zent. Die Wärmebrücken wurden durch ein nachträglich verbessertes Wandelement auf ein Minimum reduziert.

Außerdem bildet sich an den Wärmebrücken bei $t_{ai} = 20\,°C$ und $t_{ae} = -15\,°$ bei $\varphi_{ai} \geqq 0{,}53$ auf der inneren Wandoberfläche Kondensat, was die Behaglichkeit beeinträchtigt.

Bei den Untersuchungen der Prüfkörper wurde ferner festgestellt, daß sich die Wärmeverluste in der Einflußzone der an den Außenwänden aufgestellten Konvektions-Heizflächen um 40 Prozent erhöhen. Dieser Umstand ergibt sich infolge des höheren Wärmeübergangskoeffizienten und der höheren Raumlufttemperatur im Einflußbereich der Heizflächen.

Aus diesen Beispielen ist ersichtlich, daß bei der Berechnung der Transmissionswärmeverluste über die Außenwandelemente nicht nur die Wärmebrücken zu berücksichtigen sind, sondern auch ihre Einflußzonen.

Nur auf diese Weise kann die effektive Heizlast bestimmt und können die heizungs- und lüftungstechnischen Anlagen genau dimensioniert werden.

Lastannahmen und Bemessungshinweise für Sicherheitsventile in der Heizungstechnik

Dr.-Ing. B. GLÜCK,
VEB Kombinat Technische Gebäudeausrüstung – Institut –

Die Berechnung des engsten freien Strömungsquerschnittes von Sicherheitsventilen ist in den „Werkstoff- und Bauvorschriften für Anlagen der Dampf- und Drucktechnik" der Technischen Überwachung der DDR eindeutig festgelegt. Als Grundlage dient dabei die Durchsatzmenge, die das Sicherheitsventil abführen muß. Diese Lastannahme trifft der Projektant nach meist subjektiven Gesichtspunkten.

Die Einstellung des Sicherheitsventils obliegt der TÜ. Die TÜ prüft auch die vom Projektanten vorgenommene Berechnung der Sicherheitsventile nach. Deshalb sollten für die gebräuchlichsten Heizungsanlagen einheitliche Grundlagen für die Lastannahmen getroffen werden, wobei ein Kompromiß zwischen exakter Berechnung und Anwenderfreundlichkeit anzustreben ist. Nachfolgend wird ein entsprechender Vorschlag unterbreitet.

1. Berechnung des Ventilquerschnittes

Bei Zugrundelegung der *Bernoulli*gleichungen der Hydrodynamik und der Gasdynamik auf die Ausströmung aus einem Behälter nach Bild 1 gelten

für Flüssigkeiten

$$p_1 = p_2 + \frac{\varrho}{2}\, w_2^2, \tag{1}$$

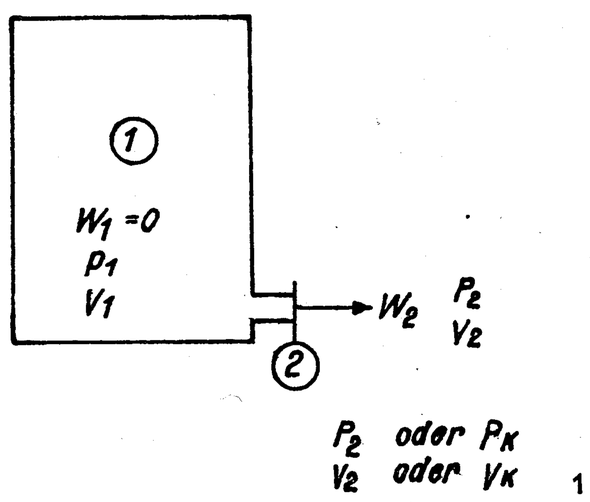
für Gase und Dämpfe

$$\frac{p_1}{\varrho_1} \cdot \frac{\varkappa}{\varkappa - 1} = \frac{p_1}{\varrho_1} \cdot \frac{\varkappa}{\varkappa - 1} \cdot \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\varkappa - 1}{\varkappa}} + \frac{w_2^2}{2}\,. \tag{2}$$

Der Massenstrom berechnet sich zu

$$\dot{m} = A \cdot \alpha \cdot w \cdot \varrho\,, \tag{3}$$

wobei A die Querschnittsfläche am Ausfluß und α ein Formkoeffizient (Ausflußziffer) darstellen.



