Vorschlag zur Bemessung von Zirkulationsleitungen für die Dampferzeugung in hochliegenden Ausdehnungsgefäßen

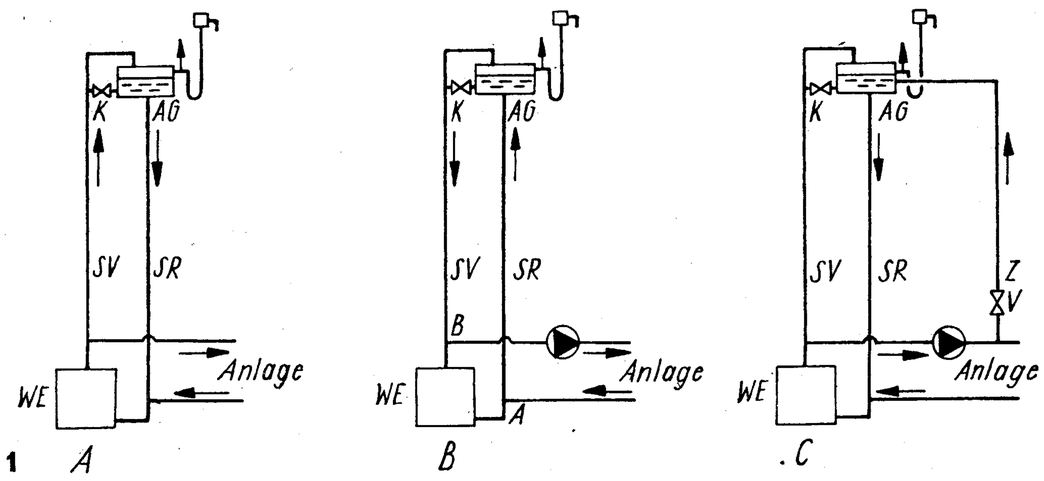
Dr. sc. techn. B. GLUCK
VEB Kombinat Technische Gebäudeausrüstung – Institut –

1. Problemstellung

Zur Verringerung der Investitionskosten für Heizungsanlagen sind hohe Vorlauftemperaturen wünschenswert. In der Praxis kommen Werte von 105 °C, 110 °C und 115 °C bevorzugt vor, wobei der Einsatz von Vorlauftemperaturen mit 110 °C überwiegt. Um ein Ausdampfen an den höchsten Stellen der Heizungsanlage zu vermeiden, müßte der niedrigste Wasserspiegel im Ausdehnungsgefäß mindestens um den senkrechten Abstand ΔH_1 über dem höchsten Anlagenpunkt liegen. Zusätzlich ist noch ein Sicherheitszuschlag einzuplanen, da jede Regelungsanlage Toleranzen zum Soll-Wert aufweist. Diese sind von der Art der Wärmeerzeuger, der Anlagengröße und den Teilen des Regelkreises selbst abhängig. So wird beispielsweise bei einer kleinen Anlage mit Kohlekessel die Abweichung vom Soll-Wert größer als bei einer großen Anlage mit Wärmeübertrager erwartet werden müssen. Infolge dieser Toleranz von Δt_R folgt eine zusätzlich notwendige Erhöhung des Ausdehnungsgefäßes um ΔH_2.

