Statische Druckhaltung mit geschlossenem Ausdehnungsgefäß

Dr. sc. techn. B. GLÜCK, VEB Kombinat Technische Gebäudeausrüstung — Institut —

(Fortsetzung von Heft 9/76)

2.3. *Maximal kondensierende Dampfmenge*

Die Wärmeabgabe eines dampfbeaufschlagten Ausdehnungsgefäßes kann exakt nur mit sehr großem Aufwand nach genauer Kenntnis dessen Geometrie errechnet werden. Es ist aber ausreichend, den maximalen Wärmeverlust abzuschätzen. Aus einer Wärmebilanz kann die maximal kondensierende Dampfmenge

$$\dot{m}_D = \frac{k(\delta) \cdot A \cdot [t_D(p_D) - t_u]}{r(p_D)} \qquad (8)$$

mit

- $k(\delta)$ Wärmedurchgangskoeffizient in Funktion der Dämmdicke
- A Behälteroberfläche
- t_D Dampftemperatur in Funktion des Dampfdruckes p_D
- t_u Temperatur der Umgebung
- r Verdampfungswärme in Funktion des Dampfdruckes p_D

berechnet werden.

Die Auswertung von Gl. (8) ist im Bild 7 gegeben. Dabei sollte der Einfachheit halber für A die Behälteroberfläche eingesetzt werden. Dieser Wert ist ein theoretisches Maximum, das nur bei Behältervollfüllung mit Dampf erreicht würde.

2.4. *Maximal zulässige Druckschwankungen*

Bei geschlossenen Anlagen ist es für die Druckverteilung nicht von grundsätzlicher Bedeutung, ob sich die Pumpe im Vor- oder Rücklauf befindet, sondern ob die Leitung zum Ausdehnungsgefäß vor oder nach der Pumpe einbindet. Einen Überblick geben die folgenden Druckschaubilder (Bild 8). Ausgehend vom geodätischen Höhenverlauf und vom hydraulischen Druckverlauf kann der Gesamt-Druckverlauf aufgezeichnet werden. Die Lage der Abszisse (Druck-Nullpunkt) ist jedoch erst nach weiteren Überlegungen zu fixieren:

1. Es darf an keiner Stelle des Netzes Unterdruck oder Ausdampfen auftreten oder ein höherer Druck als der Konzessionsdruck vorliegen.
2. Die Temperatur- und die Druckregelung sind mit Toleranzen behaftet, die Sicherheitszuschläge bezüglich des Druckes bedingen.

Bei Heißwassererzeugern mit direkter Beheizung fordern die Hersteller bezüglich der Temperaturregelung Toleranzen von 10 bis 30 K. Für die regelungsgünstigere indirekte Beheizung (Umformerbetrieb) werden 5 K als ausreichend erachtet. Letzteres führt zu einem erforderlichen Druckzuschlag Δp_t, der in Tabelle 3 in Abhängigkeit der maximalen Betriebstemperatur angegeben wird. Bezüglich fehlerhafter Druckregelungen sollte man mindestens $\Delta p_p = 0{,}2$ kp/cm² wählen.

Des weiteren wird vorgeschlagen, den Gesamt-Sicherheitszuschlag $\Delta p_s = \Delta p_t + \Delta p_p \geqq 0{,}5$ kp/cm² zu setzen.

In Zusammenfassung der 1. und 2. Bedingung werden zum aufgezeichneten Gesamt-Druckverlauf folgende Gesamt-Zuschläge Δp_G formuliert:

1. Der minimale Systemdruck muß bei Leitungen mit einer
   - Wassertemperatur unter 100 °C um $\Delta p_G' = 0{,}5$ kp/cm²
   - Wassertemperatur über 100 °C um $\Delta p_G'$ (Werte nach Tabelle 4)

   über dem Atmosphärendruck liegen.
2. Der maximale Systemdruck sollte um $\Delta p_G'' = 0{,}5$ kp/cm² unter dem Konzessionsdruck der Anlage liegen.

Mit Kenntnis von $\Delta p_G'$ kann, vom minimalen Systemdruck ausgehend, die Abszisse (≡ Druck-Nullpunkt ≡ Atmosphärendruck) eingezeichnet werden. Anschließend wird vom Konzessionsdruck der Anlage aus unter Abzug von $\Delta p_G''$ der max. Systemdruck markiert.

Tabelle 3

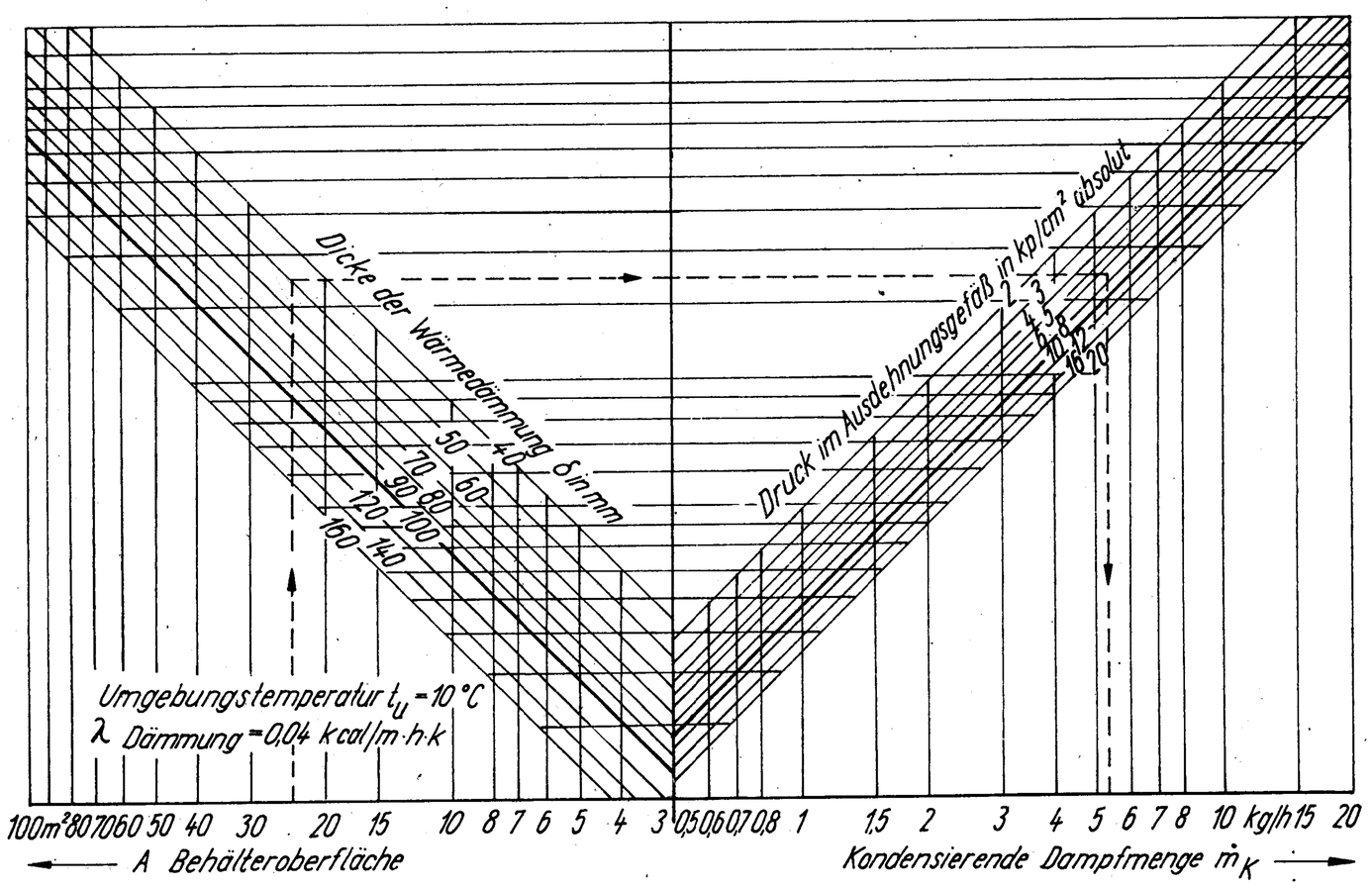
°C	100	110	120	130	140	150	160	170	180	190	200
Δp_t kp/cm²	0,20	0,26	0,34	0,44	0,55	0,69	0,84	1,03	1,23	1,47	1,73