1

Substituiert man Gl. (1) bzw. (2) in (3) und beachtet im letzten Fall noch die Gleichung für eine Isentrope

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{\varrho_2}{\varrho_1}\right)^{\varkappa}, \tag{4}$$

so erhält man

$$\dot{m} = A \cdot \alpha \cdot \sqrt{2 \cdot \varrho\,(p_1 - p_2)} \tag{3.1}$$

und

$$\dot{m} = A \cdot \alpha \sqrt{2 \cdot p_1 \cdot \varrho_1 \frac{\varkappa}{\varkappa - 1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{2}{\varkappa}} - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\varkappa + 1}{\varkappa}}\right]} \tag{3.2}$$

oder mit Definition der sogenannten Ausflußfunktion

$$\psi = \sqrt{\frac{\varkappa}{\varkappa - 1} \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{2}{\varkappa}} - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\varkappa + 1}{\varkappa}}\right]} \tag{5}$$

$$\dot{m} = A \cdot \alpha \cdot \sqrt{2\, p_1 \cdot \varrho_1} \cdot \psi\,. \tag{3.2}$$

Damit ergibt sich der erforderliche Ausströmquerschnitt zu

$$A = \frac{\dot{m}}{\alpha \cdot \sqrt{p_1 - p_2} \cdot \sqrt{2 \cdot \varrho}} \tag{6.1}$$

bzw.

$$A = \frac{\dot{m} \cdot \sqrt{p_1 \cdot v_1}}{\alpha \cdot \psi \cdot p_1 \sqrt{2}}\,, \tag{6.2}$$

wobei

$$v_1 = \frac{1}{\varrho_1}$$

substituiert wurde. Für das ideale Gas gilt weiter

$$p \cdot v = \frac{\mathfrak{R}}{M}\, T\,, \tag{7}$$

so daß Gl. (6.2) für diesen Sonderfall die Form

$$A = \frac{\dot{m}}{\alpha \cdot \psi \cdot p_1 \sqrt{2}} \sqrt{\frac{\mathfrak{R}}{M}\, T} \tag{6.3}$$

annimmt.

Für die praktische Berechnung haben sich aus (6.1) bis (6.3) ableitend, folgende vereinheitlichte Größengleichungen eingeführt:

Flüssigkeiten

$$\boxed{A = \frac{x}{\alpha} \cdot z \cdot \frac{\dot{m}}{\sqrt{\Delta p}}} \qquad \boxed{x = \frac{0{,}627}{\sqrt{\varrho}}} \tag{8}$$

Gase

$$A = \frac{x}{\alpha} \cdot z \cdot \frac{\dot{m}}{p} \qquad x = \frac{0{,}1826}{\psi} \sqrt{\frac{T}{M}} \tag{9}$$

Wasserdampf

$$A = \frac{x}{\alpha} \cdot z \cdot \frac{\dot{m}}{p} \qquad x = \frac{0{,}627}{\psi} \sqrt{\varrho \cdot p} \tag{10}$$

Erklärung:

A	mm²	Sitzquerschnitt
$\dot{m}$	kg/h	abzuführender Massenstrom
p	kp/cm²	Ansprechdruck (absolut)
Δp	kp/cm²	Druckdifferenz zwischen Ansprechdruck und äußerem Gegendruck
T	K	Temperatur
M	kg/kmol	Molekulargewicht
ϱ	kg/m³	Dichte
v	m³/kg	spezifisches Volumen
ψ	—	Ausflußfunktion
α	—	Ausflußziffer des Sicherheitsventils
x		Druckmittelbeiwert
z	—	Sicherheitsfaktor ($z = 1{,}1$)

Ausflußziffer

Für Sicherheitsventile ohne Typprüfung können die in Tabelle 1 angegebenen α-*Werte* der Berechnung zugrunde gelegt werden:

Für die meisten Fabrikate hat die TÜ auf Grund von Versuchen höhere Ausflußziffern zugelassen.

Ausflußfunktion

Nach Gl. (5) kann die Ausflußfunktion für ein unterkritisches Druckgefälle berechnet werden. Der Druck im Endquerschnitt der Auslaßöffnung ist dann gleich dem Außendruck. In den praktischen Einsatzbereichen der Sicherheitsventile liegt jedoch ein überkritisches Druckgefälle vor. Im engsten Querschnitt tritt dann Schallgeschwindigkeit bei kritischem Druckgefälle auf. Der endgültige Druckabfall auf den Umgebungszustand erfolgt dann außerhalb des engsten Querschnittes unter starker Schallabstrahlung.

