Lastannahmen und Bemessungshinweise für Sicherheitsventile in der Heizungstechnik

Dr.-Ing. B. GLUCK, VEB Kombinat Technische Gebäudeausrüstung — Institut —

(Fortsetzung von Heft 12/1974)

4. Lastannahmen für Sicherheitsventile an geschlossenen Ausdehnungsgefäßen

Im Bild 5 sind verschiedene Schaltungsmöglichkeiten dargestellt. Eine Druckerhöhung im geschlossenen Ausdehnungsgefäß kann durch

— die Volumenexpansion beim Aufheizen,

- den Zustrom des Druckmediums,

— den Zufluß von Netzinhaltwasser durch eine druckseitig angeschlossene Umwälzpumpe (Variante I und III).

erfolgen. Bei falscher Vorausberechnung, Havarie oder unsachgemäßer Betriebsweise könnte es zur Drucküberschreitung kommen, was durch das Ansprechen des Sicherheitsventils vermieden werden muß. Das Sicherheitsventil kann dabei prinzipiell wasser- oder druckmedienseitig angeschlossen sein. Im letzteren Fall sind stets Leckagen des Druckmediums zu erwarten.

Bei Stickstoffauflastung wird wegen der relativ hohen Druckmedienkosten und der schweren Verfügbarkeit die wasserseitige Einbindung empfohlen, während bei den Druckmedien Luft oder Wasserdampf eine druckmedienseitige Absicherung wirtschaftlich ist. Diese Feststellung kann durch eine Äquivalenzbetrachtung geprüft werden, welches Medium (Wasser oder Druckmedium) den größten Ventilquerschnitt bei gleichem abzuführenden Volumenstrom bedingt.

Aus den Gl. (8) bis (10) folgen mit den Indizes W — Wasser, D — Druckmedium

$$\frac{A_{\mathrm{W}}}{A_{\mathrm{D}}} = \frac{x_{\mathrm{W}}}{\alpha_{\mathrm{W}}} \frac{\dot{m}_{\mathrm{W}}}{\sqrt{A_{\mathrm{DW}}}} \cdot \frac{\alpha_{\mathrm{D}}}{x_{\mathrm{D}}} \frac{p_{\mathrm{D}}}{\dot{m}_{\mathrm{D}}}.$$
 (30)

Des weiteren gelten

$$\dot{m}_{\mathrm{W}} = \dot{V} \cdot \varrho_{\mathrm{W}} \text{ und } \dot{m}_{\mathrm{D}} = \frac{\dot{V}}{\varrho_{\mathrm{D}}}$$
 (31)

und substituiert in Gl. (30)

$$\frac{A_{\mathrm{W}}}{A_{\mathrm{D}}} = \frac{x_{\mathrm{W}}}{\alpha_{\mathrm{W}}} \frac{\varrho_{\mathrm{W}}}{\sqrt{2\rho_{\mathrm{W}}}} \cdot \frac{\alpha_{\mathrm{D}}}{x_{\mathrm{D}}} \cdot (p_{\mathrm{D}} \cdot \rho_{\mathrm{D}}). \tag{32}$$

Für Stickstoff und Luft kann

$$p_{\mathrm{D}} \cdot v_{\mathrm{D}} = R \cdot T \approx 0.9 \frac{\mathrm{m}^{3} \cdot \mathrm{kp}}{\mathrm{kg} \cdot \mathrm{cm}^{2}},$$

für gesättigten Wasserdampf

$$p_{\rm D} \cdot v_{\rm D} = 1.8 \cdots 2.0 \frac{{\rm m}^3 \, {\rm kp}}{{\rm kg} \cdot {\rm cm}^2} (p_{\rm D} = 2 \cdots 20 \, {\rm kp/cm}^2 \, {\rm abs.})$$

gesetzt werden.

Es wird angenommen, daß sich $A_{\rm W} > A_{\rm D}$ ergibt. Aus diesem Grund werden im Rahmen der indirekten Beweisführung die Einzelwerte so gewählt, daß ein möglichst kleines $A_{\rm W}$ folgt. Mit $\alpha_{\rm W} = \alpha_{\rm D}$ nimmt Gl. (32) dann die folgenden Werte an: Für Stickstoff und Luft

$$\frac{A_{\rm W}}{A_{\rm D}} = \frac{0.02 \cdot 1000}{V \sqrt{\Delta p}} \cdot \frac{0.9}{1.3} = \frac{13.8}{V \sqrt{\Delta p}} = 13.8 \cdot \cdot \cdot 3.1$$

