

Die richtige Bemessung von Dampfrohrleitungen auf Grund der besten Wärme-Oekonomie

Autor(en): **Sachs, Alfred**

Objektyp: **Article**

Zeitschrift: **Schweizerische Bauzeitung**

Band (Jahr): **83/84 (1924)**

Heft 18

PDF erstellt am: **25.09.2024**

Persistenter Link: <https://doi.org/10.5169/seals-82782>

Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Inhalten der Zeitschriften. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern.

Die auf der Plattform e-periodica veröffentlichten Dokumente stehen für nicht-kommerzielle Zwecke in Lehre und Forschung sowie für die private Nutzung frei zur Verfügung. Einzelne Dateien oder Ausdrucke aus diesem Angebot können zusammen mit diesen Nutzungsbedingungen und den korrekten Herkunftsbezeichnungen weitergegeben werden.

Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. Die systematische Speicherung von Teilen des elektronischen Angebots auf anderen Servern bedarf ebenfalls des schriftlichen Einverständnisses der Rechteinhaber.

Haftungsausschluss

Alle Angaben erfolgen ohne Gewähr für Vollständigkeit oder Richtigkeit. Es wird keine Haftung übernommen für Schäden durch die Verwendung von Informationen aus diesem Online-Angebot oder durch das Fehlen von Informationen. Dies gilt auch für Inhalte Dritter, die über dieses Angebot zugänglich sind.

INHALT: Die richtige Bemessung von Dampfrohrlösungen auf Grund der besten Wärme-Oekonomie. — Ergänzende Bemerkungen zur Frage der durchgehenden Güterzugbremse. Die Kirchen des Saastales im Wallis. — Neue französische Instruktion zum Bau hoher Talsperren als Gewichtsmauern. — † Professor Dr. Ulrich Grubenmann. — Das projektierte Albigna-Wasserkraftwerk. — Zum Kapitel Ausfuhr elektrischer Energie und Wahrung schweizerischer Interessen. — Miscellanea: Ausfuhr elektrischer

Energie. Energieübertragung durch Flüssigkeitswellen. Zugzusammenstoss bei Bellinzona. Vom Stockensee-Projekt. Aluminium-Fonds Neuhausen. Eisenbahnfähre zwischen Zeebrügge und Harwich. Kontrollingenieur der Schweizer Bundesbahnen. — Korrespondenz. — Literatur. — Vereinsnachrichten: Section vaudoise de la S. I. A. Schweizerische Technische Stellenvermittlung. S. T. S

Band 83.

Nachdruck von Text oder Abbildungen ist nur auf Zustimmung der Redaktion und nur mit genauer Quellenangabe gestattet.

Nr. 18.

Die richtige Bemessung von Dampfrohrlösungen auf Grund der besten Wärme-Oekonomie.

Von Ing. Alfred Sachs, Zürich.

Den Dampfrohrlösungen als vermittelndes Bindeglied zwischen Dampferzeuger und Dampfverbrauchsstelle wird gewöhnlich vom Konstrukteur viel zu wenig Interesse entgegengebracht, sodass es oft vorkommt, dass durch deren unrichtige Bemessung in industriellen Werken viel Wärme unnütz verloren geht. Bei den heutigen, immer noch hohen Kohlenpreisen kann dieser Verlust an Wärme, der bei richtiger Dimensionierung der Dampfleitungen leicht vermieden werden kann, auf die Wirtschaftlichkeit der Gesamtlage immerhin einen gewissen Einfluss ausüben. Es kann z. B. sehr oft beobachtet werden, dass die Durchmesser der Rohrleitungen den Abmessungen der Kessel- und Turbinen-Anschlussflanschen angepasst werden. Da diese Anschlüsse meistens reichlich gross bemessen sind, werden auch die Dampfleitungen viel zu gross, was infolge der Strahlungsverluste der Rohroberfläche verhältnismässig hohen Wärmeverlusten ruft. Auch der gegenteilige Fall kann eintreten, und zwar insbesondere bei Anlagen, bei denen die Kessel- und Maschinenanlage nachträglich vergrössert wurde. In den zu kleinen Rohrleitungen tritt dann eine hohe Dampfgeschwindigkeit und infolgedessen am Ende der Leitung ein grosser Druckverlust auf. Auch dadurch ist die Wirtschaftlichkeit einer Anlage bezüglich Wärmeausnutzung unter Umständen sehr in Frage gestellt. Es ist deshalb von grosser Wichtigkeit, eine Dampfleitung derart zu dimensionieren, dass der Wärmeverlust ein Minimum wird. Dadurch, dass man die allgemein gebräuchlichen Werte für die Dampfgeschwindigkeit, wie 20 bis 30 m/sek bei Satttdampf und 30 bis 60 m/sek oder noch mehr für Heissdampf in die Rechnung einsetzt, kann man nicht mit Bestimmtheit erreichen, dass die so berechnete Rohrleitungsanlage wirklich auch ökonomisch ist.