Das kritische Druckverhältnis kann nach der Gleichung

$$\frac{p_K}{p_1} = \left(\frac{2}{\varkappa + 1}\right)^{\frac{\varkappa}{\varkappa - 1}} \tag{11}$$

bestimmt werden. Die Ausflußfunktion nimmt für $p/p_1 \leq p_K/p_1$ den Maximalwert an

$$\psi_{max} = \left(\frac{2}{\varkappa + 1}\right)^{\frac{1}{\varkappa - 1}} \cdot \sqrt{\frac{\varkappa}{\varkappa + 1}}. \tag{12}$$

Für die in der Heizungstechnik vorkommenden Medien gelten die in Tabelle 2 angegebenen Werte.

2. Vereinfachte Berechnung des Ventilquerschnittes

Um die relativ aufwendigen Berechnungen nicht manuell durchführen zu müssen, wurde ein für alle Sicherheitsventile gültiges Diagramm (Bild 2) entworfen. Dabei wurden die Mindestausflußziffern gemäß Tabelle 2 zugrunde gelegt. Da entsprechend dieser Tabelle bei den federbelasteten Niederhub-Sicherheitsventilen zwischen Sitzdurchmesser ≥ 25 mm und < 25 mm unterschieden werden muß, ergeben sich im Diagramm keine kontinuierlichen Leitern, sondern bei $A = 490$ mm² entsteht eine Lücke. Werden Werte innerhalb dieser Lücke ermittelt, sind also Ventile mit mindestens 25 mm Durchmesser zu wählen.

Gelten für das betrachtete Ventilfabrikat höhere Ausflußziffern α_{real}, die durch die TÜ bestätigt sind, so wird die dem

Tabelle 1

		Gase, Dämpfe	Flüssigkeiten
Niederhubventil — gewichtsbelastet	NHVg	0,132	0,100
Niederhubventil — federbelastet	NHVf		
Sitzdurchmesser ≥ 25 mm		0,099	0,066
Sitzdurchmesser < 25 mm		0,033	0,033
Vollhubventile und hilfsgesteuerte Sicherheitsventile	VHV	0,656	—

Tabelle 2

	Luft, Stickstoff	Sattdampf	Heißdampf
$\varkappa$	1,4	1,135	1,3
p_K/p_1	0,530	0,577	0,546
p_1 bei $p_K = 1$ *)	1,89	1,73	1,83
ψ_{max}	0,484	0,450	0,473

*) Werte in kp/cm² abs.

Diagramm entnommene Querschnittsfläche mit dem Verhältniswert

$$\varepsilon_1 = \frac{\alpha}{\alpha_{real}} \tag{13}$$

multipliziert.

Für das Ausflußmedium *Wasser* wurde nach Gl. (8) den Diagrammparameterkurven

$x = 0{,}02$ für $t \leq 70$ °C

zugrunde gelegt.

Für Gase und Dämpfe wurde nur das überkritische Druckgefälle (Gegendruck $p_a = 1$ kp/cm² abs.) betrachtet, da in der Regel nur dieses in der Praxis vorkommt. Die Absicherung kleiner Überdrücke 1,1···1,3 kp/cm² abs. erfolgt im allgemeinen durch Sicherheitsstandrohre. Um gemeinsame Parameterkurven für Wasserdampf und Luft zu erhalten, mußten außerdem konstante Druckmittelbeiwerte angesetzt werden.

In guter Approximation gelten für:

Luft und Stickstoff

$x = 1{,}3 \quad t \leq 70$ °C, $p \geq 1{,}9$ kp/cm² abs.

Dies ist ein maximaler Wert, der sich bis 70 °C unter Annahme des Molekulargewichtes von Stickstoff (28 kg/kmol) errechnet. Bei $t = 30$ °C beträgt der Fehler des Sitzdurchmessers etwa 3,0 Prozent.

