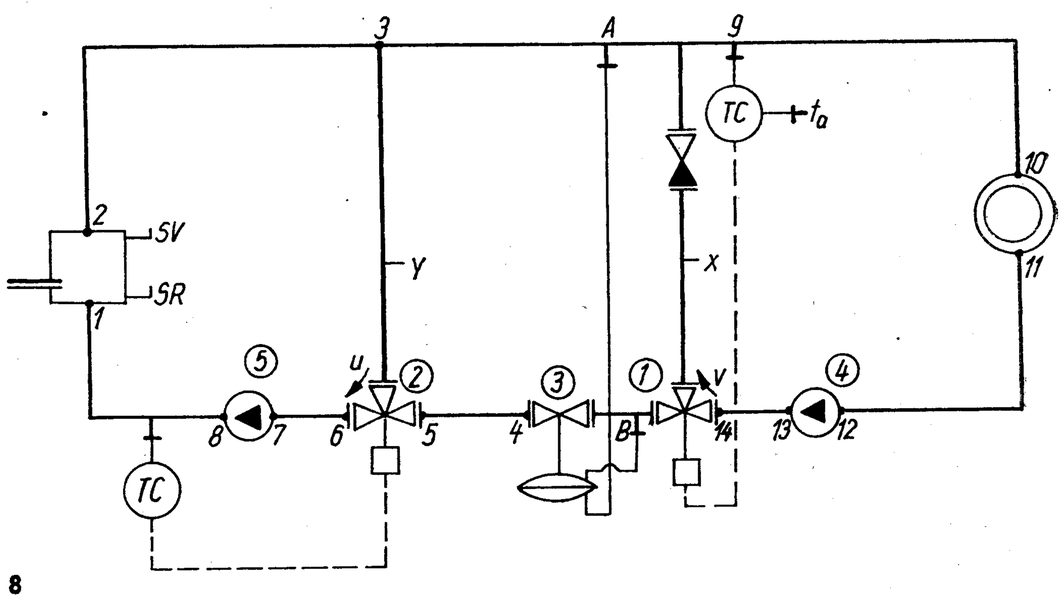
6



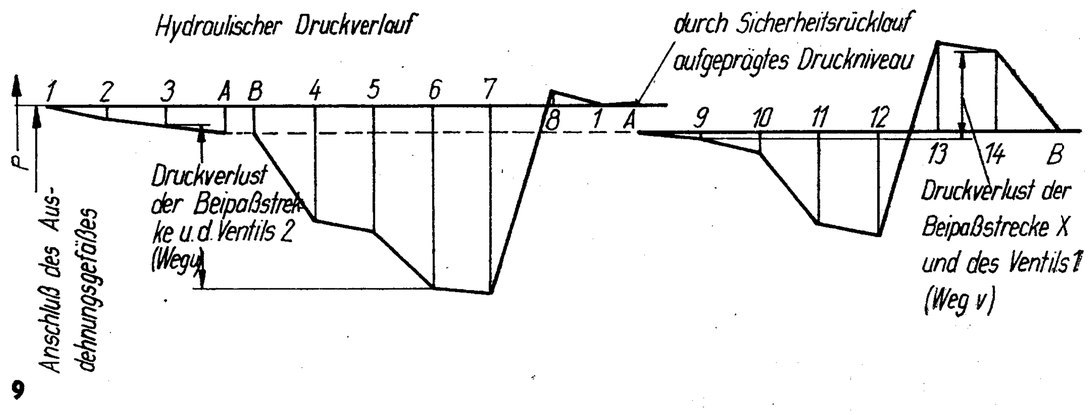
$t_V^+ = 90°C$, $\Delta t^+ = 20\,K$, $t_i^+ = 20°C$, $N = 0{,}78$