$$\text{für } \Delta p = 1 \cdot \cdot \cdot \cdot 20 \text{ kp/cm}^2,$$

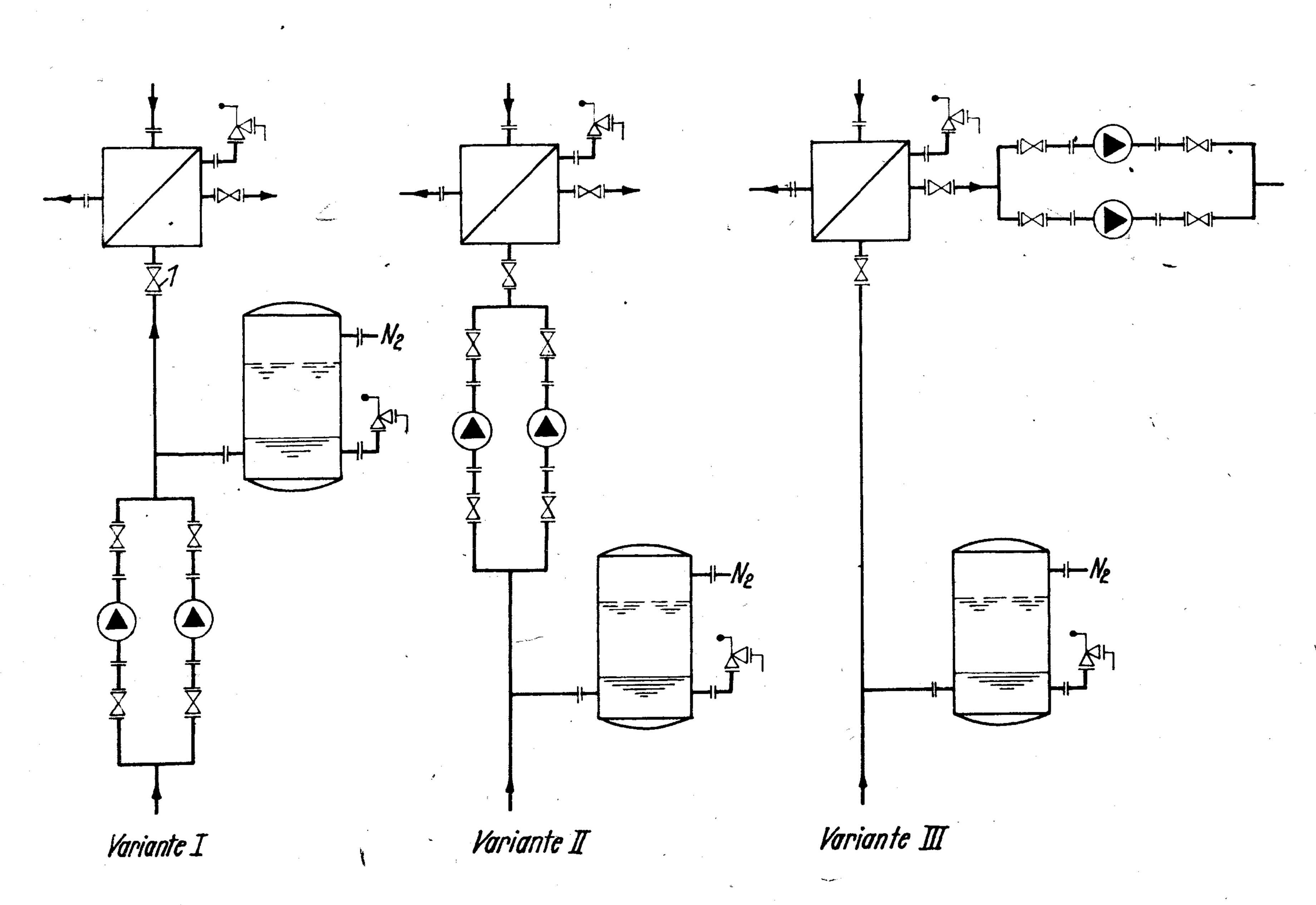
für Sattdampf

$$\frac{A_{\mathrm{W}}}{A_{\mathrm{D}}} = \frac{0.02 \cdot 1000}{V \sqrt{\Delta p}} \cdot \frac{1.8}{2} = \frac{18}{V \sqrt{\Delta p}} = 18 \cdot \cdot \cdot 4$$

$$\text{für } \Delta p = 1 \cdot \cdot \cdot \cdot 20 \text{ kp/cm}^2.$$

Damit ist bewiesen, daß die Sicherheitsventile bei wasserseitiger Einbindung stets bedeutend größerer Ausflußquerschnitte bedürfen als bei druckmedienseitiger Anordnung. Die zuströmende Druckmedienmenge ist dabei in eine äquivalente Wassermenge umzurechnen. Als Grundlage dient Gl. (31) mit

$$\dot{m}_{\mathrm{W}} = \dot{m}_{\mathrm{D}} \cdot \varrho_{\mathrm{D}} \cdot \varrho_{\mathrm{W}} ,$$
 (33)



wobei ρ_D und ϱ_W für den Ansprechzustand des Sicherheitsventils einzusetzen sind.

4.1. Volumenex pansion beim Aufheizen

Der Volumenstrom \dot{V} , der dem Ausdehnungsgefäß zu- oder abfließt (Zufluß $\dot{V} < 0$), kann als Umlaufintegral über die gesamte Heizungsanlage

$$\dot{V} = -\dot{m}_{\rm HA} \oint \frac{dv}{dt} \cdot dt \tag{34}$$

geschrieben werden.

Dabei stellt $\dot{m}_{\rm HA}$ die Umwälzwassermenge dar. Wird die Temperaturänderung des Heizmediums nur auf den Erzeuger $\dot{Q}_{\rm zu}$ und den Verbraucher $\dot{Q}_{\rm ab}$ beschränkt, so kann Gl. (34)

$$\dot{V} = -\frac{1}{c} \cdot \left[\left(\frac{dv}{dt} \right) \cdot \dot{Q}_{zu} - \left(\frac{dv}{dt} \right) \cdot |\dot{Q}_{ab}| \right]$$
(35)

geschrieben werden. Normalerweise müßte das Ausdehnungsgefäß die während der Anheizzeit $\tau_{\rm A}$ aus dem Heizsystem strömende Menge

$$V = -\int_{0}^{\tau_{A}} \dot{V} d\tau \tag{36}$$

in vollem Umfang aufnehmen. Wäre das Ausdehnungsgefäß bereits gefüllt (Bedienungsfehler!), müßte der maximal mögliche Volumenstrom $|\dot{V}_{\rm max}|$ über das Sicherheitsventil abströmen können. Nach Gl. (35) wird das Maximum erreicht, wenn keine Abkühlung im System (erste Anheizphase) auftritt und die zugeführte Wärmemenge ihren Maximalwert annimmt.

Es gilt:

$$\dot{m}_{\mathrm{W}} = \frac{\varrho_{\mathrm{W}}}{c} \cdot \left(\frac{dv}{dt}\right) \cdot \dot{Q}_{\mathrm{E,Norm}} \cdot n$$
, (37)

wobei

Q_{E,Norm} — angegebene Leistung des Wärmeerzeugers
 n — Koeffizient, der die Überlastbarkeit angibt
 (z. B. 1,3 bei Kohlekessel)
 c — spezifische Wärme

 ϱ_{W} — Dichte des Wassers bei Behältertemperatur bedeuten. Der Differentialquotient dv/dt kann in guter Näherung

$$\left(\frac{dv}{dt}\right)_{\mathbf{z}\mathbf{u}} = (990 + 68,9 \cdot t_{\mathbf{m},\mathbf{z}\mathbf{u}}) \cdot 10^{-10} \, \frac{\mathbf{m}^3}{\mathrm{kg} \cdot \mathrm{K}} \tag{38}$$

geschrieben werden $(t_{m,zu})$ ist die mittlere Aufheiztemperatur).