Wasserdampf

$x = 2{,}0$

Dieser Wert gilt in den Druckbereichen von
1,35 kp/cm² abs. $\leq p \leq$ 20 kp/cm² abs.
(für Sattdampf)
1,6 kp/cm² abs. $\leq p \leq$ 20 kp/cm² abs.
(für Heißdampf $t \leq 200$ °C)

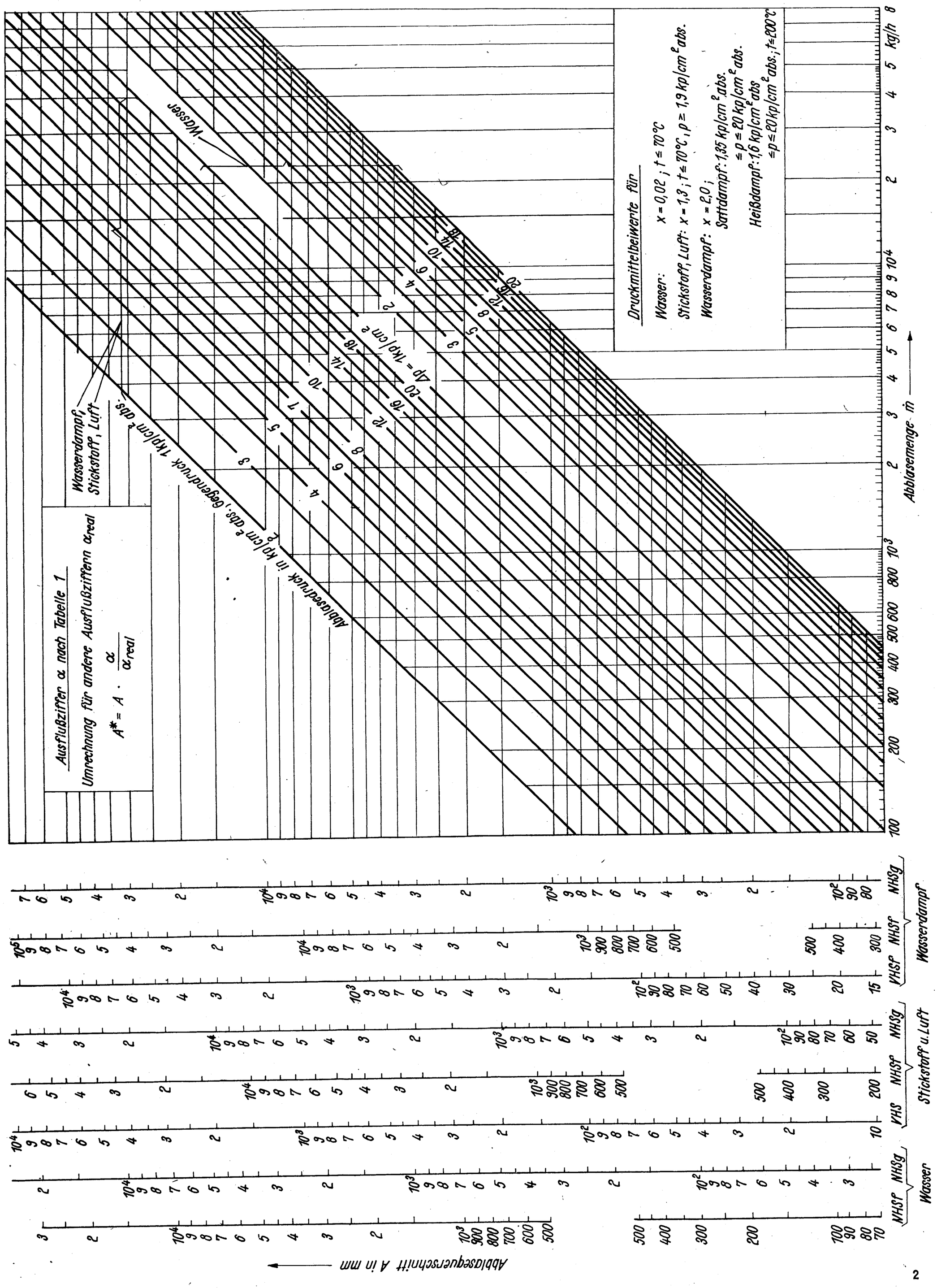
Die zum Teil unterhalb des kritischen Druckgefälles liegenden Werte ergeben sich durch die relativ hohe Wahl des Druckmittelbeiwertes.

