

rungen erfordern die Einschaltung von Winkelhebeln, siehe *c*. Bei einer größeren Zahl von Ablenkungen des Gestänges summieren sich die durch Abnutzung der Zapfen entstehenden Spielräume, ferner senkt sich das Gestänge durch sein Eigengewicht zwischen den Stützpunkten und endlich tritt in den Gestängeverbindungen, wenn sie nicht sehr solide ausgeführt sind, Spiel ein, so daß der Pumpenhub oft bedeutend unter den ursprünglich durch die Maschine bedingten herabsinkt. Da diese Gestänge auch noch viel Raum beanspruchen, sucht man sie im Bergbau zu vermeiden und begegnet ihnen auch sonst nur noch in selteneren Fällen. Eine Anwendung in kleinem Maßstabe findet sich bei der von Scholl ausgeführten Wasserpumpenanlage für das Eisenwerk Riesa, wo mittelst eines hölzernen, teils horizontal, teils geneigt liegenden Gestänges die von der Maschine ungefähr 11 m in horizontaler und 9 m in vertikaler Richtung entfernte Pumpe betrieben und eine Arbeit von etwa 3,5 Pf. eff. übertragen wird.⁷⁴⁾

Die Widerstände bei dem Krafttransport durch feste Gestänge werden hauptsächlich durch die Reibung in den Führungen hervorgerufen. Bei horizontalen und geneigten Gestängen lassen sich dieselben annähernd aus dem Eigengewicht des Gestänges, den Zapfen- und Rollendurchmessern bestimmen, bei vertikalen Gestängen jedoch entziehen sich die durch seitliche Schwankungen in den Führungen entstehenden Drücke einer zuverlässigen Berechnung.

Als Ersatz fester Gestänge werden in vertikaler, geneigter und horizontaler Richtung auch Drahtseilgestänge benutzt; so kam beim Abteufen des Ernst-Schachtes im Mannsfeld'schen ein solches zur Verwendung, bestehend aus zwei nebeneinander angeordneten Drahtseilen von circa 3,6 cm Dicke und 170 m Länge zum Betriebe einer Hubpumpe von 63 cm Durchmesser und 1,26 m Kolbenhub.

Lange und schwere Gestänge können bei ihrer oscillierenden Bewegung nur geringe Geschwindigkeiten annehmen, ergeben kostspielige Anlagen und sind der Gefahr von Brüchen ausgesetzt. Deshalb geht auch im Bergbau das Streben dahin, dieselben zu vermeiden, indem Kraft- und Arbeitsmaschine womöglich unmittelbar nebeneinander in der Grube aufgestellt werden.

Litteratur.

Die vorzüglichste Abhandlung über die im Bergbau verwendeten Gestänge findet sich in:

- Hauer, Die Wasserhaltungsmaschinen der Bergwerke, Leipzig 1879, S. 132 bis 247. — Vergl. ferner Herrmann-Weisbach, Mechanik der Zwischen- u. Arbeitsmaschinen, Braunschweig 1877, I. Abtlg. S. 443 „Stangen und Führungen“. — Gestängeschlösser, Dingl. polyt. Journ. 1878 I. S. 334. — Gestängeschlösser der Gute-Hoffnung-Hütte und von Tedesco & Co. in Schlan, Prakt. Masch. Konstr. 1879, S. 62. — H. Dechamps, Construction d'une maitresse-tige en acier, Revue univ. 1880 I. S. 409. — Gestänge der Brillador und San Carlos Mines, Coquimbo, Chili, Engng. 1881 I. S. 281.

D. Hydraulische Transmission.

§ 38. **Geschichtliche Entwicklung.**⁷⁵⁾ Die rationelle Ausnutzung eines durch natürliches Gefälle gegebenen hohen Wasserdrucks wurde von Mitte des vorigen Jahrhunderts an durch die Wassersäulenmaschine⁷⁶⁾ ermöglicht, welche, mit Hahnen-

⁷⁴⁾ Wiebe's Skizzenbuch 1875, Heft 4, Bl. 1 bis 3.

⁷⁵⁾ Vergl. Rühlmann, Über Wasserdruckmaschinen, Geschichtliche Skizze etc. Mitt. d. Gewerbv. f. Hannover, 1868, S. 88.

⁷⁶⁾ Vergl. Althans, Über die Anwendung der Wassersäulenmaschine auf dem Bergbau etc. Zeitschr.

steuerung und Umsteuerung durch fallendes Gewicht versehen, 1749 von Höll in Ungarn, 1753 von Winterschmidt in Deutschland und 1765 von Westgarth in England zuerst zur Wasserhaltung im Bergbau Verwendung fand. Zu Anfang dieses Jahrhunderts wurde eine vervollkommnete, mittelst einer kleinen Hülfswassersäulenmaschine durch den Wasserdruck selbst bewegte Umsteuerung eingeführt und von 1808 ab durch den bayerischen Salinenrat v. Reichenbach wesentlich verbessert, hierbei auch die Hahnensteuerung durch die vollkommeneren Kolbensteuerung ersetzt. Mustergiltige Maschinen in stehender Anordnung wurden durch letzteren bei den bayerischen Salinen, und 1830 von Jordan im Harz und von Junker in der Bretagne aufgestellt, bei denen stets der geradlinig hin- und hergehende Treibkolben seine Bewegung dem fest mit ihm verbundenen Pumpenkolben direkt mittheilte. Anfangs der 40iger Jahre gingen die Engländer Taylor und Darlington zur Ventilsteuerung über, welche 1856 in Deutschland von Bornemann⁷⁷⁾ in Freiberg, dann auch auf den Schemnitzer Gruben verwendet und vervollkommnet und in neuerer Zeit besonders von Davey⁷⁸⁾ in Leeds in liegender Anordnung der Maschinen weiter ausgebildet worden ist. Möglichste Vereinfachung der Ventilsteuerung suchte Eames⁷⁹⁾ zu erzielen, indem der Treibkolben durch direkten Anstoß die Ventile umsteuern soll, ein Gedanke, der in allernuester Zeit Gegenstand des Patentes der Duisburger Maschinenbau-Aktiengesellschaft⁸⁰⁾ geworden, wobei ein fallendes Gewicht nur noch zur Sicherung der Umsteuerung verwendet ist. Schiebersteuerung wurde an Kleinmotoren anfangs der 60iger Jahre in England durch Joy⁸¹⁾ angebracht, in großem Maßstabe 1862 von Nowak⁸²⁾ in Pribram ausgeführt. Endlich wurde neuerdings für Kleinmotoren Klinkensteuerung, also sogenannte Präzisionssteuerung, vorgeschlagen.⁸³⁾

Die ältesten Versuche⁸⁴⁾, bei der Wassersäulenmaschine eine kontinuierlich rotierende Bewegung zu erzielen, machte 1819 Bousnel mit einem Wassersäulengöpel zu Vedrin, dann 1832 Schitko bei Schemnitz mit einer zweicylindrigen doppeltwirkenden Balanciermaschine zum Betriebe eines Pochwerkes, 1836 Armstrong⁸⁵⁾ in England, 1843 Adriany bei Schemnitz mit einem Wassersäulengöpel, doch erst Mitte der 40iger Jahre erlangte die Wassersäulenmaschine mit rotierender Bewegung durch Armstrong eine solche Brauchbarkeit, daß dieselbe in England rasch ausgedehnte Anwendung nicht nur im Bergbau fand. Während die ersten Maschinen

f. Berg-, Hütten- und Salinenwesen im preuß. Staate. 1861. S. 1. Mit Litteraturangaben. — Rühlmann. Allgemeine Maschinenlehre. 2. Aufl. I. Bd. Braunschweig 1875. S. 426. „Wassersäulenmaschinen.“ Mit Litteraturhinweisen.

⁷⁷⁾ Bornemann. Wassersäulenmaschinen mit Ventilsteuerung. Civiling. 1856. S. 50. Taf. 6 u. 7.

⁷⁸⁾ Davey's hydraulic pumping engine. Engng. 1875 II. S. 247; Eng. 1875 II. S. 214 u. hieraus Dingl. polyt. Journ. 1876 II. S. 23; Engng. 1877 I. S. 488 u. hieraus Dingl. polyt. Journ. 1877 III. S. 231. — Davey's water pressure engines. Engng. 1880 I. S. 358 u. 378; Eng. 1880 I. S. 313 und hieraus Dingl. polyt. Journ. 1880 III. S. 348.

⁷⁹⁾ Polyt. Centralbl. 1865. S. 209.

⁸⁰⁾ Duisburger Wassersäulenpumpe. Dingl. polyt. Journ. 1880 II. 282.

⁸¹⁾ Joy's Patent-Wassersäulenmaschine. Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1861. S. 82. Taf. VII.

⁸²⁾ Rittinger. Erfahrungen. 1862. S. 1. Taf. I bis IV.

⁸³⁾ Wassermotor von Gebr. Göbel in Bad Ems. Dingl. polyt. Journ. 1878 IV. S. 394.

⁸⁴⁾ Vergl. die schon citierte Abhandlung von Althans.