Tabelle 4

t °C	100	110	120	130	140	150	160	170	180	190	200
$\Delta p_G'$ kp/cm²	0,50	0,92	1,57	2,39	3,44	4,74	6,35	8,30	10,66	13,47	16,79

Zwischen minimalem und maximalem Systemdruck kann die mögliche Verschiebung des Druckschaubildes entwickelt werden.

Dabei ist besonders zu beachten, daß der Ruhedruckverlauf stets außerhalb des Betriebsdruckverlaufes liegt und somit ein Begrenzungskriterium darstellt. Die Verschiebung — wie



7

im Fall A und D dargestellt — entspricht in Wirklichkeit einer Druckschwankung im Ausdehnungsgefäß zwischen $p_{A,\min}$ und $p_{A,\max}$. In Fall B und C wurde die Besonderheit, daß das Druckschaubild die Begrenzungen tangiert, gezeigt. Eine Verschiebung ist somit unmöglich, d. h. die Volumenkompensation mittels eines Ausdehnungsgefäßes mit Stickstoffpolster ist nicht durchführbar — es müßte unendlich groß sein. Bei Dampfauflastung und Einsatz genauer Regelarmaturen ist dagegen eine statische Druckhaltung realisierbar. Die praktischen Druckschaubilder sind bedeutend komplizierter und nicht so eindeutig in der Aussage bezüglich der Schaltungsmöglichkeit. Ein Auswahlkriterium ist der Quotient

$$\pi = \frac{p_{A,\min} + 1}{p_{A,\max} + 1} \tag{9}$$

mit p_A den Überdrücken im Ausdehnungsgefäß in kp/cm² ü. Das kleinste Ausdehnungsgefäß erhält man stets dann, wenn π seinen kleinsten Wert annimmt.

2.5. *Praktische Auslegung*

Variante S I

Das erforderliche Volumen des Ausdehnungsgefäßes errechnet sich zu

$$V_{AG} = \frac{\Delta V}{1-\pi} + V_R, \tag{10}$$

wobei V_R ein Wasserrestvolumen darstellt, das nicht unterschritten werden soll. Die Größe ist konstruktiv bedingt, z. B. durch den Anschluß des wasserseitigen Sicherheitsventils, daß der Deckel des Mannloches stets unterhalb des Wasserspiegels liegt usw. In der Regel steht dieses Volumen in einem bestimmten Verhältnis zur Behältergröße. So wird mit

$$\varphi_{AG} = \frac{V_R}{V_{AG}} \approx 0{,}2 \tag{11}$$

$$V_{AG} = \frac{\Delta V}{1-\pi} \cdot \frac{1}{1-\varphi_{AG}} \approx 1{,}25 \cdot \frac{\Delta V}{1-\pi}. \tag{12}$$

Der Mindest-Wasserstand liegt bei einem Volumen von $V_{\min} = V_R$ und der Höchst-Wasserstand bei $V_{\max} = V_R + \Delta V$.