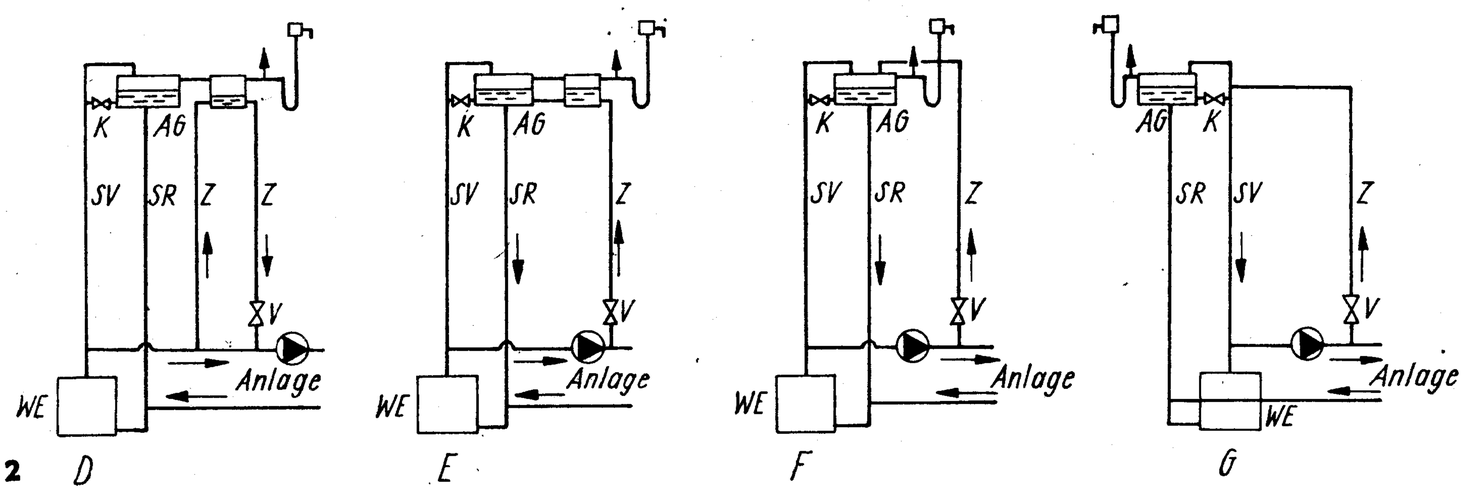
Auf der Grundlage einer Regelungstoleranz von $\Delta t_R = 5$ K ergeben sich:

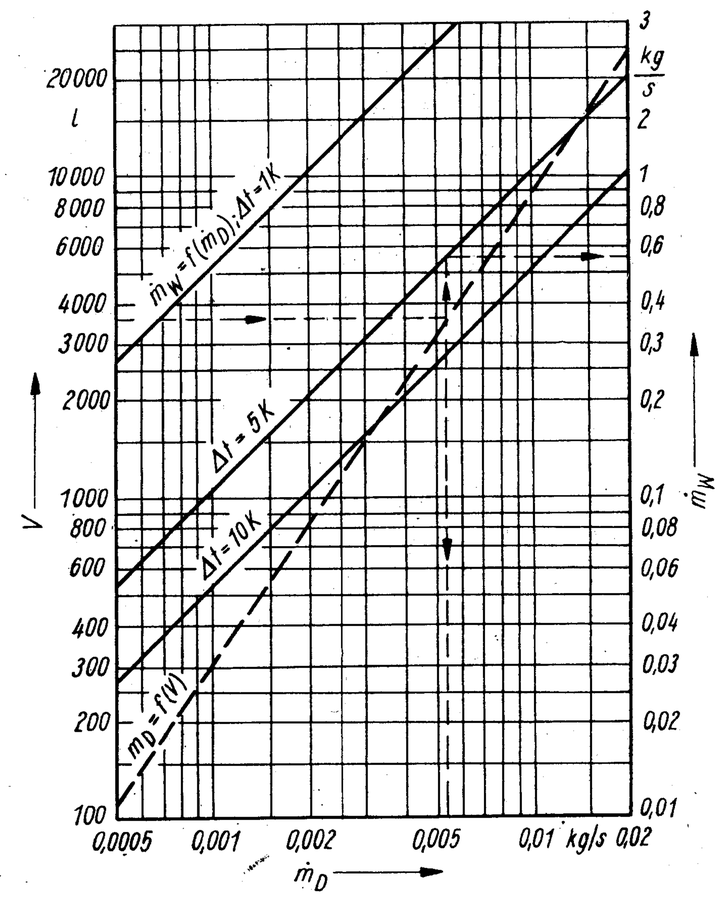
t_V °C	ΔH_1 m	$\Delta H_1 + \Delta H_2$ m
105	2,0	4,3
110	4,3	6,9
115	6,9	9,9



Legende zu Bild 1 und 2

AG – Ausdehnungsgefäß mit Standrohr
WE – Wärmeerzeuger
K – Kurzschlußstrecke
SV – Sicherheitsvorlauf
SR – Sicherheitsrücklauf
Z – Zirkulationsleitung