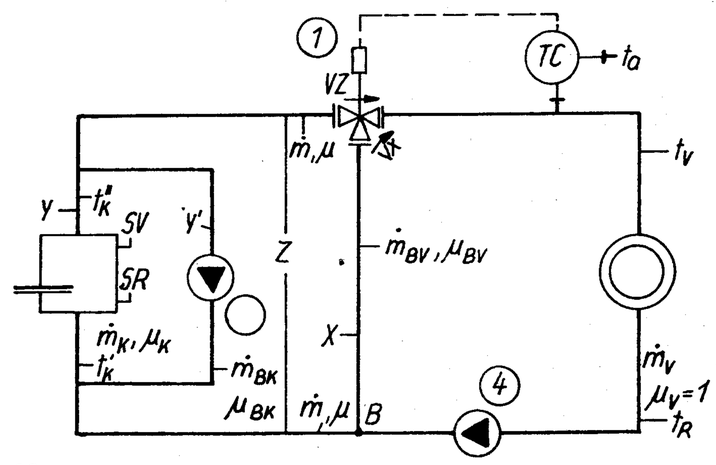
7



8



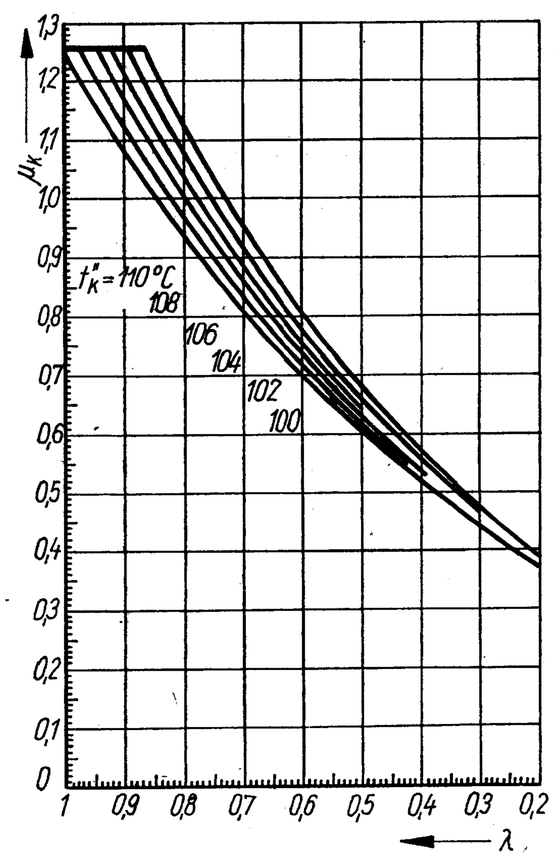
9



10

11

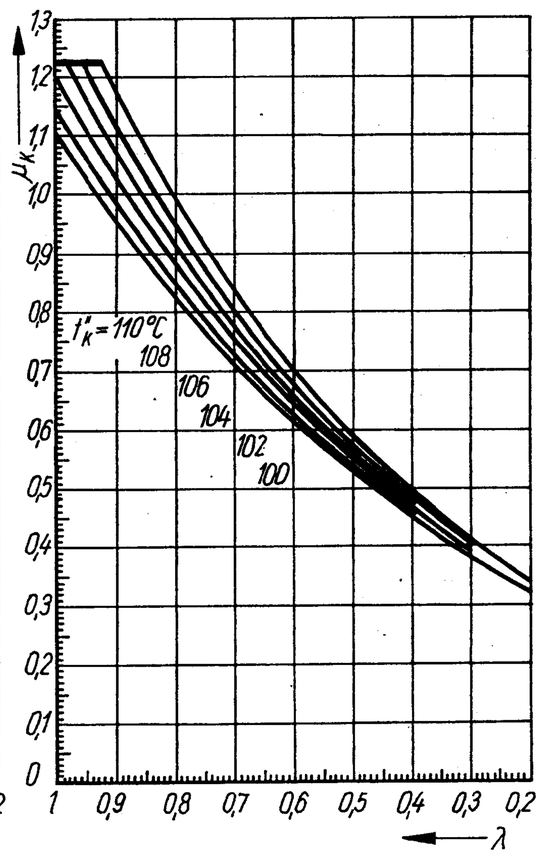
$t_V^+ = 110°C$, $\Delta t^+ = 40\,K$
$t_i^+ = 20°C$, $N = 0{,}80$