Bei größeren Überhitzungen $t > 200$ °C muß die aus dem Diagramm abgelesene Querschnittsfläche mit dem Verhältniswert

$$\varepsilon_2 = \sqrt{\frac{v_H}{v_S}} \tag{14}$$

multipliziert werden.

Dabei bedeuten:
v_H — spezifisches Volumen des Heißdampfes
v_S — spezifisches Volumen des Sattdampfes.


Ausflußziffer α nach Tabelle 1
Umrechnung für andere Ausflußziffern α_real
A* = A · α / α_real
Druckmittelbeiwerte für
Wasser: x = 0,02 ; t ≤ 70 °C
Stickstoff, Luft: x = 1,3 ; t ≤ 70 °C ; p ≤ 1,9 kp/cm² abs.
Wasserdampf: x = 2,0 ;
Sattdampf: 1,35 kp/cm² abs.
≤ p ≤ 20 kp/cm² abs.
Heißdampf: 1,6 kp/cm² abs
≤ p ≤ 20 kp/cm² abs.; t ≤ 200 °C
Wasserdampf, Stickstoff, Luft
Wasser
Abblasedruck in kp/cm² abs., Gegendruck 1 kp/cm² abs.
Δp = 1 kp/cm²
Abblasemenge ṁ
kg/h
Abblasequerschnitt A in mm
NHSg
VHSF
NHSF
VHS
NHSF
NHSg
NHSF
NHSg
Wasserdampf
Stickstoff u. Luft
Wasser

2

Die maximale Überdimensionierung des Sitzdurchmessers beträgt etwa 3,5 Prozent.

Bei den vorhandenen großen Durchmesserstafflungen sind die genannten Fehler bedeutungslos.

Beispiele

1. Es soll durch ein gewichtsbelastetes Niederhubventil Wasser ($\dot{m}_W = 2500$ kg/h, $t < 70$ °C) bei einem Ansprechdruck von $p = 3$ kp/cm² abs. gegenüber Atmosphärendruck ($p_a \approx 1$ kp/cm² abs.) abströmen. Wie groß ist der erforderliche Querschnitt?

   Nach Gl. (8) oder Bild 2 folgt

$$A = \frac{0{,}02}{0{,}1} \cdot 1{,}1 \frac{2500}{\sqrt{3-1}} = 389 \text{ mm}^2 .$$

2. Auf welchen Wert verringert sich die Fläche, wenn ein Importventil mit der von der TÜ anerkannten Ausflußziffer $\alpha = 0{,}27$ eingesetzt wird?
   Nach Gl. (13) gilt:

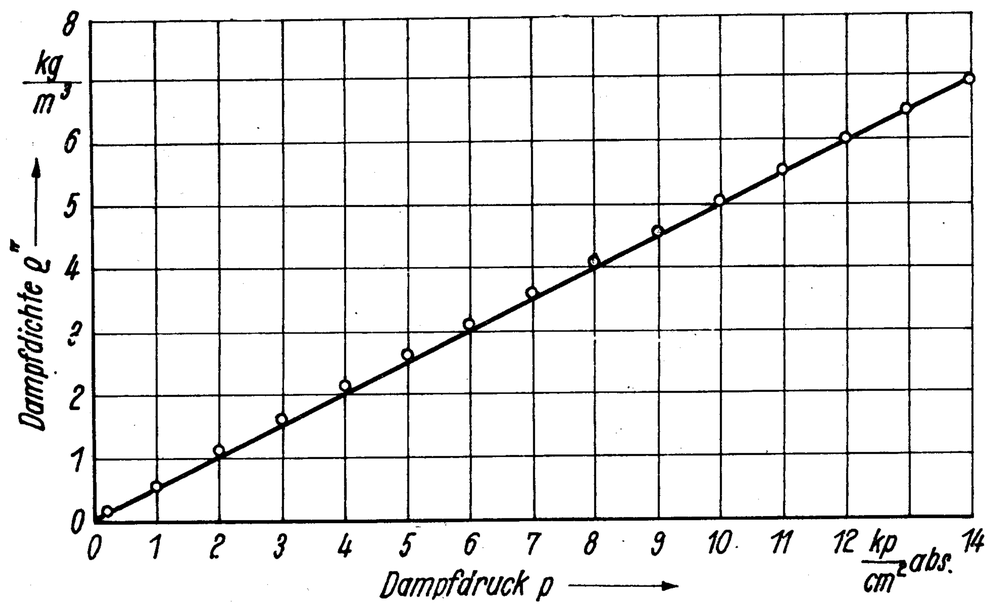
$$A^* = A \cdot \varepsilon_1 = 389 \cdot \frac{0{,}1}{0{,}27} = 144 \text{ mm}^2 .$$

3. Ein Vollhubventil soll eine Dampfmenge ($\dot{m}_D = 15\,000$ kg/h, $p = 6$ kp/cm² abs., $t = 158$ °C) gegen Atmosphärendruck abblasen. Welcher Querschnitt ist erforderlich?