⁸⁵⁾ Polyt. Centralbl. 1837. S. 1021. Enthält die Armstrong 1836 patentierte Maschine. Vergl. auch Water pressure machinery. Engng 1877 I. S. 379.

durchgängig den Dampfmaschinen mit fest liegendem Cylinder, Lenkstange und Kurbel nachgebildet waren, wurde durch Armstrong die Maschine mit oscillierendem Cylinder eingeführt, wobei die Kolbenstangen dreier einfach wirkenden, durch besondere Schieber gesteuerten Maschinen direkt an den um je 120° versetzten Kurbelzapfen angriffen. Durch Weglassung besonderer Steuerorgane und Verwendung des schwingenden Cylinders selbst als Schieber wurde die wesentlichste Vereinfachung erzielt durch Sinclair⁸⁶⁾ und später Faivre⁸⁷⁾, welche die Gleitfläche des an einem Cylinderende befindlichen Drehzapfens als Schieberspiegel benutzten, durch Ramsbottom⁸⁸⁾ und später Wyss & Studer⁸⁹⁾ in Zürich, welche eine der Oscillationsebene parallele Schieberfläche seitlich der Cylinder wählten, besonders aber 1870 durch Schmid in Zürich, der unter Annahme eines erweiterten Zapfens dessen als Schieberspiegel benutzte Gleitfläche unter den Cylinder verlegte, endlich durch Haag⁹⁰⁾, de Pezerat⁹¹⁾ u. A.⁹²⁾, welche die Zapfen wieder seitlich anordneten.

Wassersäulenmaschinen mit fest liegendem Cylinder, Lenkstange, Kurbel, Schwungrad und durch Excenter bewegter Kolbensteuerung wurden 1852 bis 1856 durch Bornemann⁹³⁾ in Freiburg ausgeführt, ähnliche Anordnungen auch durch George⁹⁴⁾ in Paris, Perret⁹⁵⁾ in Bordeaux getroffen, wobei letzterer eine eigentümliche Steuerung ohne Excenter, so auch bei seiner 1867 auf der Pariser Weltausstellung befindlichen Maschine verwendete.⁹⁶⁾ Zur Vermeidung von Stößen und behufs Ermöglichung größerer Geschwindigkeiten führte man Luft in die Cylinder ein, wie dies 1863 von Lewis⁹⁷⁾ in Birmingham durch Anbringung kleiner Windkessel an beiden Cylinderenden und in gleicher Weise 1873 durch Mayer⁹⁸⁾ in Wien geschehen ist. Baker⁹⁹⁾ will im Kolben selbst elastische Luftkissen bilden, Coque¹⁰⁰⁾ in Paris benutzte 1867 bei seiner Ausstellungsmaschine für den Einlaß einen Schieber, für den Auslaß zwei Ventile, durch welche zugleich atmosphärische Luft angesaugt werden konnte.

Vollständig rotierende Maschinen, sogenannte Kapselräder, wurden

⁸⁶⁾ Dingl. polyt. Journ. 1853 IV. S. 168.

⁸⁷⁾ Armengaud. Les progrès de l'industrie. Vol. I. Paris 1868. Taf. 6.

⁸⁸⁾ Polyt. Centralbl. 1866. S. 842. Taf. 23.

⁸⁹⁾ Prakt. Masch. Konstr. 1874. S. 6. Taf. 4; 1875. S. 378 und Dingl. polyt. Journ. 1874 II. S. 278, 1875 IV. S. 281.

⁹⁰⁾ Dingl. polyt. Journ. 1875 I. S. 194. — Prakt. Masch. Konstr. 1876. S. 11.

⁹¹⁾ Oppermann. Portef. économique. 1879. S. 54. Taf. 15/16.

⁹²⁾ Vergl. Schaltenbrandt u. Möller. Neuerungen an oscillierenden Wassersäulenmaschinen. Prakt. Masch. Konstr. 1879. S. 214 u. Dingl. polyt. Journ. 1879 III. S. 186.

⁹³⁾ Bornemann. Wassersäulengöpel auf Daniel Fundgrube bei Schneeberg. Civiling. 1856. S. 138. Taf. 19—21.

⁹⁴⁾ Polyt. Centralbl. 1867. S. 1377.

⁹⁵⁾ Lacolonge. Theoretische und experimentelle Untersuchungen über Perret's doppelwirkende Wassersäulenmaschine. Civiling. 1867. S. 217. Taf. 13.

⁹⁶⁾ Zu dieser Gruppe gehört auch die Maschine von Lilie u. Werner. D. R. P. 1878. No. 5015, die sich statt weiterer Beschreibung als Umkehrung einer Differentialpumpe bezeichnen läßt, bei der Saugventil und Ventil des durchbrochenen Kolbens gesteuert werden. Dingl. polyt. Journ. 1879 IV. S. 438.

⁹⁷⁾ Polyt. Centralbl. 1863. S. 635.

⁹⁸⁾ Mayer. Über Wassersäulenmaschinen mit Expansion. Zeitschr. d. österr. Ing.- u. Arch.-Ver. 1874. S. 219; Prakt. Masch. Konstr. 1875. S. 126; 1879. S. 105. — Mayer's expanding water pressure engine. Engng. 1880 II. S. 209. (Mit Diagrammen.) Österreich. Zeitschr. f. Berg- u. Hüttenwesen. 1880. S. 3 u. 386.

⁹⁹⁾ Polyt. Centralbl. 1866. S. 635.

¹⁰⁰⁾ Oppermann. Portef. économique. 1867. S. 77. Taf. 26, und besonders genaue Zeichnung und Beschreibung in der schon citierten Arbeit von Rühlmann: Über Wasserdruckmaschinen.

bereits anfangs der 50iger Jahre empfohlen durch Maudslay¹⁰¹⁾, dann durch Fitz-Williams¹⁰²⁾ u. A. und sind auch in neuester Zeit wieder in verschiedenen Konstruktionen aufgetaucht. Räder dieser Art waren 1878 auf der Pariser Ausstellung und liefen teilweise mit der enormen Geschwindigkeit von 3000 Umdrehungen in der Minute.

Während gewöhnlich eine geringere Leistung der Wassersäulenmaschinen durch Drosselung des Triebwassers erreicht wird, welche Regulierungsweise immerhin den Maximalverbrauch an Druckwasser bedingt, gehen neuere Bestrebungen hauptsächlich auf eine Regulierbarkeit ohne Kraftverlust hin. Mayer erzielt dieselbe annähernd durch variable Luftfüllung, Hastie¹⁰³⁾ in Greenock und Henniges & Co.¹⁰⁴⁾ in Berlin-Moabit (Patent Hambruch) durch selbstthätige Hubregulierung, Körösi¹⁰⁵⁾ in Graz (Patent Winter) durch vollständige Absperrung des Zufußwassers bei maximaler Geschwindigkeit, also durch Regulierung der Zahl der Füllungen.

Eine andere Ausnutzung größerer Wassergefälle ist durch Turbinen ermöglicht, die zuerst¹⁰⁶⁾ 1750 im Segner'schen Reaktionsrade, besser aber 1827 in der Fourneyron- und 1837 in der Henschel-Turbine, besonders jedoch von 1844 ab in dem von Escher, Wyß & Co. gebauten Zuppinger'schen Tangentialrade und endlich von 1848 ab in der Schwamkrug-Girard-Turbine zweckmäßige Ausführungen gefunden haben; vergl. übrigens Kap. I, dritter Teil, S. 112.

Die Einführung der eigentlichen, in Organen zur Herstellung, Leitung und Benutzung des Wasserdrucks bestehenden hydraulischen Triebwerksanlagen beginnt mit der Erfindung der hydraulischen Presse durch Bramah¹⁰⁷⁾ 1795, deren Prinzip in umfangreichster Weise durch Armstrong, welcher sich überhaupt um die Einführung der hydraulischen Transmission großes Verdienst erworben hat, angewendet wurde. Derselbe setzte 1846 sowohl den ersten hydraulischen Kran¹⁰⁸⁾ am Quai in New-Castle, als auch einen Wasserdruckmotor für eine Druckerei im Anschlusse an die städtische Wasserleitung in Betrieb, versah bald darauf einen Teil des Albert Docks in Liverpool mit hydraulischen Kranen und Aufzügen unter Entnahme des Wassers von 61 m Druckhöhe aus der städtischen Leitung und errichtete 1849 im Hafen von Grimsby ebenfalls hydraulische Krane, wobei Rendel den Wasserdruck auch zum Öffnen und Schließen der Thore und Schleusen an den neuen Docks daselbst verwandte. In Ermangelung einer Wasserleitung wurde hier für das Hochreservoir ein Turm von 60 m Höhe erbaut und demselben das Wasser durch eine Dampfmaschine zugepumpt. Da, wie es hier der Fall war, städtische Wasserleitungen auch sonst nicht jedesmal existierten, zudem der bei denselben disponible

¹⁰¹⁾ Polyt. Centralbl. 1852, S. 1425.

¹⁰²⁾ Deutsche Ind. Ztg. 1865, S. 183.

¹⁰³⁾ Engng. 1878 II, S. 363, 368, und 1879 II, S. 106. — Eng. 1878 II, S. 146. — Dingl. polyt. Journ. 1879 I, S. 127. — Prakt. Masch. Konstr. 1879, S. 183.

¹⁰⁴⁾ Prakt. Masch. Konstr. 1879, S. 456.

¹⁰⁵⁾ Prakt. Masch. Konstr. 1879, S. 159, Taf. 32.

¹⁰⁶⁾ Rühlmann. Allgemeine Maschinenlehre. 2. Aufl. Bd. I. Braunschweig 1875, S. 360. „Horizontale Wasserräder“. Geschichtliche Einleitung.

¹⁰⁷⁾ Rühlmann. Bd. II. Braunschweig 1876, S. 359.

¹⁰⁸⁾ Dingl. polyt. Journ. 1847 IV, S. 92. Vergl. ferner: Tellkamp. Reise-Bericht über hydraulische Hebevorrichtungen und deren Anwendung in England. Zeitschr. d. Arch. u. Ing. Ver. zu Hannover. 1857, S. 23 u. Dingl. polyt. Journ. 1857 III, S. 245. — Armstrong's Anwendung des Wasserdrucks als bewegende Kraft, insbesondere für Aufzugsmaschinen. Dingl. polyt. Journ. 1859 III, S. 169.

