

- Normandy, Stilwell & Co. Air compressing machinery. Eng. 1879 I. S. 352 und Maschinenb. 1879. S. 338. (Stehender Kompressor aus zwei einfach wirkenden Pumpen gebildet, mit äußerer Kühlung und Hahnensteuerung).
- Air compressing engines at the Newstead Colliery. Eng. 1879 I. S. 116.
- Dinnendahl & Meyer. Dreicylindrige Luftkompressionsmaschine. Dingl. polyt. Journ. 1879 IV. S. 172. D.-R. P. No. 4747 u. No. 6168.
- Kompressor der Märkischen Maschinenbauanstalt Wetter a. d. Ruhr. Engng. 1880 II. S. 185. (Liegender Kompressor mit zwei Dampf- u. Luftzylindern und Wassereinspritzung während der Saugperiode).
- Neuerungen an Luftkompressoren. Österr. Zeitschr. für Berg- u. Hüttenwesen. 1881. S. 63 (Rand Drill & Co. in Newyork, Märkische Masch. Bauanstalt, Johnston, Wortmann & Frölich, Norwalk).
- Grimshaw. Air compressors. Franklin Journ. 1881 I. S. 474. Ohne Abb.
- Schram's air compressor. Engng. 1881 II. S. 528.

Luftlokomotiven.

- Compressed air engines. Engng. 1872 I. S. 145 u. 249 und Zeitschr. d. österr. Ing. u. Arch. Ver. 1872. S. 337.
- De l'emploi de la vapeur et de l'air comprimé. Revue industr. 1876. S. 38, 102, 168, 194, 207, 229, 254, 268.
- Mékariski. Sur le frais d'établissement et d'exploitation des tramways desservis par des machines à air comprimé. Memoires de la société des ingenieurs civils. 1878. S. 548, 728 und Annal. du genie civil. 1878. S. 564.
- Pneumatische Maschinen für Strafsenwagen. Maschinenb. 1869. S. 26.
- Compressed air locomotives. Eng. 1880 I. S. 445.

F. Dampfleitungen.

§ 61. Theoretische Beziehungen. Rechnungsbeispiel. Sind die mit Dampf zu betreibenden Maschinen an Orten aufzustellen, wo die Anlage von Dampfkesseln unvorteilhaft, unbequem oder unstatthaft sein würde, oder sollen mehrere in verschiedenen Lokalitäten befindliche Maschinen von einer einzigen Kesselanlage aus mit Dampf gespeist werden, so sind längere Dampfleitungen notwendig, wie solche übrigens in ausgedehntem Mafse für Heizungszwecke Verwendung gefunden haben. Im letzten Falle ist allein die Wärmetransmission Zweck, während sie bei Maschinenbetrieb nur das Mittel zur Kraftübertragung bildet, doch erscheint eine Vereinigung beider Ziele angesichts der neuerdings aufkommenden Einrichtung von Dampfheizungen für ganze Stadtteile.²³¹⁾ keineswegs ausgeschlossen.

Da das für Luft gültige Mariotte-Gay-Lussac'sche Gesetz auf Dämpfe nicht angewendet werden kann, sind die im vorigen Kapitel für die Bewegung der Luft in Rohrleitungen aufgestellten Gleichungen hier nicht brauchbar. Auch kommt zu den durch die Reibungswiderstände und durch plötzliche Querschnitts- und Richtungsänderungen der Rohrleitung bedingten Druckverlusten hier noch infolge von Wärmeabgabe nach außen und der entsprechenden Kondensation des Wasserdampfes ein weiterer Verlust hinzu.

Bezeichnen d den Rohrdurchmesser, l die Länge und h die Ansteigung einer Dampfleitung in m, ζ den Widerstandskoeffizienten, p_1 und p_2 die spezifischen Pressungen am Anfange und Ende der Leitung, v_1 und v_2 die spezifischen Volumina, c_1 und c_2 die bezüglichen Geschwindigkeiten in m pro Sekunde, $c_0 = \frac{c_1 + c_2}{2}$ die mittlere Geschwindigkeit, und wird für Dämpfe die Beziehung

$$p_1 v_1^m = p_2 v_2^m \dots \dots \dots 173.$$

²³¹⁾ In Lockport im Staate New-York betrug 1879 die Länge des in Betrieb befindlichen Dampfrohrnetzes bereits 4800 m.

als gültig angesehen, worin für gesättigten, vollkommen trockenen Dampf $m = 1,135$ und für ungesättigten Dampf $m = \frac{4}{3}$ zu setzen ist, so ergibt sich unter der Voraussetzung, daß die Rohrleitung so sorgfältig mit schlechten Wärmeleitern umhüllt sei, daß der Wärmeverlust durch die Rohrwand von der Wärmeentwicklung durch den Leitungswiderstand gerade aufgewogen wird, nach Grashof²³²):

$$\left(\frac{c_1}{c_2}\right)^{m+1} = 1 - \frac{m+1}{m} \frac{1}{p_1 v_1} \left(\zeta \frac{l}{d} \frac{c_1^2}{2g} + h \left(\frac{c_1}{c_0}\right)^2\right) \dots 174.$$

$$\text{und } \frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^m = \left(\frac{c_1}{c_2}\right)^m$$

Bei kleinen Geschwindigkeits- und Pressungsänderungen kann gesetzt werden:

$$\left(\frac{c_2}{c_1}\right)^2 = 1 + \frac{2}{m p_1 v_1} \left(\zeta \frac{l}{d} \frac{c_1^2}{2g} + h\right) \dots 175.$$

$$\frac{v_2}{v_1} = 1 + \frac{1}{m p_1 v_1} \left(\zeta \frac{l}{d} \frac{c_1^2}{2g} + h\right) \dots 175^a.$$

$$\frac{p_2}{p_1} = 1 - \frac{1}{p_1 v_1} \left(\zeta \frac{l}{d} \frac{c_1^2}{2g} + h\right), \dots 175^b.$$

also der Druckverlust:

$$p_1 - p_2 = \frac{1}{v_1} \left(\zeta \frac{l}{d} \frac{c_1^2}{2g} + h\right) \dots 175^c.$$