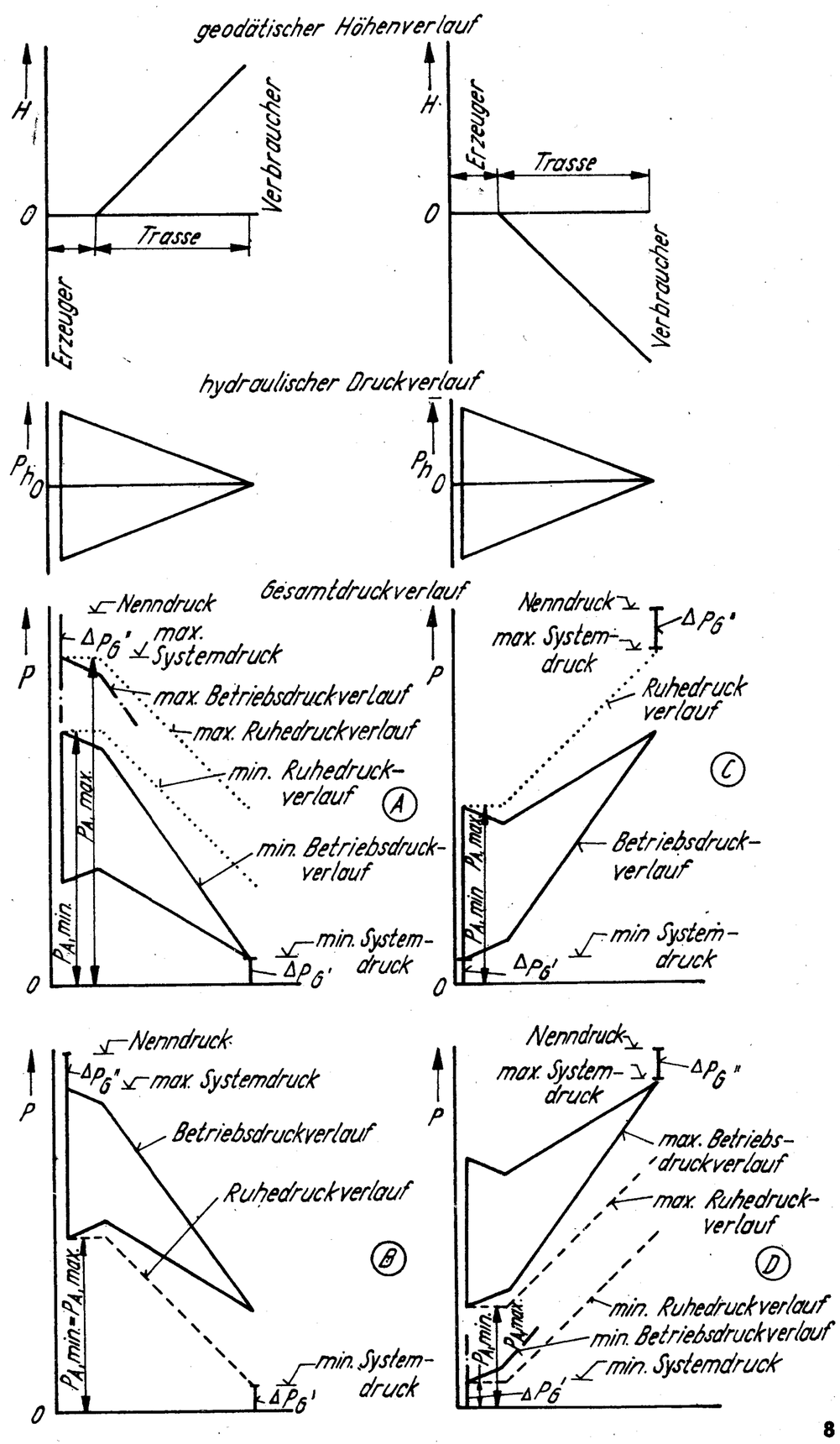
Variante S II

Bei der Auslegung des Ausdehnungsgefäßes muß zunächst betrachtet werden, ob mit dem Ausfall der Antriebsenergie für die Füllpumpen zu rechnen ist und welche Zeitspanne für den Ausfall veranschlagt wird. Diese Zeitspanne kann vom Betreiber auch für die Wasserfüllung mittels Handpumpe aus dem Füllgefäß oder direkter Füllung aus dem Trinkwassernetz über eine Schlauchverbindung bestimmt werden. Im Interesse einer wirtschaftlichen Bemessung sollte diese Zeitdauer so klein wie technisch unbedingt notwendig sein. Das maximale Zuspeisevolumen ΔV_τ bei vorausgegangenem Vollastfall errechnet sich nach Gl. (4) und Tabelle 2. Zur exakten Bestimmung des Nutzspeichervolumens $\Delta V'$ (Bild 2) müssen noch die dynamischen Bewegungen zwischen Zuspeisestrom an das System $\dot{V}_{Zu}$, dem Förderstrom der Füllpumpe $\dot{V}_P$ und die maximal zulässige Schalthäufigkeit n_p, sowie zwischen Abspeisestrom aus dem System $\dot{V}_{Ab}$, dem Ausfluß über das Magnetventil $\dot{V}_M$ und dessen maximal zulässige Schalthäufigkeit n_M, betrachtet werden. Es ergeben sich

$$\Delta V_1 = \frac{\dot{V}_M}{4 \cdot n_M}; \quad \Delta V_2 = \frac{\dot{V}_P}{4 \cdot n_p}. \tag{13}$$

Die Betriebsbedingungen bei der automatischen Rückspeisung (Wasserspiegel III–IV) und bei der handbetätigten Förderung (Wasserspiegel V–II) sind analog, so daß hierfür ebenfalls ΔV_2 angesetzt werden kann.

Sind die zulässigen Schalthäufigkeiten sehr groß, so muß $\Delta V_{1,2}$ oft aus konstruktiven Gründen bedeutend größer als errechnet gewählt werden, so daß nicht bereits Wellenbewegungen an der Wasseroberfläche zum Ansprechen der Zweipunkt-Regelung führen.



Endgültig wird das Nutzvolumen im Ausdehnungsgefäß

$$\Delta V' \geqq \sum_i \left[\varepsilon^+ \cdot \dot{Q}^+ \cdot \int_0^\tau \frac{\varepsilon \cdot \dot{Q}}{\varepsilon^+ \cdot \dot{Q}^+} \cdot d\tau \right]_i + \Delta V_1 + \Delta V_2 \tag{14}$$

und im Füllgefäß

$$\Delta V'' = \Delta V - \Delta V' + \Delta V_1. \tag{15}$$

Der letzte Summand wurde hinzugefügt, da dieses Volumen sowohl im geschlossenen Gefäß verbleibt, bei Erreichen des Wasserstandes I jedoch auch ins Füllgefäß abfließen kann. Ist nicht mit Elektroenergieausfall zu rechnen, dann kann in Gl. (14) $\Delta V_\tau = 0$ gesetzt werden.

Die Behältervolumina betragen für das Ausdehnungsgefäß

$$V_{AG} = \frac{\Delta V'}{1-\pi} \cdot \frac{1}{1-\varphi_{AG}} \tag{16}$$

Füllgefäß

$$V_{FG} = \frac{\Delta V''}{1-\varphi_{FG}}. \tag{17}$$

Als Anhaltswert hat es sich in der Praxis bewährt, $^2/_5$ des Ausdehnungsvolumens im Ausdehnungsgefäß und $^3/_5$ im Füllgefäß zu deponieren. Unter Beachtung von Gl. (11) und (15) ergeben sich für diesen Sonderfall

$$V_{AG} \approx 0{,}5 \cdot \frac{\Delta V}{1-\pi} \tag{16a}$$

$$V_{FG} \approx 0{,}8 \cdot \Delta V. \tag{17a}$$

Die Auslegung der Ab- und Zuspeiseeinrichtung muß für $\dot{V}_M \geq \dot{V}_{Ab}$ und $\dot{V}_P \geq \dot{V}_{Ab}$ erfolgen. Die wirklichen Volumenströme sollten aber nicht wesentlich größer sein, da sonst nach Gl. (14) $\Delta V'$ zunimmt.

Variante S III

Das Restgasvolumen darf einen Minimalwert nicht unterschreiten, da sonst die Schalthäufigkeit des Gasverdichters n_V überschritten wird. Die Ableitung ergibt

$$V_G = \frac{\dot{V}_V}{4 \cdot n_V} \cdot \frac{\pi}{1-\pi}, \tag{18}$$

wobei die Förderleistung des Verdichters $\dot{V}_V$ auf den Zustand im Ausdehnungsgefäß bezogen ist. Sie muß mindestens den nach Gl. (7a) berechenbaren Förderstrom aufweisen. Das Mindest-Volumen des Ausdehnungsgefäßes ergibt sich zu

$$V_{AG} = \left(\Delta V + \frac{\dot{V}_V}{4 \cdot n_V} \cdot \frac{\pi}{1-\pi}\right) \cdot \frac{1}{1-\varphi_{AG}}. \tag{19}$$

Der Inertgasspeicher muß das Nutzvolumen

$$V_{SP} = \Delta V \cdot \frac{p_{AG,max}+1}{p_{SP,max}+1} \cdot \frac{1}{1-\varphi_{SP}}, \tag{20}$$

mit $p_{AG,max}$, dem maximalen Überdruck im Ausdehnungsgefäß (Sicherheit) und $p_{Sp,max}$, dem Überdruck im Speicher in kp/cm² ü aufweisen. Die Reduziereinrichtung hat den Zustrom von maximal $\dot{V}_{Ab}$ — bezogen auf $p_{AG,min}$ — bei minimalem Speichervordruck zu gewährleisten. Die Schaltung bietet den Vorteil, daß bei Stromausfall und Netzkontraktion die Nachspeisung ohne Hilfsenergie erfolgt.

Variante S IV

Da diese Variante eine Kombination der Varianten S II und S III darstellt, können die dort abgeleiteten Ergebnisse übernommen werden. Es gelten die Gl. (13) bis (15) und (18) bis (20), wobei in den letzten beiden Gleichungen ΔV durch $\Delta V'$ ersetzt werden muß.