$\left.\begin{matrix}\mu \\ \mu_{BV}\end{matrix}\right\}$ wie im Bild 3
$\mu_V = 1$
$\mu_{BK} = 0{,}257$

12

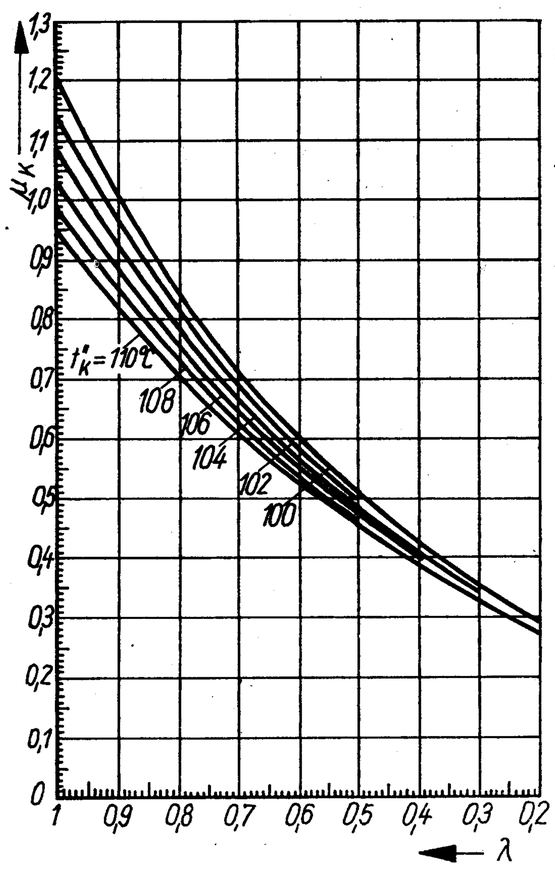
$t_V^+ = 105°C$, $\Delta t^+ = 35\,K$
$t_i^+ = 20°C$, $N = 0{,}79$



$\left.\begin{matrix}\mu \\ \mu_{BV}\end{matrix}\right\}$ wie im Bild 4
$\mu_V = 1$
$\mu_{BK} = 0{,}225$

13

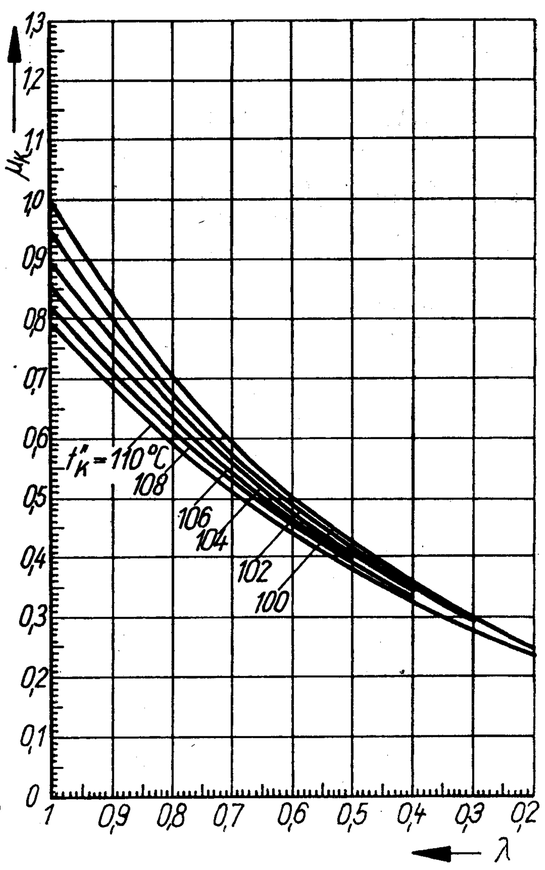
$t_V^+ = 100°C$, $\Delta t^+ = 30\,K$
$t_i^+ = 20°C$, $N = 0{,}79$



