

Genauere Berechnung von Temperaturen und Strömen

WW-Zirkulation im Detail

Klaus Lehr*

Zur Bemessung von Leitungen und Umwälzpumpen für WW-Zirkulationen steht das relativ einfache Verfahren nach DIN 1988-3 zur Verfügung. Ist es jedoch zum Beispiel notwendig, vorab die zu erwartenden Temperaturverhältnisse zu überblicken oder stehen verschiedene Varianten der Leitungsführung zur Wahl, wird ein Berechnungsverfahren nötig, das genauer auf die Gesetze der Hydraulik und Wärmeübertragung abgestimmt ist.

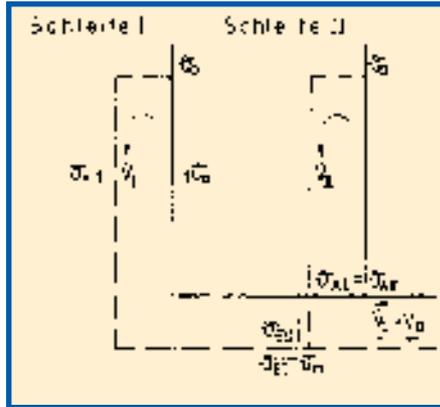


Bild 1 Berechnungsablauf für Verbrauchs- und Zirkulationsleitungen ab deren Verbindungsstelle, Wassertemperatur dort t_{w0}

Betrieb eines Zirkulationssystems meist höhere Energieverluste verbunden, weshalb eine derartige Anlage sorgfältig geplant und erstellt werden sollte, um wenigstens ihre einwandfreie Funktion sicherzustellen.

Einfache Berechnung nicht immer ausreichend

Für die Nennweiten der Zirkulationsleitungen sind in DIN 1988-3 [1] Bemessungsregeln angegeben. Die Größe der Zirkulationspumpe ergibt sich aus der Annahme einer stündlich dreimaligen Umwälzung des Wasserinhalts im Zirkulationskreislauf und den dabei auftretenden Druckverlusten. Das Dimensionierungsverfahren ist einfach und wird für die Planung im allgemeinen ausreichend sein. Allerdings gibt das Verfahren keinen Aufschluß über die sich in den einzelnen Strängen tatsächlich einstellenden Volumenströme und Wassertemperaturen. Man geht davon aus, daß die Anlage

bei Inbetriebnahme sowieso manuell einreguliert wird.

Die nachfolgend aufgeführten Zielsetzungen und Gesichtspunkte verlangen jedoch eine stärker auf die physikalischen Grundlagen der Hydraulik und Wärmeübertragung gegründete Berechnungsmethode:

- Ermittlung des Energieaufwands, wenn verschiedene Varianten bei der Leitungsführung zur Wahl stehen oder ein Vergleich zwischen Zirkulationssystem und elektrischer Begleitheizung ansteht.
- Das DVGW-Arbeitsblatt W 551 [2] fordert für sogenannte Großanlagen, daß im Zirkulationskreislauf die Temperatur an keiner Stelle um mehr als 5 K gegenüber der Erwärmeraustrittstemperatur abfällt.
- Das manuelle Abgleichen der einzelnen Stränge auf möglichst gleiche Temperaturverteilung ist normalerweise sehr zeitraubend. Gibt die Rechnung auch Hinweise über die Voreinstellung der Drosselventile in den Zirkulationsleitungen, läßt sich der Zeitaufwand deutlich reduzieren [3].
- Nach DIN 1988-3 ist die Fließgeschwindigkeit in den Zirkulationsleitungen auf 0,5 m/s zu begrenzen.

Sorgfältige Planung und Verlegung

Im Fachschrifttum sind in den letzten Jahren mehrere Beiträge (z. B. [4, 5, 6, 7]) erschienen, in denen Zirkulationssysteme auf der Basis der Wärmeverluste unter Vorgabe einer bestimmten Temperaturabnahme zwischen Erwärmeraus- und -eintritt durchgerechnet wurden. Diese Vorgehensweise erfordert einen erheblich größeren Rechenaufwand als das DIN-Verfahren, weshalb für die Praxis der Einsatz von EDV-Programmen angestrebt wird [8].

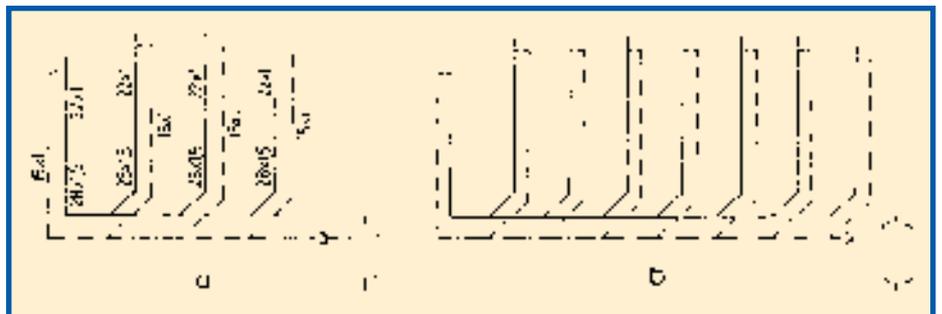


Bild 2 Strangenschema eines Warmwasserzirkulationssystems mit unterer Verteilung und a) 4 Schleifen, b) 8 Schleifen

* Prof. Dr.-Ing. Klaus Lehr ist Dozent an der Fachhochschule für Technik Esslingen und im Fachbereich Versorgungstechnik u. a. zuständig für den Bereich Wassertechnik

Eine noch so genaue Rechnung kann aber ihren Zweck nicht erfüllen, wenn später störende Einflüsse (wie Luftabscheidungen an kritischen Punkten der Zirkulationsleitungen oder Ablagerungen in fast geschlossenen Drosselventilen) – dazu führen, daß die umgewälzten Ströme deutlich von den berechneten abweichen oder in manchen Strängen gar zum Erliegen kommen, mit entsprechenden Konsequenzen für die Temperaturhaltung [9, 10]. Um sich auf das Ergebnis einer Rechnung halbwegs verlassen zu können, ist daher durch sorgfältige

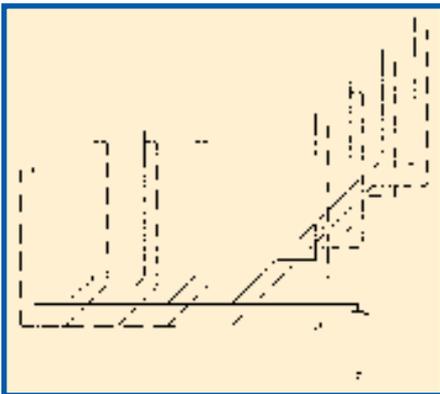


Bild 3 Strangschema eines Warmwasserzirkulationssystems mit unterer Verteilung, Aufteilung der 8 Schleifen auf 2 Abschnitte

Planung und Verlegung des Leitungsnetzes sicherzustellen, daß sich derartige Störfaktoren nicht wesentlich bemerkbar machen können.