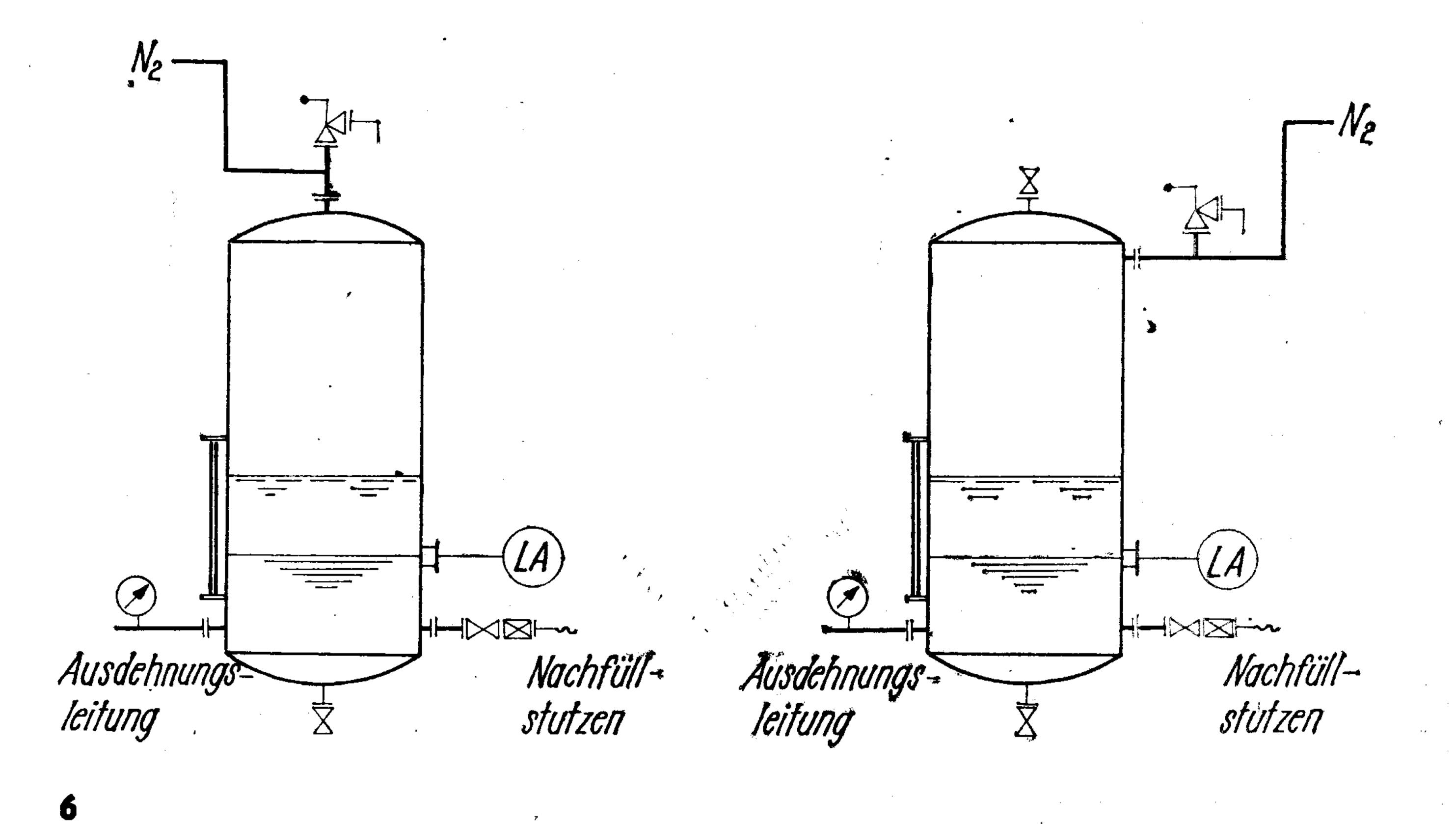
Die Wahl des Überlastkoeffizienten n ist natürlich ein diffiziles Problem. Man sollte im Interesse der Sicherheit nicht zu kleinlich sein (speziell für Wärmeübertrager wurde in [1] ein exaktes Verfahren zur Ermittlung der maximalen Volumenexpansion angegeben).

4.2. Zustrom des Druckmediums

Die Druckmedien Stickstoff, Luft oder Sattdampf werden dem Ausdehnungsgefäß im allgemeinen über eine Reduzierstation von einem Reservoir hohen Druckes (Stahlflasche, Druckkessel, Dampfschiene) zugeführt. Bei Versagen der Regeleinrichtung muß der unplanmäßige Druckmedienstrom durch das Sicherheitsventil abgeführt werden. Bei druckmedienseitiger Einbindung ergeben sich die Abblasemengen gleich den maximalen Durchsatzmengen der Druckminderer entsprechend Punkt 3. Es sind aber unbedingt konstruktive Maßnahmen zu treffen, die eine Wasservorlage vor dem Sicherheitsventil ausschließen. Eine Möglichkeit ist im Bild 6 gezeigt. Bei wasserseitigem Anschluß muß der Massenstrom nach Gl. (33) umgerechnet werden. Letzteres trifft nach den eingangs getroffenen Festlegungen nur für Stickstoffauflastung zu. Für die dort verwendeten Reduzierstationen kann der Hersteller leider keine k_{vs} -Werte angeben. Um aber trotzdem auf einfachem Wege zu einem sicheren

Tabelle 3

t in °C	80	90'	100	
$\frac{dv/dt \text{ in } \frac{\text{m}^3}{\text{kg} \cdot \text{K}}$	0,65.10-6	0,719.10-6	0,788.10-6	



Ergebnis zu gelangen, sei der engste Querschnitt angesetzt und dort Maximalgeschwindigkeit angenommen. Analog zu Gl. (9) und (10) gilt

$$\dot{m}_{\mathbf{D}} = \alpha \cdot A \cdot \frac{p_{\mathbf{D}}}{r} \,. \tag{39}$$

Es bedeuten;

 \dot{m}_{D} kg/h zugeführter Massenstrom (Druckmedium) A mm² engster Querschnitt p_{D} kp/cm² Druck im Druckmedienreservoir (absolut) α — Kontraktionsziffer (scharfe Kante $\alpha = 0,64$) x — Druckmittelbeiwert

Im Gegensatz zu den Annahmen unter Punkt 2. sind hier im Sinne der Sicherheit die minimalen Druckmittelbeiwerte einzusetzen. Es gilt für