Lassen sich diese Anbringungshöhen nicht realisieren, dann sollten bei Anlagen mit Wärmeübertragern oder Warmwassererzeugern mit absperrbarer Energiezufuhr (flüssige Brennstoffe, Brenngase, Abgase oder Elektroenergie) tiefliegende, druckbeaufschlagte Ausdehnungsgefäße oder dynamische Druckhaltungen eingesetzt werden. Bei Wärmeerzeugern mit festen Brennstoffen, die diese Lösungen nach TGL 23043/01 nicht gestatten, bleibt nur die Realisierung der Eigendampferzeugung im hochliegenden Ausdehnungsgefäß. Dazu gibt es verschiedene Schaltungen, deren Funktionstüchtigkeit mitunter sehr fraglich ist. Bemessungsverfahren für die speziellen Anlagenteile fehlen. In ausgeführten Anlagen entstehen in vielen Fällen projektmäßig vorgesehene Dampfpolster für zusätzliche Druckauflastung nicht, die geplanten hohen Vorlauftemperaturen können nicht gefahren werden, und aufwendige Umbauten an den Anlagen sind die Folge.

Die Ursache dafür, daß keine geeigneten Berechnungsverfahren existieren, dürfte in der Kompliziertheit der thermodynamischen und hydraulischen Vorgänge sowie deren teilweise unsicheren Erfassung liegen. Sinn der Abhandlung soll es deshalb sein, ein Bemessungsverfahren vorzuschlagen und zur Diskussion zu stellen. Dabei ist es ein Hauptanliegen, im Endeffekt einfache Ergebnisse zu formulieren, wodurch zwangsläufig Zugeständnisse an die Genauigkeit und zur Einschränkung der freien Parameter Festlegungen erforderlich sind.

2. Schaltungen

Grundsätzlich muß zwischen den Schaltungsvorschlägen für Schwerkraft- und für Pumpenheizungen unterschieden werden. Im ersten Fall strömt bei geöffnetem Kurzschluß infolge des thermodynamischen Umtriebsdrucks das aufgewärmte Wasser stets vom Sicherheitsvor- zum Sicherheitsrücklauf (Bild 1A). Bei einer Pumpenheizung fließt bei gleicher Schaltung infolge des Reibungsdruckverlustes zwischen den Punkten A und B das Wasser vom Sicherheitsrück- zum Sicherheitsvorlauf, unabhängig ob sich die Umwälzpumpe im Rücklauf oder im Vorlauf befindet (Bild 1B). Da nur das „kalte" Rücklaufwasser in das Ausdehnungsgefäß gelangt, ist bei dieser Anordnung überhaupt keine Dampfbildung möglich. Es muß auf jeden Fall eine zusätzliche Zirkulationsleitung installiert werden, die Vorlauf-Wasser in das Ausdehnungsgefäß fördert. Das Rückfließen erfolgt bei geschlossenem Kurzschluß über den Sicherheitsrücklauf. Eine Prinzipschaltung ist im Bild 1C gegeben. Bei geschlossenem Ventil V und geöffneter Kurzschlußstrecke K ergeben sich dann wiederum die Verhältnisse von Variante B.

Die Schaltung nach Variante A ist bei Schwerkraftanlagen zur Dampferzeugung geeignet. Das im Sicherheitsvorlauf nach oben fließende Wasser verdampft zum Teil bei Unterschreiten des zur jeweiligen Temperatur gehörigen Sättigungsdrucks. Während das Wasser über die Kurzschlußstrecke abfließt, steigen die Dampfblasen infolge des Auftriebs bis zum Wasserspiegel im Sicherheitsvorlauf hoch und bilden das Dampfpolster im Ausdehnungsgefäß.