Berechnungsverfahren

Ideal wäre es, wenn an jeder Zapfstelle oder wenigstens am Eintritt in jede Stockwerksleitung die gleiche Warmwassertemperatur gewährleistet werden könnte. Bei Zirkulationssystemen ist dies – im Gegen-

satz zur elektrischen Be-
gleitheizung – selbst
theoretisch nicht mög-
lich, da entlang des
Fließwegs die Tempera-
tur zwangsläufig ab-
nimmt. Um dem Ideal-
fall über das Berech-
nungsverfahren näher zu
kommen, kann dasselbe
so gestaltet werden, daß
man an der Verbindungs-
stelle von Verbrauchs-
steigleitung und Zirkula-
tionsleitung jedes Stran-
ges die gleiche Tempera-
tur ϑ_o (im folgenden
als „obere Warmwassertem-
peratur“ bezeichnet)
vorgibt. Von diesem
Punkt aus wird, entgegen
der Fließrichtung, die
Temperaturabnahme in
den Teilstrecken der
Verbrauchsleitungen bis
zum Abgang von der
Verteilungsleitung be-
rechnet nach der Gleichung

$$\vartheta_a = (\vartheta_e - \vartheta_u) \cdot e^{(k_R \cdot l \cdot \dot{V} \cdot c \cdot \rho)} + \vartheta_u \text{ in } ^\circ\text{C} \quad (1)$$

ϑ_e Temperatur am Ende der berechneten Teilstrecke (in Fließrichtung gesehen) = Temperatur am Anfang der zuvor berechneten (dahinterliegenden) Teilstrecke in $^\circ\text{C}$

ϑ_u Umgebungstemperatur in $^\circ\text{C}$

k_R Wärmedurchgangszahl des Rohres in W/m K

l Länge der Teilstrecke in m

\dot{V} Volumenstrom in l/h

c spez. Wärmekapazität des Wassers in kWh/kg K

ρ Dichte des Wassers bei mittlerer Warmwassertemperatur in kg/m^3

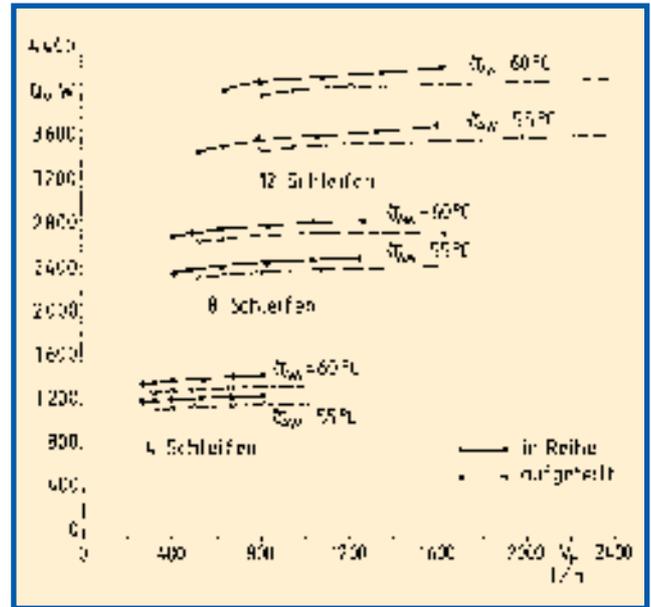


Bild 4 Abhängigkeit des Wärmeverlustes \dot{Q}_v in Zirkulationssystemen von der Ausdehnung des Rohrnetzes, der Erwärmeraustrittstemperatur ϑ_{AW} und vom Pumpenförderstrom \dot{V}_p

Die Temperaturabnahme in der zugehörigen Zirkulationsleitung bis zur Anbindung an die weiterführende horizontale Rohrstrecke muß dagegen in Fließrichtung nach der Gleichung

$$\vartheta_e = \frac{\vartheta_a - \vartheta_u}{e^{(k_R \cdot l \cdot \dot{V} \cdot c \cdot \rho)}} + \vartheta_u \text{ in } ^\circ\text{C} \quad (2)$$

bestimmt werden (vergl. Bild 1).

ϑ_a Temperatur am Anfang der Teilstrecke (in Fließrichtung gesehen) = Temperatur am Ende der davorliegenden (zuvor berechneten) Teilstrecke in $^\circ\text{C}$

Die an eingebauten Leitungsarmaturen und schwächer gedämmten Formstücken auftretende Temperaturabnahme erhält man zu

$$\Delta\vartheta_{F,A} = \frac{\sum (q_F + q_A) \cdot (\vartheta - \vartheta_u)}{\dot{V} \cdot c \cdot \rho} \text{ in } \text{K} \quad (3)$$

q_F spezifischer Wärmeverlust des Formstücks in W/K

q_A spezifischer Wärmeverlust der Leitungsarmatur in W/K

ϑ Wassertemperatur an der Einbaustelle in $^\circ\text{C}$

Rohrdimension $d_a \times s$	12 × 1	15 × 1	18 × 1	22 × 1	28 × 1,5	35 × 1,5	42 × 1,5
Wärmedurchgangszahl k_R in W/m K	0,141	0,159	0,174	0,194	0,180	0,205	0,196

Tabelle 1 Wärmedurchgangszahlen für werksseitig gedämmte Kupferrohre nach DIN 1786 (WICU-Rohre Stangenmaterial)

Dimension $d_a \times s$	12 × 1	15 × 1	18 × 1	22 × 1	28 × 1,5	35 × 1,5	42 × 1,5
q_F in W/K	0,015	0,0175	0,0194	0,0216	0,0294	0,0338	0,0431

Tabelle 2 Wärmeabgabe von Verbindungsstellen (nach WICU-Arbeitsbroschüre Teil I)

Berechnungsbeginn

Die Rechnung beginnt mit der am weitesten vom Trinkwassererwärmer entfernten Schleife eines Abschnitts.* Diejenige Schleife im Hauptabschnitt, mit welcher die Rechnung beginnt, bekommt in Bild 1 die Nr. I und wird als „Startschleife“ bezeichnet. Für sie wird ein Zirkulationsstrom \dot{V}_I angenommen. Da die Temperatur ϑ_{al} am Eintritt in diese Schleife auch der Eintrittstemperatur ϑ_{all} für die unmittelbar davorliegende Schleife II entspricht, liegt die Temperaturabnahme in deren Steigleitung

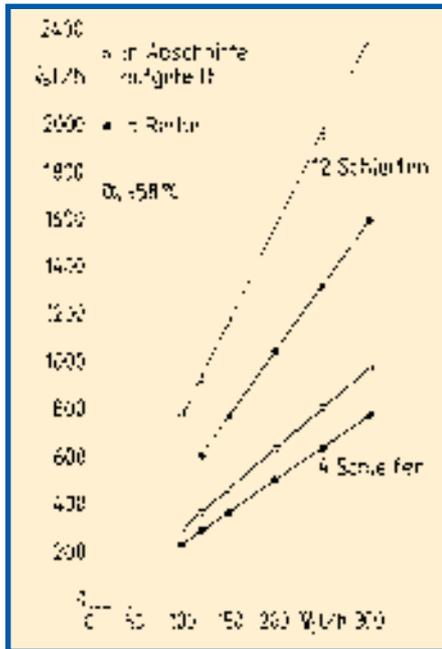


Bild 5 Zusammenhang zwischen dem Pumpenförderdruck V_p und dem Zirkulationsstrom V_I in der Startschleife