$\left.\begin{matrix}\mu \\ \mu_{BV}\end{matrix}\right\}$ wie im Bild 5
$\mu_V = 1$
$\mu_{BK} = 0{,}196$

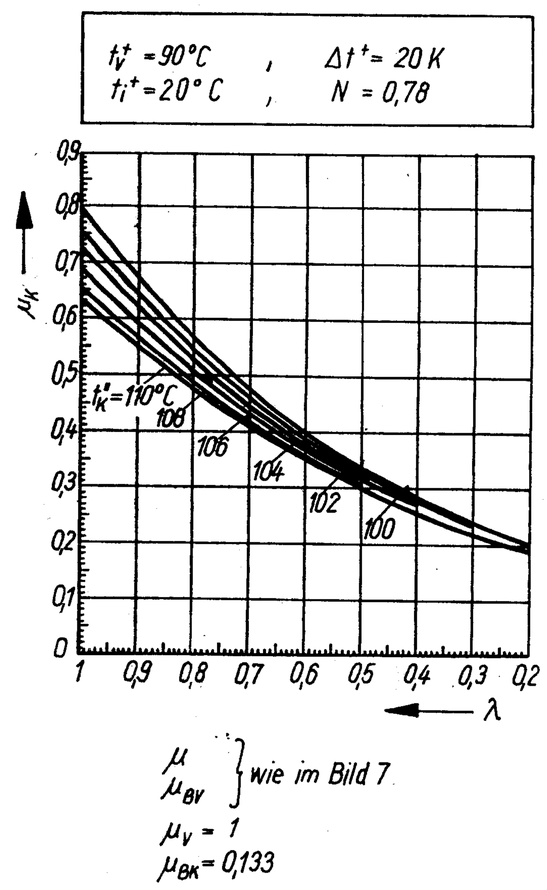
14

$t_V^+ = 95°C$, $\Delta t^+ = 25\,K$
$t_i^+ = 20°C$, $N = 0{,}78$

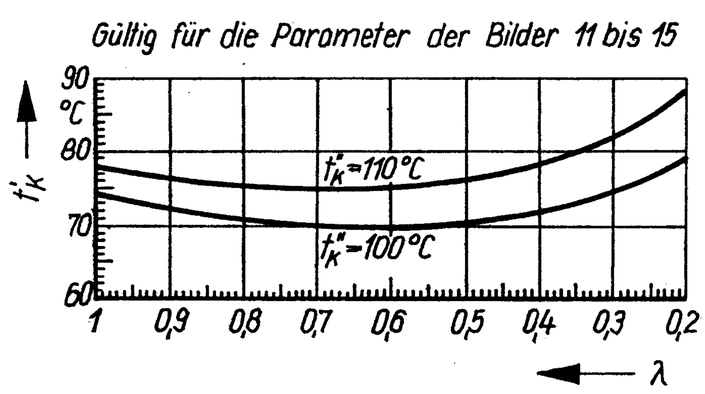


$\left.\begin{matrix}\mu \\ \mu_{BV}\end{matrix}\right\}$ wie im Bild 6
$\mu_V = 1$
$\mu_{BK} = 0{,}164$

15



16



konstanten Eintrittstemperatur des Wassers nur durch einen großen, störanfälligen Regelungsaufwand erreichbar ist.