Der Koeffizient ζ ist in Ermangelung specieller Versuche wie für Luft anzunehmen:

$$\zeta = 0,01355 + \frac{0,001235 + 0,01 d}{d \sqrt{c_0}} \dots 175^d.$$

Für gegebenen Druck p_1 des gesättigten Wasserdampfes muß das spezifische Volumen v_1 den bekannten Tabellen entnommen werden. Unter Voraussetzung vollkommen trockenen Dampfes gilt sehr angenähert:

$$p v^n = a, \dots 176.$$

wobei $n = 1,0646$ und $a = 1,7049$ zu nehmen ist und läßt sich hiernach das spezifische Volumen berechnen.

Bei der Bestimmung des Wirkungsgrades einer Dampfleitung für Maschinenbetrieb muß die für eine Dampfmaschine disponible Arbeit festgesetzt werden. Nehmen wir der Einfachheit halber eine Maschine ohne Kondensation mit Expansion und für letztere das Mariotte'sche Gesetz an, so ergibt sich als Wirkungsgrad der Leitung:

$$\eta = \frac{p_2 v_2 \log \text{nat } p_2}{p_1 v_1 \log \text{nat } p_1}, \dots 177.$$

wobei p_2 und p_1 in Atm. zu nehmen sind. Unter Berücksichtigung von $p_1 v_1^m = p_2 v_2^m$ wird:

$$\eta = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{m-1}{m}} \frac{\log p_2}{\log p_1} \dots 177^a.$$

Mit Berücksichtigung der Wärmeleitung durch die Rohrwand²³³) läßt sich unter der Voraussetzung gesättigten Dampfes folgendes Näherungsverfahren anwenden. Angenommen, es werden auf die ganze Länge der Leitung gleichmäßig pro qm Rohroberfläche stündlich k kg Dampf kondensiert und abgeleitet, wobei k für bestimmten Temperaturunterschied zwischen Dampf und umgebender Luft durch Versuch festgestellt sei, und bezeichnet G_2 die am Ende der Rohrleitung stündlich zu liefernde

²³²) Grashof, Theoretische Maschinenlehre. Bd. I. Leipzig 1875. S. 656.

²³³) Vergl. hierüber: Grashof, Theoret. Maschinenlehre. I. Bd. Leipzig 1875. S. 661. Bewegung der Dämpfe in Röhren mit Rücksicht auf die Wärmeleitung der Rohrwände. — H. Fischer, Über die zweckmäßigste Weite der Dampfleitungen. Dingl. polyt. Journ. 1880 II. S. 353.

Dampfmenge in kg, δ die Wandstärke der Rohre in m, so ergibt sich als einzu-
leitende Dampfmenge G_1 :

$$G_1 = G_2 + \pi (d + 2 \delta) l k \dots \dots \dots 178.$$

und als verhältnismäßiger Verlust:

$$\varepsilon = \frac{G_1 - G_2}{G_2} = \frac{\pi (d + 2 \delta) l k}{G_2 + \pi (d + 2 \delta) l k} \dots \dots \dots 178^a.$$

Der Druckverlust berechnet sich, wie vorher aus Gl. 175^a, wird aber bei ge-
gebenem Lieferquantum G_2 größer, wie früher sein, weil die anfängliche Dampf-
menge $G_2 + \pi (d + 2 \delta) l k$ und mit ihr die anfängliche, also demnach auch die
mittlere Geschwindigkeit, größer ausfällt. Der Wirkungsgrad der Leitung würde:

$$\eta = \frac{G_2}{G_2 + \pi (d + 2 \delta) l k} \cdot \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{m-1}{m}} \frac{\log p_2}{\log p_1} \dots \dots \dots 178^b.$$

Für Temperaturunterschiede von circa 120° (bei 20° Lufttemperatur einem Drucke
von 3,6 Atm. entsprechend) kann bei gut umhüllter Leitung $k = 0,5$ bis 1,0 und
für nackte Röhren $k = 3,5$ bis 4,0 gesetzt werden, doch sei hierbei auf die später
zu besprechenden Versuche mit verschiedenen Umhüllungsmaterialien verwiesen.

Über Druckverluste geben folgende praktische Beobachtungen einigen Anhalt:

	Rohrweite in m.	Leitungslänge in m.	Umhüllung.	Druckverlust in Atm.
Dampfleitung einer unterirdischen Fördermaschine ²³⁴⁾	—	335	Holzbekleidung mit Asche ausgefüllt	1/3
	—	400	Strohummhüllung	1
Dampfleitung einer unterirdischen Wasserhaltungsmaschine ²³⁵⁾ u. ²³⁶⁾	0,15	150	Mit Schlackenwolle umhüllt	0,15
	0,2	403	Gut umhüllt	0,55

Im letzten Falle wurden bei einer Dampfspannung von 4,75 Atm. Überdruck stündlich 140 kg
(4% des zugeführten Dampfes) und bei 7,5 Atm. 165 kg Dampf kondensiert.

Der Durchmesser der Dampfzuleitungsrohre wird so groß genommen, daß
die Geschwindigkeit des Dampfes

$$c = 15 \text{ bis } 30 \text{ m |}$$

beträgt; bei geringerer Geschwindigkeit wird zwar der Reibungsverlust kleiner, da-
gegen wachsen nicht nur Durchmesser und Kosten der Leitung, sondern auch die
Verluste durch Kondensation, welche der Größe der Abkühlungsfläche, also ungefähr
der Rohrweite proportional sind.