   Nach Gl. (10) oder Bild 2 gilt:

$$A = \frac{2{,}0}{0{,}656} \cdot 1{,}1 \cdot \frac{15\,000}{6} = 8400 \text{ mm}^2 .$$

Da $x = 2{,}0$ gesetzt wurde, gilt das Ergebnis auch für Überhitzungstemperaturen bis $t = 200$ °C.



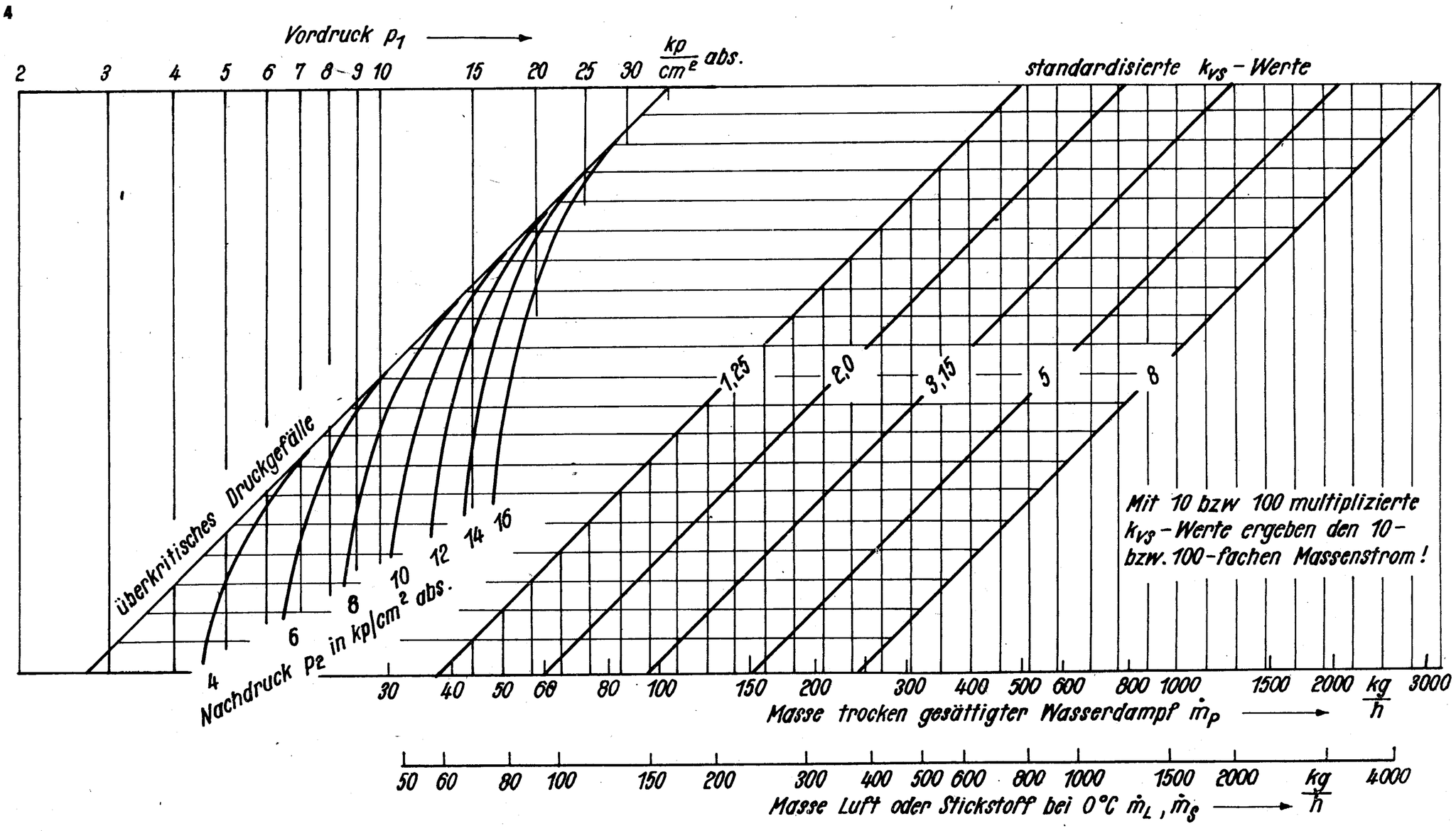
3

3. Lastannahme für Sicherheitsventile nach Druckminderern

Eine unzulässige Druckerhöhung nach Druckminderern ist im Havariefall — z. B. bei Membranbruch — möglich. Deshalb ist nach dem Druckminderer ein Sicherheitsventil anzuordnen, das bei dem maximal zulässigen Betriebsdruck auf der Nachdruckseite den maximal möglichen Massenstrom durch den Druckminderer abbläst. Berechnungsgrundlage für diesen Massenstrom sind die Gl. (3.1) und (3.2), wobei in der Regelungstechnik durch die Einführung des k_V-Wertes spezifische Darstellungen üblich sind. Der k_V-Wert gibt den Durchfluß in m³/h bei einer Druckdifferenz $\Delta p_0 = 1$ kp/cm² für eine Flüssigkeitsdichte von $\varrho_0 = 1$ kg/dm³ an. Die Umrechnung erfolgt auf der Bezugsgleichung

$$\frac{\Delta p_0}{\Delta p} = \frac{\varrho_0}{\varrho} \cdot \left(\frac{\dot{V}_0}{\dot{V}}\right)^2 \text{ bzw. } \frac{\Delta p_0}{\Delta p} = \varrho_0 \cdot \varrho \left(\frac{\dot{V}_0}{\dot{m}}\right)^2 , \quad (15)$$

4



Berechnung für Wasser:

$\dot{m} = k_V \cdot 31{,}6 \cdot \sqrt{\varrho \cdot \Delta p}$

mit ϱ in kg/m³