Da bei einer bestimmten Dampftemperatur die durch Strahlung verloren gehende Wärmemenge mit dem Rohrdurchmesser wächst, der Spannungsabfall dagegen, gleichen Anfangsdruck vorausgesetzt, um so grösser wird, je kleiner die Leitung ist, muss es einen Durchmesser geben, bei dem die Summe aus Strahlungsverlust und Verlust infolge Druckabfall ein Minimum ist. Die rechnerische und graphische Bestimmung dieses günstigsten Durchmessers soll nun im folgenden dargelegt werden. — Es bedeute:

- t_1 die Temperatur des gesättigten Dampfes am Anfang der Dampfleitung in $^{\circ}\text{C}$,
- t_2 diese Temperatur am Ende der Leitung in $^{\circ}\text{C}$,
- p_1 der abs. Dampfdruck am Anfang der Leitung in at,
- p_2 dieser Druck am Ende der Leitung in at,
- $\lambda_1 = 606,5 + 0,305 t_1$ der Wärme-Inhalt des gesättigten Dampfes am Anfang der Dampfleitung in kcal,
- $\lambda_2 = 606,5 + 0,305 t_2$ der Wärmeinhalt des gesättigten Dampfes am Ende der Dampfleitung in kcal,
- Q die durch die Rohrleitung strömende Dampfmenge in kg/h,
- d, l Durchmesser und Länge der Dampfleitung in m,
- L die Länge der Dampfleitung in m, einschl. der Zuschläge für Krümmer, Ventile, Wasserabscheider, Schieber usw.,
- γ das spezifische Gewicht des Dampfes,
- v die Dampfgeschwindigkeit in m/sek.

Der Wärmeverlust $\Delta\lambda$ bezogen auf 1 kg Dampf, der infolge des Druckabfalles in der Leitung auftritt, ist:

$$\Delta\lambda = \lambda_1 - \lambda_2 = 0,305 (t_1 - t_2).$$

Bezeichnet man mit W_1 den Wärmeverlust infolge des Druckabfalles bezogen auf die Dampfmenge Q , so ist:

$$W_1 = Q \Delta\lambda = Q \cdot 0,305 (t_1 - t_2) \quad (1)$$

Für gesättigten Dampf besteht nach *Rusch*¹⁾ zwischen Druck und Temperatur die für praktische Rechnung genügend genaue Annäherungsformel: $t = 100 \sqrt[4]{p}$; durch Einsetzen dieses Wertes geht Gl. (1) über in:

$$W_1 = Q \cdot 0,305 \cdot 100 \left(\sqrt[4]{p_1} - \sqrt[4]{p_2} \right) \quad (2)$$