Bei der Anlage unterirdischer Dampfmaschinen im Bergbaue sind absolut be-
trachtet die Verluste durch Abkühlung des Dampfes in den Leitungen wie auch in
der Maschine praktisch nicht so bedeutend, weil die Wärme fast vollständig wieder
zur Wetterführung nutzbar gemacht werden kann und thatsächlich beruht auf den
meisten Gruben mit unterirdischen Wasserhaltungsmaschinen die Wetterführung ledig-
lich auf der Benutzung der durch Dampfleitungen erwärmten Schächte. Demnach
kann hier die Kondensation in den Leitungen kaum als Nachteil gelten. ²³⁷⁾

Rechnungsbeispiel. Einer unterirdischen Wasserhaltungsmaschine sollen durch eine $l = 250$ m
lange Leitung aus dem $h = 150$ m höher gelegenen Kessel stündlich $G_2 = 3500$ kg Dampf von einer
Anfangsspannung $p_1 = 4$ Atm. zugeführt werden.

²³⁴⁾ Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1865. S. 236.

²³⁵⁾ Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1877. S. 250.

²³⁶⁾ Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1873. S. 303.

²³⁷⁾ Vergl. Hilt. Über unterirdische Wasserhaltungsmaschinen. Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1880.

a. Rechnung ohne Berücksichtigung der Kondensation. Einem Drucke des gesättigten Dampfes $p_1 = 4$ Atm. entspricht ein Gewicht der Volumeneinheit $\gamma = 2,2303$ oder ein spezifisches Volumen $v_1 = 0,4484$.

Aus $\frac{G_2 v_1}{3600} = \frac{\pi d^2}{4} c_1$ berechnet sich, wenn wir $d = 0,15$ m wählen, $c_1 = 24,67$ m. Für diese Geschwindigkeit würde nach Gl. 175^a: $\zeta = 0,0172$ und für $h = -150$ aus Gl. 175^c: $p_1 - p_2 = 1651$ kg pro qm oder 0,160 Atm. Das spezifische Volumen im Endzustande würde $v_2 = v_1 \cdot \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{1}{m}} = 0,4669$ und die Endgeschwindigkeit $c_2 = \frac{v_2}{v_1} c_1 = 25,69$ m.

Um den verbleibenden Dampfüberdruck zu bestimmen, sei der mittlere Barometerstand 0,74 m und die mittlere Lufttemperatur 20° gegeben. Ist $R = 29,4$ die Konstante des Mariotte-Gay-Lussac'schen Gesetzes für feuchte Luft, so beträgt deren mittlere Dichte $\frac{10333 \cdot \frac{0,74}{0,76}}{29,4(273 + 20)} = 1,168$ kg pro cbm, so daß der Barometerstand längs der Dampfleitung bis zur Schachtsohle um $\frac{1,168 h}{13596} = 0,013$ m (13596 = Gewicht pro cbm Quecksilber in kg) und der Luftdruck um $\frac{0,013}{0,76} = 0,017$ Atm. zunimmt, während der Dampfüberdruck um $0,160 + 0,017 = 0,177$ Atm. abnimmt. Demnach stellt sich ein Dampfüberdruck von anfänglich $4 - \frac{0,74}{0,76} = 3,026$ Atm. heraus, welcher auf $3,026 - 0,177 = 2,849$ Atm. am Ende der Leitung sinkt. Für eine horizontale Leitung, also $h = 0$, würde $p_1 - p_2 = 1986$ kg pro qm oder 0,192 Atm., $v_2 = 0,4682$, $c_2 = 25,76$ m und $\eta = 0,96$.

b. Rechnung mit Berücksichtigung der Kondensation. Die gußeiserne Leitung, horizontal angenommen, habe $\delta = 0,012$ m Wandstärke und sei so umhüllt, daß pro qm stündlich $k = 1,0$ kg Dampf kondensiert werde.

Stündlich eingeleitete Dampfmenge $G_2 + \pi(d + 2\delta)lk = 3627$ kg. Ist wieder $p_1 = 4$ Atm., $v_1 = 0,4484$, so wird $c_1 = 25,57$ m, $p_1 - p_2 = 2133$ kg pro qm oder 0,206 Atm., $p_2 = 3,794$ Atm., $v_2 = 0,4698$, $c_2 = 26,79$ und $\eta = 0,92$.

Die für die Dampfmaschine disponible Arbeit wird etwas geringer ausfallen als oben, da zwar das gleiche Dampfquantum G_2 , aber mit etwas geringerem Drucke geliefert wird.

§ 62. Umhüllung der Dampfleitungen. Behufs möglicher Reduktion der Wärmeverluste umhüllt man die Dampfleitungen mit schlechten Wärmeleitern. Hierzu bediente man sich früher meist des Strohes, das mit Lehm überstrichen und dann mit Packleinwand umnäht wurde. Nach älteren in Mülhhausen angestellten Versuchen ergaben parallele Strohschichten, die mit Strohseilen umwickelt waren, das verhältnismäßig günstigste Resultat, indem hierbei die kondensierte Dampfmenge nur den dritten Teil derjenigen eines nackten Rohres betrug. Gegenwärtig verwendet man zu Umhüllungen Filz, Kork, Infusorienerde (Kieselguhr), Schlackenwolle, Asbest und eine Reihe von Kompositionen, die meist aus Thon gemischt mit Haaren, Sägespänen, Korkabfällen, Asche u. s. w. bestehen. Schlackenwolle, hergestellt indem auf die aus dem Hohofen austretende Schlacke ein kräftiger Dampfstrahl geleitet wird, hat sich bei direktem Auflegen auf eiserne Rohre stellenweise nicht bewährt, weil die hygroskopische Eigenschaft derselben in Verbindung mit dem Gehalte an löslichen Salzen Veranlassung zum Rosten des Eisens gab.²³⁸⁾

Deshalb hat man z. B. bei der 250 m langen und 64 mm weiten schmiedeisernen Dampfrohrleitung der Wasserhaltungsanlage im Kirscheckschachte No. 1 der Grube von der Heydt zuerst eine 10 mm dicke Papiermasse, dann eine 40 mm dicke Schicht Schlackenwolle und um diese noch einen Zinkblechmantel angebracht. Diese Umhüllung wurde sehr sorgfältig ausgeführt, kostete für 250 m Länge ungefähr 800 M. und pro qm Rohroberfläche M. 14.50. Während das nackte Rohr pro lfd. m 5,3 kg wog, betrug das Gewicht umhüllt circa 17 kg.