Druck infolge veränderlicher Wasserentnahme bedeutend variierte, ein besonderes Hochreservoir aber zu große Kosten verursachte, suchte Armstrong zur Kraftaufspeicherung und Druckregulierung zunächst Windkessel zu verwenden, wurde aber infolge Unzweckmäßigkeit derselben 1851 auf die Konstruktion der Accumulatoren und die Anwendung bedeutender Wasserpressungen (bis 50 Atm.) geführt, wodurch die der allgemeinen Einführung der Wassertransmission im Wege stehenden Hindernisse vollständig beseitigt waren, so daß dieselbe seitdem ausgedehnte Verbreitung gefunden hat, zunächst bei Pressen, bei Kranen und Aufzügen für Quaianlagen, Bahnhöfe, Waarenhäuser und Bessemerwerke, zur Bewegung von Drehscheiben¹⁰⁹⁾, zum Öffnen und Schließen der Schleusenthore, zur Bewegung von Zug- und Drehbrücken, zum Betriebe von Pumpen¹¹⁰⁾, Fördermaschinen¹¹¹⁾ und Pochwerken, für Maschinen der Kleinindustrie und für Werkzeugmaschinen¹¹²⁾ größerer Fabriken und Fabrikenkomplexe, endlich auch zum Betriebe von Schrämm- und Gesteinsbohrmaschinen.

Besonders der Kleinindustrie suchte man seit der allgemeinen Einführung der städtischen Wasserversorgungen die hydraulische Transmission durch Konstruktion einfacher und ökonomisch wirkender Motoren dienstbar zu machen, es hat sich jedoch nicht selten gezeigt, daß die Kosten des Wassers zu hoch sind, um den Wassermotor anderen Kleinmotoren vorziehen zu können.¹¹³⁾ Deshalb verdient die Ausführung dieses Gedankens in anderer Weise volle Beachtung, nämlich die Anlage gesonderter Leitungen für den Maschinenbetrieb größerer Fabrikenkomplexe oder von industriellen Stadtteilen. So hat sich in Hull¹¹⁴⁾ die „Hull Hydraulic Power Company“ gebildet, welche 1876 eine Leitung von circa 1500 m Länge eröffnete, durch welche sie Druckwasser von 40 Atm. liefert. Zwei Maschinen von je 60 Pf. pumpen das Wasser aus dem Hafenbassin in Reservoirs und von da zu den Accumulatoren und in die Leitung.

Der im allgemeinen zur Verwendung kommende Druck variiert von einigen Atmosphären bei städtischen Wasserleitungen bis 50 Atm., wie er bei Hebevorrichtungen gebraucht wird; Pressungen von 80 bis 200 Atm. kommen beim Betriebe von Gesteinsbohrmaschinen vor; beim Heben großer Lasten, z. B. von Brückenträgern, geht man bis 600 Atm.

Die zur Druckerzeugung dienenden Presspumpen werden meist durch Dampf- oder Wasserkraft betrieben, bei kleineren Anlagen wohl auch durch Muskelkraft bewegt. In dem letzten Falle lassen sich die Arbeitsmaschinen einzeln mit Presspumpen ausstatten, wie dies bei den hydraulischen Handwinden, Lochmaschinen¹¹⁵⁾ u. s. w. vorkommt.

¹⁰⁹⁾ Z. B. Apel's hydraul. Maschine für Drehscheiben. Dingl. polyt. Journ. 1879 II. 215.

¹¹⁰⁾ Vergl. Hauer. Wasserhaltungsmaschine der Bergwerke. Leipzig 1879. S. 584—640, 698, 714, 720. Mit Litteraturangaben.

¹¹¹⁾ Vergl. Hauer. Fördermaschinen der Bergwerke. Leipzig 1874. Turbinen S. 299. Wassersäulenmaschinen S. 312. Litteratur S. 443. — Davey's hydraulic winding engines. Engng. 1880 I. 378.

¹¹²⁾ Tweddell. On the application of water pressure to machinery and plant. Eng. 1871 II. S. 219. — Polyt. Centralbl. 1871. S. 1459.

¹¹³⁾ Vergl. Grove. Kosten der Betriebskräfte für das Kleingewerbe. Hannover'sches Wochenbl. f. Handel u. Gew. 1876. S. 270 und Dingl. polyt. Journ. 1876 IV. S. 182.

¹¹⁴⁾ Engng. 1876 II. S. 279 und Dingl. polyt. Journ. 1876 IV. S. 280.

¹¹⁵⁾ Ludewig. Hydraulische Lochmaschinen und Winden. Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1866. S. 707; 1867. S. 786. — Tangye Brothers. Hydraulic machinery. Engng. 1870 I. S. 413. — Verin hydraulique, crochet de traction et peson hydrostatique. Armengaud. Publ. industr. 1878. S. 113. Taf. 12.

Die hydraulische Transmission als Ersatz fester Gestänge findet sich bei den von Schüller 1862 eingeführten Pumpen mit hydrostatischem Gestänge, deren Prinzip aus Fig. 37, Taf. XI, ersichtlich ist.¹¹⁶⁾ Durch die in den Röhren *A* und *B* eingeschlossenen Wassersäulen wird der im Cylinder *C* durch den Kolben ausgeübte Druck auf das Pumpenkolbensystem *D* übertragen. Während hier das Wassergestänge stets getrennt vom geförderten Wasser bleibt, bildet letzteres bei anderen Konstruktionen, z. B. der in Fig. 16, Taf. XI, dargestellten Angely'schen Pumpe selbst das Druckgestänge. Geht der Kolben *A* nach rechts, so schließt sich das Ventil *B*, die im Rohre *C* eingeschlossene Wassersäule treibt den belasteten Differentialkolben *D* in die Höhe, wobei durch das Saugeventil *E* Wasser angesaugt wird. Hört die Bewegung auf, so beginnt unter Schließung des Saugeventiles *E* und Eröffnung des Druckventiles *F* der belastete Kolben *D* zu sinken, treibt den Kolben *A* nach links zurück und drückt ein dem vorher angesaugten Wasserquantum gleiches Volumen durch das Ventil *B*, welches mittelst besonderer Steuerung oder genügend großer Reibung an der Stange des Kolbens *A* offen gehalten werden muß.

Endlich muß auch hier der Benutzung des Wasserdrucks zu Bremsen¹¹⁷⁾, Kupplungen¹¹⁸⁾, zur Verminderung der Zapfenreibung¹¹⁹⁾, zu hydraulischen Leitern¹²⁰⁾, sowie zur Bewegung des Steuerruders auf Schiffen¹²¹⁾ gedacht werden.

§ 39. Anordnung der hydraulischen Transmission. Wird mittelst eines Kolbens an einem Ende einer mit Wasser gefüllten, irgendwie gekrümmten Röhre ein Druck auf das Wasser ausgeübt, so pflanzt sich derselbe nach dem andern beliebig weit entfernten Ende mit verhältnismäßig geringem, von der Größe des Drucks unabhängigem Reibungsverluste infolge der Unzusammendrückbarkeit des Wassers

¹¹⁶⁾ Schüller. Pumpe mit hydrostatischem Gestänge. Zeitschr. d. österr. Ing. u. Arch. Ver. 1862. S. 183.
Rouvière-Prudhomme's Pumpen. Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1864. S. 68, 1865. S. 153 und
Dingl. polyt. Journ. 1865 II. S. 173.

Werner. Theorie der einfach wirkenden Wassergestängepumpen. Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1865. S. 279.

Barne's Wassergestängepumpen. Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1865. S. 557.

Engelhardt. Beschreibung der hydraulischen Pumpvorrichtung auf dem Schachte von der Heydt der kgl. Steinkohlengrube Glücksburg bei Ibbenbüren. Zeitschr. f. d. Berg-, Hütten- u. Salinenwesen im preuß. Staate. 1866. S. 343.

Verpilleux. Hubpumpe. Dingl. polyt. Journ. 1869 III. S. 188.

Pfähler. Wasserhaltungsmaschine mit hydraulischem Gestänge auf der fiskalischen Steinkohlengrube Sulzbach-Altenwald bei Saarbrücken. Zeitschr. f. d. Berg-, Hütten- u. Salinenwesen im preuß. Staate. 1874. S. 179; 1875. S. 60; 1876. S. 35. (Mit Diagrammen).

Goulier. Correction du défiant capital des pompes dans lesquelles la force est transmise par des colonnes liquides. Bullet. de la soc. d'enc. 1878. S. 94 und Dingl. polyt. Journ. 1878 III. S. 229.

Angely. Elevateur hydraulique. Armengaud. Publ. industr. 1878. S. 439 u. Dingl. polyt. Journ. 1878 III. S. 314.

Krebs. Pumpe mit hydraulischem Gestänge (D. R. P. 6858). Dingl. polyt. Journ. 1880 II. S. 454.

Vergl. auch Hauer, Wasserhaltungsmaschinen der Bergwerke. Leipzig 1879. S. 704. „Pumpen mit Wassertransmission.“

¹¹⁷⁾ Barker's hydraulic railway brake. Engng. 1871 I. S. 111; 1875 I. S. 28.

¹¹⁸⁾ Jackson's hydraulische Friktionskupplung. Dingl. polyt. Journ. 1859 III. S. 251.

Daelen's hydraulische Friktionskupplung. Stummer's Engng. 1875 I. S. 225.

¹¹⁹⁾ Mallet's hydrostatische Drehscheibe (Zapfen auf Wasser laufend). Dingl. polyt. Journ. 1842 IV. S. 401.