Zwischen p_1 und p_2 besteht nun die Beziehung:

$$p_1 - p_2 = \frac{10,5}{16^8} \gamma \frac{L}{d} v^2 \quad (3)$$

oder da

$$v = \frac{4Q}{3600 \pi \gamma d^2} \quad (3a)$$

$$p_1 - p_2 = \frac{10,5 \cdot 16 \cdot L Q^2}{16^8 \cdot 3600^2 \cdot \gamma \cdot \pi^2 \cdot d^5} = \frac{C_1}{d^5},$$

wobei

$$C_1 = \frac{1,3134 \cdot L Q^2}{10^{11} \cdot \gamma} \quad (4)$$

Setzt man in Gleichung (2) $p_2 = p_1 - \frac{C_1}{d^5}$ ein, so folgt:

$$W_1 = 30,5 Q \left[p_1^{1/4} - \left(p_1 - \frac{C_1}{d^5} \right)^{1/4} \right]$$

oder, nach dem Binomischen Lehrsatz aufgelöst

$$= 30,5 Q \left(\frac{C_1}{4 p_1^{3/4} \cdot d^5} + \frac{3}{32} \frac{C_1^2}{p_1^{7/4} \cdot d^{10}} + \frac{27}{384} \frac{C_1^3}{p_1^{11/4} \cdot d^{15}} + \dots \right) \quad (5)$$

Der Wärmeverlust durch Strahlung lässt sich nach *Stefan-Boltzmann* für die nackte, nicht isolierte Leitung ausdrücken durch die Beziehung

$$W_2 = F \cdot C_2$$

worin die Konstante C_2 beträgt:

$$C_2 = b (t_w - t_l) + C \left[\left(\frac{273 + t_w}{100} \right)^4 - \left(\frac{273 + t_l}{100} \right)^4 \right] \quad (6)$$

Darin bedeuten F die Oberfläche der nackten Leitung einschliesslich Flanschen usw. in m^2 , b der Durchgangskoeffizient = 4 bis 6, im Mittel rd. 5, t_w die Wandtemperatur an der Rohroberfläche, t_l die Lufttemperatur, $C = 4$.

Die Temperatur t_w ist nicht nur von der Dampftemperatur, sondern auch von der Dampfgeschwindigkeit abhängig. Die Uebergangsziffer zwischen Dampf und Rohrwand wächst mit der Dampfgeschwindigkeit. In nachstehender Tabelle sind die Rohrwandtemperaturen bei einer Dampfgeschwindigkeit von etwa 25 m/sek angegeben, unter der Voraussetzung, dass die Lufttemperatur 20°C betrage.

Dampftemperatur in $^{\circ}\text{Cels}$.	Temperaturgefälle in $^{\circ}\text{Cels}$.	Temperaturgefälle zwischen Dampf und Wandung $^{\circ}\text{C}$	Wandungs-temperatur t_w in $^{\circ}\text{Cels}$.
100	80	6	94
125	105	9	116
150	130	12	138
175	155	15	160
200	180	18	182
225	205	22	203
250	230	26	224
275	255	31	244
300	280	35	265
325	305	40	285
350	330	46	304
375	355	51	324
400	380	57	343

Die Oberfläche F der Leitung können wir als Funktion des Durchmessers ausdrücken, $F = 1,15 d \pi l$, wobei 1,15 ein Faktor bedeutet, der das Verhältnis zum Ausdruck bringt zwischen äusserer Rohroberfläche einschliesslich Oberfläche der Flanschen und der inneren Fläche, die auf Grund des Durchmessers d berechnet wird. Da die

¹⁾ Zeitschrift des Oesterr. Ing.- und Arch.-Vereins 1906, Nr. 38.