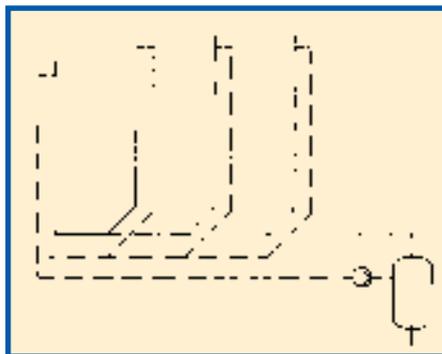


Bild 6 Tichelmann-System

* Eine im allgemeinen aus mehreren Teilstrecken unterschiedlicher Nennweite bestehende „Schleife“ erstreckt sich zwischen den genannten Anbindungspunkten. Ein „Abschnitt“ enthält mindestens zwei hintereinanderliegende Schleifen. Bei mehreren Abschnitten wird einer zum „Hauptabschnitt“ erklärt, sinnvollerweise der mit der größten Ausdehnung.

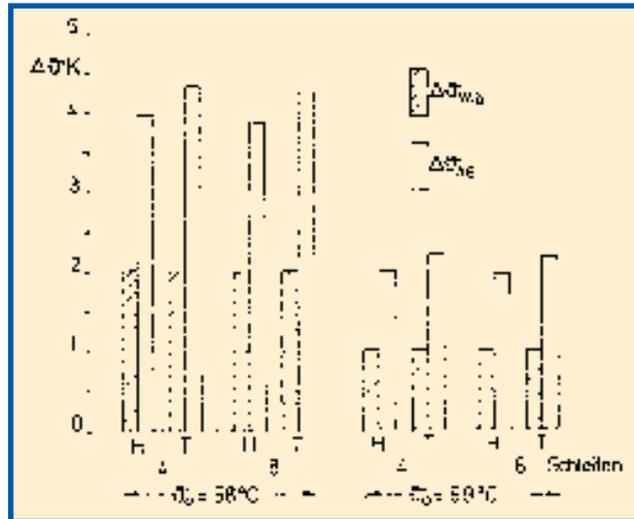


Bild 7 Temperaturabnahme $\vartheta_{W/O}$ zwischen Erwärmeraustritt und oberer Verbindungsstelle von Verbrauchssteigleitung und Zirkulationsleitung sowie ϑ_{AE} zwischen Erwärmeraustritt und -eintritt für herkömmliche Ausführung (H) und Tichelmann-System (T)

bis zum oberen Abgang der Zirkulationsleitung durch den dort festgelegten Wert ϑ_o fest. Ist die Verbrauchssteigleitung mit konstanter Dimension, also gleichbleibendem k_R -Wert verlegt und ändert sich die Umgebungstemperatur über ihre Länge hinweg kaum, wird der erforderliche Zirkulationsstrom in dieser Schleife

$$\dot{V}_{II} = \frac{k_R \cdot l}{c \cdot \rho \cdot \ln[(\vartheta_{all} - \vartheta_w) / (\vartheta_o - \vartheta_w)]} \text{ in l/h} \quad (4)$$

Normalerweise bestehen Steigleitungen aus mehreren Teilstrecken unterschiedlicher Nennweite und jeweils anderem k_R -Wert, sodaß für ihre gesamte Länge ein Mittelwert für k_R einzusetzen wäre, wenn bei einer Rechnung „von Hand“ die Gleichung 4 benutzt wird. Soll auch die Wärmeabgabe der Formstücke und Leitungsarmaturen – die nicht unerheblich sein kann – berücksichtigt werden, so muß für den Volumenstrom \dot{V} in Gleichung 3 zunächst ein vorläufiger Wert ohne Beachtung der Einbauteile nach Gleichung 4 berechnet werden.

Mit diesem vorläufigen Wert wird ein $\Delta\vartheta_{F,A}$ bestimmt, das vorweg von ϑ_{all} abzuziehen ist. Mit der noch für das glatte Rohr allein verbleibenden Größe von aII ergibt sich nun ein verbesserter Zirkulationsstrom \dot{V}_{II} nach Gleichung 4. Eine weitergehende Annäherung über ein erneutes Berechnen von $\Delta\vartheta_{F,A}$ erübrigt sich.

Eine theoretisch exakte Berechnung der Zirkulationsströme ist nur iterativ, d. h. über ein EDV-Programm zu schaffen. Dies gilt für alle Schleifen außer der Startschleife.

Mischtemperatur

Beim Zusammentreffen der Volumenströme aus den Zirkulationsleitungen zweier benachbarter Schleifen wie in Bild 1 erhält man die Mischtemperatur aus der Gleichung

$$\vartheta_m = \frac{\dot{V}_I \cdot c_I \cdot \rho_I (\vartheta_{el} - \vartheta_k) + \dot{V}_{II} \cdot c_{II} \cdot \rho_{II} (\vartheta_{eII} - \vartheta_k)}{c_m \cdot \rho_m \cdot (\dot{V}_I + \dot{V}_{II})} + \vartheta_k \text{ in } ^\circ\text{C} \quad (5)$$

ϑ_k Kaltwassertemperatur in $^\circ\text{C}$
(Das Produkt $c \cdot \rho$ ist infolge des geringen Temperaturunterschieds der Volumenströme praktisch gleich groß und hebt sich heraus.)

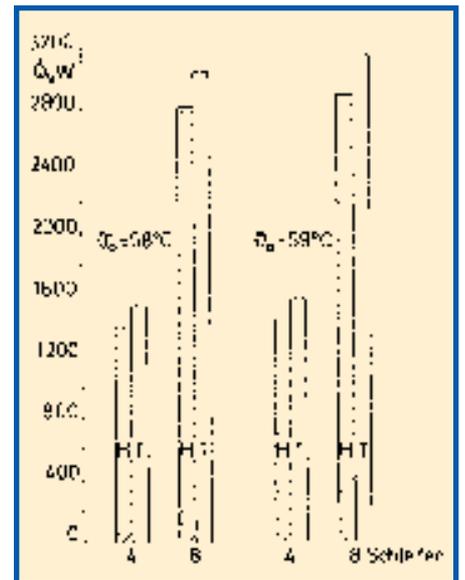


Bild 8 Wärmeverluste \dot{Q}_V bei herkömmlicher Ausführung (H) und beim Tichelmann-System (T)