Stickstoff und Luft

$$x=1.2$$
 $t\geq 20$ °C,

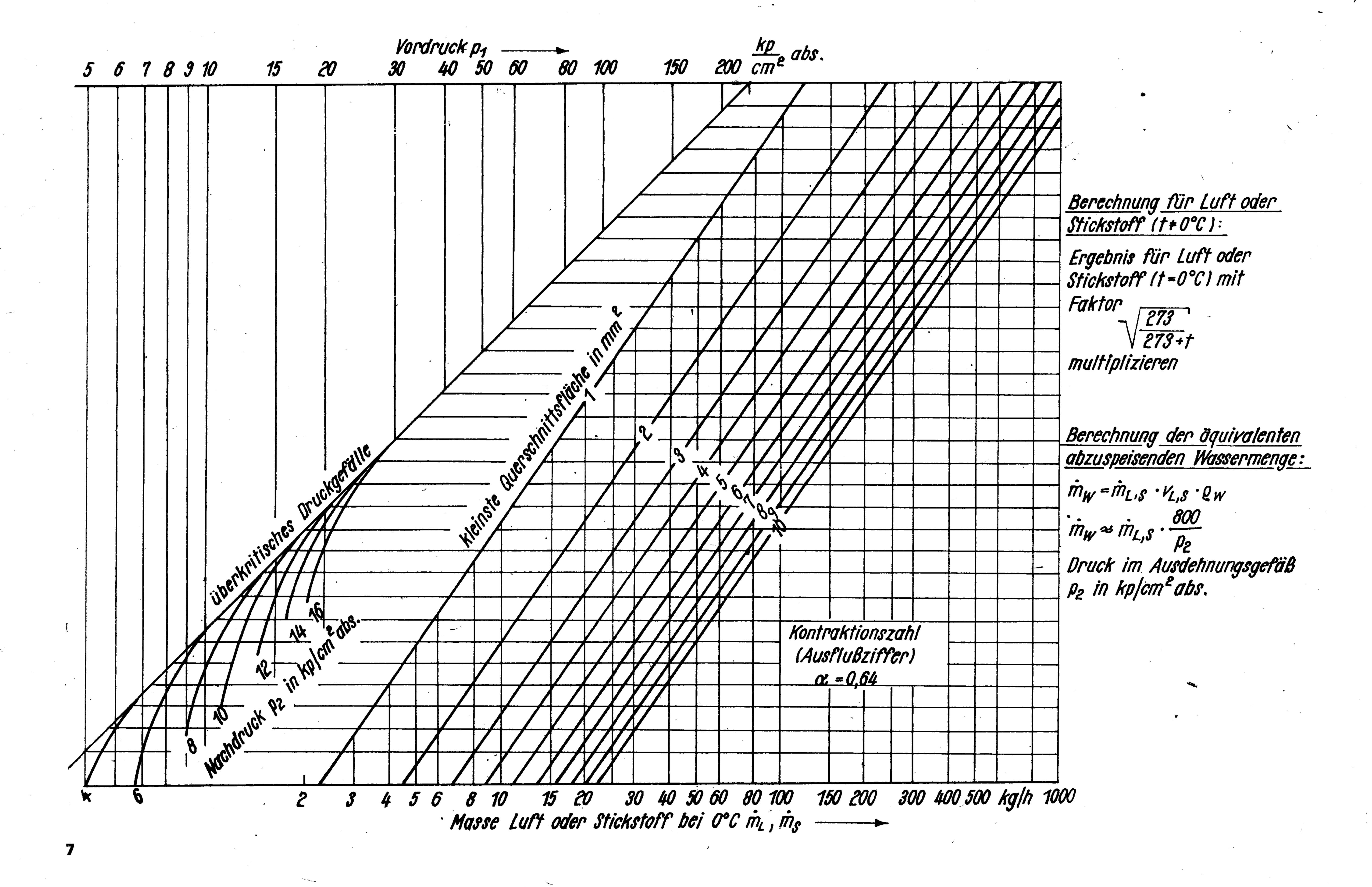
womit endgültig Bild 7 aufgezeichnet werden kann.

Abschließend sei noch eine Besonderheit erörtert. Oft werden an Ausdehnungsgefäße mit Stickstoffpolster zusätzlich Druckluftanschlüsse herangeführt, die im Havariefall in Funktion treten. Um bei der Festlegung des wasserseitigen Sicherheitsventilanschlusses bei Stickstoffauflastung zu bleiben, die Abblasquerschnitte aber in wirtschaftlichen Grenzen zu halten, sind folgende Maßnahmen möglich:

- Hinter dem Reduzierventil für die Druckluft wird ein gesondertes Sicherheitsventil analog Punkt 3. angeordnet, wodurch im Hinblick auf das Ausdehnungsgefäß zusätzliche Überlegungen entfallen.
- In die Druckluftzuleitung wird eine Blende eingebaut, deren Durchmesser so bestimmt ist, daß der maximale Massenzustrom an Druckluft den des Stickstoffs nicht überschreitet. Berechnungsgrundlage hierfür ist wiederum Gl. (39), wobei die übrigen Widerstände in der Zuleitung als Sicherheiten aufzufassen sind. Die Auswertung der Gl. (39) erfolgte für den praktischen Druckbereich im Bild 7.

4.3. Zufluß des Netzinhaltwassers durch die Umwälzpumpen

Wird beispielsweise bei Variante I (Bild 5) der Schieber 1 geschlossen und an der höchsten Stelle im Netz (△H über der Höhe Ausdehnungsgefäß) entlüftet, so ergibt sich bei Pum-



penlauf der maximale Druck im Ausdehnungsgefäß zu

$$p_{\text{rechn.}} = \Delta p_{\text{Pumpe}} (\dot{V}) + \varrho \cdot g \cdot \Delta H$$
 (40)

Als Sicherheit wurde der auftretende Reibungsdruckverlust vernachlässigt. Existiert ein Schnittpunkt (Bild 8, Fall I) zwischen dem rechnerischen Druck im Ausdehnungsgefäß und dem maximal zulässigen Behälterüberdruck, so kann auf der Abszisse die eindeutig zugehörige Pumpenfördermenge, die gleich der Abblasemenge ist, abgelesen werden. Liegt kein Schnittpunkt (Bild 8, Fall II) vor, so entsteht keine Belastung des Sicherheitsventils.

Ist $\Delta H < 0$, oder liegt die Schaltvariante III vor, so ist in Gl. (40) $\Delta H = 0$ anzusetzen.

Beispiel

Es ist die ungünstigste Lastannahme für ein wasserseitig an ein Ausdehnungsgefäß angeschlossenes Sicherheitsventil (Ansprechdruck $p=11\,\mathrm{kp/cm^2\,abs.}$) zu ermitteln. Zur Wärmeerzeugung sind zwei Gaskessel mit einer Gesamtleistung $\dot{Q}=1\,\mathrm{Gcal/h}$ und einer Überlastbarkeit von 10 Prozent eingesetzt. Als Druckmedium ist Stickstoff vorgesehen. Für den Havariefall steht Druckluft zur Verfügung.

Die Stickstoff-Reduziereinrichtung hat einen engsten Querschnitt von 4 mm² (uni-block vom VEB Feinmechanische Werke Halle). Die Druckluftzuleitung soll so bemessen sein, daß mengenmäßig der maximale Stickstoffzustrom nicht überschritten wird. Die maximalen Drücke in den Stickstoffflaschen sind $p_1 = 150 \text{ kp/cm²}$ abs. und im Pruckluftspeicher $p_1 = 32 \text{ kp/cm²}$ abs. In der Druckluftleitung ist ein Druckminderer $(k_{vs} = 2,0)$ eingebaut.