Dampfleitungen isoliert werden, beträgt unter der Voraussetzung einer guten Isolierung mit Flanschekappen, die Wärmeabstrahlung nur etwa 20% gegenüber der nackten Leitung. Es ist somit:

$$W_2 = \frac{1,15 \cdot d \cdot \pi \cdot l}{5} C_2 \quad (7)$$

Der totale Wärmeverlust ist nun

$$W_{\text{tot}} = W_1 + W_2 = 30,5 \cdot Q \left(\frac{C_1}{4 \cdot p_1^{3/4} \cdot d^5} \right) + \frac{3}{32} \frac{C_1^2}{p_1^{7/4} \cdot d^{10}} + \frac{21}{384} \frac{C_1^3}{p_1^{11/4} \cdot d^{15}} + \dots + \frac{1,15 \cdot d \cdot \pi \cdot l}{5} \cdot C_2$$

Dieser Ausdruck ist nun ein Minimum, wenn seine erste Ableitung nach d gleich null ist, d. h. wenn

$$30,5 \cdot Q \cdot (-5) \frac{C_1}{4 \cdot p_1^{3/4} \cdot d^6} + 30,5 \cdot Q \cdot (-10) \frac{3}{32} \frac{C_1^2}{p_1^{7/4} \cdot d^{11}} + 30,5 \cdot Q \cdot (-15) \frac{21}{384} \frac{C_1^3}{p_1^{11/4} \cdot d^{16}} + 1,15 \frac{\pi \cdot l}{5} C_2 = 0$$

Da das zweite Glied nur etwa 8,2% und das dritte nur etwa 0,8% des ersten ausmacht, so kann für die praktische Rechnung an deren Stelle ein Zuschlag von 9% zum ersten Glied gemacht werden. Man erhält dann:

$$-\frac{1,09 \cdot 30,5 \cdot 5 \cdot Q \cdot C_1}{4 \cdot p_1^{3/4} \cdot d^6} + 1,15 \frac{\pi \cdot l}{5} C_2 = 0$$

und daraus:

$$d = \sqrt[6]{\frac{57,6 \cdot Q \cdot C_1}{p_1^{3/4} \cdot l \cdot C_2}} \quad (8)$$

Hiernach lässt sich der wirtschaftlichste Durchmesser einer Dampfleitung in einfacher Weise bestimmen.

Bei der Berechnung von C_1 aus Gleichung (4) ist noch folgendes zu berücksichtigen: Die Länge L setzt sich zusammen aus der gestreckten Länge der Dampfleitung und einem Zuschlag für die Ventile, Schieber, Krümmer, T-Stücke, Wasserabscheider, Messapparate usw. Dieser Zuschlag beruht auf Erfahrungswerten, die an Hand der Versuche festgestellt worden sind. Solche Versuche sind von *Eberle* (siehe Forschungsarbeiten des V. D. I., Heft 78), sowie von den Berliner Elektrizitätswerken (veröffentlicht von Obering. *M. Guilleaume*, in Heft 14, Jahrgang 1914 der „Feuerungstechnik“) durchgeführt worden; es können ihnen folgende Erfahrungswerte entnommen werden.

1. *Absperrventile*: Die noch viel verbreitete Ansicht, dass für Ventile eine Leitungslänge von etwa 17 m eingesetzt werden könne, ist nur richtig bei Ventilen von kleinem Durchmesser, gibt hingegen bei grösseren Ventilen viel zu kleine Werte. Die Länge l einer glatten Leitung, die denselben Spannungsabfall, bei sonst gleichen Dampf-Verhältnissen, erzeugt wie ein Ventil, ist der

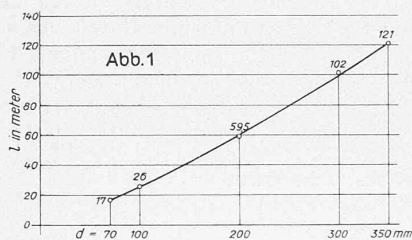


Abb. 1 zu entnehmen. Angenähert kann die Leitungslänge gleichen Druckabfalles auch bestimmt werden aus

$$l = 116 (1,2 + \sqrt{10 \cdot d}) \cdot d$$

2. *Absperrschieber*:

a) „Ferranti“-Schieber mit 1/4 Durchgang, Fabrikat Schaeffer & Budenberg, Magdeburg:

$$d = 200 \quad 275 \quad 300 \text{ mm l. W.}$$

$$l = 34,8 \quad 58,6 \quad 71,8 \text{ m}$$

b) „Hopkinson“-Parallelschieber mit vollem Durchgang, Fabrikat Schaeffer & Budenberg, Magdeburg:

$$d = 200 \quad 300 \text{ mm l. W.}$$

$$l = 2,45 \quad 2,12 \text{ m}$$

c) Die Verhältnisse beim „Ideal“-Schieber mit vollem Durchgang, Fabrikat A. Borsig, Berlin, sind etwas ungünstiger als beim Hopkinson-Schieber; es können die doppelten Werte wie bei diesem eingesetzt werden.