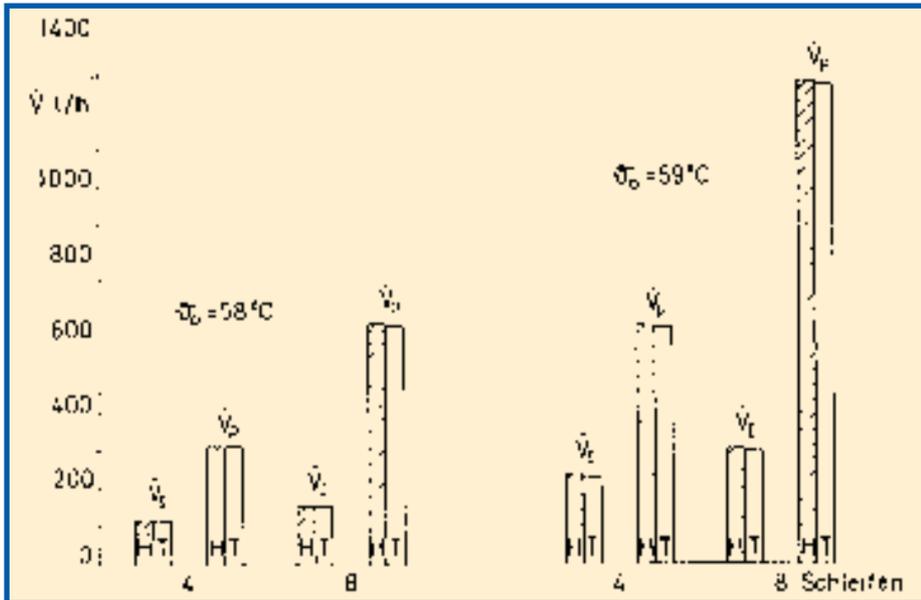


Bild 9 Pumpenförderstrom \dot{V}_p und Startvolumenstrom \dot{V}_s bei herkömmlicher Ausführung (H) und beim Tichelmann-System (T)

Druckverluste

Die Volumenströme in den Teilstrecken des Hauptabschnitts führen zu Druckverlusten. Deren Summe in den Verbindungsleitungen ab dem Erwärmer über die Startschleife bis wieder zurück einerseits und der durch den Erwärmer fließende Gesamtzirkulationsstrom andererseits bestimmen die Leistungsdaten der Umwälzpumpe. Übersteigt der Förderdruck der gewählten Pumpe beim ermittelten Zirkulationsstrom deutlich die Summe der Druckverluste, so ist zu Überlegen, ob der Betriebspunkt mittels Drosselung korrigiert werden sollte. Gleiches gilt für die Volumenströme in den einzelnen Schleifen.

Einfluß von Ausdehnung und Leitungsführung der Anlage auf Wärmeverlust und Temperaturabnahme.

Konkretes Zahlenbeispiel

Nach dem geschilderten Verfahren wurde die Warmwasserverteilungsanlage eines Gebäudes in verschiedenen Abwandlungen für den Fall des reinen Zirkulationsbetriebs durchgerechnet. Ausgehend von einem Abschnitt (= Hauptabschnitt) mit 4 Schleifen (Bild 2a) wurden als Varianten eine Ausdehnung auf 8 (Bild 2b) und 12 Schleifen sowie eine Unterteilung in 2 (Bild 3) und 3

Kennlinien der zur Wahl stehenden Umwälzpumpen sowie die von ihnen abgestrahlte Wärme sind entsprechenden Unterlagen entnommen [12 bzw. 11]. Um die Kennlinienverläufe analytisch verwerten zu können, wurden sie in Form von Polynomen ausgedrückt*.

Die Umgebungstemperatur wurde in allen behandelten Beispielen für die senkrechten Teilstrecken mit 25 °C und für die horizontalen (im UG) mit 15 °C angenommen. Nachfolgend werden die Ergebnisse über den Einfluß der Größe und Gestaltung des Rohrnetzes auf die zu erwartenden Temperaturverhältnisse und Zirkulationsströme dargestellt. Der Volumenstrom \dot{V}_s in der Startschleife wurde so abgestimmt, daß sich eine Erwärmeraustrittstemperatur ϑ_{AW} von 55 bzw. 60 °C ergab.

Wärmeverluste

Die Wärmeverluste \dot{Q}_V nehmen erwartungsgemäß mit der Anzahl der Stränge (Schleifen) und der Höhe der Erwärmer-

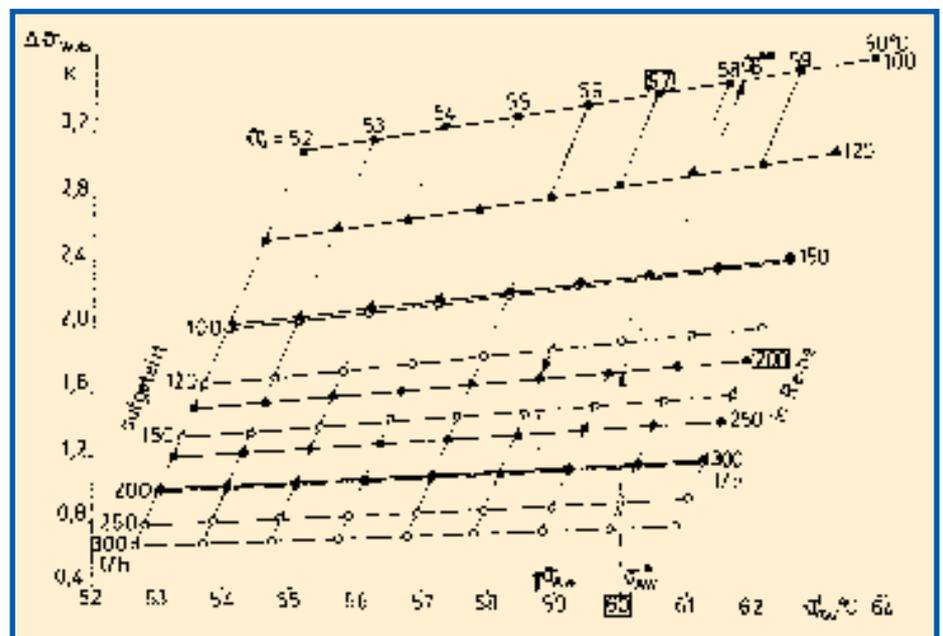


Bild 10 Temperaturabnahme $\Delta\vartheta_{w/o} = \vartheta_{AW} - \vartheta_o$ bei verschiedenen Startvolumenströmen \dot{V}_s und oberen Warmwassertemperaturen ϑ_o in einem herkömmlich verlegten System mit 12 Schleifen, in Reihe und in 3 Abschnitte aufgeteilt. Beispiel: $\vartheta_o = 57\text{ °C}$ ergibt $\Delta\vartheta_{w/o} = 1,72\text{ K}$ bzw. $\vartheta_{AW} = 58,72\text{ °C}$. Für $\vartheta_{AW^*} = 60\text{ °C}$ wird $\vartheta_{o^*} = 60 - 1,72 = 58,28\text{ °C}$. Genauer Wert laut Diagramm $\vartheta_{o^{**}} = 58,23\text{ °C}$