Die Schaltkontakte sind druck- und wasserstandseitig so zu legen, daß keine Überschneidungen zwischen z. B. Gasrückverdichtung und anschließender Wasserströmung usw. vorkommen. Dies wird mit Sicherheit vermieden, wenn die mögliche Volumenänderung $\overline{\Delta V}$ bei der Druckschwankung von p_{min} nach p_{max} größer ist als ΔV_1 bzw. ΔV_2 — die Volumina zwischen den Schaltkontakten. Die Aussage wird im Füllvolumen — Druck-Schaubild des Ausdehnungsgefäßes deutlich (Bild 9).

Bei Fall A erfolgt von 0 aus eine Volumenzunahme infolge Volumenexpansion im System, bis der maximale Wasserstand an der Stelle 1 erreicht ist. Das Magnetventil öffnet, und die Kurve a wird in entgegengesetzter Richtung von 1 nach 0 durchlaufen, ohne daß eine Inertgasbewegung stattfindet. Der Betriebsfall b führt zunächst zu einer Volumenzunahme von 2 nach 3, einer Gas-Rückförderung von 3 nach 4 und anschließender Volumenzunahme nach 5. Der maximale Wasserstand löst die Abströmung über das Magnetventil von 5 nach 4 und von dort unter gleichzeitiger Gas-Rückströmung aus dem Speicher von 4 nach 0 aus. Alle weiteren Wasserabspeisungen erfolgen nach dieser einmaligen Selbstregulierung längs der eingangs beschriebenen Kurve a.

Grundlegend anders verläuft Fall B. Geht man idealerweise gleich von 0 aus, so verläuft von 1 bis 2 die Gas-Rückverdichtung. Die weitere Volumenzunahme führt bei 3 zur Öffnung des Magnetventils und Wasserabströmung bis 0, wobei von 2 bis 0 noch zusätzlich Gas nachströmt. Diese unökonomische laufende Gas-Rückverdichtung und Entspannung entsteht, da $\overline{\Delta V} < \Delta V_1$ gilt.

Die analoge Beschreibung kann bei der Volumenkontraktion erfolgen. Das charakteristische $\overline{\Delta V}$ ist vom Wasserstand abhängig. Somit gilt

$$\overline{\Delta V_1} = V_G \cdot \frac{1-\pi}{\pi} > \Delta V_1$$

$$\overline{\Delta V_2} = (V_G + \Delta V_1) \cdot \frac{1-\pi}{\pi} > \Delta V_2 \qquad \text{(Handsteuerung)}$$

$$\overline{\Delta V_2}' = (V_G + \Delta V' - \Delta V_2) \cdot \frac{1-\pi}{\pi} > \Delta V_2 \text{ (Automatik)};$$

Zur Vereinfachung wird jedoch allgemeingültig

$$\overline{\Delta V} = V_G \cdot \frac{1-\pi}{\pi} > \Delta V_1; \Delta V_2 \tag{21}$$

vorgeschlagen, wodurch man stets auf der „sicheren" Seite liegt. Die Wasser-Zu- und -abströmung sollte für $\dot{V}_M \geqq \dot{V}_{Ab}$ und $\dot{V}_P \geqq \dot{V}_{Ab}$ sowie die Gas-Zu- und -abströmung für $\dot{V}_D \geqq \dot{V}_{Ab} + \dot{V}_M$ und $\dot{V}_V \geqq \dot{V}_{Ab} + \dot{V}_P$ ausgelegt werden.

Variante D I

Die Bemessung des Ausdehnungsgefäßes ist sehr einfach. Das Volumen errechnet sich nach

$$V_{AG} = \Delta V + V_R + V_D, \tag{22}$$

wobei V_R wiederum das Restwasservolumen (wie bei S I) und V_D das Mindest-Dampfvolumen darstellen. Letzteres ist ebenfalls konstruktiv zu wählen; es hat lediglich zu verhindern, daß Wasser in die Dampfzuführungsleitung läuft. Setzt man

$$\varphi_{AG} = \frac{V_R + V_D}{V_{AG}} \approx 0{,}20 + 0{,}05 = 0{,}25, \tag{23}$$

so berechnet sich das Behältervolumen zu

$$V_{AG} = \frac{\Delta V}{1-\varphi_{AG}} \approx 1{,}33 \cdot \Delta V. \tag{24}$$

Im weiteren sind noch die Dampf-Zu- und -abspeiseeinrichtungen zu bemessen. Grundlage dafür sind die maximal fluktuierenden Massenströme des Dampfes. Ausgehend von den Berechnungen und Festlegungen im Punkt 2.2. wird nach Gl. (7a) sowohl bei der maximalen Volumenexpansion als auch bei der maximalen Volumenkontraktion mit $\dot{V}_{Ab}$ gerechnet.

Damit ergibt sich der maximale Dampfverbrauch zu

$$\dot{m}_D = \frac{\dot{V}_{Ab}}{v\,(p_{min})} + \dot{m}_K \tag{25}$$

und die maximale Dampfabspeisung zu

$$\dot{m}_D^* = \frac{\dot{V}_{Ab}}{v\,(p_{max})}, \tag{26}$$

darin bedeuten

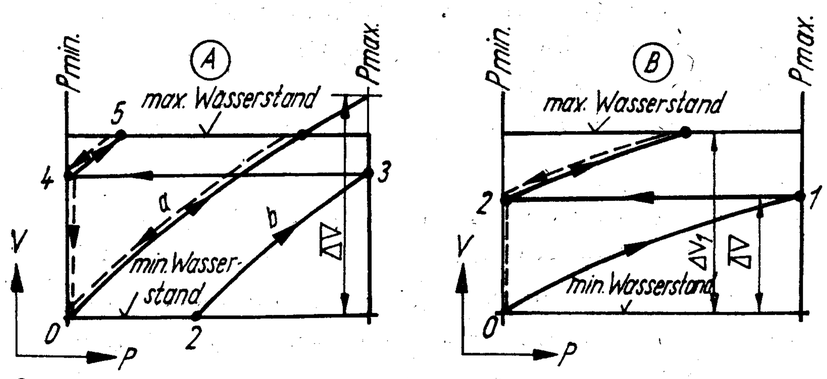
$\dot{m}_K$ — maximal kondensierende Dampfmenge nach Bild 7

v — spezifisches Dampfvolumen bei minimalem bzw. maximalem Druck im Ausdehnungsgefäß.

Für das spezifische Dampfvolumen wird in Gl. (25) das Sattdampfvolumen eingesetzt, da eine eventuelle Dampfüberhitzung nach Eintritt in das Ausdehnungsgefäß mit Sicherheit zusammenbricht.