3. *T-Stücke und kurzschenkklige Krümmer (Gusskrümmer)*: Leider ist nur ein Versuch mit einem T-Stück von den

Berliner Elektrizitätswerken ausgeführt worden, und zwar an einem T-Stück mit 300 mm Durchgang und 275 mm Abzweigung. Der Druckverlust in diesem T-Stück ist gleich dem einer glatten Leitung von 117,5 m Länge, also etwas grösser als bei einem Ventil gleichen Durchmessers. Für die praktische Rechnung kann man deshalb bei T-Stücken die gleichen Längen einsetzen, wie für Ventile gleicher Grösse. Für kurzschenkklige Krümmer (Gusskrümmer) liegen meines Wissens nach keine Versuchsergebnisse vor. Man wird jedoch nicht sehr fehl gehen, wenn man den Druckverlust und damit die diesem entsprechende Widerstandslänge auf etwa 1/4 der Werte für ein Ventil einschätzt.

4. Bei *rechtwinkligen Biegungen*, im Rohr selbst hergestellt, mit einem Krümmungsradius, der gleich oder grösser ist als der 4-fache Rohrdurchmesser, ist die Widerstandslänge sehr gering. Bei einem Koeffizienten von $10,5 \cdot 10^{-8}$, der in Formel (3) angegeben ist, kann angenommen werden, dass die Biegungen, falls sie mit einem grossen Radius ausgeführt sind, mitberücksichtigt sind und nicht extra mit einem Zuschlag eingerechnet werden müssen.

5. Bei *Lyrabogen-Kompensatoren*, aus glattem Rohr, ist zu der gestreckten Länge des Lyrabogens ein Zuschlag von etwa 60% zu machen.

6. *Wellrohr-Kompensatoren* besitzen eine ausserordentlich grosse Widerstandslänge. Es liegen dafür drei Versuche vor, und zwar bei einem Wellrohr-Kompensator mit 55 mm l. W., einem solchen von 100 mm l. W. und einem solchen von 300 mm l. W. Bei 55 mm l. W. muss die gestreckte Länge des Lyrabogens um das dreifache, bei 100 mm l. W. um das fünffache und bei 300 mm l. W. um das elffache vergrössert werden, um richtige Werte für den Druckabfall zu erhalten. Zwischengrössen können durch Interpolation gefunden werden.

7. *Wasserabscheider und Messapparate*. Eingehende Versuchsergebnisse liegen hier keine vor. Je nach der Konstruktion dieser Apparate wird natürlich die Widerstandslänge sehr verschieden sein. Es ist zu empfehlen, an Hand der jeweiligen Konstruktionszeichnungen zu untersuchen, wie viele Richtungsänderungen der Dampf beim Durchströmen durchzumachen hat, und alsdann an Hand des oben gegebenen Zahlenmaterials die Widerstandslänge zu schätzen.

Im folgenden werden nun zur Erläuterung zwei Beispiele durchgerechnet.

Erstes Beispiel: Ein Dampfkessel von 200 m² Heizfläche erzeuge eine Dampfmenge Q von 4000 kg/h, bei einem Druck p_1 von 13 at abs. und einer Temperatur von 350° C. Die gestreckte Länge der Dampfleitung zwischen Kessel und Verbrauchstelle beträgt 80 m. In die Leitung eingebaut sind zwei Ventile und ein Wasserabscheider.