Die Schaltung ist nach Bild 5, Variante I, vorgenommen. Die höchste Stelle des Heizungsnetzes liegt um $\Delta H = 60$ m über dem Ausdehnungsgefäß. Die Kennlinie der Umwälzpumpe genügt den Werten

Überprüfung der Volumenexpansion

Nach Gl. (37) gilt

$$\dot{m}_{\rm W} = \frac{1000}{1} \cdot 0,788 \cdot 10^{-6} \cdot 10^{6} \cdot 1,1 = 867 \text{ kg/h}.$$

Überprüfung des Druckmittelzuflusses

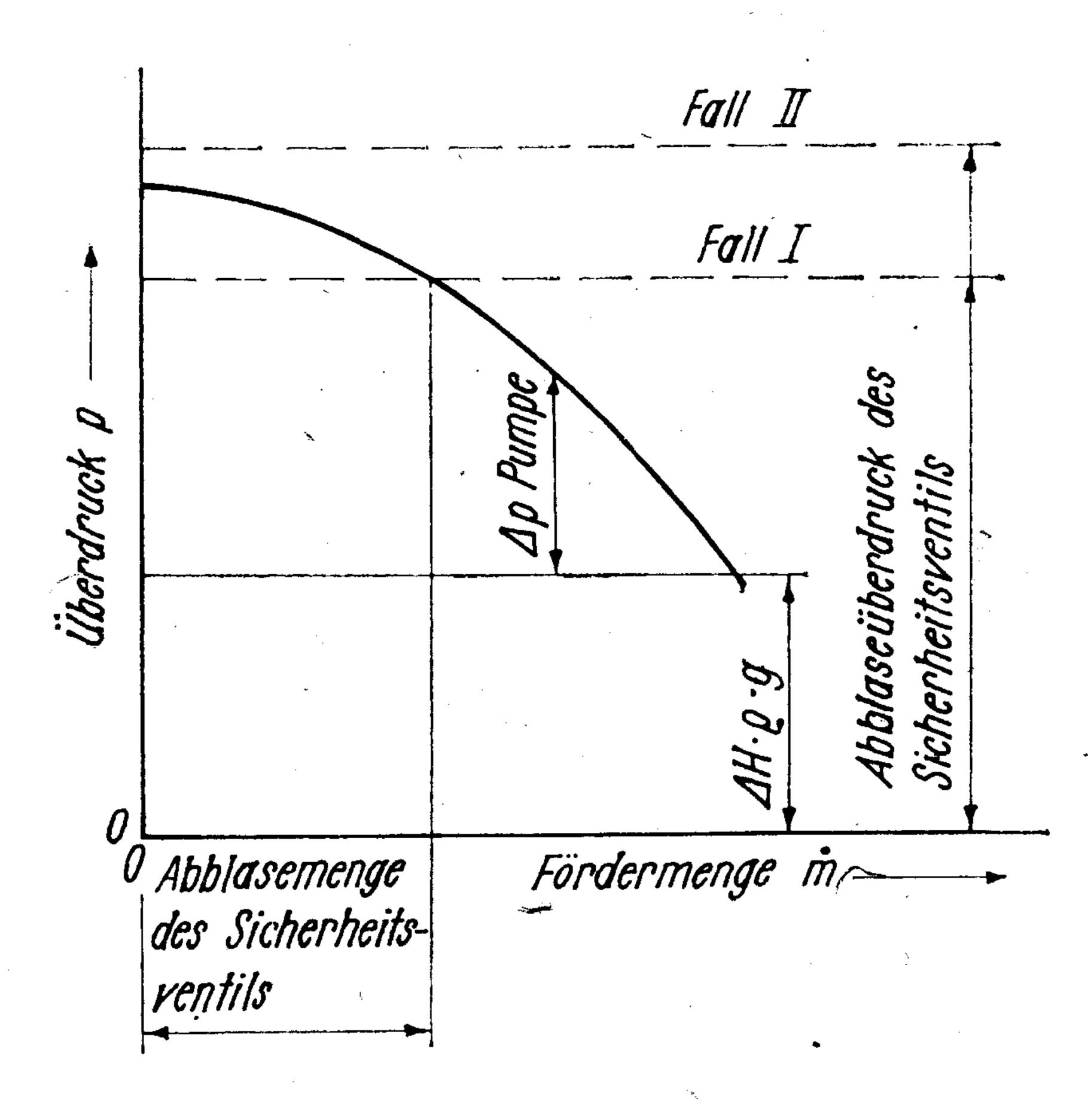
Nach Gl. (39) bzw. Bild 7 gilt für den Stickstoffdurchsatz

$$\dot{m}_{N_2} = 0.64 \cdot 4 \cdot \frac{150}{1.2} = 320 \text{ kg/h}.$$

Um diesen Wert bei Druckluftzuspeisung nicht zu überschreiten, wird Gl. (39) umgestellt und die maximal zulässige Querschnittsfläche des engsten Querschnittes

$$A = \frac{320 \cdot 1,2}{0,64 \cdot 32} = 18,7 \text{ mm}^2$$

ermittelt. Dieser Wert kann auch Bild 7 entnommen werden. Hierbei ist allerdings der um den Faktor 0,1 reduzierte



Massenstrom zu benutzen, und die Fläche A ist mit dem Faktor 10 umzurechnen. Die ermittelte Querschnittsfläche kann durch eine Blende mit der Bohrung etwa 5 mm Durchmesser realisiert werden. Der praktische Durchsatz wird jedoch kleiner sein, da die Widerstände des Druckminderers und der Rohrleitung vernachlässigt wurden.

Die abzuspeisende Wassermenge ergibt sich nach Gl. (33)

$$\dot{m}_{\rm W} = 320 \cdot \frac{0.8}{11} \cdot 1000 = 23\,200 \text{ kg/h}$$

oder Bild 7

$$\dot{m}_{\rm W} = 320 \cdot \frac{800}{11} = 23\,200 \,\rm kg/h$$
.

Überprüfung des Zuflusses durch Pumpen

 Nach Gl. (40) ergibt sich für den Druck p_{rechn} . die Kurve

 \dot{V} in m³/h
 35
 30
 25
 20

 p_{rechn} .
 in m WS
 90
 98
 102
 105

Dieser Druck ist ein Überdruck und muß mit dem Ansprechdruck des Sicherheitsventils 10 kp/cm^2 verglichen werden. Die arithmetische Interpolation ergibt einen Abblasestrom von $27.5 \text{ m}^3/\text{h}$, das entspricht $\dot{m}_{\text{W}} = 27500 \text{ kg/h}$.