Bei Pumpenheizungen ist Variante C prinzipiell zur Dampferzeugung geeignet. Die Lösung weist jedoch einen großen Nachteil auf. Die Ausdampfung beginnt im Ausdehnungsgefäß erst, wenn der gesamte Wasserinhalt auf die jeweilige Sättigungstemperatur gebracht wurde, da evtl. in der Zirkulationsleitung entstehende Dampfblasen sonst im kälteren Wasser des Ausdehnungsgefäßes kondensieren. Infolge der Mischung des Wasserzuflusses mit dem Inhalt des Ausdehnungsgefäßes ist dazu je nach konstruktiver Gestaltung ein mehrfacher Wechsel des Gefäßinhalts erforderlich. Bei der in der Praxis üblichen Bemessung der Zirkulationsleitung sind mehrere Stunden Aufheizzeit zu erwarten. Es wurden deshalb Schaltungen vorgeschlagen, die die Dampferzeugung außerhalb des Ausdehnungsgefäßes ermöglichen, so daß der Dampf dann lediglich das Ausdehnungsgefäß beaufschlagt. Damit kann die Zeit bis zur Druckauflastung wesentlich verkürzt werden. Einige Schaltungsmöglichkeiten sind im Bild 2 gezeigt. Bei Variante D wird der Dampf in einem kleinen Gefäß, das neben dem eigentlichen Ausdehnungsgefäß angeordnet ist, erzeugt, nachdem der relativ geringe Inhalt auf Siedetemperatur gebracht wurde. Die Zirkulationsleitung befindet sich saugseitig der Pumpe, wodurch sich in den beiden Gefäßen im Betriebszustand unterschiedliche Wasserspiegel einstellen. Bei Variante E wird das zur Ausdampfung eingesetzte Gefäß durch eine druckseitig angeschlossene Zirkulationsleitung beaufschlagt. Die Abströmung erfolgt über den Sicherheitsrücklauf. Bei ausreichendem Drucksprung in der Umwälzpumpe ist eine direkte Einspeisung des Zirkulationswasserstroms in den oberen Teil des Ausdehnungsgefäßes gegeben. Dies wäre sogar über eine Sprühdüse möglich, wodurch eine vollkommene Separation von Wasser und Dampf gegeben ist. Während die Schaltungen D und E großen Konstruktions- und Investitionsaufwand erfordern, ist bei Variante F der intensive Kontakt von Wasser und Luft während des Aufbaus des Dampfpolsters besonders nachteilig. Die einfachste Schaltung stellt zweifellos Variante G dar. Problematisch ist lediglich die Einbindung der Zirkulationsleitung in den Sicherheitsvorlauf. Sie hat so zu erfolgen, daß eine möglichst vollkommene Trennung der Dampfblasen vom Wasser eintritt. Ein konstruktiver Lösungsvorschlag soll von den Ergebnissen der nachfolgenden Berechnung abgeleitet werden.

3. Bemessung

3.1. Erforderliche Dampfmenge

Es wird Dampf zum Aufbau des Dampfpolsters und für die Deckung der Kondensationsverluste benötigt. Letztere setzen sich aus der kondensierenden Dampfmenge an der Wasseroberfläche und an der unbenetzten Wand des Ausdehnungsgefäßes zusammen. Der erfor-

derliche Dampf-Mengenstrom stellt eine Zeitfunktion dar. Er sinkt von einem unendlich großen Wert zu Beginn des Vorgangs bis auf einen endlich kleinen Wert, der im stationären Zustand nur zur Deckung der Transmissionsverluste durch die Behälterwandung notwendig ist.

Aufbau des Dampfpolsters

Die Dampfmenge berechnet sich nach

$$m_{D,1} = \varrho'' \, V \tag{1}$$

mit ϱ'', der Sattdampfdichte, und V, dem vom Dampf auszufüllenden Volumen.

Für eine Dampftemperatur $t_D = 110$ °C gilt $\varrho'' = 0{,}83$ kg/m³. Das bedeutet, 0,83 kg Dampf reichen aus, um einen Raum von 1 m³ auszufüllen. Da diese Menge sehr klein ist und auch nur einmal benötigt wird, ist sie fast bedeutungslos.

Kondensation an der Wasseroberfläche

Ausgehend vom Wärmestrom $\dot{Q}_W$, der vom Dampf an die Wasseroberfläche fließt, berechnet sich die kondensierende Dampfmenge zu

$$\dot{m}_{D,2} = \frac{\dot{Q}_2}{\Delta h_V} \, . \tag{2}$$

Δh_V stellt die Verdampfungsenthalpie dar. Der Wärmestrom $\dot{Q}_W$ kann nur geschätzt werden. Der größte Wert ergibt sich bei Vernachlässigung des Wärmeübergangswiderstandes und Annahme einer unbeweglichen Wasserfüllung mit der Temperatur t_W. Es gilt die Berechnungsgleichung für instationäre Wärmeleitung

$$\dot{Q}_W(\tau) = A_W \frac{\lambda \, (t_D - t_W)}{\sqrt{a \, \pi \, \tau}} \, , \tag{3}$$

mit λ dem Wärmeleitkoeffizienten und a dem Temperaturleitwert des Wassers bei t_W, A_W der Berührungsfläche zwischen Dampf und Wasser sowie τ der Zeit. Die Substitution der Gl. (2) und das Einsetzen der Stoffwerte für $t_W = 50$ °C bzw. der Verdampfungsenthalpie für $t_D = 110$ °C liefert die Zahlenwertgleichung

$$\dot{m}_{D,2} = 6{,}9 \cdot 10^{-6} \frac{t_D - t_W}{\sqrt{\tau}} \, A_W \, . \tag{4}$$