Anmerkung:

Für den häufig propagierten Einsatz von Vierwege-Mischern, die sowohl die Beimischung für den Verbraucher als auch die Rezirkulation für den Kessel bewirken, gelten die gleichen theoretischen Zusammenhänge und Ergebnisse wie beschrieben. Die Vorteile dieser Armatur wirken sich vor allem bei sehr kleinen Heizungsanlagen aus (z. B. in Einfamilienhäusern), bei denen der Kesselkreislauf mit dem thermodynamischen Umtriebsdruck allein auskommt, die evtl. Massenstromschwankung $\dot{m}_V$ gering ist und bei der nachgeschalteten unempfindlichen Zweirohrheizung kaum ins Gewicht fällt (vergl. auch [3]).

Variante II

Eine Vereinfachung stellt die im Bild 10 gezeigte Schaltung dar. Der Kompromiß besteht darin, daß die Kessel-Wasser-Eintrittstemperatur dafür nicht absolut konstant ist, sondern lediglich der Grenzwert $t'_K \geqq 70$ °C eingehalten wird. Dies gelingt durch eine stets gleichbleibende Beimischung, die dem jeweiligen maximalen Wert μ_{BK} entspricht. Sie können den Bildern 3 bis 7 entnommen werden und betragen

Auslegungs-temperaturen	110 °C 70 °C	105 °C 70 °C	100 °C 70 °C	95 °C 70 °C	90 °C 70 °C
μ_{BK}	0,257	0,225	0,196	0,164	0,133 .

Die dimensionslosen Massenströme μ und μ_{BV} in Abhängigkeit des Belastungsgrades λ nach Gl. (16) und (17) bleiben erhalten. Lediglich ergeben sich nach Gl. (19) unter Voraussetzung der Festwerte μ_{BK}

$$\mu_K = \mu_{BK} + \mu \,, \tag{19a}$$

und weiter folgt nach Gl. (18) die sich unter diesen Bedingungen einstellende Kesselwasser-Eintrittstemperatur zu

$$t'_K = t''_K - \frac{\Delta t^+ \cdot \lambda}{\mu_K} \,. \tag{18a}$$

Die Ergebnisse sind in den Bildern 11 bis 16 zusammengestellt. Besonders fallen die praktisch gleichen Kesselwasser-Eintrittstemperaturen für alle Auslegungsverhältnisse auf. Die Ursache dafür findet sich in den geringen Unterschieden der Rücklauftemperaturen bei gleichem Belastungsgrad der verschiedenen Auslegungs-Vorlauftemperaturen.

Die unterschiedlichen Massenströme $\dot{m}$ bzw. μ sowie $\dot{m}_{BV}$ bzw. μ_{BV} führen natürlich auch zu belastungsabhängigen Druckverlusten in den Strecken X, Y und Z. Damit wird sich ein Gleichgewicht einstellen, das letztlich zu einem vom jeweiligen Sollwert abweichenden Massenstrom durch den Verbraucher $\dot{m}_V$ bzw. $\mu_V \neq 1$ führt.

In der Praxis herrscht oft die Meinung vor, daß durch gleiche Druckverluste Δp_X und $(\Delta p_Y + \Delta p_Z)$ die genannten Auswirkungen vermieden würden. Das ist aber nicht der Fall, sondern die beiden Druckverluste müssen vor allem klein gegenüber dem Gesamt-Druckverlust ($\equiv$ Pumpendruck Δp_P) sein. Denn wird beispielsweise eine fünfzigprozentige Beimischung vorgenommen, sinkt der Druckverlust auf etwa ein Viertel des Wertes bei vollem Durchsatz durch eine der beiden — in sich abgeglichenen — Strecken (Kessel oder Beipaß). Dieser Umstand sollte jedoch möglichst wenig Einfluß auf den verbraucherbeaufschlagenden Wasserstrom nehmen.

Um die Rezirkulationsmenge ebenfalls nahezu konstant zu halten, muß der Druckverlust $\Delta p_{Y'}$ groß gegenüber Δp_Y sein.

(Wird fortgesetzt)