Damit ist die maximale Belastung ermittelt. Da nach diesem Abblasestrom das Sicherheitsventil bemessen wird, könnte rückwirkend für die Blende in der Druckluftleitung auch eine etwa 5,3 mm große Bohrung zugelassen werden, ohne den maximalen Belastungswert für das gewählte Sicherheitsventil zu überschreiten.

5. Lastannahmen für Sicherheitsventile an Wärmeübertragern

Nach den ergänzten Werkstoff- und Bauvorschriften sind die Sicherheitsventile für Wärmeübertrager im Hinblick auf

- Dampfbildung bei abgesperrtem Sekundärkreislauf,
- Volumenexpansion des aufzuheizenden Wassers,
- Rohrbruch in der Heizschlange,
- Druckerhöhung durch Pumpen,

zu berechnen. Das Sicherheitsventil sollte an der höchsten Stelle des Wärmeübertragers angeordnet werden, damit entstehender Dampf ohne Wasservorlage direkt ausgeblasen werden kann. Ist kein eigener Stutzen am Wärmeübertrager vorgesehen, so ist die Anordnung an der Sekundäraustrittsleitung möglich.

Es ist unwirtschaftlich, wenn bei nicht absperrbaren Wärmeübertragern die Absicherung nur durch das Sicherheitsventil am tiefliegenden Ausdehnungsgefäß erfolgt. Dies ist nach der verbalen Beschreibung in TGL 23 043, Bl. 1, S. 5, zulässig. Denn beim Verdampfen tritt eine Volumenexpansion um das etwa 200···600fache, je nach Sättigungsdruck, auf. Das bedeutet, daß das Sicherheitsventil am Ausdehnungsgefäß zunächst die Wassermenge

$$\dot{m}_{\mathrm{W}} = \dot{m}_{\mathrm{D}} \left(\varrho'' - \varrho' \right) \cdot \varrho_{\mathrm{W}} \approx 300 \cdot \dot{m}_{\mathrm{D}} \tag{41}$$

abführen muß. Damit ergibt sich ein Verhältnis der Querschnittsflächen (Wasser/Dampf) von

$$\frac{A_{\mathrm{W}}}{A_{\mathrm{D}}} = \frac{x_{\mathrm{W}}}{x_{\mathrm{D}}} \cdot \frac{\alpha_{\mathrm{D}}}{\alpha_{\mathrm{W}}} \cdot \frac{p}{\sqrt{p-1}} \cdot 300, \qquad (42)$$

wobei mit $p/\sqrt{p-1} \approx 3$ und den unter Punkt 2. benutzten x-Werten

$$\frac{A_{\rm W}}{A_{\rm D}} \approx 9 \tag{43}$$

folgt. Die mittleren Kosten für die Sicherheitsventile können als

$$K = 40 + 3 \cdot d_0$$
 für $d_0 \le 80 \text{ mm}$
$$K = -440 + 8.8 \cdot d_0$$
 für $d_0 > 80 \text{ mm}$ (44)

— mit d_0 dem Sitzdurchmesser in mm — approximiert

werden. Wie aus den Aussagen der Gl. (43) und (44) hervorgeht, wird es fast ausschließlich vorteilhafter sein, das Ausdehnungsgefäß und den Wärmeübertrager getrennt zu sichern.

5.1. Dampfbildung bei abgesperrtem Sekundärkreislauf

Die Berechnung nach diesem Kriterium ist nur dann erforderlich, wenn die Temperatur des Heizmediums über der zum Sekundärdruck gehörigen Siedetemperatur liegt?

Die abzuführende Dampfmenge ergibt sich zu

$$\dot{m}_{\rm D} = \frac{\dot{Q}_{\rm E, Norm} \cdot n}{r} \tag{45}$$

mit

 $\dot{Q}_{\mathrm{E,Norm}}$ — angegebene Leistung des Wärmeerzeugers . n — Koeffizient, der die Überlastbarkeit angibt

— Verdampfungswärme.

Zur Berechnung des maximalen Wärmestromes bei Wärmeübertragern sei wiederum auf [1] verwiesen.

5.2. Volumenexpansion des aufzuheizenden-Wassers

Wenn die Heizmedientemperatur unter der zum Sekundärdruck gehörigen Siedetemperatur liegt, kann keine Verdampfung, sondern lediglich eine einfache Volumenexpansion beim Aufheizen eintreten. Die abzuführende Wassermenge beträgt

$$\dot{m}_{W} = \frac{1}{v} \cdot m \cdot \left(\frac{dv}{d\tau}\right)_{zu} = m \cdot \frac{1}{v} \left(\frac{dv}{dt} \cdot \frac{dt}{d\tau}\right)_{zu}, \quad (46)$$

wenn \dot{m} die Masse des aufheizbaren Wassers darstellt. Die Substitution der Wärmeleistung liefert

$$\dot{m}_{\rm W} = \left(\frac{dv}{dt}\right)_{\rm zu} \cdot \frac{\dot{Q}_{\rm E, Norm} \cdot n}{v \cdot c} . \tag{47}$$

Diese Gleichung ist identisch mit Gl. (37), wobei für das spezifische Volumen ν der zur jeweiligen Aufheiztemperatur gehörige Wert eingesetzt wird. Die Werte der Tabelle 3 treffen in vollem Umfang zu. Trotz des gegenläufigen Einflusses von ν ergeben sich mit steigenden mittleren Temperaturen zunehmende Abblasemengen.

Dabei ist es gleichgültig, ob es sich um das Aufheizen der Wassermenge in einem geschlossenen Wärmeerzeuger oder um das Aufheizen eines konstanten Massenstromes im Wärmeerzeuger handelt.

Wenn auf Grund der Temperatur- und Druckverhältnisse die Nachrechnung nach Punkt 5.1. zu erfolgen hat, so kann die Rechnung nach Punkt 5.2. entfallen.

Beweis:

Es wird das Verhältnis der Ausblasquerschnitte nach Gl. (10) und (8)

$$\frac{A_{\mathrm{D}}}{A_{\mathrm{W}}} = \frac{x_{\mathrm{D}}}{x_{\mathrm{W}}} \cdot \frac{\alpha_{\mathrm{W}}}{\alpha_{\mathrm{D}}} \cdot \frac{\dot{m}_{\mathrm{D}}}{\dot{m}_{\mathrm{W}}} \cdot \frac{\dot{V} \Delta p}{p} \tag{48}$$

betrachtet.