Neuerdings kommt Asbest in Verbindung mit Filz zur Verwendung, auch Asbestpulver in Kompositionen. Bei den von 1877 ab in Amerika durch Holly

²³⁸⁾ Zeitschrift für Berg-, Hütt.- u. Salinenw. im preuss. Staate. 1879. S. 267; ferner 1880. S. 248.

eingeführten Dampfheizungen für Stadtteile werden die im Boden verlegten Schmiedeeisenröhren zuerst mit Asbestpapier belegt, dann mit russischem Filz umhüllt und endlich mit Manillapapier umwickelt.

Zur Bestimmung des Wertes der verschiedenen Umhüllungsmittel wurden von der Association alsacienne des propriétaires d'appareils à vapeur in Mühlhausen unter Leitung des Ingenieurs Walther-Meunier Versuche gemacht, wobei das Gewicht des in einem 150 mm weiten und 2,5 m langen Dampfrohre sich stündlich kondensierenden Dampfes ermittelt wurde. Auszugsweise folgen einige für das Gufseisenrohr angegebene Resultate.²³⁹⁾

Material der Bekleidung.	Grünzwig & Hartmann.	Filz ohne Gewebe.	Kieselguhr-Komposition.	Gay. Ohne Leisten mit Leinwand.	Filz mit Metallarmatur.	Filz mit Metallarmatur und wasserdichter Leinwand.	Nacktes Rohr.
Dicke der Bekleidung in mm	20	35	15	24	50	50	—
Kondensierter Dampf in kg pro Stunde und qm Bekleidung . .	0,321	0,542	0,657	0,931	1,000	1,327	3,484

Für unbekleidetes Schmiedeeisenrohr ergab sich die kondensierte Dampfmenge zu 3,906, für ein Kupferrohr zu 2,816 kg.

§ 63. Material und Konstruktion der Dampfleitungen. Kompensationsvorrichtungen. Das Material der Dampfleitungsrohre ist meistens Gufseisen oder Schmiedeeisen, für kurze vielgekrümmte Leitungen auch Kupfer.

Gufseiserne Rohre mit Flanschenverbindung sind für Weiten über 8 cm gebräuchlich, Muffenrohre werden wegen der bei Reparaturen unbequemen Demontierung trotz geringerer Herstellungskosten seltener angewendet.

Vermöge ihrer Festigkeit und Biegsamkeit empfehlen sich besonders gezogene Schmiedeeisenrohre in Baulängen bis zu 6 m, welche bis zu 8 cm Weite wie Gasrohre durch Muffen, Kniestücke u. s. w. mit einander verschraubt werden können, besser aber, namentlich bei größeren Durchmessern an den Enden aufgeschraubte, noch zweckmäßiger jedoch aufgelötete schmiedeeiserne Flanschen erhalten. Bei sehr sorgfältiger Ausführung werden die Flanschen mit Feder und Nut ineinander gepafst. Schmiedeeisenrohre bieten als Vorteile geringes Gewicht, geringe Kosten und die infolge der größeren Baulängen geringere Zahl der Dichtungen; deshalb haben sie auch insbesondere bei den Dampfleitungen der unterirdischen Wasserhaltungsmaschinen in ausgedehntem Maße Eingang gefunden.

Kupferrohre verwendet man bis 7 cm Weite gezogen; in größeren Dimensionen werden sie aus Blechstreifen gebogen, mit übereinander geklappten Rändern zusammengelötet und an den Enden mit gleichfalls aufgelöteten schmiedeeisernen Flanschen versehen oder es werden diese über eine Umbördelung der Rohrendung gelegt.

Die Wandstärke δ der Dampfleitungsrohre bestimmt sich empirisch, wenn d den Durchmesser in cm und p den Überdruck in Atm. bezeichnet:

$$\begin{aligned} \text{für Schmiedeeisen} \quad \delta &= 0,3 + 0,001 dp \\ \text{„ Gufseisen} \quad \delta &= 1,0 + 0,003 dp \\ \text{„ Kupfer} \quad \delta &= 0,2 + 0,0015 dp. \end{aligned}$$

²³⁹⁾ Dingl. polyt. Journ. 1880 II. S. 169. Vergl. auch Hoadley. Umhüllung der Dampfkessel. Dingl. polyt. Journ. 1878 I. S. 105 und Isherwood. Umhüllung der Dampfkessel und Dampfleitungsrohre. Dingl. polyt. Journ. 1878 III. S. 190.

Als Dichtungsmaterial der Flanschenrohre verwendet man Kautschukringe, mit Leinöl getränkten Karton, in neuerer Zeit aber meist den unverbrennlichen, auch durch Gase und Säuren unzerstörbaren Asbest (ein Verwitterungsprodukt der Hornblende), der zu diesem Zwecke in Platten hergestellt wird. Das aus reiner Asbestfaser — das beste Material ist der amerikanische Bostonit — bestehende Fabrikat verdient den Vorzug.