Abschnitte behandelt. Für das Leitungsnetz sind Kupferrohre nach DIN 1786 mit voller Dämmdicke gemäß den Anforderungen der HeizAnIV vorgesehen. Die eingesetzten Wärmedurchgangszahlen und die Wärmeverluste von Formstücken sind in den Tabellen 1 und 2 zusammengestellt. Die Leitungsarmaturen sollen ebenfalls wärmege-dämmt werden. Als Wärmeverlust wurden 15 % der in [11] für ungedämmte Absperrventile angegebenen Werte eingesetzt. Die

* Der Verfasser dankt seinem Kollegen Prof. Dr.-Ing. Pfister für die Überlassung des betreffenden EDV-Programms.

austrittstemperatur zu (Bild 4). Der Zirkulationsstrom hat dagegen einen relativ geringen Einfluß. Ein zu großer Pumpenförderstrom wirkt sich demnach hinsichtlich der Energieverluste kaum nachteilig aus, es sei denn, man könnte auch mit einer kleineren Pumpe auskommen ohne es auszunutzen. Andererseits steigt bei größeren Durchflüssen die Aussicht, daß Luftsäcke ausgespült werden.

Ein in mehrere Abschnitte unterteiltes Leitungssystem weist gegenüber einer Reihenanordnung der Stränge niedrigere Wärmeverluste auf. Jedoch kann der nach Bild 5 erforderliche größere Umwälzstrom eine stärkere Pumpe und damit einen höheren Aufwand an elektrischer Energie nach sich ziehen.

Tichelmann

Nach [13 und 14] bietet eine Leitungsführung nach dem Tichelmann-System (Bild 6) günstigere Voraussetzungen für eine gut funktionierende Zirkulation als die herkömmliche Art. Einen Vergleich beider Systeme vermitteln die Bilder 7, 8 und 9. Dargestellt werden in Bild 7 der Unterschied $\Delta\vartheta_{W/o}$ zwischen der Erwärmeraustrittstemperatur ϑ_{AW} und der oberen Warmwassertemperatur ϑ_o sowie die Temperaturdifferenz ϑ_{AE} zwischen Erwärmeraustritt und -eintritt, in Bild 8 die Wärmeverluste \dot{Q}_V und in Bild 9 Startvolumenstrom \dot{V}_I und Pumpenförderstrom \dot{V}_P jeweils für eine Reihenschaltung von 4 und 8 Schleifen. Die Ergebnisse gelten für eine Erwärmeraustrittstemperatur von 60 °C.

Wie zu erwarten, erhält man für $\Delta\vartheta_{W/o}$, \dot{V}_I und \dot{V}_P bei beiden Ausführungsarten die-

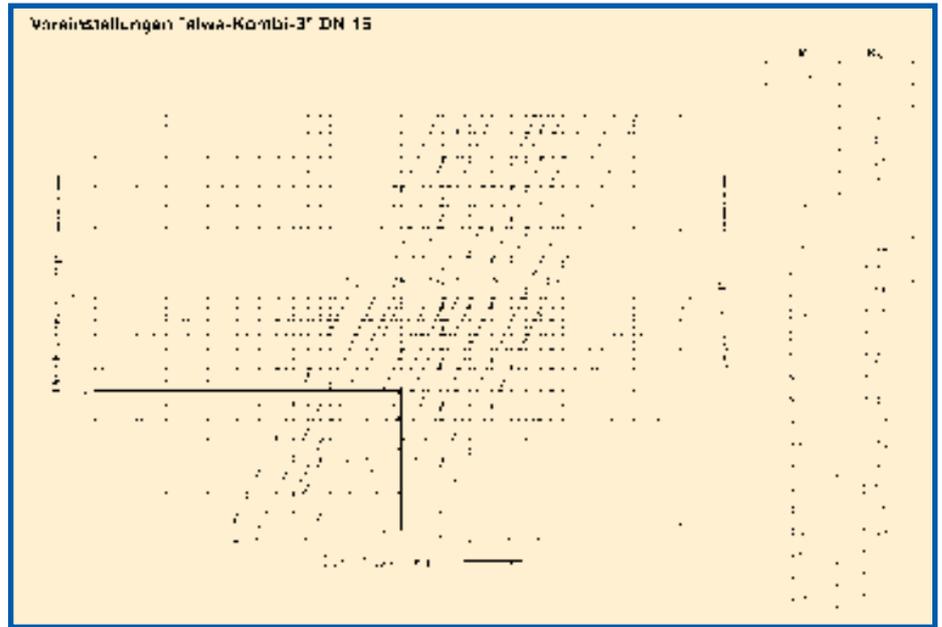


Bild 12 Durchfluß-Diagramm für Drosselventil „alwa-kombi-3“ DN 15 (Katalog Fa. Metallwerke Neheim Goeke)

selben Werte. Der Temperaturunterschied am Erwärmer ist beim Tichelmann-System wegen dessen längerer Zirkulationssammelleitung größer. Daher liegen die Wärmeverluste bei diesem System auch um ca. 8 bis 10 % höher als beim herkömmlichen.

„Von Hand“ gerechnet

Rechnet man ein Zirkulationssystem in der beschriebenen Weise „von Hand“, so wird sich in der Regel nicht genau die Erwärmeraustrittstemperatur ϑ_{AW} ergeben, die später eingestellt werden soll. Weitere Ver-

suche mit anderen Startvolumenströmen \dot{V}_I sind unzumutbar und auch unnötig, wenn man sich nicht auf einen ganz bestimmten Wert für die obere Warmwassertemperatur ϑ_o versteift, sondern nur verlangt, daß diese bei jeder Schleife gleich groß bleibt. Wie aus Bild 10 hervorgeht, kann die Differenz $\vartheta_{W/o}$ zwischen ϑ_{AW} und ϑ_o ohne nennenswerten Fehler bis zur „richtigen“ Austrittstemperatur ϑ_{AW*} verschoben werden, wodurch eine neue obere Warmwassertemperatur $\vartheta_{o*} = \vartheta_{AW*} - \vartheta_{W/o}$ herauskommt. Die Wärmeverluste ändern sich dadurch natürlich etwas. Die geringe Abweichung vom exakten Wert ϑ_{o**} erscheint noch bedeutungsloser, wenn man bedenkt, daß die Erwärmeraustrittstemperatur wegen der Schaltdifferenz des Reglers um mehrere K schwanken kann.