Das spezifische Dampfvolumen $v\,(p_{max})$ für die Auswertung der Gl. (26) ist bei vertretbarem Aufwand nicht vorausberechenbar. Bei plötzlicher Verdichtung könnte man eine isotrope Zustandsänderung annehmen, die im überhitzten Gebiet endet. Verläuft dagegen die Drucksteigerung langsam, so wird der Dampf infolge des Behälter-Wärmeverlustes die Überhitzung verlieren und eventuell teilweise kondensieren (polytrope Zustandsänderung). Bei großem Wärmeverlust des Behälters und geringer Komprimierung des Dampfes durch langsames Aufheizen des Netzes wird somit das Sicherheitsventil überhaupt nicht ansprechen, lediglich geht die Dampfzuspeisung zurück. Für die Berechnung wird deshalb einfachheitshalber das spezifische Dampfvolumen gleich dem Sattdampfvolumen gesetzt.

Im Interesse einer einfachen Handhabung stellen die Gl. (25) und (26) gegenüber der Wirklichkeit Abstraktionen dar. So ist in Gl. (25) $\dot{V}_{Ab}$ um den Faktor n größer als der real erfor-



9

derliche Zuspeisestrom, dafür bleiben allerdings auch eventuell auftretende Leckverluste unberücksichtigt. Des weiteren wird $\dot{m}_K$ für Behältervollfüllung mit Dampf errechnet, was wiederum nicht gleichzeitig mit der maximalen Volumenänderungsgeschwindigkeit $\dot{V}_{Ab}$ zusammenfällt. Bei Gl. (26) müßten die Leckverluste und die kondensierende Dampfmenge subtrahiert werden. Da letztere nicht identisch mit dem maximalen Massenstrom $\dot{m}_K$ ist und genaue Aussagen über die Leckverluste nicht bekannt sind, sind diese Werte in erster Näherung vernachlässigbar. Effektiv ist $\dot{V}_{Ab}$ somit kleiner als in Rechnung gestellt, so daß man in jedem Fall auf der sicheren Seite liegt. Die vereinfachten Berechnungen nach Gl. (25) und (26) bedeuten nicht etwa erhöhten Dampfverbrauch und damit unökonomischen Betrieb. Die Dampfmengenströme stellen sich selbstregelnd entsprechend der realen Gegebenheiten ein. Die Vereinfachungen führen lediglich zu einer eventuell geringfügigen Überdimensionierung des Druckminderers 9 und des Sicherheitsventils 10.

3. Anwendungen

Beispiel 1

Ein Heiznetz für die Versorgung eines komplexen Wohngebietes soll die Druckauflastung und Volumenkompensation durch ein geschlossenes Ausdehnungs- und Füllgefäß (Variante S II) erfahren. Das Netz ist für die Vollastwerte 110 °C/70 °C ausgelegt und versorgt die Gebäudesysteme über einen direkten Anschluß. Die Füllvolumina, die Wärmeabgaben im Vollastzustand sowie die zugehörigen mittleren Temperaturen zwischen Vor- und Rücklauf sind nachfolgend zusammengestellt:

Fernleitung: gedämmte Rohre NW 65...250
$V = 60\ m^3$; $\dot{Q}^+ = 160\ 000$ kcal/h; $t = 90$ °C
Gebäudeanlage: gedämmte Rohre NW 40...100
$V = 17{,}4\ m^3$; $\dot{Q}^+ = 86\ 000$ kcal/h; $t = 90$ °C
nackte Rohre NW 10...32
$V = 8\ m^3$; $\dot{Q}^+ = 960\ 000$ kcal/h; $t = 90$ °C
Plattenheizkörper
$V = 29{,}6\ m^3$; $\dot{Q}^+ = 9500\ 000$ kcal/h; $t = 90$ °C

Die Umgebungstemperatur beträgt $t_u = 20$ °C. Die Nachrechnung der Druckverläufe ergab eine zulässige Druckschwankung im Ausdehnungsgefäß zwischen $p_{min} = 5{,}8$ kp/cm² ü und $p_{max} = 8$ kp/cm² ü. Nach Einschätzung des Betreibers ist mit Ausfall der Elektroenergie zu rechnen. Die Mindest-Füllung im Ausdehnungsgefäß soll deshalb die maximale Volumenkontraktion 30 Minuten lang kompensieren können. Des weiteren ist für die Schalthäufigkeit der Pumpe $n_p = 6 \cdot h^{-1}$ und für das Magnetventil $n_M = 10\ h^{-1}$ anzunehmen.

Maximale Volumenänderung

Nach Gl. (2) folgt unter Berücksichtigung einer geringfügigen Überheizung mit den Werten der Tabelle 1

$$\Delta V = 115 \cdot 0{,}04\ m^3 = 4{,}6\ m^3.$$

Die maximale Volumenänderung während der ersten 30 Minuten wird nach Gl. (4) ermittelt. Die ε-Werte sind Tabelle 3 [1] und die Werte für die Integrale der Tabelle 2 zu entnehmen. In diesem Beispiel werden die gedämmten Leitungen zusammengefaßt und die entsprechenden Maximalwerte verwendet

$$\Delta V_\tau = (0{,}66 \cdot 10^{-6} \cdot 246\ 000 \cdot 0{,}5 + 0{,}48 \cdot 10^{-6} \cdot 960\ 000 \cdot 0{,}279 + 0{,}45 \cdot 10^{-6} \cdot 9\ 500\ 000 \cdot 0{,}190)\ m^3 = 1{,}02\ m^3.$$

Maximale Volumenänderungsgeschwindigkeit

Nach Gl. (7a) und Tabelle 1 [1] folgt

$$\dot{V}_{Ab} = \frac{1}{1} \cdot 0{,}719 \cdot 10^{-6} \cdot 10{,}71 \cdot 10^6 \cdot 1{,}3\ m^3/h = 10\ m^3/h.$$

Maximal zulässige Druckschwankung

Nach Gl. (9) gilt

$$\pi = \frac{5{,}8 + 1}{8 + 1} = 0{,}756.$$

Praktische Auslegung

Die Bemessung der Abspeiseeinrichtung (Rohrleitung–Ausdehnungsgefäß–Magnetventil–Füllgefäß) ergibt bei Maximaldruck einen Volumenstrom $\dot{V}_M = 15\ m^3/h$. Die praktische Auslegung der Zuspeiseeinrichtung (Rohrleitung–Füllgefäß–Pumpe–Ausdehnungsgefäß) garantiert bei minimalem Druck $\dot{V}_P = 12\ m^3/h$. Damit können die Mindestvolumina nach Gl. (13)

$$\Delta V_1 = \frac{15}{4 \cdot 10}\ m^3 = 0{,}375\ m^3, \text{ gewählt } 0{,}4\ m^3$$

$$\Delta V_2 = \frac{12}{4 \cdot 6}\ m^3 = 0{,}5\ m^3,$$

das Nutzvolumen im Ausdehnungsgefäß nach Gl. (14)

$$\Delta V' = (1 + 0{,}4 + 0{,}5)\ m^3 = 1{,}9\ m^3$$

und das des Füllgefäßes nach Gl. (15)

$$\Delta V'' = (4{,}6 - 1{,}9 + 0{,}4)\ m^3 = 3{,}1\ m^3$$

bestimmt werden. Bei Annahme einer 20%igen Wasserrestfüllung ergeben sich die Behältervolumina nach Gl. (16) und (17) zu

$$V_{AG} = \frac{1{,}9}{1-0{,}756} \cdot \frac{1}{1-0{,}2}\ m^3 = 9{,}7\ m^3, \text{ gewählt } 10\ m^3$$

$$V_{FG} = \frac{3{,}1}{1-0{,}2}\ m^3 = 3{,}9\ m^3, \text{ gewählt } 4\ m^3.$$

Die Berechnungen mit den Überschlagwerten Gl. (16a) und (17a) ergeben übrigens in diesem Fall die gleichen Typengefäße.