Um die zusätzlichen Widerstandslängen dieser Einbauten einigermaßen genau bestimmen zu können, ist die Berechnung des in Frage kommenden ungefähren Rohrdurchmessers unerlässlich. Unter der üblichen Zugrundelegung einer Dampfgeschwindigkeit von 30 m/sek, erhalten wir nach Gleichung (3 a), für γ den Wert 1/0,216 eingesetzt:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot 4000 \cdot 0,216}{3600 \cdot 30}} = 0,101 \text{ m} \approx 100 \text{ mm}$$

Bei diesem Durchmesser hat man als Widerstandslängen l_w für zwei Ventile je 26 m, für einen Wasserabscheider 30 m, also insgesamt $l_w = 82$ m. Die im Rohr selbst hergestellten, mit grossem Biegungsradius ausgeführten Biegungen können, wie erwähnt, vernachlässigt werden. Es ist nun: $L = l + l_w = 80 + 82 = 162$ m. Für die Konstante C_1 ergibt sich somit nach Formel (4):

$$C_1 = \frac{1,3134 \cdot 162 \cdot 4000^2 \cdot 0,216}{10^{14}} = 0,00000735$$

Die Konstante C_2 wird nach Gleichung (6), $b = 5$, $C = 4$, $t_l = 20$ und laut Tabelle $t_w = 304$ eingesetzt:

$$C_2 = 5 \cdot (284) + 4 (5,77^4 - 2,93^4) = 5559$$

Nun können wir an die Bestimmung des Durchmessers gehen, der sich nach Gleichung (8) ergibt zu:

$$d = \sqrt[6]{\frac{57,6 \cdot 4000 \cdot 0,00000735}{13^{3/4} \cdot 80 \cdot 5559}} = 0,0906 \text{ m} \approx 90 \text{ mm}$$

Bei diesem Durchmesser ist die Dampfgeschwindigkeit nach Gleichung (3a)

$$v = \frac{4 \cdot 4000 \cdot 0,216}{3600 \cdot \pi \cdot 0,09^2} = 37,7 \text{ m/sek}$$

Der Druckabfall ist: $p_1 - p_2 = \frac{C_1}{d^5} = 1,24 \text{ at.}$

Nun kann noch der Temperaturabfall zwischen Anfang und Ende der Leitung nachgerechnet werden: Der Wärmehalt des Dampfes beim Austritt aus dem Kessel beträgt:

$$\lambda_1 = (606,5 + 0,305 t_1) + c_p (t_{ii} - t_1)$$

In unserm Beispiel ist: $t_{ii} = 350^\circ \text{ Cels.}$, $t_1 = 190,57^\circ \text{ C}$, die spezifische Wärme bei 350° C und 13 at Druck $= c_p = 0,532$. Also:

$$\lambda_1 = (606,5 + 0,305 \cdot 190,57) + 0,532(350 - 190,57) = 749,5 \text{ kcal pro 1 kg Dampf.}$$

Der Wärmeverlust in der Leitung infolge des Druckabfalles beträgt nach Gl. (2) für 1 kg Dampf:

$$W_1 = 0,305 \cdot 100 \left(\sqrt[4]{13} - \sqrt[4]{11,76} \right) = 1,37 \text{ kcal.}$$

Der Wärmeverlust durch Strahlung ist nach Gleichung (7) für ein kg Dampf:

$$W_2 = \frac{1,15 \cdot 0,09 \cdot \pi \cdot 80 \cdot 5559}{5 \cdot 4000} = 7,23 \text{ kcal.}$$