Für Bezugstemperaturen von $t_W = 30 \ldots 100$ °C ergeben sich Abweichungen zum ermittelten Koeffizienten von weniger als zwei Prozent. In Gl. (4) sind die Variablen A_W in m², t_D und t_W in °C sowie τ in h einzusetzen. Der Massenstrom ergibt sich in kg/s. Das Ergebnis ist in starkem Maße von den Annahmen t_W und τ abhängig. Für eine Dampftemperatur $t_D = 110$ °C und eine Wassertemperatur $t_W = 50$ °C gelten je m²:

τ	in h	0,05	0,1	0,5	1	2
$\dot{m}_{D,2}/A_W$	in kg/s·m²	0,0019	0,0013	0,0006	0,0004	0,0003
	in kg/h·m²	6,7	4,7	2,1	1,5	1,1

Die großen Unterschiede, die bei einer Variation von t_W noch weiter steigen würden, erschweren die Festlegung eines praktikablen Wertes. Da das Ausdehnungsgefäß ständig mit Kondensat im Siedezustand durchströmt wird, müßte auch bei intermittierender Betriebsweise nach der Stillstandsphase mindestens eine Wassertemperatur von 50 °C vorhanden sein. Weiterhin dürfte es ausreichend sein, wenn der bereitgestellte Dampf-Mengenstrom dem nach einer Betriebszeit von fünf bis sechs Minuten erforderlichen Wert entspricht. Damit wird für die weitere Bemessung festgelegt:

$$\dot{m}_{D,2}/A_W = 0{,}0014 \text{ kg/s m}^2 \mathrel{\hat{=}} 5 \text{ kg/h m}^2 \, . \tag{5}$$

Kondensation an der Behälterwand

Der Wärmestrom $\dot{Q}_B$ von der dampfbeaufschlagten Wand des Ausdehnungsgefäßes nach außen kann infolge der relativ guten Wärmedämmung vereinfacht nach

$$\dot{Q}_B = A_B \frac{\lambda_I}{\delta_I} (t_D - t_U) \tag{6}$$

berechnet werden.

Es bedeuten: A_B Behälterwandfläche, λ_I Wärmeleitkoeffizient des Dämmaterials, δ_I Dicke der Wärmedämmung, t_U Umgebungstemperatur.

Der erforderliche Dampf-Mengenstrom berechnet sich dann zu

$$\dot{m}_{D,3} = \frac{\dot{Q}_B}{\Delta h_V} \, . \tag{7}$$

Geht man von Mineralwolle $\lambda_I = 0{,}045$ W/mK aus und legt bei Aufstellung des Ausdehnungsgefäßes in beheizter Umgebung $t_U = 20$ °C $\delta_I = 0{,}1$ m sowie bei $t_U = -15$ °C $\delta_I = 0{,}2$ m als Mindest-Dämmschichtdicke zugrunde, so ergeben sich bei einer Dampftemperatur von $t_D = 110$ °C die Mengenströme zu:

$t_U = 20$ °C; $\delta_I = 0{,}1$ m

$$\dot{m}_{D,3}/A_B = 1{,}8 \cdot 10^{-5} \text{ kg/s m}^2 \mathrel{\hat{=}} 0{,}065 \text{ kg/h m}^2 \tag{8}$$

$t_U = -15$ °C; $\delta_I = 0{,}2$ m

$$\dot{m}_{D,3}/A_B = 1{,}3 \cdot 10^{-5} \text{ kg/s m}^2 \mathrel{\hat{=}} 0{,}045 \text{ kg/h m}^2 \, . \tag{9}$$

Gesamt-Dampfstrom

Für zylinderförmige liegende Ausdehnungsgefäße üblicher Konstruktion werden die dampfbeaufschlagten Wasser- und Behälteroberflächen bei halber Gefäßfüllung ermittelt.