Abschließend sei noch ermittelt, von welcher maximalen Systemtemperatur an die alleinige Kompensation durch das Druckgefäß möglich ist. Die Umstellung Gl. (2) liefert

$$\Delta v = \frac{1{,}9}{115} = 0{,}0165\ m^3/t$$

und mit Bild 4 [1] erhält man etwa $t_m = 58$ °C.

Beispiel 2

Das im Beispiel 1 vorgestellte Wohngebiet soll auf die doppelte Größe erweitert werden. Aus Platzgründen ist die Druckhaltung weitestgehend zu belassen, es ist lediglich der Umbau auf Variante S IV vorgesehen. Druck- und Temperaturverhältnisse werden beibehalten, die Ausdehnungsmengen und Volumenströme verdoppeln sich. Die Schalthäufigkeit des Verdichters soll $8\ h^{-1}$ nicht übersteigen. Des weiteren konnte durch eine veränderte elektrische Schaltung, die zu einem stets wechselnden Pumpeneinsatz führt, die zulässige Schalthäufigkeit verdoppelt werden $n_P = 12 \cdot h^{-1}$.

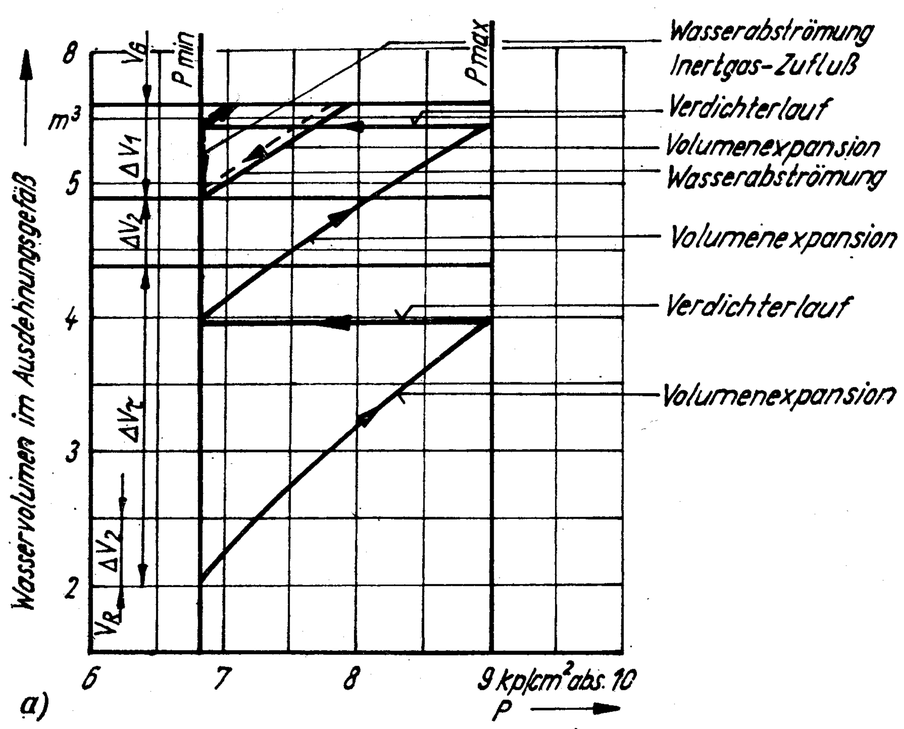
Maximale Volumenänderung: $\Delta V = 9{,}2\ m^3$
$\Delta V_\tau = 2{,}0\ m^3$

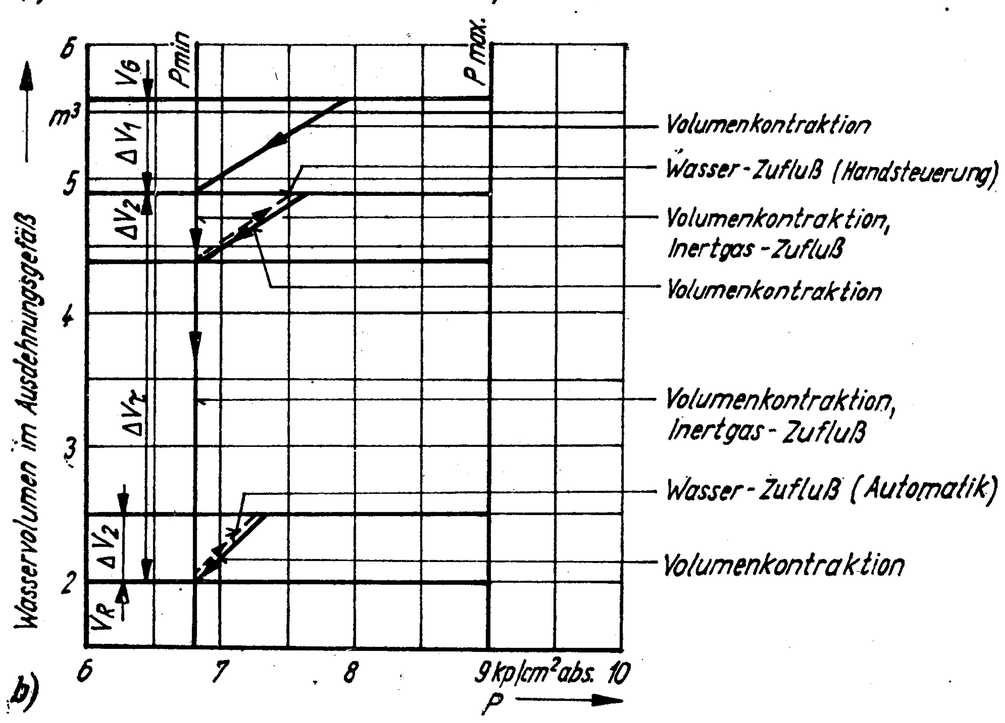
Maximale Volumenänderungsgeschwindigkeit: $\dot{V}_{Ab} = 20\ m^3/h$

maximal zulässige Druckschwankung: $\pi = 0{,}756$

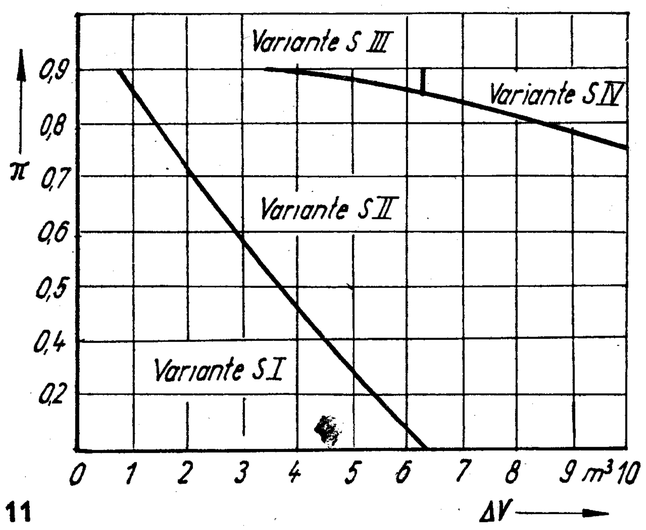
Praktische Auslegung

Die Ab- und Zuspeiseeinrichtungen wurden vergrößert, so daß $\dot{V}_M = 25\ m^3/h$ und $\dot{V}_P = 22\ m^3/h$ betragen.
Damit ergibt sich:





10



11

$$\Delta V_1 = \frac{25}{4 \cdot 10}\ \mathrm{m^3} = 0{,}625\ \mathrm{m^3}\ \text{gewählt}\ 0{,}7\ \mathrm{m^3}$$

$$\Delta V_2 = \frac{22}{4 \cdot 12}\ \mathrm{m^3} = 0{,}46\ \mathrm{m^3}\ \text{beibehalten}\ 0{,}5\ \mathrm{m^3}$$

$$\Delta V' = (2 + 0{,}7 + 0{,}5)\ \mathrm{m^3} = 3{,}2\ \mathrm{m^3}.$$

Die Auswahl des Verdichters erfolgte so, daß $\dot{V}_V = 45\ \mathrm{m^3/h} > \dot{V}_{Ab} + \dot{V}_P$ bei maximalem Druck im Ausdehnungsgefäß und maximalem Druck im Inertgasspeicher beträgt. Damit folgt nach Gl. (18) Mindest-Restgasvolumen

$$V_G = \frac{45}{4 \cdot 8} \cdot \frac{0{,}756}{1-0{,}756}\ \mathrm{m^3} = 4{,}4\ \mathrm{m^3} \rightarrow (\overline{\Delta V} = 1{,}4\ \mathrm{m^3}).$$

Addiert man die Teilvolumina

$$V_R + \Delta V' + V_G = 2 + 3{,}2 + 4{,}4\ \mathrm{m^3} = 9{,}6\ \mathrm{m^3} < 10\ \mathrm{m^3} = V_{AG},$$

so stellt man einen zusätzlichen Rest von 0,4 m³ fest. Dieses Volumen kann prinzipiell allen drei Positionen zugeschlagen werden. Bei Vergrößerung von V_G würde man die maximale Schalthäufigkeit des Verdichters n_V herabsetzen, bei Vergrößerung $\Delta V'$ verringert man bei Vergrößerung von ΔV_1 bzw. ΔV_2 die Schalthäufigkeit des Magnetventils bzw. der Pumpe, bei Vergrößerung von ΔV_τ die Reservekapazität bei Stromausfall. Gleichzeitig kann das Füllgefäß kleiner dimensioniert werden. Da in diesem Beispiel die Platzeinsparung dominiert, wird die Aufteilung

$$V_G = 4{,}4\ \mathrm{m^3},\ \Delta V_1 = 0{,}7\ \mathrm{m^3},\ \Delta V_2 = 0{,}5\ \mathrm{m^3},$$
$$\Delta V_\tau = 2{,}4\ \mathrm{m^3},\ V_R = 2\ \mathrm{m^3}$$

festgelegt. Das vorhandene Ausdehnungsgefäß (10 m³) kann also belassen werden. Die teilweise notwendige Veränderung der Wasserstand-Schaltkontakte kann konstruktiv einfach an einer Steuersäule, die mit dem Ausdehnungsgefäß kommunizierend verbunden ist, erfolgen, so daß nachträgliche Schweißungen am Druckbehälter entfallen. Das Füllgefäß muß vergrößert werden

$$V_{FG} = \frac{6{,}3}{1-0{,}2}\ \mathrm{m^3} = 7{,}9\ \mathrm{m^3},\ \text{gewählt}\ 8\ \mathrm{m^3}.$$

Nimmt man für den Inertgasspeicher einen zulässigen Überdruck von 16 kp/cm² ü an, so berechnet sich das Volumen nach Gl. (20) mit $\Delta V' = 3{,}6\ \mathrm{m^3}$

$$V_{Sp} = 3{,}6 \cdot \frac{8+1}{16+1} \cdot \frac{1}{1-0{,}2}\ \mathrm{m^3} = 2{,}4\ \mathrm{m^3}.$$

Die Reduzierstation für die Stickstoff-Rückspeisung muß bei minimalem Speicher- und Behälterdruck mindestens für $\dot{V}_D = 45\ \mathrm{m^3/h}$ ausgelegt werden.

Einen Überblick über die Volumen- und Druckänderungen im Ausdehnungsgefäß gibt Bild 10 (a — Volumenexpansion, b — Volumenkontraktion).

Beispiel 3

Die im Beispiel 1 und 2 zugrunde gelegten Heiznetze sollen bei gleichen Parametern dampfbeaufschlagte Ausdehnungsgefäße erhalten. Zur Verfügung steht Dampf mit einem Druck von $p_D = 11\ \mathrm{kp/cm^2}$ ü.

Praktische Auslegung

Die Volumina der Ausdehnungsgefäße berechnen sich nach Gl. (24) mit den Werten des

Beispiels 1

$$V_{AG} = 1{,}33 \cdot 4{,}6\ \mathrm{m^3} = 6{,}1\ \mathrm{m^3},\ \text{gewählt}\ 6{,}3\ \mathrm{m^3}$$

Beispiels 2

$$V_{AG} = 1{,}33 \cdot 9{,}2\ \mathrm{m^3} = 12{,}2\ \mathrm{m^3},\ \text{gewählt}\ 2 \times 6{,}3\ \mathrm{m^3}.$$

Diese Behälter haben eine Oberfläche von $A = 24\ \mathrm{m^2}$. Bei einer angenommenen Dämmdicke von $\delta = 50$ mm folgt aus Bild 7 eine Dampfmenge von

$$\dot{m}_K = 5{,}4\ \mathrm{kg/h}.$$

Mit dem im Beispiel 1 errechneten Wert $\dot{V}_{Ab} = 10\ \mathrm{m^3/h}$ und dem spezifischen Volumen $v = 0{,}2856\ \mathrm{m^3/kg}$ ($p = 6{,}8\ \mathrm{kp/cm^2}$ abs.) ergibt sich der maximale Dampfverbrauch nach Gl. (25) für

Beispiel 1

$$\dot{m}_D = \left(\frac{10}{0{,}2856} + 5{,}4\right)\ \mathrm{kg/h} = 40{,}4\ \mathrm{kg/h}$$

Beispiel 2

$$\dot{m}_D = 80{,}8\ \mathrm{kg/h}.$$

Es muß nochmal betont werden, daß dieser Wert ein absolutes Maximum darstellt. Bei dem sonst üblichen Betriebsfall dürfte der Dampfverbrauch weit unter 5,4 kg/h bzw. 10,8 kg/h liegen. Entsprechend der Erläuterung unter Punkt 1 — Variante D I — sollten zwei Regelventile mit jeweils der halben Maximalleistung ausgewählt werden.