Δp in kp/cm²

Berechnung für Heißdampf:

Ergebnis für Sattdampf mit Faktor

$$\sqrt{\frac{V_{Sattdampf}}{V_{Heißdampf}}}$$

multiplizieren

Berechnung für Luft oder Stickstoff (t≠0°C):

Ergebnis für Luft oder Stickstoff (t=0°C) mit Faktor

$$\sqrt{\frac{273}{273 + t_{Gas}}}$$

multiplizieren

woraus sofort mit

$$k_v = \dot{V}_0 \cdot \sqrt{\frac{\varrho_0}{\Delta p_0}} \tag{16}$$

— in der Praxis in ($m^3 \cdot h^{-1} \cdot kg^{0,5} \cdot dm^{-1,5} \cdot kp^{-0,5}$ cm)! angegeben, jedoch oft nur ($m^3 \cdot h^{-1}$) geschrieben —

$$\dot{m} = k_v \cdot \sqrt{\varrho \cdot \Delta p} \tag{17}$$

(vgl. (Gl.) 3.1) folgt.

Es ergeben sich bei Anwenden der Einheiten

$\dot{m}$	kg/h	durchfließender Massenstrom
p_1	kp/cm²	Vordruck (absolut)
p_2	kp/cm²	Nachdruck (absolut)
Δp	kp/cm²	$p_1 - p_2$
ϱ	kg/m³	Dichte
v_1	m³/kg	spezifisches Volumen vor dem Ventil
v_2	m³/kg	spezifisches Volumen nach dem Ventil

die Größengleichungen für

Flüssigkeiten

$$\dot{m} = k_v \cdot 31{,}6 \cdot \sqrt{\varrho \cdot \Delta p} \tag{18}$$

Gase bei unterkritischem Druckgefälle

$$\varrho = \frac{p}{T} \cdot \frac{\varrho_N \cdot T_N}{p_N}, \tag{19}$$

wobei der Index „N" auf den Normzustand ($p_N = 1{,}033$ kp/cm², $T_N = 273$ K) des Gases hinweist, ergibt sich Gl. (17) zu

$$\dot{m} = k_v \cdot 514 \cdot \sqrt{\frac{p_2 \cdot \varrho_N}{T} \cdot \Delta p}. \tag{20}$$