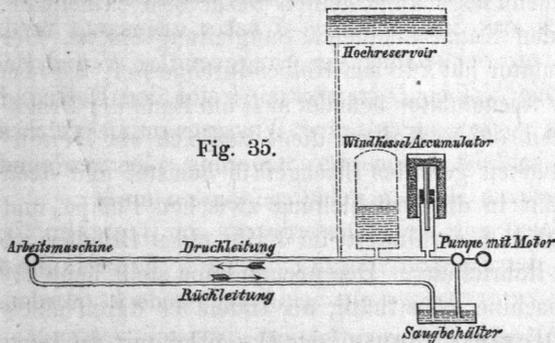
Girard. Note sur les expériences de surfaces glissantes et sur leur application aux pivots des arbres verticaux. Comptes rendus. 1862 II. S. 926 u. Notiz in Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1864. S. 175.

¹²⁰⁾ Broszu's hydraulische Leiter. Prakt. Masch. Konstr. 1879. S. 382.

¹²¹⁾ Gouvernail Lafargue. Revue industr. 1878. S. 213; Eng. 1878 II. S. 83.

wie durch ein festes Gestänge fast momentan fort. Demnach wird von einer mit Druckpumpe versehenen Kraftmaschine aus durch die Druckleitung die Kraft nach einer anderswo aufgestellten, zur Aufnahme des Wasserdrucks eingerichteten Arbeitsmaschine transmittiert werden können. Ist die Arbeitsleistung des Motors nicht in jedem Augenblicke gleich dem Kraftverbrauche der Arbeitsmaschine, so muß der zeitweise Kraftüberschuß aufgespeichert und bei eintretendem Mangel wieder abgegeben werden. Dies wird durch Verbindung der Leitung mit einem Hochreservoir oder durch Anordnung eines genügend großen Windkessels oder endlich durch Einschaltung

eines Accumulators erreicht, das heißt eines mit der Druckleitung verbundenen Cylinders, in welchem das Wasser mit einem beweglichen Kolben der Wasserpressung entsprechend belastet ist. In allen Fällen wirkt ein solcher Kraftsammler auch als Druckregulator und als Sicherheitsvorrichtung gegen zu hohen Druck. Wird das durch die Arbeitsmaschine verbrauchte Wasser zu den



Pumpen zurückgeleitet, so ergibt sich die in Fig. 35 schematisch dargestellte Anordnung, das geschlossene System. Das offene System hingegen liegt beispielsweise beim Anschluß von Arbeitsmaschinen an städtische Wasserleitungen vor, d. h. die Rückleitung fällt fort, indem das Wasser an der Verbrauchsstelle frei abfließt.

Die gebräuchliche Konstruktion eines zum Betriebe von Hebevorrichtungen dienenden Accumulators zeigt Fig. 30, Taf. XI. Aus Fig. 42 ist* ein solcher mit Presspumpe für hydraulische Pressen¹²²⁾ ersichtlich. Die von der Transmission aus bewegte Druckpumpe saugt aus dem Wasserkasten *A*, in welchen das Abwasser der Pressen wieder zurückläuft. Ist der Wasserverbrauch der Pressen oder sonstigen Arbeitsmaschinen größer als die Lieferung der Pumpen, so sinkt der Accumulator. Demnach wird zeitweise eine größere Arbeit geleistet, als die Transmission beziehungsweise der Motor liefert. Bei dauerndem Überschusse motorischer Arbeit steigt der Accumulator bis zu seiner höchsten Stellung und hebt durch den Teller *B* das Gewicht *C*, wodurch ein an der Kette *D* hängendes Gegengewicht sinkt und das Saugeventil der Pumpe öffnet, so daß letztere leer läuft.

Diese Accumulatoren gestatten für eine bestimmte Belastung nur eine Spannung des Druckwassers. Zur Herstellung verschiedener Wasserpressungen mit Vermeidung der zeitraubenden Änderung des Belastungsgewichtes können verschiedene Kolbenquerschnitte des Accumulators nutzbar gemacht werden, wie es die Differentialaccumulatoren von Heinrich¹²³⁾ in Prag ermöglichen, bei denen sich drei verschiedene Spannungen durch einfache Hahndrehung erzielen lassen.

Ein Beispiel des geschlossenen Systems der hydraulischen Transmission bietet die 1857 in Betrieb gesetzte Anlage hydraulischer Krane auf der steuerfreien

¹²²⁾ Ähnliche Konstruktionen von Accumulatoren mit ihren Presspumpen siehe: Armengaud. Publ. ind. Vol. 19. 1871. Taf. 13 (für hydr. Krane), dann Vol. 22. 1875. Taf. 24, 25, 31, 37 u. 38 (für hydr. Pressen).

¹²³⁾ Dingl. polyt. Journ. 1880 I. S. 185.

Niederlage zu Harburg¹²⁴⁾ nach Fig. 30 bis 33, Taf. XI. Längs des Bahnhofkanales sind auf dem Perron fünf hydraulische Drehkrane von je 1000 kg und einer von 1500 kg Tragfähigkeit und je 9,93 m Hub zum Beladen und Entladen der Schiffe aufgestellt, während im Innern des Lagerhauses vier hydraulische Aufzüge von je 1000 kg Tragkraft und 16,5 m Hub die Waaren in die verschiedenen Stockwerke fördern. Eine Zwillingsdampfmaschine von 243 mm Cylinderdurchmesser, 292 mm Hub und 75 Umdrehungen pro Minute, welcher der Dampf von zwei Cornwallkesseln geliefert wird, betreibt direkt vier Plunserpumpen von 64 mm Durchmesser, die ihr Wasser dem im Dachraum des Maschinenhauses aufgestellten Reservoir entnehmen. Wasserverluste werden durch eine in den Kanal mündende Saugleitung ersetzt. Der neben der Maschine aufgestellte Accumulator hat 243 mm Kolbendurchmesser, 3,504 m Hub und 0,162 cbm Inhalt. Ein zweiter Accumulator befindet sich am Ende der Druckleitung im Lagerhaus. Der hohle unten offene Kolben dient zugleich als Druckwindkessel, ist durch ein mit Eisenstücken gefülltes Blechgefäß belastet und oben durch zwei starke Stangen geführt. Ein in die Druckleitung zwischen Pumpe und Accumulator eingeschaltetes Druckventil *A* verhindert im Falle eines Bruches an den Pumpen das Auslaufen der ganzen Rohrleitung. Der Accumulator stellt beim Erreichen seiner höchsten Stellung die Maschine selbstthätig ab, indem er durch einen Anschlag mittelst eines Hebels *B* die Drosselklappe *C* der Dampfleitung schließt, diese jedoch bei seinem Sinken auch wieder öffnet. Um ferner der Eventualität des Berstens der Leitung beim Festklemmen des Accumulatorkolbens zu begegnen, wurde in das gemeinsame Druckrohr der Pumpen ein Sicherheitsventil nach Fig. 14 u. 15, Taf. XI, eingeschaltet, das sich bei einem Wasserdruck von circa 30 Atm. öffnet und das austretende Druckwasser in das Speisereservoir gelangen läßt. Manometer und Entleerungshahn sind am Accumulator vorhanden. Der Arbeitsdruck beträgt ungefähr 27 Atm.; dem entsprechend ist der Accumulatorkolben im Lagerhaus belastet, während der im Maschinenhaus befindliche eine dem Drucke von ungefähr 28 Atm. entsprechende Belastung trägt, weil ihm die Funktion der Regulierung zukommt, er also zuletzt steigen und zuerst sinken soll. Die Länge der Druck- und Rückleitung beträgt ungefähr 240 m, die Rohrweiten 97 mm beziehungsweise 110 mm. Sind sämtliche Hebevorrichtungen mit mittlerer Leistung gleichzeitig in Benutzung, so haben die Pumpen 3,460 l Wasser pro Sekunde zu liefern. Bei gleichzeitigem Heben sämtlicher Arbeitskolben geht durch die Leitung 0,0054 cbm Wasser pro Sekunde mit einer Geschwindigkeit von 0,73 m in der Druck- und 0,56 m in der Rückleitung.

Weitere Anwendungen der hydraulischen Transmission für Hebevorrichtungen siehe VI. Kapitel.

§ 40. Berechnung der Accumulatoren und Rohrleitungen. Da die hydraulischen Arbeitsmaschinen meist nur periodisch, die Pumpen hingegen in der Regel kontinuierlich arbeiten, werden die Dimensionen der letzteren nach dem durchschnittlichen Wasserkonsum der Arbeitsmaschinen bestimmt. Der Wasserverbrauch der einzelnen Maschinen während der regelmäßigen Zeitperioden $t_1, t_2, t_3 \dots$ gleich $q_1, q_2, q_3 \dots$ erfordert Pumpendimensionen für eine Wasserlieferung von

$$Q = \frac{q_1}{t_1} + \frac{q_2}{t_2} + \frac{q_3}{t_3} + \dots \dots \dots 123$$

¹²⁴⁾ Welkner. Die hydr. Krane und Aufzüge der steuerfreien Niederlage zu Harburg. Zeitschr. d. Arch. u. Ing. Ver. f. Hannover 1860. S. 443.