Die Dampfleitungsrohre werden in Gebäuden in der Regel an den Seitenwänden auf kleine in der Mauer befestigte Träger und zwar meist unmittelbar hinter den Flanschen gelagert, seltener auf Rollen gelegt, siehe Fig. 32, oder an der Decke der Höhenlage nach verstellbar aufgehängt, wie Fig. 33 zeigt. Fig. 29, Taf. XIII, stellt eine Auflagerung mittelst der Rohrflanschen auf kleinen gusseisernen Konsolen dar, wodurch die Schonung der Umhüllung bei eintretenden Verschiebungen erzielt wird.

Unter dem Boden werden die Röhren am zweckmäßigsten in einem Kanal auf kleinen Trägern gelagert. Für die amerikanischen Centralheizungen für Städte legt man die Rohre 1 m tief in den Boden. Auf die Sohle des Rohrgrabens kommt ein flaches Backsteinpflaster, welches mit einer Kiesschichte bedeckt oder mit Holz oder Steinwürfeln besetzt wird. Dann kommt ein Bretterkasten darüber zur Aufnahme der Leitung. Behufs Abhaltung des Sickerwassers werden die Seitenwände und Deckel des Kastens mit geteeter Pappe bedeckt. Die Lagerung auf Kies oder auf Blöcken erleichtert den Abzug des Sickerwassers.

Vertikale Röhrenleitungen in Schächten werden unmittelbar über einem Kompensator nach Fig. 31 auf Querbalken befestigt, welche das Gewicht der Röhrentour bis zum nächst höheren Kompensator zu tragen haben. Bei dieser Anordnung werden die Dichtungen zusammengeprefst; Belastung der Flanschenverbindung im Sinne des Auseinanderziehens derselben ist unstatthaft. Zur Sicherung gegen Seitenschwankungen bringt man in Abständen von circa 12 m hölzerne Führungen oder nach Fig. 30 zweiteilige gusseiserne Fangpratzen an.

Kompensationsvorrichtungen. Bei 4 bis 6 Atm. absoluter Dampfspannung ist für die Röhren auf eine Temperaturänderung von 130° bis 150° zu rechnen, wobei deren Ausdehnung 0,00144 bis 0,00166 ihrer Länge, also bei 300 m das ansehnliche Maß von 0,4 bis 0,5 m ausmacht. Während nun kurze und mehrfach gekrümmte Leitungen vermöge ihrer Biegsamkeit diese Längenänderungen ohne wesentliche Nachteile ertragen können, erfordern längere und geradlinig gelegte Rohrstränge die sogenannten Kompensationsvorrichtungen, welche in folgenden verschiedenen Bauarten gebräuchlich sind.

a. Einschaltung bogenförmiger Kupferrohre, siehe Fig. 21 bis 23, Taf. XIII, wobei übrigens die Rohre behufs leichter Beweglichkeit auf Rollen gelegt sind.

b. Anwendung biegsamer, plattenförmiger Erweiterungen der Rohrflanschen.

Ein Nachteil dieser beiden auf elastischer Nachgiebigkeit beruhenden Konstruktionen besteht darin, daß der Dampfdruck den Kompensator mit großer Kraft auseinander zu treiben sucht, so daß leicht Undichtheiten entstehen und nicht selten sogar der Bruch der Verbindungsflanschen vorkommt, weshalb sich derartige Einrichtungen nur für kleine Rohrweiten eignen. Speciell die zweite Konstruktion giebt auch Anlaß zu Schmutzansammlungen, die schließlich die Vorrichtung unwirksam machen.

c. Verschiebbarkeit in Stopfbüchsen, sogenannten Expansionsmuffen, Fig. 31, welche die Rohrenden dampfdicht aufnehmen. Liederungen mit Metallfutter und Asbestzöpfen sind zu empfehlen. Immerhin kann bei nicht sorgfältiger Bedienung ein Festsetzen und damit ein Versagen der Einrichtung vorkommen. Bei den amerikanischen städtischen Heizungen sind derartige durch Schächte zugängliche Stopfbüchsen-Kompensatoren in Entfernungen von 30 bis 50 m angeordnet. Recht gut haben sich die in den Fig. 24 bis 28, Taf. XIII, dargestellten Rohrgelenke bewährt, bei denen in den Stopfbüchsen nicht Verschiebung, sondern Drehung erfolgt. Häufig genügt die Einschaltung eines einzigen gußeisernen Rohrstückes nach Fig. 26 bis 28, doch wird bei einer Verschiebung der Rohrenden auch eine geringe Biegung der Rohre eintreten, welcher Nachteil durch zwei Gelenke nach Fig. 24 u. 25 vermieden ist.

§ 64. Dampfentwässerungsapparate und Kondensationswasserableiter.²⁴⁰⁾

Zur Abscheidung des vom Dampf mechanisch mitgerissenen Wassers dienen die Entwässerungsapparate. Fig. 19, Taf. XIII, stellt die Konstruktion von Bachmann dar. Der durch *A* eintretende Dampf giebt in dem Gefäße *B* bei seiner Richtungsänderung die Wasserteilchen vermöge ihrer größeren Schwere ab, tritt mit gemäßigter Geschwindigkeit unter die Glocke *C* und strömt dann mit normaler Geschwindigkeit durch *D* ab. Das untere Ende des Gefäßes wird durch eine kurze Leitung mit dem Automaten *E* verbunden.

Konstruktion und Wirkungsweise des auf demselben Principe beruhenden Ehlers'schen Apparates, siehe Fig. 20, Taf. XIII, sind leicht aus der Zeichnung zu erkennen.