Es gelten die Werte:

V in l	100	400	1 000	10 000	17 000
A_W in m²	0,32	0,81	1,72	7,20	11,60
A_B in m²	0,88	1,65	3,20	14,45	21,36

Unter Beachtung der Gln. (5) und (8) ergeben sich die maximal erforderlichen Dampfströme zu

V in l	100	400	1 000	10 000	17 000
$\dot{m}_D$ in kg/s	0,00046	0,00116	0,00246	0,01034	0,01662

Eine mit diesen Werten ermittelte Regressionsgerade ist im Bild 3 eingetragen.

3.2. Umzuwälzende Wassermenge

Um den berechneten Dampfstrom $\dot{m}_D$ bereitzustellen, muß ein bestimmter Wasserstrom $\dot{m}_W$ zur Entspannung gebracht werden. Es gilt die Enthalpiebilanz:

$$\dot{m}_W \, h_W = \dot{m}_D \, h'' + (\dot{m}_W - \dot{m}_D) \, h' \, , \tag{10}$$

wobei h_W die spezifische Enthalpie des aufsteigenden Wasserstromes und h' sowie h'' die spezifisehen Enthalpiewerte für Wasser bzw. Dampf im entspannten Zustand darstellen. Aus Gl. (10) folgt das Verhältnis

$$\frac{\dot{m}_W}{\dot{m}_D} = \frac{h'' - h'}{h_W - h'} \, , \tag{11}$$

das für die Entspannung von

$t_W \to t_D$	101 °C → 100 °C	115 °C → 114 °C	115 °C → 105 °C
Δt	1 K	1 K	10 K
$\dot{m}_W/\dot{m}_D$	537	516	53

liefert. In Auswertung dieser Ergebnisse läßt sich, bezogen auf die thermische Entspannungsdifferenz Δt in K,

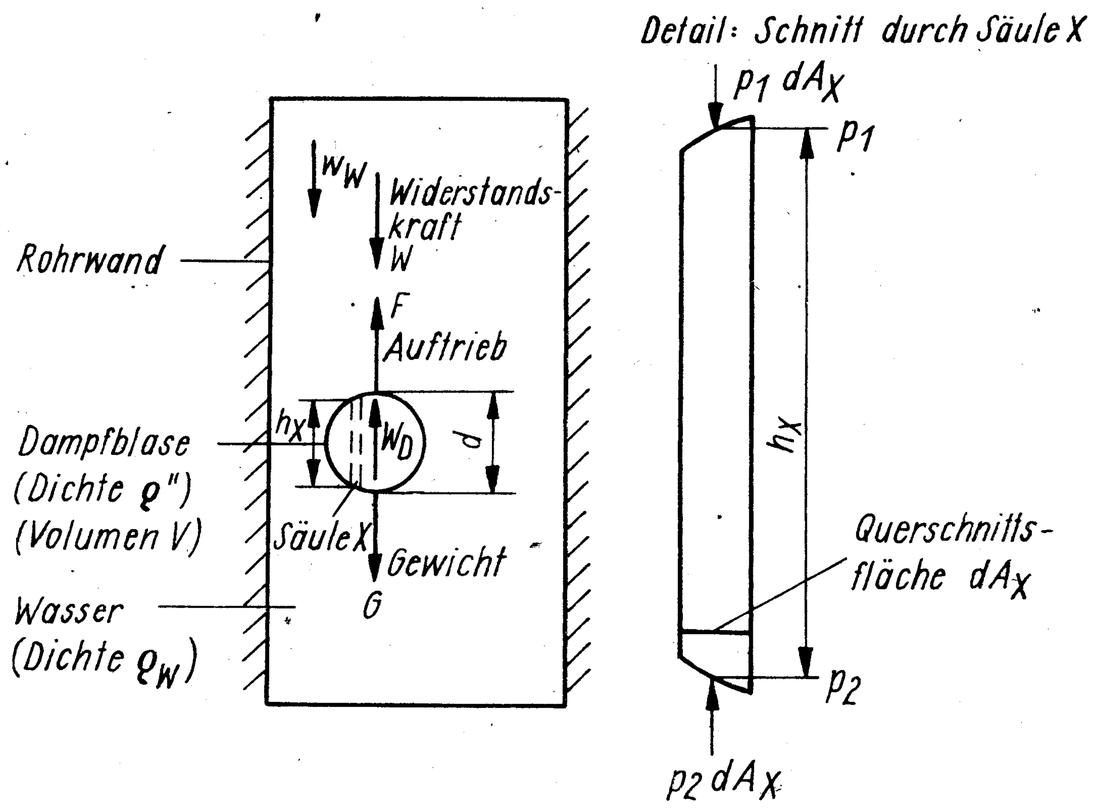
$$\frac{\dot{m}_W}{\dot{m}_D} = \frac{527}{\Delta t} \tag{12}$$