Der totale Wärmeverlust ist somit

$$W_{\text{tot}} = W_1 + W_2 = 8,6 \text{ kcal.}$$

Der Wärmehalt eines kg Dampf beträgt deshalb am Ende der Leitung:

$$\lambda_2 = \lambda_1 - 8,6 = 749,5 - 8,6 = 740,9 \text{ kcal.}$$

Die Dampftemperatur am Ende der Leitung lässt sich nun nach folgender Gleichung berechnen:

$$\lambda_2 = (606,5 + 0,305 t_2) + c_p (t_{ii} - t_2).$$

Es ist: $t_2 = 185,99^\circ \text{ C}$ $c_p = 0,531$. Also:

$$740,9 = 606,5 + 0,305 \cdot 185,99 + 0,531 (t_{ii} - 185,99),$$

und daraus: $t_{ii} = 332^\circ \text{ Cels.}$

Der Temperaturabfall ist somit: $350 - 332 = 18^\circ \text{ Cels.}$ oder $0,225^\circ \text{ Cels.}$ pro laufenden Meter Rohrleitung.

An der Verbrauchsstelle steht somit Dampf von 11,76 at abs. und 332° Cels. zur Verfügung.

Es ist auch auf *graphischem Wege* möglich, den wärmewirtschaftlich besten Durchmesser einer Dampfleitung zu bestimmen, und zwar auf folgende Weise: Man berechnet wie vorstehend für verschiedene Durchmesser, die kleiner und grösser sind, als der vermutlich wirtschaftlichste, die Wärmeverluste W_1 und W_2 , und trägt diese Werte als Ordinaten und die zugehörigen Durchmesser der Leitung als Abszissen in einem Koordinatensystem auf. Durch Verbindung der einzelnen Punkte erhält man zwei Kurven. Durch Addieren der Ordinaten, die zu einem bestimmten Durchmesser gehören, erhält man eine Kurve der Gesamtverluste. Diese besitzt einen tiefsten Punkt, der dem wirtschaftlichsten Durchmesser entspricht. Die bezüglichen Kurven sind für dieses Beispiel in Abbildung 2 aufgetragen.

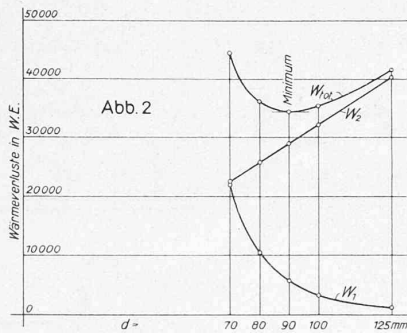


Abb. 2

Zweites Beispiel: Zu Heizungszwecken sollen stündlich 16 000 kg Dampf von 8 at abs. Betriebsdruck und 280° C Anfangstemperatur durch eine Leitung von 250 m Länge geführt werden. In die Leitung eingebaut sind ein Schieber und drei Lyrabogen-Kompensatoren. Welches ist der wirtschaftlichste Durchmesser der Leitung?

Unter Zugrundelegung einer Dampfgeschwindigkeit von 30 m/sek finden wir in gleicher Weise wie vorhin:

$$d \approx 250 \text{ mm} \quad l_w = 43,1 \text{ m} \quad L = 293 \text{ m}$$

$$C_1 = 0,000311 \quad C_2 = 3880 \quad d = 200 \text{ mm}$$

Bei diesem Durchmesser ist die Dampfgeschwindigkeit $v = 44,4 \text{ m/sek}$. Der Druckabfall beträgt: 0,97 at. Für den Temperaturabfall findet man 22° Cels. , also $0,088^\circ \text{ C}$ pro laufenden Meter Rohrleitung. An der Verbrauchsstelle steht also Dampf von 7,03 at abs. Betriebsdruck und 258° C Temperatur zur Verfügung.

Die meisten Konstrukteure hätten voraussichtlich im vorliegenden Falle eine Dampfgeschwindigkeit von 30 m/sek, oder noch weniger gewählt. Bei 28,3 m Geschwindigkeit ergibt sich eine Lichtweite von 250 mm. Der totale Wärmeverlust W_{tot} bei 200 mm Lichtweite beträgt im vorliegenden Beispiel 166 100 kcal, bei 250 mm dagegen 183 340 kcal.