Der Accumulatorinhalt V muß für den ungünstigsten Fall ausreichen, daß sämtliche Arbeitsmaschinen zur gleichen Zeit t die Wassermenge $q_1 + q_2 + q_3 + \dots$, also während der Arbeitszeit pro Sekunde

$$Q_1 = \frac{q_1 + q_2 + q_3 + \dots}{t}$$

verbrauchen, während die Pumpen in der gleichen Zeit t nur $Q t$ liefern. Es muß demnach von dem Accumulator das Wasservolumen

$$V = (Q_1 - Q) t \dots \dots \dots 124.$$

ergänzend abgegeben werden können, also derselbe einen diesem Werte gleichen Rauminhalt bekommen. Bei den hydraulischen Kranen ist $Q_1 t$ der Inhalt der Treibcylinder der Hebevorrichtungen. Demnach ergibt sich, wenn man von der Pumpenlieferung $Q t$ während der Arbeitszeit absieht, die von Armstrong aufgestellte Regel $V = Q_1 t$, d. h. der Accumulatorinhalt gleich dem Inhalt sämtlicher Treibcylinder. Ausführungen zeigen häufig bedeutend größere Inhalte, als diese Regel ergäbe.

Hingegen werden die Accumulatoren bei der Anwendung des Wasserdrucks zum Betriebe von Gesteinsbohrmaschinen wegen des ziemlich konstanten Wasserverbrauches sehr klein genommen, so daß sie weniger als Arbeitssammler, sondern vielmehr als Druckregulatoren wirken.

Bei ausgedehnten Anlagen hydraulischer Vorrichtungen pflegt man mindestens zwei Accumulatoren zu verwenden, von denen der eine in die Nähe der Dampfmaschine und der andere an das Ende der Druckleitung gesetzt wird. Es sei allgemein m ihre Anzahl, D der Kolbendurchmesser und H der Hub, dann wird

$$D = \sqrt[3]{\frac{4}{\pi} \frac{V}{m} \frac{D}{H}}, \text{ wobei nach Ausführungen}$$

$$\frac{D}{H} = \frac{1}{10} \text{ bis } \frac{1}{15} \text{ gesetzt werden kann.}$$

Bezeichnet man mit p_1 den Anfangs- und p_2 den Enddruck in der Leitung in kg pro qm, bedeutet ferner c die Wassergeschwindigkeit in m pro Sekunde, l die Länge und d den Durchmesser der Leitung in m, g die Beschleunigung der Schwere, $\gamma = 1000$ das Gewicht pro cbm Wasser, so schreibt sich der durch die Widerstände in einer horizontalen Leitung bedingte Druckverlust:

$$p_1 - p_2 = \left(\Sigma \zeta + \zeta \frac{l}{d} \right) \frac{c^2}{2g} \frac{\gamma}{g}, \dots \dots \dots 125.$$

wobei $\Sigma \zeta$ die Summe der Widerstandskoeffizienten für Krümmungen, Verengungen u. s. w., ferner ζ den Koeffizienten der Wasserreibung bedeuten. Letzterer ist nach Weisbach abhängig von c , nach Darcy auch von d , nach Hagen auch von der Wassertemperatur. Da innerhalb der Grenzen, zwischen denen diese Werte bei den technischen Anwendungen zu liegen pflegen $\zeta = 0,024$ bis $0,027$ wird, nimmt man am besten nach Grashof¹²⁵⁾ mit Rücksicht auf die Unvollkommenheiten der cylindrischen Form und auf geringe Verunreinigungen der Röhre einen um etwa 20% größeren Wert an und setzt $\zeta = 0,03$.

Die positive oder negative Ansteigung der Röhre gleich h gesetzt, hat man zu obigem Druckverlust noch $h \gamma$ zu addieren.

Als Wirkungsgrad der Leitung resultiert:

$$\eta = \frac{p_2}{p_1} = 1 - \left(\Sigma \zeta + \zeta \frac{l}{d} \right) \frac{c^2}{2g} \frac{\gamma}{p_1} \dots \dots \dots 126.$$

¹²⁵⁾ Grashof. Theoretische Maschinenlehre. Bd. I. Leipzig 1875. S. 447.

Wie ersichtlich, ist der Druckverlust unabhängig von dem Wasserdrucke und nur durch die Geschwindigkeit c , sowie die Dimensionen der Leitung bedingt. Der Wirkungsgrad wird also um so größer, je stärkere Pressungen in Anwendung kommen, wodurch sich die hydraulische Transmission besonders auch mit Rücksicht auf ihre Anschmiegbarekeit an örtliche Verhältnisse als vorteilhaft empfiehlt. Zu beachten ist jedoch, daß mit wachsender Spannung die durch die unvermeidlichen Undichtigkeiten namentlich der Stopfbüchsen und Kolben des Motors herbeigeführten Druckwasser-, also Kraftverluste bedeutend zunehmen.

Der oben stehende Ausdruck für den Wirkungsgrad gilt jedoch nur dann, wenn Lieferung und Verbrauch an Druckwasser gleich groß sind, welcher Fall annähernd bei dem Betriebe von Gesteinsbohrmaschinen vorliegt; siehe S. 191. Bei allen Arbeitsmaschinen mit intermittierendem Betrieb hingegen, z. B. den hydraulischen Hebe- und Hebemaschinen, kommt zeitweise der Accumulator zur Wirkung und hängt der Wirkungsgrad von der veränderten Wassergeschwindigkeit sowie der Reibung des Accumulatorkolbens ab. Auch findet Arbeitsverlust durch das Drosseln des Triebwassers statt, womit die disponible motorische Kraft dem Widerstande und der Geschwindigkeit der Arbeitsmaschine entsprechend reguliert wird.¹²⁶⁾ Wegen der Unsicherheit theoretischer Berechnungen ist man bei der Bestimmung der Dimensionen der für hydraulische Triebwerksanlagen erforderlichen Kraftmaschinen darauf angewiesen, deren Arbeitsstärke im Verhältnis zu der von den Arbeitsmaschinen geforderten Leistung nach Erfahrungen mit ausgeführten Anlagen zu bemessen; siehe § 42.

Bei der Wahl der Rohrweite, beziehungsweise Geschwindigkeit ist zu berücksichtigen, daß große Durchmesser und kleine Geschwindigkeiten geringe Kraftverluste bedingen und umgekehrt. Man nimmt bei stationären Anlagen also auch für hydraulische Kranen $c = 0,5$ bis 1 m und bei provisorischen Anlagen, z. B. für den Betrieb von Gesteinsbohrmaschinen, $c = 1,0$ bis $1,5$ m.

Die Röhren werden aus Gußeisen oder Schmiedeeisen, in einzelnen Fällen, bei kurzen gekrümmten Leitungen auch wohl aus Kupfer hergestellt.

Bezüglich der Berechnung der Rohrwandstärke sei auf Kapitel IV der zweiten Auflage des III. Bands des Handbuchs der Ingenieurwissenschaften (Wasserbau) verwiesen.

§ 41. Wasserdruckmotoren. Bei den als Wassersäulenmaschinen bekannten Motoren wirkt das Druckwasser wie der Dampf in der Dampfmaschine auf einen in einem Cylinder beweglichen Kolben, der an jedem Hubende selbstthätig umgesteuert wird. Sie werden einfach oder doppeltwirkend, stehend oder liegend, mit oder ohne Rotation, oscillierend oder mit Lenkstange und Kurbel, als Eincylinder- oder Zwilling- und Mehrcylindermaschinen ausgeführt. Die Unterschiede in ihrer Konstruktion gegenüber den Dampfmaschinen sind durch die Natur der motorischen Flüssigkeit begründet. Die Unzusammendrückbarkeit des Wassers bedingt Anordnungen zur Verhütung von Stößen, die größere Dichtigkeit desselben erfordert zur Verminderung der Effektverluste größere Durchflußquerschnitte. Die häufigste Ver-

¹²⁶⁾ Vergl. Werner. Die Anwendung stark gepresster Wasser nach Armstrong's System zur Kraftübertragung auf unterirdische Wassersäulenmaschinen, Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1867. S. 65. — Zimmermann. Beiträge zu einer Theorie der Arbeitssammler, Zeitschr. d. Arch. u. Ing. Ver. zu Hannover. 1875. S. 183. — Putzrath. Über Berechnung hydraul. Hebevorrichtungen. Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1878. S. 505. — Schmidt. Kritik hierüber, Techn. Bl. 1879. S. 120; Putzrath S. 202; Schmidt S. 203. — Herrmann-Weisbach. Mechanik der Zwischen- u. Arbeitsmaschinen. II. Abt. Braunschweig 1880. S. 117. „Accumulatoren“. — Grashof. Theoretische Maschinenlehre. Leipzig 1875. I. Band. S. 477. Bewegung des Wassers in Röhren,

wendung finden einfach- und direktwirkende Wassersäulenmaschinen ohne Rotation im Bergbau zum Pumpenbetriebe als sogenannte Wassersäulenpumpen.

Eine direkt- und doppeltwirkende Maschine dieser Art in horizontaler Anordnung, ausgeführt von Rauschenbach in Schaffhausen, zeigen Fig. 35 u. 36, Taf. XI. Sie dient zur Wasserversorgung von Neuhausen¹²⁷⁾ (Schweiz) und hat mittelst einer treibenden Wassermenge von 0,08 cbm pro Sekunde und eines Gefälles von 11 m eine Förderwassermenge von 0,005 cbm auf eine Höhe von 111 m zu heben. Durchmesser des Treibkolbens 860 mm, der Pumpenkolben 220 mm, Hub 975 mm, Zahl der Doppelhübe 8,5 pro Minute. In der gezeichneten Stellung bewirkt das durch das Rohr *A* in den Steuercylinder eintretende Druckwasser eine Verschiebung des Hauptkolbens nach links, bis derselbe gegen den Stift *a* stößt und diesen, sowie die beiden kleinen, durch eine Stange außerhalb des Cylinders damit verbundenen Vorsteuerkolben *b b*₁ verschiebt. Das Druckwasser, welches beständig zu den beiden Enden *c c*₁ des Vorsteuercylinders gelangen kann, wird hierdurch auf die rechte Seite des Kolbens *B* treten, während die linke Seite mit der stets zwischen den beiden Vorsteuerkolben in der Mitte des Vorsteuercylinders befindlichen Austrittsöffnung *d* kommuniziert. Dadurch erfolgt Verschiebung des Kolbens *B* und Umsteuerung der Hauptsteuerkolben *CC*₁. Wie ersichtlich, beruht das Prinzip der Umsteuerung auf der Anwendung einer kleinen Hilfswassersäulenmaschine. Durch Einschaltung eines Windkessels in die Zuleitung unmittelbar am Steuercylinder wird eine nahezu gleichförmige Bewegung des Wassers in der Zuleitung erzielt und der schädliche Stofs der in Bewegung befindlichen Wassermasse bei dem plötzlichen Absperren der Eintrittsöffnung, also auch der hieraus hervorgehende Verlust an lebendiger Kraft vermindert.