Weiteres Beispiel

Als abschließendes Beispiel wurden für die in Bild 11 dargestellte Warmwasserverteilungsanlage die Temperaturen an den Verbindungsstellen der Schleifen und die sich in diesen einstellenden Umwälzströme berechnet. In den bisher behandelten Beispielen war für die senkrechten Zirkulationsleitungen aller Schleifen zum besseren Vergleich dieselbe Rohrdimension vorgegeben

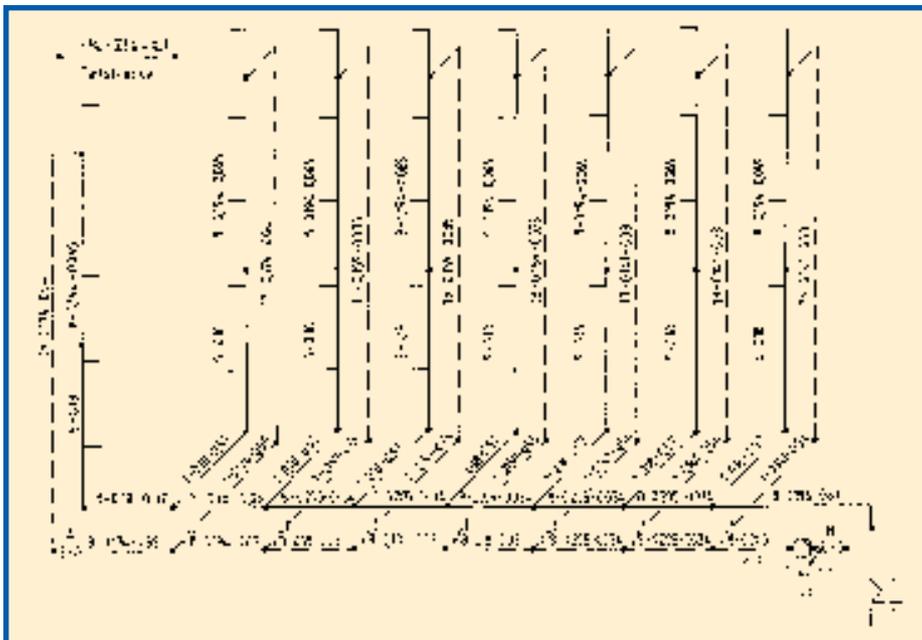


Bild 11 Strangschema für ein Warmwasserverteilungssystem mit Zirkulation

worden. Je näher eine Schleife zu dem Erwärmer liegt, desto größer wird die zur Verfügung stehende Druckdifferenz zwischen den unteren Anbindungspunkten, was die Umwälzung zu Lasten der weiter entfernt liegenden Stränge begünstigt. Daher wurden jetzt zum Erwärmer hin die senkrechten Zirkulationsleitungen immer enger gemacht, um den zum Abgleich erforderlichen Druckabbau nicht allein den Drosselventilen zu überlassen. Die Berechnung liefert auch die Voreinstellung der Drosselventile. Für letztere wurde die Abhängigkeit des Druckabbaus vom Durchfluß mit dem K_V -Wert bzw. der Voreinstellung V als Parameter (Bild 12) wieder in Polynomform gebracht; entsprechend wurde bei dem auf der Druckseite der Unwälzpumpe vorgesehenen Rückflußverhinderer verfahren (Bild 13). Anmerkung: Der in diesem auftretende Durchflußwiderstand ist in dem in Tabelle 3 aufgeführten ζ -Wert für die Teilstrecke 1 nicht berücksichtigt.

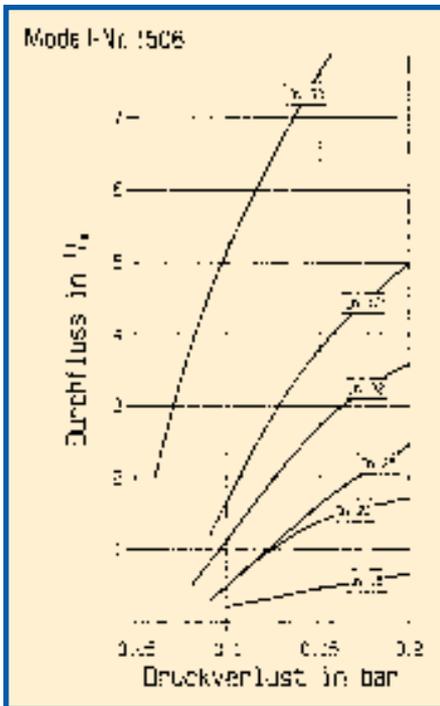


Bild 13 Durchfluß-Diagramme von Rückflußverhinderern (Katalog Fa. Seppelfricke)

Die obere Warmwassertemperatur ϑ_o wurde auf 59°C festgelegt und der Zirkulationsstrom \dot{V}_l in der Startschleife wiederum auf eine Erwärmeraustrittstemperatur von 60°C abgestimmt. Ein ϑ_o von 58°C hätte

TS	$d_a \times s$	l in m	ζ	\dot{V} in l/h	w in m/s	Δp_v in mbar
1	35 × 1,5	1	3,5	1327,2	0,46	85,8 ¹⁾ /98,9 ²⁾
2	42 × 1,5	5	4,1	1327,2	0,31	3,4
3	35 × 1,5	8	0,3	1216,8	0,42	5,5
4	35 × 1,5	8	0,3	1099,8	0,38	4,6
5	35 × 1,5	8	0,3	974,4	0,34	3,7
6	35 × 1,5	8	0,3	838,2	0,29	2,8
7	35 × 1,5	8	0,3	686,6	0,24	2,0
8	28 × 1,5	8	0,3	511,0	0,29	3,8
9	28 × 1,5	13	3,6	295,0	0,17	2,8
10	22 × 1	8	0,6	295,0	0,26	4,3
11	18 × 1	21	6,2	295,0	0,41	49,9 ¹⁾ /35,8 ²⁾
12	22 × 1	8	0,3	511,0	0,45	10,9
13	28 × 1,5	8	0,3	686,6	0,39	6,4
14	28 × 1,5	8	0,3	838,2	0,47	9,1
15	28 × 1,5	8	0,3	974,4	0,55	11,9
16	35 × 1,5	8	0,3	1099,8	0,38	4,6
17	35 × 1,5	8	0,3	1216,8	0,42	5,5
18	35 × 1,5	5	4,4	1327,2	0,46	8,3

¹⁾ Drosselventil DN 15 in TS 11 (Position A)
 theoretischer K_V -Wert 2,5

nächstliegende Voreinstellung $V = 4,4$
 damit tatsächlicher K_V -Wert 2,49 und Drosselung um 14,1 mbar

²⁾ Drosselventil DN 32 in TS 1 (Position B)

theoretischer K_V -Wert 11,3

nächstliegende Voreinstellung $V = 3,3$

damit tatsächlicher K_V -Wert 11,6 und Drosselung um 13,1 mbar

Tabelle 3 Druckverluste in den Teilstrecken der Hauptschleife nach Bild 15

in den erwärmernahen Schleifen so geringe Volumenströme verlangt, daß ein Einregulieren mit den Drosselventilen kaum mehr möglich gewesen wäre. Die sich an den Anbindungsstellen der einzelnen Schleifen einstellenden Wassertemperaturen sowie die erforderlichen Zirkulationsströme sind Bild 14 zu entnehmen.

Eine Berechnung der Volumenströme von Hand mit Mittelwerten aus den Wärmedurchgangszahlen der Steigleitungen, nach Länge gewichtet, und unter Berücksichtigung von Formstücken und Leitungsarmaturen ergab um 3 bis 5 % niedrigere Werte als die in Bild 14 angegebenen.