angeben. Dies bedeutet, daß beispielsweise bei einer Wassertemperatur von 110 °C und einem gewünschten Dampfpolster der Temperatur von 105 °C zur Erzeugung eines Dampfstromes von 1 kg/s ein Wasserstrom von etwa 105 kg/s benötigt wird. Die graphische Auswertung der Gl. (12) ist ebenfalls im Bild 3 gegeben.

3.3. Dampfseparation

Das in der Zirkulationsleitung aufsteigende Wasser beginnt bei Unterschreitung des zur Temperatur t_W gehörigen Sättigungsdrucks zu verdampfen. Die Dampfblasen sollen bei Variante G über den Sicherheitsvorlauf in das Ausdehnungsgefäß geführt werden, während der Wasseranteil in der Sicherheits-Vorlaufleitung naeh unten strömt. Dies bedeutet, daß spätestens an der Einmündung der Zirkulationsleitung in die Sicherheitsleitung eine Trennung der Phasen erfolgen muß. Je vollkommener diese Separation ist, um so geringer kann der zirkulierende Wasserstrom gehalten werden. Ansonsten müßte Gl. (12) noch einen Zuschlagfaktor erhalten.

Um eine Trennung der Phasen an der Einbindestelle zu erreichen, muß an den Dampfblasen eine nach oben gerichtete resultierende Kraft wirken. Zur Prüfung dieses Kriteriums ist eine Kräftebilanz an der Dampfblase aufzustellen. Die Abmessungen und die angreifenden Kräfte sind im Bild 4 dargestellt. Die Dampfblase mit dem Volumen V_D bewege sich mit der Geschwindigkeit w_D nach oben



4

Sie wird vom Wasser, das mit der Geschwindigkeit w_W nach unten fließt, umspült. Es wirken folgende Kräfte:

Gewicht

$$G = m\,g = V\,\varrho''\,g \tag{13}$$

Auftrieb

Die kugelförmige Dampfblase wird in einzelne senkrechte Säulen X mit der Querschnittsfläche dA_X zerlegt. Die Höhe der Säulen bewegt sich zwischen 0 und d. An den Enden der Säulen wirken die statischen Drücke p_1 und p_2. Es gilt

$$p_2 = p_1 + \varrho_W\,g\,h_X - R\,h_X\,, \tag{14}$$

wobei $\varrho_W\,g\,h_X$ die Druckdifferenz infolge der umgebenden Wassersäule und $R\,h_X$ die Druckdifferenz durch die Rohrreibung des nach unten fließenden Wassers sind. R stellt dabei den üblicherweise verwendeten Wert Druckverlust je Längeneinheit dar.

Die resultierende Auftriebskraft an der Elementarsäule ergibt sich zu

$$dF = p_2\,dA_X - p_1\,dA_X = (\varrho_W\,g - R)\,h_X\,dA_X\,. \tag{15}$$

Mit

$$dV_X = h_X\,dA_X \tag{16}$$

folgt weiter

$$dF = (\varrho_W\,g - R)\,dV_X\,. \tag{17}$$

Die Integration über alle Elementarsäulen ergibt dann die Auftriebskraft

$$F = V\,(\varrho_W\,g - R)\,. \tag{18}$$

Widerstandskraft

Sie berechnet sich nach der Gleichung

$$W = c\,\frac{\varrho_W}{2}\,(w_W + w_D)^2\,\frac{\pi\,d^2}{4}\,, \tag{19}$$

wobei c den Widerstandsbeiwert von Kugeln in Strömungen darstellt. Er ist abhängig von der *Reynoldszahl*. Diese wiederum bewegt sich unter praktischen Bedingungen im Bereich

$$Re = \frac{(w_W + w_D)\cdot d}{\nu_W} = \frac{(0{,}2\ldots1)\,(0{,}001\ldots0{,}05)}{0{,}291\cdot10^{-6}} = 690\ldots171800\,. \tag{20}$$

Nach [1] ist der Widerstandsbeiwert in diesem Bereich konstant und beträgt etwa 0,5.