Im Jahre 1877 lieferte die Schweizerische Lokomotivfabrik in Winterthur nach Wädensweil am Züricher See direktwirkende Wassersäulenpumpen für ein natürliches Gefälle von 150 m, welches dazu benutzt wird, das Brauchwasser der Gemeinde 56 m zu heben. Die Steuerung erfolgt durch Drehung des Treibkolbens während seiner Bewegung. Sorgfältige Versuche ergaben durch Messung des Trieb- und Förderwassers einen Nutzeffekt von 86% bis 90%, also Werte, welche durch andere Motoren kaum zu erreichen sind.

So berechnet sich auch für die alten Reichenbach'schen und Jordan'schen Wassersäulenmaschinen der Wirkungsgrad zu 80% bis 83%.¹²⁸⁾

Bei bedeutenden Wasserpressungen sind Windkessel nicht verwendbar, weil das Wasser die Luft sehr rasch absorbiert. Solchen Maschinen ohne Windkessel giebt man nur eine sehr geringe Kolbengeschwindigkeit, außerdem erhalten die Steuerkolben an ihrem cylindrischen Teile Einschnitte oder spitz zulaufende kegelförmige Ansätze, wodurch der Eintrittsquerschnitt nur sehr allmählich geöffnet und geschlossen wird. Die hier auftretenden Arbeitsverluste setzen sich, wenn man von den Widerständen der Zuleitung absieht, zusammen aus:

1. den durch Wasserstofs bedingten Verlust an lebendiger Kraft,
2. den durch Querschnittsänderungen erwachsenden Verlust,
3. den Kraftwasserverlusten durch die Steuerung und durch Undichtheiten der Kolben und Stopfbüchsen,
4. den Verlusten durch Reibung der bewegten Teile.¹²⁹⁾

¹²⁷⁾ Bänninger. Machine a colonne d'eau a double effet. Armengaud, Publ. ind. 1875. S. 454. Taf. 36.

¹²⁸⁾ Rühlmann. Allgemeine Maschinenlehre. II. Aufl. I. Bd. S. 441.

¹²⁹⁾ Beschreibungen ausgeführter Wassersäulenmaschinen, sowie Berechnungen und Versuche über den

Bei den Kurbelmaschinen, für welche ja der Hub fixiert ist, können starke und gefährliche, durch Windkessel in der Zuleitung nicht vermeidbare Stöße dann entstehen, wenn der Cylinder nahe am Hubende während des Wechsels zwischen Ein- und Austritt vollständig abgesperrt und der Kolben durch das eingeschlossene Wasser am Weitergehen verhindert wird. Man hat dies umgangen durch Armstrong's Entlastungs-Klappen oder Ventile. Jedes Cylinderende erhält ein nach der Zuleitung öffnendes Druck- und ein von der Abfuhrleitung her mündendes Saugventil, wodurch weder ein Überdruck über die Pressung des Triebwassers, noch ein luftverdünnter Raum entstehen kann. Ohne besondere Hilfsmittel wird dieser Zweck unter Gestattung eines entsprechenden Druckwasserverlustes erreicht, wenn man am Hubende während einer wenn auch nur sehr kleinen Zeit Ein- und Austrittsraum gleichzeitig mit den Cylinderenden kommunizieren läßt. Dieses Mittels bedient man sich stets bei den Kleinmotoren, jedoch auch bei großen im Bergbau verwendeten Maschinen und mögen als Beispiel die in der Anmerkung 129 genannten Zwillingswassersäulenpumpen von Hoppe, mit Kurbelmechanismus und durch Excenter bewegter Kolbensteuerung, dienen. Hydrostatischer Druck im Arbeitscylinder 59,3 Atm., Nutzdruck 36,8 Atm., Gegendruck der Hinterwassersäule 22,5 Atm., normale mittlere Kolbengeschwindigkeit 0,25 m pro Sekunde bei 12 Umdrehungen pro Minute, Aufschlagwassermenge 2,7 cbm pro Minute, von welcher 1,085 cbm durch Undichtheiten des ungeliderten Treibkolbens und der Steuerkolben, — bei diesen hauptsächlich in Folge der vorgenannten Anordnung — verloren gehen. Bei derartigen Wassersäulenmaschinen betragen die Effektverluste: ungefähr 15% Gefällsverlust durch Wasserrreibung und Reibung der bewegten Maschinenteile, etwa 13% durch Wasserverlust am Treibkolben und 27% durch denjenigen der Steuerkolben, so daß der Wirkungsgrad der Wassersäulenmaschinen $\eta_1 = 0,45$. Mit dem Wirkungsgrad der Pumpen von ungefähr $\eta_2 = 0,78$ ergibt sich der Gesamtwirkungsgrad zu $\eta = \eta_1 \eta_2 = 0,35$. Diesen ungünstigen Resultaten ist ein gesamter Wirkungsgrad $\eta = 0,7$ bis 0,75 von vorteilhaft angelegten und sorgfältig ausgeführten Wassersäulenpumpen gegenüber zu stellen.

Von den mit oscillierendem Cylinder versehenen Kleinmotoren ist die in Fig. 20 und 21, Taf. XI, dargestellte Wassersäulenmaschine von Schmid in Zürich als zweckmäßige Konstruktion zu bezeichnen. Dieselbe hat nach offiziellen Versuchen 80% bis 90% Nutzeffekt ergeben.

Der obengenannte mit dem Hubwechsel verbundene Übelstand wird bei dem Motor von Mayer in Wien, siehe Fig. 38 bis 40, Taf. XI, durch die an den Cylinderenden angeordneten, mit Luft gefüllten Hohlräume vermieden. Der Abschluß der Austrittsöffnung erfolgt vor dem Hubende, so daß bis zu demselben Kompression der Luft auf die Wasserpressung erfolgt. Auf der Eintrittsseite geschieht der Abschluß der Eintrittsöffnung gleichfalls vor Ende des Kolbenhubs, bis zu welchem hin die Luft wieder bis zur atmosphärischen Spannung expandieren soll. Demnach muß die Größe dieser Luftkammern dem Wasserdrucke und der Steuerung entsprechen; durch Änderung der Luftfüllung, sowie des Expansions- und Kompressionsgrades kann mit

Wirkungsgrad finden sich mitgeteilt in:

Rittinger. Erfahrungen im berg- u. hüttenmännischen Maschinen-, Bau- und Aufbereitungswesen, 1856—72. — Besonders zu empfehlen ist:

Hoppe. Theoretische Erörterungen über die Zwillingswassersäulenpumpen im Königin-Marien-Schachte bei Clausthal. Zeitschr. f. d. Berg-, Hütt.- u. Salinenw. im preuß. Staate. 1878. S. 240.

variabler Wasserfüllung gearbeitet, also der Wasserverbrauch der verlangten Arbeitsleistung angepaßt werden. Theoretisch würde das Indikatordiagramm die in Fig. 36 dargestellte Form annehmen, wobei die Kurven zwischen der Adiabate und Isotherme liegen. Bei vergrößerter Leistung würde ein Diagramm wie punktiert angegeben entstehen. Große Wasserpressungen machen jedoch wegen der lebhaften Absorption der Luft durch das Wasser die Benutzung derartiger Luftkissen schwierig.

Fig. 36.



Bezeichnet für eine doppeltwirkende Wassersäulenmaschine D den Durchmesser und H den Kolbenhub in m, p den disponiblen Wasserdruck in kg pro qm, N_e die effektive Arbeitsstärke in Pf., n die Zahl der Umdrehungen pro Minute, $c = \frac{2 H n}{60}$ die mittlere Kolbengeschwindigkeit in m pro Sekunde, η den Wirkungsgrad der Maschine, so gilt:

$$\frac{\pi D^2}{4} p c = \frac{75 N_e}{\eta},$$

$$D = 9,77 \sqrt{\frac{N_e}{\eta p c}} \quad \dots \dots \dots 127.$$

Der Wirkungsgrad ist zu $\eta = 0,7$ bis $0,8$ einzusetzen und eine Kolbengeschwindigkeit $c \leq 0,6$ m zu wählen. Gebräuchliches Hubverhältnis $\frac{H}{D} = 1,2$ bis $1,5$.

§ 42. Anwendungen im Tunnelbau und Bergbau. Zum Betriebe der von Brandt in Hamburg erfundenen Rotations-Gesteinsbohrmaschine, siehe Kapitel VIII, findet die hydraulische Transmission beim Baue von Tunneln und Schächten seit einigen Jahren vorteilhafte Verwendung, indem sowohl das Anpressen und Drehen des Gesteinsbohrers, als auch das Festspannen der ganzen Maschine durch den Wasserdruck bewirkt wird.