Da die Temperatur des Kondensationswassers infolge der Wärmeabgabe an die Rohrwand unter diejenige des Dampfes sinkt, tritt eine ungleichförmige Erwärmung und damit verschiedene Ausdehnung der Rohrwandungen ein. Namentlich beim Eintritt frischen Dampfes in eine abgekühlte Dampfleitung, wobei die Rohrwandungen viel Wärme absorbieren, giebt das in großen Mengen sich bildende, abgekühlte Kondensationswasser Anlaß zu lebhaften, intermittierend auftretenden Erschütterungen, infolge deren besonders die Rohrverbindungen leiden. Da außerdem nasser Dampf für den Maschinenbetrieb ganz erhebliche Nachteile zur Folge hat, ist die rasche Beseitigung des sich bildenden Kondensationswassers, wie auch des aus dem Kessel in die Leitung mechanisch mitgerissenen Wassers, welches letzteres immerhin wenigstens 2 bis 3% beträgt, aber leicht auf 20 bis 25% steigen kann, unumgänglich notwendig. Man könnte nun an den tiefsten Stellen der Leitung Ablaufshähne anbringen, die der jeweiligen Wasserbildung entsprechend geöffnet sein müßten, wobei jedoch Dampfverluste unvermeidlich wären; oder es liefse sich ein genügend großer Sammelbehälter für das Kondensationswasser verwenden, aus dem dasselbe erst nach längerer Zeit abgelassen zu werden brauchte, doch ist erklärlich, daß selbstthätig und zuverlässig wirkende Apparate den Vorzug vor genannten Einrichtungen verdienen, da sie keiner Wartung bedürfen. Es sind dies die bereits in zahlreichen Konstruktionen existierenden automatisch wirkenden Kondensationswasserableiter, deren Konstruktion sich entweder auf die Verschiedenheit der spezifischen Gewichte oder der Temperaturen zwischen Wasser und Dampf gründet. Die Apparate wirken kontinuierlich oder periodisch.

²⁴⁰⁾ H. Fischer. Über Kondensationswasserableiter. Dingl. polyt. Journ. 1877 III. S. 20.

Kontinuierlich wirkende Automaten bestehen in der Regel aus einem Schwimmer, der durch den Auftrieb des Kondensationswassers ein Ventil für den Wasseraustritt öffnet, bei seinem Sinken dasselbe schließt. Da ein einfaches Ventil bei einigermaßen hohem Dampfdrucke wegen der zum Öffnen aufzuwendenden bedeutenden Kraft sehr große Schwimmkugeln erfordern oder Hebelübersetzungen notwendig machen würde, wendet man wohl entlastete Doppelsitzventile an, oder eine Anordnung mit Doppelventil, wie es der von Dehne in Halle ausgeführte Automat, Fig. 15, Taf. XIII, zeigt. Das Ventil *A* ist an den Rippen des mit dem Ventilsitz fest verbundenen Hohlzylinders *B* geführt, doch nicht vollständig dicht, so daß auch in dem Raum *C* noch voller Dampfdruck herrscht. Wenn das sich ansammelnde Wasser die oben und unten geführte hohle Schwimmkugel hebt, macht das untere Ende des an derselben befindlichen Stiftes eine nach aufsen führende Öffnung frei, der Druck im Raume *C* vermindert sich, der Dampfüberdruck im Hauptgefäße hebt das Ventil *A* und das Wasser entweicht, bis der Ventilstift der Schwimmkugel die kleine Öffnung im Ventile *A* wieder schließt, und sich in *C* allmählich voller Dampfdruck herstellt, der dann das Ablassventil gleichfalls schließt. Bei konstantem Dampfdruck ergibt sich eine Gleichgewichtslage der Ventile derart, daß das Wasser kontinuierlich ausströmt.

Periodisch wirkende Automaten. Diese Systeme repräsentiert der Kirchweger'sche Kondensationswasserableiter, Fig. 18, Taf. XIII. An dem Deckel des zylindrischen Sammelgefäßes befindet sich das Einströmrohr *A* und das Abströmrohr *B*, sowie ein Rohr *C*, dessen unteres Ende mit dem konvergierenden Mundstück *i* versehen ist. Ein oben offenes und am Rohre *C* geführtes Gefäß *D* enthält an seinem Boden ein bewegliches linsenförmiges Ventil *e*, das die Mündung *i* verschließt. Das Kondensationswasser gelangt über den Schirm *g* in den Hohlraum um *D* und wird schließlich, wenn es hoch genug gestiegen ist, in das Gefäß *D* überströmen, dieses soweit füllen, bis es mit dem Ventil *e* sinkt und dem Dampfdruck ermöglicht, das Wasser hinauszupressen, wonach das Gefäß wieder steigt und abschließt. Behufs regelmäßiger Entfernung der sich ansammelnden Luft ist eine mit kleiner Öffnung versehene Düse *x* vorhanden, durch welche geringe Dampfmenngen mit entweichen können. Der Griff *z* dient zum Niederdrücken des Gefäßes *D*, um das Abblasen der Töpfe jederzeit direkt bewirken zu können.

Automaten, deren Wirkung auf dem Temperaturunterschied zwischen Dampf und Wasser beruht. Fig. 14, Taf. XIII, zeigt einen von Dreyer, Rosenkranz u. Droop in Hannover ausgeführten Apparat dieser Gattung. In das Gufseisenrohr *A* ist das Messingrohr *B*, in welchem sich das Kondensationswasser sammelt, eingehängt und wird unten durch ein von Hand regulierbares Ventil *C* verschlossen. Das Wasser kühlt das Messingrohr ab, dieses verringert seine Länge und öffnet somit das Ventil für den Wasseraustritt.

In Fig. 16 u. 17, Taf. XIII, ist der Kondensationswasserableiter von Kusenberg dargestellt. Hier wird die durch die Temperaturänderung bedingte Längenänderung vergrößert auf das Ventil übertragen. Der in der Richtung der Pfeile in die Messingrohre eintretende Dampf erwärmt und dehnt dieselben aus, die in der Mitte durchgehende massive schmiedeiserne Stange läßt jedoch eine Längenbewegung nicht zu, so daß die Röhren genötigt sind, sich zu biegen, wobei sich Ventilsitz und Ventil bis zum Schlusse nähern. Das eintretende Kondensationswasser kühlt ab und bewirkt damit das Öffnen des Ablassventils.