Die maximale Dampfabspeisung errechnet sich nach Gl. (26). Im vorliegenden Fall gilt gemäß der Festlegung unter Punkt 2.5. — Variante D I — $v = 0{,}2189\ \mathrm{m^3/kg}$ ($p = 9\ \mathrm{kp/cm^2}$ abs.), so daß für

Beispiel 1

$$\dot{m}_D^* = \frac{10}{0{,}2189}\ \mathrm{kg/h} = 45{,}7\ \mathrm{kg/h}$$

Beispiel 2

$$\dot{m}_D^* = 91{,}4\ \mathrm{kg/h}$$

folgt.

Obwohl es sich um Maximalwerte handelt, sind diese doch recht klein. Sie zeigen deutlich, daß nur Sicherheitsventile mit geringen Sitzquerschnitten benötigt werden.

4. Wirtschaftliche Einsatzbereiche

Dem direkten Kostenvergleich sei eine verbale technische Beurteilung mit zum Teil imponderablem Charakter vorangestellt.

Vorteile der statischen Druckhaltung:

- wenig oder keine dynamisch beanspruchten Bauteile, wie Pumpen, Stellventile usw.
- unkomplizierte Bedienung und geringer Wartungsaufwand
- einfache Berechnung.

Nachteile der statischen Druckhaltung:

- große Druckbehälter
- Ruhedruck liegt außerhalb des Betriebsdruckverlaufes
- Druckverhältnisse $\pi \approx 1$ können mit stickstoffbelasteten Ausdehnungsgefäßen nicht realisiert werden
- der Einsatz dampfbeaufschlagter Ausdehnungsgefäße bedarf einer gesicherten Dampfschiene mit einem Dampfdruck, der gleich oder größer dem minimal zulässigen Druck im Ausdehnungsgefäß ist.

Vorteile der dynamischen Druckhaltung:

- der Ruhedruck und alle übrigen Betriebsdruckverläufe liegen innerhalb des Vollast-Betriebsdruckverlaufes, was den Aufbau ausgedehnter Netze bei großen Höhenunterschieden ermöglicht ($\pi = 1$)
- geringer Platzbedarf
- keine überwachungspflichtigen Ausdehnungsgefäße.

Nachteile der dynamischen Druckhaltung:

- der notwendigerweise ganzjährige, ununterbrochene Betrieb bedingt in der Regel ein zusätzliches Notstromaggregat
- begrenzte Standzeiten der dynamisch beanspruchten Bauteile
- relativ hohe Anforderungen an das Bedienungspersonal
- genauere Untersuchung bei der Projektierung bezüglich der Dynamik der Volumenschwankungen des Netzwassers.

Da die energetischen Betriebskosten bei den stickstoffbeaufschlagten Druckhaltevarianten (S I bis S IV) Null oder gegenüber den Jahresfestkosten vernachlässigbar klein (Größenordnung 20...100 M/a) sind, genügt es, die Investitionskosten auf der Grundlage der gültigen PAO zu ermitteln und gegenüberzustellen. Dabei werden folgende Bauteile berücksichtigt:

Behälter, Stickstoffanlage, Druckluftanlage, Füllpumpen, Flüssigkeitsstand-Regelung, Stickstoff-Rückverdichteranlage (einschließlich gasdichtem Verdichter, Reduzierstation, Druckbehälter und Armaturen). Zuzüglich wurden anteilige Bauwerkkosten angesetzt, allerdings nur für das unter Druck stehende Ausdehnungsgefäß, da dieses im allgemeinen die Gestaltung des Baukörpers maßgeblich bestimmt. Als Jahresfestkostensätze wurden für die Ausrüstung zehn Prozent und für den Baukörper sechs Prozent angenommen. Zusätzliche Bauwerkkosten für das drucklose Füllgefäß entstehen nicht, da erfahrungsgemäß diese kleinen Behälter in vorhandenen Kellerräumen untergebracht werden können.

Die erforderlichen Behältervolumina wurden nach Gl. (12), (16a) und (17a) berechnet, wobei jedoch nur Behälter mit maximal 10 m³ Inhalt als üblicherweise einsetzbar angenommen wurden. Die sich ergebenden wirtschaftlichen Einsatzbereiche sind im Bild 11 dargestellt.

Bei der dampfbeaufschlagten Variante (D I) müssen die Betriebskosten berücksichtigt werden. Diese sind aber in starkem Maße von der gewählten Behälterdämmung, dem Dampfpreis und der Betriebsweise des Netzes abhängig. Überschlägliche Berechnungen ergaben, daß bei Vorhandensein einer Dampfschiene die Variante D I den Varianten S I bis S IV fast durchweg kostenmäßig überlegen ist. Lediglich im Bereich $\pi < 0{,}5$ und $\Delta V > 6$ m³ kann Variante S II konkurrieren, und die Entscheidung bedarf eines speziellen Kostenvergleiches.

Noch wesentlich ungenauer ist die Kostenermittlung für die dynamische Druckhaltung, da die Betriebskosten einen sehr beachtlichen Anteil bilden und die Investitionskosten in außerordentlich großem Maße vom gewünschten Automatisierungsgrad abhängig sind. Eine Auswertung ergab Unterschiede in den jährlichen Kosten bis zu 100 Prozent. Bezogen auf den in Bild 11 dargestellten Bereich (Variante S I bis S IV) bedeutet dies, daß ohne Berücksichtigung eines evtl. erforderlichen Notstromaggregates einfachste, manuell bedien- und überwachbare Druckdiktieranlagen im gesamten Bereich wirtschaftlich sein können, während Anlagen mit vollautomatischer Fahrweise — analog der Schaltungen in Bild 1 [1] und 2 [1] — nur bei Druckverhältnissen $\pi > 0{,}9$ wirtschaftlich optimal sind. Diese letzte Aussage ist besonders vorteilhaft, da die dynamische Druckhaltung meistens auf Grund technischer Randbedingungen gewählt wird, d.h., wenn es sich um große Netze handelt und nur sehr geringe Druckschwankungen zugelassen sind und dieser Fall sich nunmehr auch als wirtschaftlich optimal erweist.

Bei der Kostengegenüberstellung zwischen der dynamischen Druckhaltung und der statischen Druckhaltung — Variante D I — erweist sich letztere als die wirtschaftlichere.

Zusammenfassend ist festzustellen, daß die Auswahl der Druckhalteeinrichtungen meist nach technischen Kriterien erfolgen muß. Jede der dargestellten Formen hat ihr begründetes Einsatzgebiet. Auf Grund der technischen Randbedingungen und der ökonomischen Ergebnisse ist die statische Druckhaltung derzeit die übliche Ausführungsart für kleine und mittlere Netze, während für große Fernheiznetze die dynamische Druckhaltung dominiert.

Literatur

[1] *Glück, B.:* Die Auslegung von Druckdiktieranlagen. *„Stadt- und Gebäudetechnik“*, H. 7, H. 9, H. 10/1973

[2] *Glück, B.:* Lastannahmen und Bemessungshinweise für Sicherheitsventile in der Heizungstechnik. *„Stadt- und Gebäudetechnik“*, H. 12/1974; H. 1/1975