Der erste grössere Versuch wurde mit genanntem Bohrsystem im Jahre 1877 beim Durchschlag des Sonnensteintunnels¹³⁰⁾ der Salzkammergutbahn in Österreich gemacht. Fig. 22, Taf. XI, giebt angenähert die Situation des einspurigen 1430 m langen Tunnels. Behufs rascher Vollendung wurden zwei Seitenstollen getrieben und am Eingange des zweiten 439 m langen Seitenstollens unmittelbar am See das Maschinenhaus, siehe Fig. 23 bis 25, errichtet. Zwei Röhrenkessel von 27,2 qm Heizfläche und $5\frac{1}{2}$ Atm. Überdruck dienten zum Betriebe der direktwirkenden Dampfpumpen, erwiesen sich jedoch als sehr knapp bemessen. Durchmesser der Dampfzylinder 240 mm, der Pumpen 530 mm, der Kolbenstangen 36 mm, gemeinsamer Hub 240 mm, Zahl der Umdrehungen pro Minute beim Betriebe einer Bohrmaschine $n = 65$ bis 85 , theoretische Betriebskraft 14,5 bis 19 Pf.; bei 2 Bohrmaschinen $n = 150$ bis 200 mit einer theoretischen Betriebskraft von 33,5 bis 45 Pf. Wasserdruck 85 Atm. Bei der aus Fig. 34, Taf. XI, ersichtlichen Pumpenkonstruktion besteht die Liderung der Kolben und Stopfbüchsen aus Lederscheiben mit zwischen gelegten Messingringen, eine Dichtungsart, die sich auch bei den mit sehr hohem Drucke arbeitenden Wassersäulenmaschinen als vorzüglich bewährt hat. Von den Pumpen geht die Druckleitung zu dem unter dem Dachgebälk befindlichen in Fig. 41, Taf. XI, dargestellten Accumulator von 60 mm Kolben- und 39 mm Stangendurchmesser, der für 85 Atm. Pressung durch einen angehängten Steinwürfel von 1450 kg belastet war. Eine Federbüchse diente zur Abschwächung der Stöße beim Abstellen der Gesteinsbohrmaschinen. Bei Mehrlieferung der Pumpen treibt das durch das untere Rohr seitlich eintretende Druckwasser den Kolben in die Höhe, bis er über die innere Stopfbüchse tritt und den Abfluss des Druckwassers durch das obere seitliche Rohr gestattet. Der Kolbenhub beträgt 500 mm, der Accumulatorinhalt 0,8 Liter, kaum hinreichend, um den beiden Motoren einer Bohrmaschine das für 3 Umdrehungen nötige Betriebswasser zu liefern. Die leiseste Veränderung oder Störung in dem Gange der Bohrmaschinen ist am Accumulator ersichtlich, so dafs jede weitere Verständigung zwischen der Bohrmaschine an der Arbeitsstelle und Maschinenhause wegfallen kann. Eine Centrifugalpumpe, die das Wasser aus dem See in die Saugkasten der Druckpumpen fördert, und ein Ventilator von 750 mm

¹³⁰⁾ v. Grimburg. Der Bau des Sonnensteintunnels. Zeitschr. d. öst. Ing. u. Arch. Ver. 1878. S. 1.

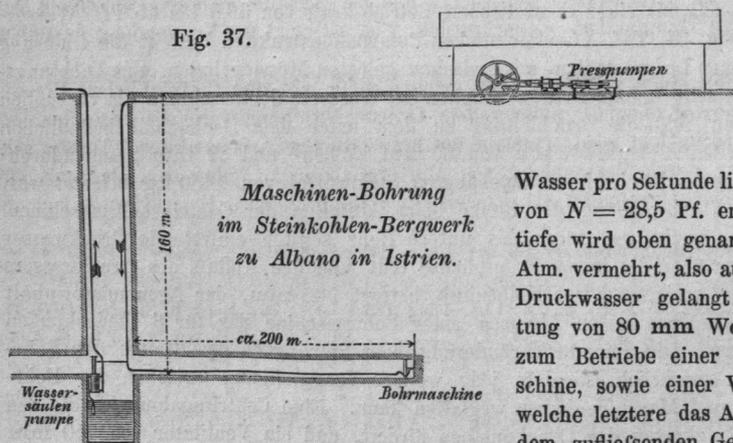
Flügelndurchmesser zur Lüftung des Tunnels werden nebst Drehbank und Schleifstein durch eine Lokomobile mittelst der in Fig. 24 angegebenen Deckentransmission getrieben.

Die Druckleitung des Wassers nach den Bohrmaschinen hin wurde aus schmiedeisernen gezogenen Rohren in der Weise hergestellt, daß je zwei Rohre von 5,5 m Länge durch Schraubenummuffe verbunden, diese 11 m langen Stücke nach Fig. 19 mittelst angelöteter schmiedeiserner Flanschen und Schrauben vereinigt und durch Kautschuk- oder Lederringe gedichtet wurden. Die Leitung vom Maschinenhaus aus war auf einer Strecke von 440 m 50 mm weit, dann 150 m lang 38 mm weit und endlich 6 bis 20 m lang 25 mm weit ausgeführt. Um den durch Temperaturdifferenzen bedingten Längsbewegungen der Leitung Rechnung zu tragen, waren alle 100 m Dilatationsvorrichtungen nach Fig. 17 eingeschaltet. Die Beweglichkeit des letzten 25 mm weiten Rohrstranges nach der Gesteinsbohrmaschine hin, des sogenannten Kettenrohres, war durch die in Fig. 18 gezeichneten Gelenke ermöglicht. Das verbrauchte Wasser wurde in das Innere des rotierenden Kernbohrers geleitet und zur Spülung des Bohrloches benutzt; auch wurde beobachtet, daß das durch seine Öffnungen am Ende der Druckleitung zerstäubt ausströmende Wasser eine sehr wirksame Reinigung der Luft und Abkühlung des Arbeitsraumes zur Folge hatte. Man ging deshalb dazu über, nach jeder Sprengung den Rauch durch Wasser niederzuschlagen.

Da die Druckverluste in der Leitung 5 bis 10 Atm. betragen, wovon 2,5 Atm. schon durch Ansteigung der Zuleitung verloren gingen, stellte sich der Arbeitsdruck der Bohrmaschinen durchschnittlich auf 75 Atm. Anfänglich waren zwei Bohrmaschinen in Betrieb, die später durch zwei weitere ergänzt wurden. Zahl der Umdrehungen des Bohrers 5 bis 8 pro Minute. Für die Kolbenmotoren betrug der Kolbendurchmesser 54 mm, Stangendurchmesser 38 mm, Hub 60 mm, Zahl der Umdrehungen der mittelst Schraube und Schraubenrad den Bohrer treibenden Kurbelwelle 180 bis 200 und im Maximum 300 pro Minute, theoretischer Wasserverbrauch beider Motoren bei $n = 200$, $Q = 0,92$ l pro Sekunde; effektive Arbeitsstärke der Motoren bei $n = 200$ und $p = 75$ Atm., $N_e = 9,5$ Pf. Den Wirkungsgrad der ganzen Anlage bestimmt v. Grimburg, indem derselbe den Wirkungsgrad der Dampfpumpen zu $\eta_1 = 0,80$, den der hydraulischen Transmission infolge von Wasser- und Druckverlusten zu $\eta_2 = 0,72$ und den der Bohrmaschine zu $\eta_3 = 0,70$ annimmt, wonach sich $\eta = \eta_1 \eta_2 \eta_3 = 0,40$ ergäbe. η_3 ist jedoch zu hoch gegriffen, da in demselben der Effektverlust durch das Schneckengetriebe mit nur 15% für einen Reibungskoeffizienten von $f = 0,02$ berücksichtigt ist; der Wirkungsgrad des Motors an und für sich bei dem hohen Arbeitsdruck dürfte ebenfalls zu günstig angenommen sein, so daß η_3 keinenfalls den Wert 0,5 übersteigen wird.

Die Gesamtanlagekosten betragen (einschließlich vier Bohrmaschinen für 11850 fl.) 38700 fl. und wurde hier, wie bei den folgenden Anlagen, die maschinelle Einrichtung von Gebr. Sulzer in Winterthur geliefert.

Steinkohlengrube Albano in Istrien; Fig. 37. Die Bohrmaschinen arbeiten 160 m unter Tage, doch wäre dieses Gefälle zu ihrem Betriebe nicht genügend gewesen, weshalb man sich genötigt sah, den fehlenden Druck durch eine Pumpenanlage zu beschaffen. Eine Zwillingsdampf-



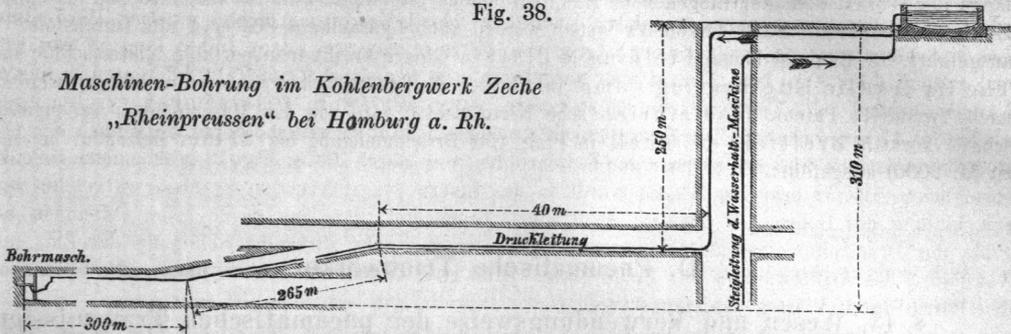
maschine treibt zwei doppelwirkende Pumpen, welche unter einem Drucke von ungefähr 70 Atm. bei $n = 30$ Umdrehungen pro Minute zusammen theoretisch 3,053 l

Wasser pro Sekunde liefern, was einer Arbeitsleistung von $N = 28,5$ Pf. entspricht. Durch die Schachttiefe wird oben genannter Druck noch um circa 16 Atm. vermehrt, also auf etwa 86 Atm. gebracht. Das Druckwasser gelangt in einer schmiedeisernen Leitung von 80 mm Weite den Schacht hinunter, um zum Betriebe einer Brandt'schen Gesteinsbohrmaschine, sowie einer Wassersäulenpumpe zu dienen, welche letztere das Abwasser der Bohrmaschine mit dem zufließenden Gebirgswasser zu Tage fördert. Wassergeschwindigkeit in der Leitung 0,61 m.