Die Substitution der Gl. (45) und (47) liefert

$$\frac{A_{\rm D}}{A_{\rm W}} = \frac{x_{\rm D}}{x_{\rm W}} \frac{\alpha_{\rm W}}{\alpha_{\rm D}} \cdot \frac{v \cdot c}{r} \left(\frac{dv}{dt}\right)^{-1} \frac{\sqrt{p-1}}{p} \tag{49}$$

Mit den unter Punkt 2. ermittelten x-Werten, den Werten der Tabelle 3 und $\sqrt{p-1}/p \approx 1/3$ folgt

$$\frac{A_{\rm D}}{A_{\rm W}} \approx 80 , \qquad (50)$$

was zu beweisen war.

5.3. Rohrbruch in der Heizschlange

Wenn der Druck der Primärseite um Δp über dem Druck der Sekundärseite liegt, fließen aus zwei freien Rohrquerschnitten Wasser

$$\dot{m}_{\rm W} = A \cdot \sqrt{2 \cdot \rho \cdot \Delta p} \tag{51}$$

und bei unterkritischem Druckgefälle unter Berücksichtigung von Gl. (22)

Dampf

$$\dot{m}_{\rm D} = A \cdot \sqrt{p_2 \cdot \Delta p} \tag{52}$$

in den Sekundärraum. Zur weiteren Sicherheit wurde die Ausflußziffer gleich Eins gesetzt. Die Auswertung der beiden Gleichungen erfolgt im Bild 9.

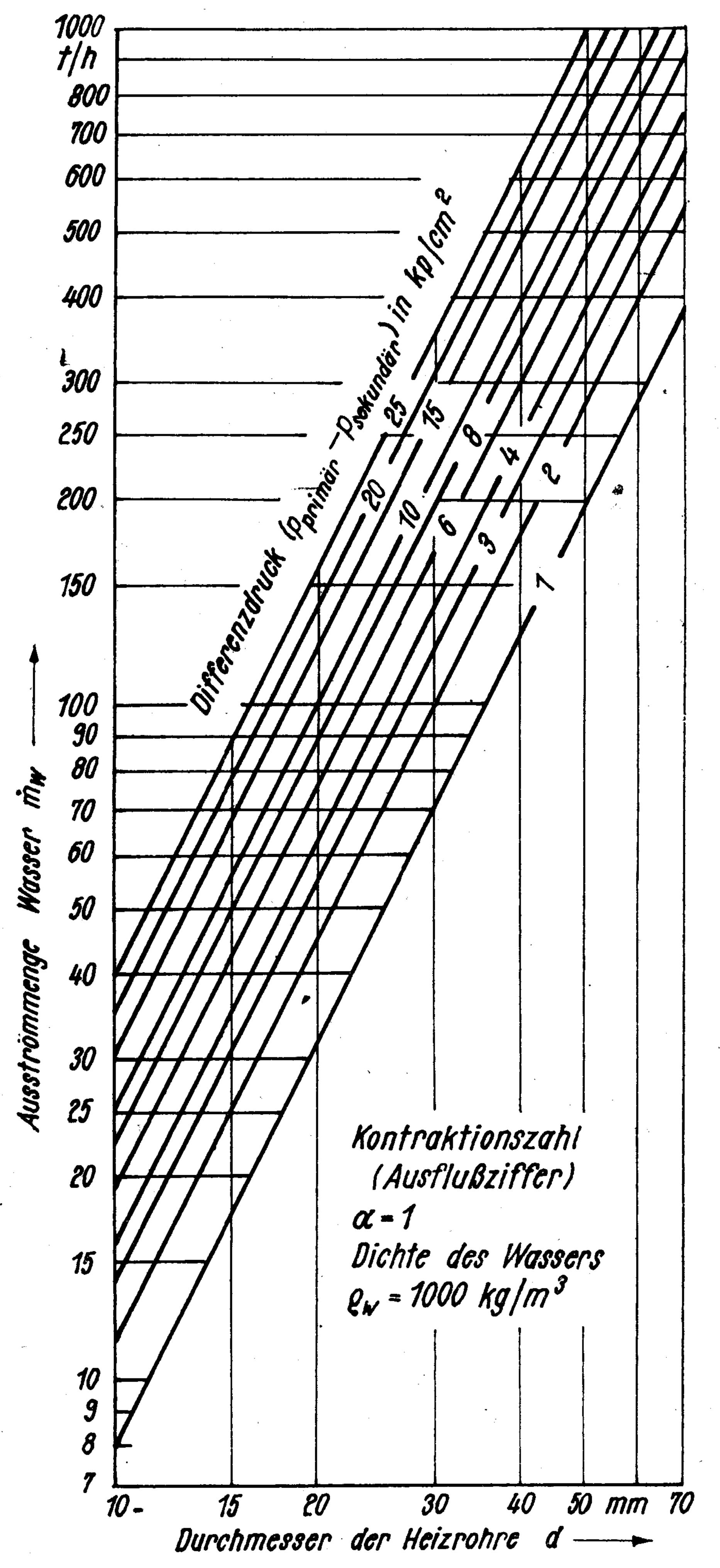
Die vom Sicherheitsventil abzuführende Menge kann infolge Nachverdampfung jedoch veränderte Zusammensetzung haben oder größer sein:

— So entsteht bei der Entspannung von Heißwasser mit der Enthalpie i ein Wasser-Dampf-Gemisch (Enthalpie i' und i'' bei Abblasedruck) mit dem spezifischen Dampfgehalt

$$x = \frac{i - i'}{i'' - i'} \tag{53}$$

Für die Bemessung des Sicherheitsventils wird der Einfachheit halber reiner Sattdampf bei Abblasedruck angenommen.

— Bei der Entspannung von Dampf mit der Enthalpie i kann je nach Reaktionsmöglichkeit mit dem Inhaltwasser überhitzter Dampf oder eine größere Menge Sattdampf \dot{m}^* gebildet werden.



Berechnung der Ausströmmenge bei Dampfbeheizung:

Bei unterkritischem Druckgefälle das Ergebnis für Wasser mit dem Faktor

$$\delta = \sqrt{\frac{\varrho_D}{1000}} \quad (\varrho_D - Dampfdichte in kg/m^3 bei \rho_{sekundär})$$

multiplizieren. Für Sattdampf gilt:

Für den letzten Fall gilt

$$\dot{m}^* = \dot{m}_{\rm D} \cdot \left[1 + \frac{i - i''}{i'' - i'} \right].$$
 (54)

5.4. Druckerhöhung durch Pumpen

Die Nachrechnung ist erforderlich, wenn z. B. eine Schaltung nach Bild 5, Variante II, vorliegt. Sie ist analog Punkt 4.3. durchzuführen.