Ausser den niedrigeren Anschaffungskosten, die sich bei den heutigen Preisen auf rd. 3500 Fr. beziffern würden, ergibt sich also bei der Durchführung der Rohrleitung mit 200 mm Lichtweite gegenüber der Ausführung mit 250 mm Lichtweite ein Wärmegewinn von 17 240 kcal/h, oder von 137 920 kcal. pro 8-stündigem Arbeitstag, bzw. von rd. 41,4 Mill. kcal. pro 300 tägigem Arbeitsjahr. Bei einem Wirkungsgrad der Kesselanlage von 70 % und einem Heizwert der Kohle von 7000 kcal entspricht dies einer Kohlenmenge von rd. 8450 kg, was immerhin einer jährlichen Ersparnis von rd. 750 Fr. gleichkommt.

Da gerade die Schweiz heute in einem Wirtschaftskampf von aussergewöhnlicher Schärfe steht, ist es unbedingt nötig, dass alle Faktoren, die dazu dienen, einen Betrieb rationell zu gestalten, gewürdigt werden. Klarzulegen, dass auch die Dampfleitungen hierbei ein nicht zu unterschätzendes Glied bilden und sorgfältig und gewissenhaft berechnet werden sollten, ist der Zweck dieser Ausführungen.

Ergänzende Bemerkungen zur Frage der durchgehenden Güterzugbremse.¹⁾

Bei Fahrten in der Ebene kommt die Möglichkeit, die Bremsen stufenweise zu lösen, wenig in Betracht. Nur das Einfahren in Bahnhöfe, besonders in Kopfbahnhöfe, wird dadurch erleichtert, dass der Führer, wenn er zu stark gebremst hatte, nicht die Bremse ganz auslösen und dann wieder von neuem anziehen muss, sondern die Bremskraft nur zu vermindern braucht. In der Ebene spielt es also eine geringe Rolle, in welchem Prozentsatz Wagen mit Kunze-Knorr-Bremse mit solchen mit Westinghouse-Güterzugbremse gemischt fahren.

Von wesentlich anderem Einfluss ist dagegen das Mischverhältnis im Gefälle. Bei den Fahrten über den Gotthard hat es sich ja schon gezeigt, dass einige in den Güterzug eingeschaltete Personenwagen die Manövrierfähigkeit des mit Kunze-Knorr-Bremse versehenen Güterzuges nicht zu sehr beeinträchtigen. Man konnte bei dieser verhältnismässig geringen Achsenzahl mit Westinghouse-Bremsen den Vorteil der Kunze-Knorr-Bremse, d. h. deren Regulierfähigkeit noch vollständig ausnutzen. Wird dagegen in einen mit Kunze-Knorr-Bremse versehenen Güterzug eine wesentlich grössere Anzahl von Westinghouse-Bremsen eingeschaltet, so kommt es natürlich auf den Grad des Gefälles an, bis zu welchem Prozentsatz das Einschalten von Westinghouse-Bremsen noch möglich ist, ohne dass der Vorteil der Kunze-Knorr-Bremse aufgegeben wird. Ist auf einem starken Gefälle, wie dies z. B. am Gotthard vorhanden ist, der Prozentsatz der Westinghouse-Bremsen gross, dann tritt folgendes ein: Beim erstmaligen Anbremsen wirken alle Bremsen zusammen, sowohl die Kunze-Knorr-Bremsen als die Westinghouse-Bremsen. Hat der Führer zufällig gerade die richtige Bremswirkung getroffen, dann kann er unter Umständen eine ganze Weile mit so angezogenen Bremsen abwärts fahren. Hat er dagegen etwas zu scharf gebremst und will er infolgedessen teilweise lösen, so lösen die Westinghouse-Bremsen *ganz* aus, und nur noch die Kunze-Knorr-Bremsen bleiben angezogen.

¹⁾ Vergl. die bezüglichen Äusserungen Seite 41 (26. Januar d. J.) und Seite 124 (15. März d. J.). Die vorliegende Ergänzung stammt vom ersten Einsender.