Der gesamte Wärmeverlust durch reine Zirkulation erreichte 3000 W. Bei 16 Stunden Zirkulationsbetrieb sind dies pro Tag 48 kWh.

Druckverluste

Für die Druckverlustberechnung können die Endpunkte der Teilstrecken gegenüber den in Bild 11 eingetragenen zum Teil weiter auseinandergelegt werden (Bild 15), da jetzt auf eine Veränderung der Umgebungstemperatur keine Rücksicht mehr zu nehmen ist. Die Berechnung beginnt auf der Druckseite der Pumpe mit der Teilstrecke 1 und führt nach dem Wassererwärmer den Verteilungsleitungen entlang über die Startschleife zur Teilstrecke 18 der Zirkulations-

sammelleitung zurück. Der Gesamtdruckverlust für diesen Fließweg beläuft sich zunächst auf $\Delta p_{vges} = 211$ mbar. Er liegt damit um 13,9 mbar unter dem Förderdruck, den die vorgesehene Umwälzpumpe (Bild 16) beim Gesamtvolumenstrom von 1327,2 l/h mit $p_p = 224,9$ mbar aufbringt.

Drosselventile

Angesichts eines so geringen Drucküberschusses würde man in der Praxis wohl darauf verzichten, den Betriebspunkt mittels Drosselung noch genauer einzuregulieren. Hier soll jedoch in der sonst nur bei größeren Abweichungen angebrachten Weise vorgegangen werden. Die Erhöhung des Druckverlusts kann ein Drosselventil in der Teilstrecke 11 (Position A) oder in Teilstrecke 1 (Position B) übernehmen. Im Fall A verfügen jetzt die vor der Startschleife liegenden Schleifen über höhere Druckdifferenzen zwischen den Anbindungsstellen als vorher, wodurch der Zirkulationsstrom bei ihnen zunimmt. Für den Temperaturabgleich in den erwärmernahen Schleifen ergeben sich damit für die Drosselventile so

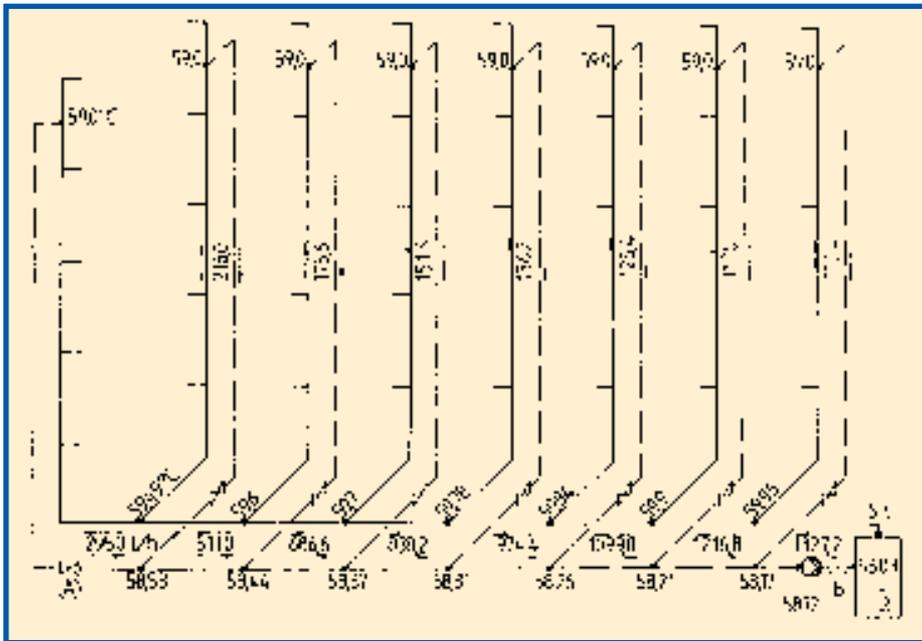


Bild 14 Warmwassertemperaturen und Volumenströme im Verteilungssystem nach Bild 11

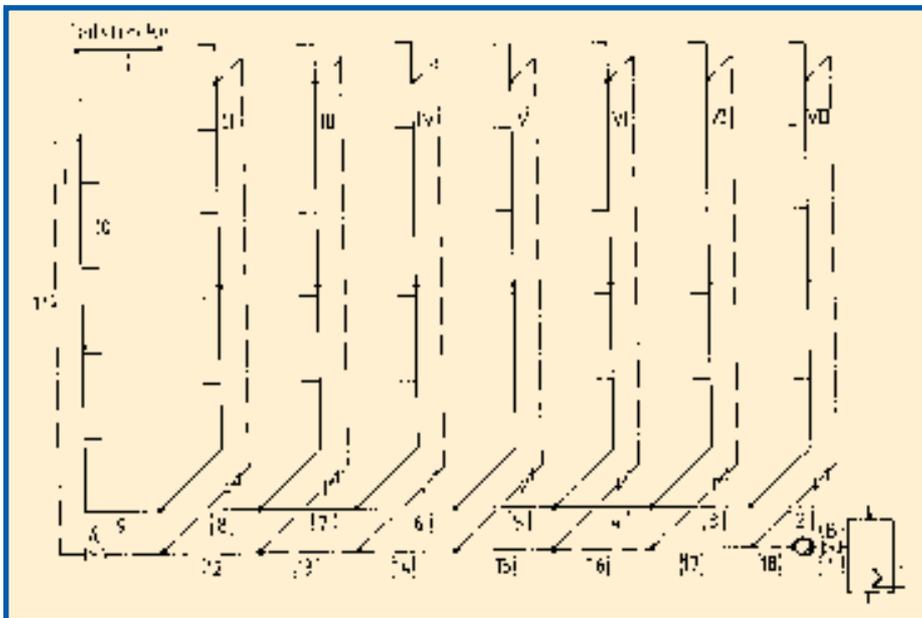


Bild 15 Strangschema des Verteilungssystems nach Bild 11 mit für die Druckverlustberechnung geänderten Teilstrecken

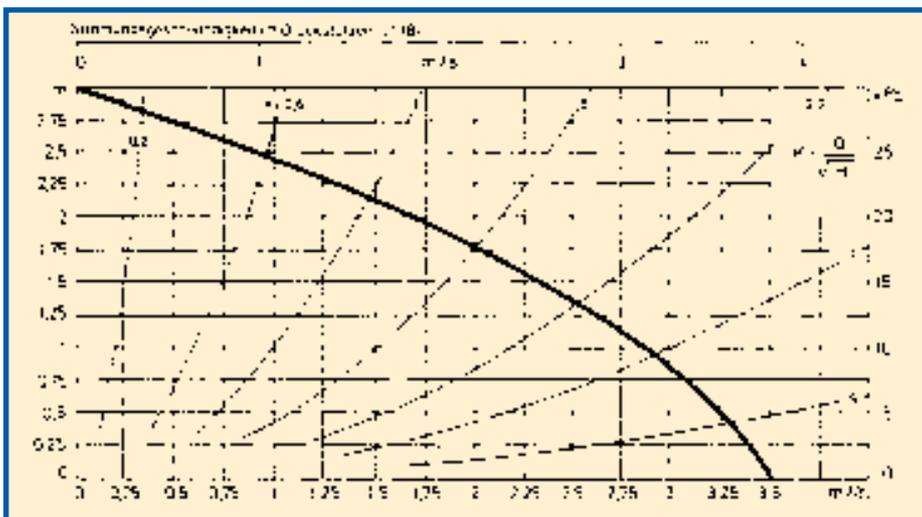


Bild 16 Förderkennlinie der Umwälzpumpe Modell NBW 13/313 (Katalog Fa. Biral)

niedrige Voreinstellwerte V , daß zum Nachregulieren fast keine Reserve mehr bleibt. Im Fall B werden die Druckunterschiede geringer und die Ventile sind weniger stark zu schließen.