An der Wassersäulenmaschine beträgt der Druck 82 Atm, wonach sich ein Druckverlust von 4 Atm. ergibt.

Zeche Rheinpreussen; Fig. 38. Bei dieser erst vor wenigen Jahren dem Betriebe übergebenen Anlage befindet sich der ungefähr 600 m weit vorgetriebene Hauptstollen 310 m unter Tage und wird vermittelt einer Brandt'schen Bohrmaschine weiter geführt. Der natürliche Wasserdruck von 31 Atm. genügt zum Betriebe, so daß es nur notwendig war, das dem Ausgufsbassin der Wasser-

Fig. 38.



haltungsmaschine entnommene Wasser in einer schmiedeisernen 80 mm weiten Rohrleitung den Schacht hinunter zu leiten. Das gebrauchte Wasser fließt in einem horizontalen Stollen dem Sumpfe der Wasserhaltungsmaschine zu. Die Bohrmaschine gebraucht circa 1,5 l pro Sekunde, die Geschwindigkeit des Wassers in der Rohrleitung beträgt 0,60 m.

Bau des Ochsenkopftunnels.¹³¹⁾ Hierzu wurde die beim Sonnensteintunnel gebrauchte maschinelle Einrichtung verwendet. Wasserpressung 85 bis 150 Atm., normal 100 Atm. Die Rohrleitung bestand theils aus 26 mm weiten, durch Flanschen verbundenen und durch Lederringe gedichteten Röhren, theils aus solchen von 52 mm Weite, verbunden durch Schraubenmuffen und gedichtet durch zwischengelegte Kupferscheiben. Arbeitsleistung der Maschinen circa 20 Pf., gelieferte Wassermenge 150 l pro Minute, Anzahl der Umdrehungen pro Minute 50 bis 100; Umdrehungen des Bohrers 5,0 bis 5,5 pro Minute.

Hydraulischer Betrieb von Werkzeugmaschinen. Hier ist für den Bauingenieur die in Fig. 26 bis 28, Taf. XI, dargestellte hydraulische Nietmaschine von Tweddell¹³²⁾ von besonderem Interesse. Dieselbe findet sich hauptsächlich in England sowohl transportabel wie fest in den Brückenbauanstalten und größeren Kesselschmieden in Anwendung. Die transportable Maschine wird an einem Seile in passender Lage aufgehängt oder ist auf einer Leitschiene verschiebbar und wird derselben durch Gummischläuche oder Gelenkröhren das Betriebswasser, dessen Druck in der Regel 100 Atm. beträgt, zugeführt. Die linke Seite des kleinen Druckcylinders *B*, Fig. 28, steht immer in Verbindung mit dem Druckwasser, während dasselbe in den Raum *A* nur dann eintreten kann, wenn durch Verschiebung des Hauptkolbens ein Nietkopf hergestellt werden soll. Wird dann mittelst des Handhebels *D* das Druckwasser abgesperrt und der Ausfluß geöffnet, so schiebt der Wasserdruck im Cylinder *B* den Hauptkolben wieder zurück. Fig. 29 zeigt die Verwendung derselben Nietmaschine beim Schiffbau.

Da der Prefskolben stets einen größeren Weg machen muß, als zum thatsächlichen Pressen erforderlich ist, und dieser Leerweg ebenfalls unter vollem Drucke beziehungsweise mit ungeschmälerem Druckwasserverbrauch zurückgelegt wird, entsteht ein beträchtlicher Arbeitsverlust. Diesen vermeidet Heinrich¹³³⁾ in Prag durch Verwendung von Differentialkolben, wobei der Leergang mit Benutzung eines kleineren Kolbenquerschnitts, als derjenige des Hauptkolbens, bewirkt wird.

¹³¹⁾ Die Ausführung des Ochsenkopftunnels auf der Linie Dittersbach-Glatz. Zeitschr. f. Bauw. 1880. S. 87. Bl. 27 bis 32.

¹³²⁾ Engng. 1872 II. S. 79; 1874 II. S. 93, 117, 124; 1875 I. S. 76; 1876 I. S. 115; 1876 II. S. 3; 1878 II. S. 61, 64, 270; 1879 I. S. 66; 1880 II. S. 535. — Dingl. polyt. Journ. 1876 II. S. 405; 1877 II. S. 33; 1878 III. S. 505. — Armengaud. Publ. ind. Vol. 24. 1878. S. 276. Taf. 22. — Vergl. auch Mc. Kay u. Macgeorge's hydr. Nietmaschine. Engng. 1875 I. S. 223. — Maccoll's Nietmaschine. Eng. 1878 I. S. 288; Dingl. polyt. Journ. 1878 IV. S. 20. — Allen's tragbare hydr. Nietmaschine. Dingl. polyt. Journ. 1880 IV. S. 25. — Application des machines-outils à pression d'eau dans les chantiers de construction navale. Rev. ind. 1880. S. 494. Taf. XXV.

¹³³⁾ Differential-Nietmaschine von Heinrich. Dingl. polyt. Journ. 1880 II. S. 99 und hydraulisches Kesselnieten. S. 462.

Die Erfahrung hat gezeigt, daß Maschinenvernichtung billiger ist und schneller geschieht als Handarbeit und letztere bezüglich Sauberkeit übertrifft. Besonders für Brückenbau hat sich die hydraulische Nietmaschine für Werkstatt und Montage vorteilhaft bewährt. In ersterem Fall wird das Druckwasser durch eine stationäre Pumpenanlage mit Accumulator geliefert, wobei dann von der längs der Werkstattmauer hingehenden Hauptleitung des Triebwassers zu den verschiedenen Maschinen Zweigröhren führen. Nach Tweddell's System werden auch hydraulische Scheeren und Durchstöße¹³⁴⁾ ausgeführt. In England bauen Fielding & Platt in Gloucester die transportable Nietmaschine und The Hydraulic Engineering Comp. in Chester die hydraulischen Scheeren und Lochmaschinen nach Tweddell's Patent. Die Heinrich'sche Nietmaschine wird von der Maschinenbau-Actiengesellschaft, vormals Breitfeld & Danek in Prag (für Brückennietung bis 24 mm Bolzendurchmesser zu M. 2000) ausgeführt.

D. Pneumatische Triebwerke.

§ 43. Wesen und Verwendungsweise der pneumatischen Transmission.

Wird an das eine Ende einer mit Luft gefüllten, beliebig gekrümmten Röhre eine Saugpumpe gesetzt, welche Luft aus derselben ansaugt, also die Luft im Innern verdünnt, oder aber eine Kompressionspumpe benutzt, welche Luft in die Röhre preßt, also verdichtet, so kann am anderen Rohrende die Druckdifferenz der äußeren Atmosphäre und des Rohrrinnenraums durch Anordnung eines Luftmotors, der zum Betriebe irgend welcher Arbeitsmaschinen dient, wirksam gemacht werden. Wenn Lieferung und Verbrauch an verdünnter oder verdichteter Luft nicht in jedem Augenblicke, sondern nur in größeren Zeitperioden einander gleich sind, wenn also beispielsweise die Pumpen kontinuierlich, der Luftmotor hingegen nur intermittierend arbeitet, so wird analog der hydraulischen Triebwerksanlage ein Arbeitssammler und Druckregulator, bestehend in einem Luftreservoir, notwendig. Hieraus ergeben sich die folgenden wesentlichen Bestandteile einer vollständigen Anlage für pneumatische Transmission:

1. Luftkompressions- beziehungsweise Dilatationspumpen mit der zu ihrem Betriebe erforderlichen Kraftmaschine;
2. Rohrleitung mit Luftbehälter;
3. Luftmotor für die zu betreibenden Arbeitsmaschinen.

Nicht immer erscheinen diese einzelnen Organe der Anlage vollständig ausgebildet, besonders läßt sich der durch Luft betriebene Motor dann wesentlich modifizieren, wenn die Arbeitsleistung in einer Ortsänderung besteht, beispielsweise eine Last in beliebiger Richtung zu transportieren und es möglich ist, dieselbe unmittelbar mit einem in der Luftleitungsröhre beweglichen Kolben, auf welchen der Luftdruck wirkt, zu verbinden. Bei Flüssigkeitsförderung wird auch noch der Kolben entbehrlich.

Für alle diese Fälle hat die pneumatische Transmission und zwar teilweise in umfangreichstem Mase Verwendung gefunden, wie folgende Übersicht zeigt:

1. Flüssigkeitsverdrängung durch komprimierte Luft: Taucherglocke, pneumatische Foundation und Flüssigkeitshebung durch direkten Luftdruck; einfachster Fall: Gewöhnliche Saugpumpe.
2. Lastentransport auf vorwiegend horizontaler oder wenig geneigter Bahn: Pneumatische Depeschenbeförderung, Packetpost und Personentransport.

¹³⁴⁾ Engng. 1873 I. S. 286, 287; 1875 II. S. 53; 1876 II. S. 441; 1878 II. S. 270; 1879 I. S. 67.

— Dingl. polyt. Journ. 1878 III. S. 503.