Kräftegleichgewicht

Es gelten

$$F = W + G \tag{21}$$

und nach Substitution

$$\frac{\pi\,d^3}{6}\,(\varrho_W\,g - R) = 0{,}5\,\frac{\varrho_W}{2}\,(w_W + w_D)^2\,\frac{\pi\,d^2}{4} + \frac{\pi\,d^3}{6}\,\varrho''\,g\,, \tag{22}$$

woraus

$$(w_W + w_D) = \sqrt{\frac{8}{3}\,\frac{(\varrho_W - \varrho'')\,g - R}{\varrho_W}\,d} \tag{23}$$

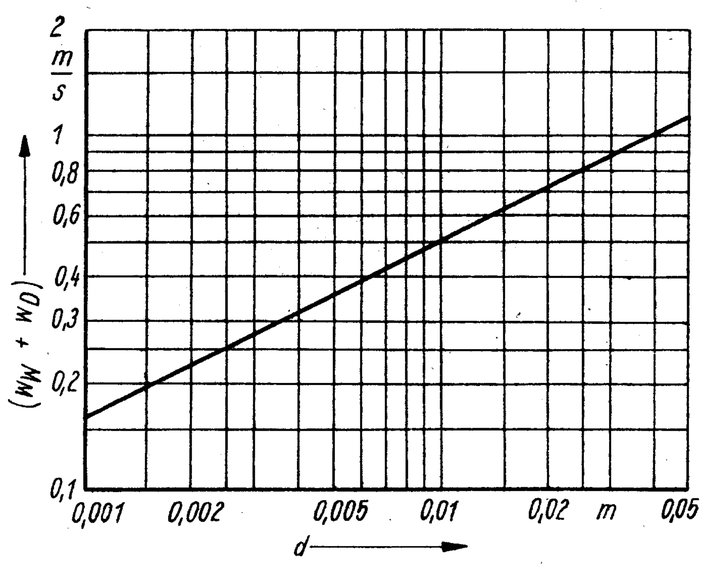
folgt. Mit den praktischen Werten ergibt sich

$$(w_W + w_D) = \sqrt{\frac{8}{3}\,\frac{(951 - 0{,}8)\,9{,}81 - 60}{951}\,(0{,}001\ldots0{,}05)}\;\frac{\mathrm{m}}{\mathrm{s}}\,. \tag{24}$$

Die Dichten gelten bei etwa 110 °C, und für R wurde ein Maximalwert gewählt. Die Ergebnisse sind in Abhängigkeit des Dampfblasen-Durchmessers im Bild 5 aufgetragen. Beträgt beispielsweise die Wassergeschwindigkeit $w_W = 0{,}2$ m/s, dann werden Dampfblasen mit einem Durchmesser von $d = 1{,}6$ mm in der Schwebe gehalten ($w_D = 0$). Größere Blasen steigen nach oben, kleinere werden nach unten mitgerissen.

Die Geometrie der Zirkulationsleitung, die Strömungsverhältnisse, der Auflastdruck u. a. m. haben Einfluß auf den Dampfblasen-Durchmesser und ihre statistische Verteilung. Eine Vorausberechnung ist derzeit nicht möglich. Das Festlegen einer maximalen Wassergeschwindigkeit im Sicherheitsvorlauf von $w_W = 0{,}2$ m/s ist zwar willkürlich, erscheint aber durchaus praktikabel. Es dürfte damit eine fast vollkommene Separation der dampfförmigen Phase vom Wasser gewährleistet sein, so daß Gl. (12) keines Zuschlages mehr bedarf. Wird die vorgegebene Grenzgeschwindigkeit rechnerisch überschritten, dann ist der Querschnitt der Sicherheits-Vorlaufleitung im Einmündungsbereich der Zirkulationsleitung zu vergrößern.

(Wird fortgesetzt)



5