In Tabelle 3 sind die Druckverluste für die Teilstrecken 1 bis 18 der Hauptschleife nach erfolgtem Abgleich aufgelistet. Der Gesamtdruckverlust beträgt jetzt im Fall A 225,3 mbar, im Fall B 224,3 mbar. Für die übrigen Schleifen beschränken sich die Angaben in Tabelle 4 auf die Druckdifferenz zwischen den Anbindungsstellen und die K_V -Werte bzw. die Voreinstellung V der Drosselventile.

Inzwischen werden von der Industrie selbstregulierende Drosselventile angeboten, die temperaturabhängig den Zirkulationsstrom drosseln oder freigeben. Damit könnte das zeitraubende manuelle Abgleichen überflüssig werden. Inwieweit sich dadurch auch eine detaillierte Berechnung erübrigt, müßte sich noch herausstellen.

Zentrale Warmwasserverteilungsanlagen in Gebäuden werden aus Gründen des Komforts sowie zur Minderung des Legionellenrisikos mit Zirkulationsleitungen ausgerüstet. Zur Bemessung dieser Leitungen und der Umwälzpumpe steht das Verfahren nach DIN 1988-3 zur Verfügung. Die dort angegebenen Regeln sind relativ einfach und haben insofern für die Praxis eine gewisse Berechtigung.

Besteht jedoch der Wunsch, schon vorab einen Überblick über die zu erwartenden Temperaturverhältnisse zu gewinnen, oder steht man vor der Wahl verschiedener Varianten in der Leitungsführung, muß das Berechnungsverfahren genauer auf die Gesetze der Hydraulik und der Wärmeübertragung abgestellt werden. Dies erfordert allerdings einen erheblich höheren Rechenaufwand, der in der Regel nur unter Zuhilfenahme von EDV-Programmen akzeptabel sein dürfte.

Grundvoraussetzung für die Verwertbarkeit von Rechenergebnissen ist in jedem Fall, daß durch sorgfältige Planung und Erstellung des Systems ein einwandfreies Funktionieren der Umwälzung gewährleistet werden kann, sodaß es nicht durch störende Einflüsse wie Luftsäcke in den Zirkulationssträngen zu Stagnationen kommt. □

Literatur

- [1] DIN 1988 Teil 3: Technische Regeln für Trinkwasser-Installationen; Ermittlung der Rohrdurchmesser, Technische Regeln des DVGW. Berlin: Beuth, 1988
- [2] DVGW-Arbeitsblatt W 551: Trinkwassererwärmungs- und Leitungsanlagen, technische Maßnahmen zur Verringerung des Legionellenwachstums, Eschborn 1993
- [3] E. Diehl: Die Zirkulations-Leitung; IKZ-Haustechnik 18/1991, S. 62/63
- [4] H. Feurich: DIN 1988 Teil 3 und die Ermittlung der Rohrweiten von Warmwasserverbrauchs- und Zirkulationsleitungen; sbz 5/1989, S. 354/368
- [5] H. Feurich: Warmwasser-Zirkulationsleitungen; IKZ-Haustechnik 23/1993, S. 48/50, 1/1994, S. 41/45 und 3/1994, S. 26/31
- [6] E. Diehl: Berechnung der Zirkulationsleitungen; IKZ-Haustechnik 22/1991, S. 54/58
- [7] K. Rudat: Bemessung von Zirkulationssystemen; IKZ-Haustechnik 16/1994, S. 26/34
- [8] B. Rickmann, B. Osterholt, M. Leverink: EDV-gestützte Planung der Wassererwärmung; sbz 21/1995, S. 48/58
- [9] W. Dünnleder: Umstrittene Berechnungsmodelle, Haustechn.Rundschau 6/1994, S. 18/24
- [10] Chr. Saunus: Pumpen-Warmwasserzirkulationssysteme – Funktionsstörungen und Ursachen; Sanitär- u. Heizungstechnik 9/1989, S. 531 ff
- [11] K. Bösch und O. Fux: Warmwasserversorgungen heute; AT-Verlag Aarau Stuttgart 1984
- [12] Fa. Biral (Hg.): Pumpenprogramm Euroline, 1991/92
- [13] W. Dünnleder: DIN 1988 überholt?; SBZ 22/1991, S. 56/60
- [14] W. Dünnleder: Zentrale Trinkwasserversorgungsanlagen; IKZ-Haustechnik 20/1995, S. 54/66

Einregulieren des Betriebspunkts durch Drosselventil in TS 11

Schleife	\dot{V} l/h	Δp_{verf} mbar	Δp_{vorh} mbar	P_{DROS} mbar theoret.	V	K_V	P_{DROS} mbar tatsächl.
II	216,0	56,9	18	38,9	2,4	1,1	38,7
III	175,6	71,6	28,7	42,7	1,6	0,89	39,1
IV	151,6	79,9	22,1	57,8	1,0	0,65	53,8
V	136,2	91,9	18,3	73,6	0,6	0,47	83,7
VI	125,4	107,5	50,3	57,2	0,7	0,51	59,4
VII	117,0	116,6	44,5	72,1	0,4	0,4	86,6
VIII	110,4	127,5	40,1	87,4	0,3	0,37	87,8

Einregulieren des Betriebspunkts durch Drosselventil in TS 1

II	216,0	42,8	18	24,8	3,1	1,37	24,8
III	175,6	57,5	28,7	28,8	2,2	1,04	28,4
IV	151,6	65,9	22,1	43,8	1,2	0,74	41,7
V	136,2	77,8	18,3	59,5	0,8	0,56	59,1
VI	125,4	93,4	50,3	43,1	0,9	0,61	42,6
VII	117,0	102,5	44,5	58,0	0,6	0,47	61,8
VIII	110,4	113,5	40,1	73,4	0,4	0,4	77,1

Δp_{verf} verfügbare Druckdifferenz zwischen den Anbindungsstellen
 Δp_v tatsächlich auftretender Druckverlust in der Schleife ohne Drosselung
 $P_{\text{DROS}} = \Delta p_{\text{verf}} - \Delta p_v$ durch Drosselventil abzubauen

Tabelle 4 Druckverluste, K_V -Wert und Voreinstellung V in den Nebenschleifen des Verteilungssystems nach Bild 15