§ 65. Druckregulatoren. Soll der Dampf unter einem konstanten Drucke, der niedriger ist, als derjenige im Dampfkessel, zur Verwendung gelangen, wie es bei Anschluß von Heizungsanlagen, Kochapparaten etc. an eine für Dampfmaschinenbetrieb dienende Dampfkesselanlage vorkommt, so müssen in die Dampfleitung die Druckverminderungsventile oder Druckregulatoren eingeschaltet werden. Dieselben bestehen meist aus einem mehr oder weniger entlasteten Ventil in Verbindung mit einem Kolben, auf den einerseits der reduzierte Dampfdruck, andererseits eine konstante Gewichts- oder Federbelastung wirkt. Das Ventil wird sich demnach stets so einstellen, daß eine Drosselung des Dampfes bis zu dem durch die äußere Belastung bestimmten Druck erfolgt.

Das Princip dieser Apparate erläutert der in Fig. 41, Taf. XIII, dargestellte Druckregulator von Blanke in Merseburg. Ein hohler Ventilkolben *A* gestattet den Durchgang des Dampfes in der Richtung der Pfeile und wird, sobald unter ihm der Druck wächst, in die Höhe gehen und die Durchgangsöffnungen schließen oder soweit verengen, bis der Druck des gedrosselten Dampfes mit der Belastung durch die äußeren Gewichte *G* wieder im Gleichgewicht ist. Das Rohr *B* führt zu einem Manometer, das kleine Rohr *C* dient zur Ableitung des sich bildenden Kondensationswassers und der sich etwa ansammelnden Dämpfe.

Statt eines Kolbens wird vielfach eine Stahl- oder Gummimembrane angewendet, wie ein verbesserter, von Dreyer, Rosenkranz & Droop ausgeführter Apparat, Fig. 40, zeigt. Das entlastete Ventil *V* steht durch eine Stange mit einem Teller *m* in Verbindung, auf welchem die gewellte starke Gummipatte liegt, die in einem geräumigen runden Hohlkörper eingeschlossen ist. Der Dampf von reduziertem Drucke wird durch ein besonderes Röhrchen *r* über die Gummimembran geleitet und wirkt auf Schluß des Ventiles, während ein auf Ventilöffnung wirkendes Gewicht *C* ihm das Gleichgewicht hält. Infolge der großen dem Dampfdrucke dargebotenen Fläche der Membran ist der Apparat sehr empfindlich.

§ 66. Anhang. Feuerlose Dampflokomotiven.²⁴¹⁾ Die für gewisse Fälle der gewöhnlichen Lokomotive anhaftenden Übelstände, insbesondere das Auswerfen von Funken und die Verschlechterung der Atmosphäre durch die Verbrennungsgase, führten dazu, die Quelle derselben, die Feuerung, abzutrennen und als besondere stationäre Anlage auszuführen, in der nur die Wärmeerzeugung geschieht, während die Lokomotive außer der Kraftmaschine bloß mit einem an jener Station zu füllenden Wärmebeziehungsweise Kraftreservoir auszustatten ist. Aus diesen Bestrebungen entwickelte sich neben der im vorigen Kapitel besprochenen Luftlokomotive die Heißwasserlokomotive, welche 1872 von Dr. Lamm in New-Orleans erfunden und von Leon

²⁴¹⁾ Todd's self-propelling tramway car. Eng. 1875 I. S. 240, 243 und Maschinenb. 1875, S. 161. Scheffler's fireless locomotive for street rails. Eng. 1877 II. S. 220.

Lokomotive von Lamm und Franq: Maschineüb. 1872. S. 323; 1873. S. 64, 111; 1874. S. 86, 93, 103; 1876. S. 354. — Eng. 1874 I. S. 135 (Buel); 1878 II. S. 54; 1879 II. S. 343; 1880 I. S. 59. — Prakt. Masch. Konstr. 1879. S. 178, 329, 431, 451 (Schaltenbrand). — Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1879. S. 255 (Helmholtz). — Revue industr. 1876. S. 258; 1878. S. 278 (Collignon), 413; 1879. S. 348; 1880. S. 15, 24, 48, 58, 69 u. Taf. 1. — Portefeuille économ. des mach. 1875. S. 114. — Armengaud. Publ. ind. 1878. Vol. 24. S. 457. Taf. 34 u. 35. — Ann. ind. 1879 I. S. 101; 1879 II. S. 260.

Allgemeinere Publikationen: Locomotive sans foyer. Annales ind. 1874 I. S. 619, 744 (Theorie von Pichault). — Sur l'emploi comparatif de l'eau et de l'ammoniaque. Annales ind. 1874 I. S. 807 (Tellier); 1874 II. S. 113 (Pichault), S. 173 (Tellier). — Locomotive sans feu (Société Cockerill). Annales ind. 1875 I. S. 176 u. 203.

Francq in Frankreich eingeführt und verbessert wurde. Die Kraftaufspeicherung erfolgt in einer stark erhitzten Wassermenge, aus welcher die Dampfbildung auf Kosten der in ihr enthaltenen Wärme unter sinkendem Drucke stattfindet.

Zur Wärmeerzeugung dienen gewöhnlich stationäre Dampfkessel, von welchen aus die Kraftreservoir durch Einleiten von Dampf in das abgekühlte Wasser gefüllt werden.

Die Dampfmenge G in kg, welche einem solchen Heißwasserreservoir von G_1 kg Wasserfüllung innerhalb der den gegebenen Druckgrenzen p und p_1 entsprechenden Temperaturgrenzen t und t_1 entnommen werden kann, berechnet sich theoretisch, wenn λ die Anzahl der Wärmeeinheiten bezeichnet, welche erforderlich sind, um 1 kg Wasser von 0° in Dampf von der geforderten Arbeitsspannung p_0 und der entsprechenden Temperatur t_0 zu verwandeln, zu

$$G = G_1 \frac{t_1 - t}{\lambda - t}, \quad \dots \dots \dots 179.$$

wobei $\lambda = 606,5 + 0,305 t_0$ zu setzen ist und die Temperaturen für die gegebenen Drücke den Regnault'schen Tabellen zu entnehmen sind.