Beispiel

Es ist die ungünstigste Belastung für ein an einem Wärmeübertrager angebrachtes Sicherheitsventil festzustellen. Der Wärmeübertrager hat eine Leistung von $\dot{Q}=6$ Gcal/h und ist nach Herstellerangaben um 30 Prozent überdimensioniert. Der Ansprechdruck beträgt p=11 kp/cm² abs., der maximale Druck des Primärmediums $p_1=17$ kp/cm² abs. Sekundärseitig betragen die Temperaturen 70 °C/110 °C, die primärseitige Eintrittstemperatur beträgt 170 °C. Das Heizregister besteht aus Rohren mit einem Innendurchmesser von $d_i=15$ mm. Die Schaltung erfolgt analog Bild 5, Variante III, so daß der Wärmeübertrager durch zusätzlichen Pumpendruck nicht belastet wird.

Überprüfung der Dampfbildung bei abgesperrtem Sekundär-kreislauf

Die zum Sekundärdruck $p = 11 \text{ kp/cm}^2$ abs. gehörige Siedetemperatur beträgt t = 183,2 °C. Die Heizmedientemperatur mit $t_1 = 170$ °C liegt darunter. Eine sekundärseitige Verdampfung ist damit ausgeschlossen.

Überprüfung der Volumenexpansion des aufzuheizenden Wassers

Grundlage der Berechnung bildet Gl. (47). Aus Tabelle 3 wird der Wert für eine mittlere Sekundärmedientemperatur von 90 °C entnommen.

Damit gilt:

$$\dot{m}_{\rm W} = 0.719 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{6 \cdot 10^{6} \cdot 1.3}{0.001 \cdot 1} = 5600 \,\mathrm{kg/h}$$
.

Überprüfung bei Rohrbruch in der Heizschlange

Nach Gl. (51) bzw. Bild 9 ergibt sich

$$\dot{m}_{\rm W} = 44~000~{\rm kg/h}$$
.

Damit ist die maximale Belastung ermittelt. Da beim Ausströmen des Wassers aus dem Sicherheitsventil mit starker Nachverdampfung zu rechnen ist, muß das Sicherheitsventil nach Punkt 9. ($t > 130\,$ °C) für Dampf

$$\dot{m}_{\rm D} = 44~000~{\rm kg/h}$$

bemessen werden.

Würde in Abwandlung des Beispiels Sattdampf von 2.5 kp/cm^2 abs. als Heizmedium verwendet, so bliebe als einziger Lastfall die Volumenexpansion des aufzuheizenden Wassers übrig. Damit müßte das Sicherheitsventil lediglich eine Wassermenge (t < 130 °C)

$$\dot{m}_{\rm W} = 5600 \, {\rm kg/h}$$

abblasen.

6. Lastannahmen für Sicherheitsventile an Heißwasserkesseln

Die Sicherheitsventile an Heißwasserkesseln sind stets auf Druckerhöhung durch

- Dampfbildung gemäß Punkt 5.1.,
- Pumpen gemäß Punkt 5.4.

nachzurechnen.

7. Lastannahmen für Sicherheitsventile an geschlossenen Kondensatsammelgefäßen

Eine Druckerhöhung im geschlossenen Kondensatsammelgefäß kann entstehen durch

-- Zufluß von Kondensat ohne gleichzeitige kontinuierliche oder diskontinuierliche Rückförderung,

-- Zustrom des Druckmediums.

 $m_{\mathrm{W,max}} = \pi \cdot m_{\mathrm{W}}$.

Im ersteren Fall muß das Sicherheitsventil den maximal möglichen Kondensatzustrom abführen können. Im zweiten Fall ist nach Punkt 4.2. zu bemessen.

Über die Anordnung des Sicherheitsventiles (wasser- oder druckmedienseitig) gelten die für geschlossene Ausdehnungsgefäße gültigen Aussagen.

8. Lastannahmen für Sicherheitsventile an den Druckleitungen von Kolbenpumpen

Bei druckseitig absperrbaren Kolbenpumpen ist immer ein Sicherheitsventil vorzusehen. Bei einfachwirkenden Kolbenpumpen ohne Windkessel, wie sie in der Heizungstechnik als Dosierpumpen einge**s**etzt werden, ist der maximale Förderstrom $\dot{m}_{\rm max}$ (tritt bei 90 ° nach dem Totpunkt der Kurbel ein) größer als die mittlere angegebene Pumpenfördermenge \dot{m} . Es gilt

$$\begin{split} \dot{m}_{\mathrm{W}} &= \varrho_{\mathrm{W}} \cdot A \wr 2 \, r \cdot n \\ \dot{m}_{\mathrm{W,max}} &= \varrho_{\mathrm{W}} \cdot A \cdot 2 \cdot \pi \cdot r \cdot n \\ \mathrm{mit} \, r - \mathrm{dem} \, \, \mathrm{Kurbel radius}, \, A - \mathrm{der} \, \, \mathrm{Kolben fl\"{a}che} \, \, \mathrm{und} \, \, n - \mathrm{der} \, \, \mathrm{Drehzahl} \end{split}$$

Das Ergebnis gilt sowohl für zentrische Schubkurbel als auch für die Kurbelschleife und stellt ein Maximum dar.

9. Bemerkungen zum Einsatz der Sicherheitsventile

Wenn verschiedene Lastannahmen z. B. an Ausdehnungsgefäßen für die Bemessung eines Sicherheitsventils geprüft wurden, so ist das Ventil mit dem jeweils größten erforderlichen Querschnitt einzusetzen. Das bedeutet, daß nur ein Havariefall und nicht eine Summation mehrerer betrachtet wird.

Für Wassertemperaturen unter oder gleich 130 °C sind die Sicherheitsventile für den Durchlaß von Flüssigkeiten Gl. (8), für Wassertemperaturen über 130 °C sind auf Grund der Entspannung und Nachverdampfung die abzublasenden Wassermengen als "Wasserdampf" zu betrachten und die Ventilquerschnitte nach Gl. (10) zu ermitteln. Für diesen Fall können Vollhubventile berechnet und eingesetzt werden, wenn durch Typprüfung die an Vollhubventile gestellten Forderungen (voller Hub innerhalb des Druckbereiches) auch bei Flüssigkeitsabströmung nachgewiesen wurden.

Literatur

(55)

[1] Glück, B.: Die Auslegung von Druckdiktieranlagen. "Stadt- und Gebäudetechnik" (1973), H. 9