Wasserdampf bei unterkritischem Druckgefälle

$$\dot{m} = k_v \cdot 31{,}6 \cdot \sqrt{\frac{\Delta p}{v_2}}. \tag{21}$$

Für Sattdampf kann vereinfacht auf Grund des mit Bild 3 ermittelten Zusammenhangs

$$\varrho'' = 0{,}5 \cdot p, \tag{22}$$

wobei

ϱ''	kg/m³	Dichte des trocken gesättigten Dampfes
p	kp/cm²	Dampfdruck (absolut)

bedeuten, geschrieben werden

$$\dot{m} = k_v \cdot 22{,}4 \cdot \sqrt{\Delta p \cdot p_2}. \tag{23}$$

Gase bei überkritischem Druckgefälle

Aus Gl. (3.2) folgt mit Gl. (19) und der Identitätsbetrachtung zwischen Gl. (3.1) und Gl. (18)

$$A \cdot \alpha \cdot \sqrt{2} \triangleq k_v \cdot 31{,}6 \tag{24}$$

sowie dem Maximalwert der Ausflußfunktion $\psi_{max} \approx 0{,}5$

$$\dot{m} = 257 \cdot k_v \cdot p_1 \cdot \sqrt{\frac{\varrho_N}{T}}. \tag{25}$$

Wasserdampf bei überkritischem Druckgefälle

Mit $\psi_{max} \approx 0{,}5$ und Gl. (24) nimmt Gl. (3.2) die Form

$$\dot{m} = 15{,}8 \cdot k_v \cdot \sqrt{\frac{p_1}{v_1}} \tag{26}$$

an.

Für Sattdampf kann mit Gl. (22)

$$\dot{m} = 11{,}2 \cdot k_v \cdot p_1 \tag{27}$$

geschrieben werden.

Anmerkung

Die in der Regelungstechnik übliche Verwendung der hydrodynamischen Gleichung für Gase und Dämpfe im unterkritischen Bereich führt natürlich zu einem Fehler. Die praktischen Abweichungen sind jedoch gering. Vergleicht man die Ergebnisse der Gl. (3.1) mit Gl. (3.2), so ergibt sich

$$\mu = \sqrt{\frac{\varrho\,(p_1 - p_2)}{p_1 \cdot \varrho_1}} \cdot \frac{1}{\psi}. \tag{28}$$

Setzt man bei der hydrodynamischen Betrachtungsweise die Dichte für den Nachdruck und die Eintrittstemperatur ein, so kann man für das ideale Gas schreiben

$$\mu = \sqrt{\frac{p_2}{p_1}\left(1 - \frac{p_2}{p_1}\right)} \frac{1}{\psi} \tag{29}$$

Somit ergeben sich bei dem kritischen Druckgefälle

$\varkappa = 1{,}4$ $\quad\mu = 1{,}03$

$\varkappa = 1{,}135$ $\quad\mu = 1{,}10$.

Eine graphische Darstellung der Durchströmmengen (Gl. (18) bis (27)) wird in Bild 4 gezeigt, so daß die manuelle Rechnung entfällt.

Nach Aussagen der Hersteller von Druckminderern (Magdeburger Armaturenwerke) haben die Spindeln eine Hubbegrenzung, so daß auch im Falle des Membranbruchs nur der k_{vs}-Wert als Maximum anzusetzen ist.

Beispiele

1. Welche Wassermenge kann ein Druckminderer ($k_{vs} = 2$) bei einer Druckdifferenz von $\Delta p = 15$ kp/cm² und der Dichte $\varrho = 1000$ kg/m³ maximal durchlassen?

   Nach Gl. (18) gilt:

   $\dot{m} = 2 \cdot 31{,}6 \cdot \sqrt{1000 \cdot 15} = 7750$ kg/h.

2. Welche Luftmenge kann einen Druckminderer ($k_{vs} = 2$) bei einem Vordruck von $p_1 = 31$ kp/cm² abs. und einem Nachdruck von $p_2 = 10$ kp/cm² abs., bei einer Temperatur $t = 30$ °C, maximal durchströmen?

   Nach Gl. (25) oder Bild 4 gilt für überkritisches Druckgefälle

   $$\dot{m} = 257 \cdot 2 \cdot 31 \cdot \sqrt{\frac{1{,}29}{303}} = 1040 \text{ kg/h}.$$

(Wird fortgesetzt)