Die effektive Arbeit L in mkg, welche mit dieser Dampfmenge bei dem mittleren Drucke p_0 dem Gewichte γ pro cbm, einem Füllungsgrade ε und dem Gegenrucke p_3 geleistet werden kann, ist, wenn η den Wirkungsgrad der Maschine bezeichnet und der Einfluss der schädlichen Räume unberücksichtigt bleibt:

$$L = 10333 \eta p_0 \frac{G}{\gamma} \left(\frac{1,135 - \varepsilon^{0,135}}{0,135} - \frac{p_3}{p_0 \varepsilon} \right), \quad \dots \dots \dots 180.$$

wobei der Dampfverbrauch Q pro Pferdestärke und Stunde:

$$Q = 75 \cdot 60 \cdot 60 \frac{G}{L} \dots \dots \dots 181.$$

Rechnungsbeispiel. Von einer Maschine, deren Wirkungsgrad $\eta = 0,6$ beträgt, die mit einem mittleren absoluten Drucke von $p_0 = 5$ Atm. und durchschnittlich mit $\varepsilon = 0,75$ Füllung arbeitet, werde eine Leistungsfähigkeit von $L = 3000000$ mkg verlangt; die Anfangsspannung sei $p_1 = 15,38$ Atm., die Endspannung $p = 3$ Atm.

Zunächst ergeben sich die Temperaturen $t_1 = 200^\circ$, $t = 133,9^\circ$; $t_0 = 152,2^\circ$ und dann $\lambda = 653$. Für $p_0 = 5$ Atm. wird das Gewicht der Kubikeinheit $\gamma = 2,75$. Demnach erhält man:

$$G = 262 \text{ kg}, \quad G_1 = 2057 \text{ kg}, \quad Q = 23,6 \text{ kg}.$$

Francq's Lokomotive. Auf dem Untergestell einer gewöhnlichen Lokomotive liegt ein cylindrischer, an einem Ende mit einem Dampfdom versehener Kessel von 1 m Durchmesser und 2,7 m Länge, der in frisch gefülltem Zustande 1800 l Wasser und 440 l Dampf bei einer Spannung von 15 Atm. faßt. Mit Benutzung des an der einen Stirnwand befindlichen Füllventils wird der Dampf aus dem stationären Dampfkessel in das Reservoir geleitet, an dessen Boden er durch die Öffnungen eines siebartig durchlöchernten Rohres eintritt. Die circa 90 mm dicke Verkleidung des Reservoirs besteht mit Belassung einer isolierenden Luftschicht zunächst aus einem Blechmantel, dann folgt eine Korkholzlage und schließlich ein mit Messingbändern zusammengehaltener Mantel aus Holzleisten. Der Druckverlust durch Abkühlung ist sehr gering. Versuche ergaben bei einer äußeren Temperatur von 0° in 4 Stunden eine Druckabnahme von nur 1 Atm.

Der aus dem Dampfdom entnommene Arbeitsdampf wird in einen Druckregulator, siehe Fig. 34 bis 36, Taf. XIII, geleitet, welcher die Spannung auf ein bestimmtes Maß reduciert. Dieser Regulator besteht aus einem Doppelsitzventil verbunden mit einem Kolben K , auf dessen obere Fläche der verminderte Druck wirkt

und das Ventil zu schliessen sucht, während eine im Gehäuse G befindliche und auf den um c drehbaren Hebel L_1 wirkende Feder nach Maßgabe der Länge des Hebelarms ihm das Gleichgewicht hält. Mittelst des Handhebels L auf der Axe a läßt sich das Federgehäuse um den Zapfen b drehen, sodafs der Angriffspunkt der Federkraft an dem nach dem Mittelpunkte b gekrümmten Hebel L_1 verschoben, und damit die Größe des reducierten Druckes verändert wird. Von dem Druckregulator aus strömt der Dampf in einem weiten Rohre durch das Reservoir, um hier überhitzt zu werden und dann nach den Schieberkästen und in die Cylinder der Dampfmaschine von 230 mm Durchmesser und 250 mm Hub zu gelangen. Die Dampfverteilung geschieht mittelst einer Stephenson'schen Koulissensteuerung. Der Abdampf wird in einen Luftkondensator von circa 38 qm Oberfläche geleitet, der jedoch seinen Zweck nur unvollkommen erfüllte, da nur 30 bis 40 Procent des austretenden Dampfes kondensiert wurden.

Derartige feuerlose Lokomotiven sind seit mehreren Jahren in der Nähe von Paris auf der Strafsenbahn von Rueil nach Marly-le-roi in Betrieb, wo sie sich, abgesehen von dem Vorteile der Beseitigung der Eingangs erwähnten Übelstände, ökonomischer erwiesen haben als Lokomotiven mit heizbaren Kesseln.

Für die Baupraxis verdienen die Luftlokomotiven und feuerlosen Dampflokomotiven abgesehen von ihrer Verwendung für den Materialtransport beim Tunnelbau, wo Lokomotiven mit Feuerung wegen der Verschlechterung der Luft nicht zulässig sind, noch hinsichtlich der allgemeinen Frage des Transports motorischer Kräfte in Gefäfsen in solchen Fällen Beachtung, wo wechselnd an verschiedenen Stellen Arbeit zu verrichten ist, zu welchem Zwecke die Lokomotiven so eingerichtet werden müßten, dafs sie am Bestimmungsorte rasch festgestellt und als Kraftmaschinen dienen könnten.
