

Die
BAUMASCHINEN.

Handbuch der Ingenieurwissenschaften. IV. Band.

Unter Mitwirkung von

L. Franzius,

Oberbaudirektor in Bremen,

herausgegeben von

F. Lincke,

Professor an der Technischen Hochschule zu Darmstadt.

Dritte Abteilung. — 6. (Schluss-) Lieferung.

XIII. Kapitel.

Hebemaschinen.

Bearbeitet von

F. Lincke,

und

M. F. Gutermuth,

Professor an der Technischen Hochschule zu Darmstadt,

Professor an der Technischen Hochschule zu Aachen.

Mit 91 Textfiguren und 7 lithographirten Tafeln.

Leipzig

Verlag von Wilhelm Engelmann

1890.



III - 306603

Alle Rechte, insbesondere das Recht der Übersetzung, sind vorbehalten.

DPK-10-381/2017

Handbuch der Baumaschinen.

Uebersicht des Inhalts der drei Abteilungen.

Erste Abteilung.

Einleitung. Von F. LINCKE, Professor an der Technischen Hochschule zu Darmstadt.

- I. Kraftmaschinen.** Von F. LINCKE und E. BRAUER, Professoren an der Technischen Hochschule zu Darmstadt.
- II. Triebwerke.** Von H. SCHELLHAAS, Maschinen-Ingenieur in Northwich, und A. KREBS, Maschinen-Ingenieur in Wiesbaden.
- III. Wasserhebemaschinen.** Von FR. NEUKIRCH, Civil-Ingenieur in Bremen.
- IV. Baggermaschinen.** Von H. BÜCKING, Bau-Inspektor in Bremen.
- V. Rammen und zugehörige Hilfsmaschinen.** Von R. GRAEPEL, Bau-Ingenieur in Bremen, unter Mitwirkung von E. BÖTTCHER, Bau-Inspektor in Bremen.

Zweite Abteilung.

- VI. Hilfsanlagen für den Materialtransport und die Errichtung von Hochbauten.** Von DR. PRÖLL und SCHAROWSKY, Civil-Ingenieure in Dresden und Berlin, unter Mitwirkung von L. VON WILLMANN, Professor an der Technischen Hochschule zu Darmstadt.
- VII. Apparate und Maschinen zur Herstellung von Tiefbohrlöchern.** Von Bergrat G. KÖHLER, Director an der Königl. Bergakademie zu Clausthal.
- VIII. Gesteinsbohrmaschinen.** Von W. SCHULZ, Professor an der Technischen Hochschule zu Aachen.
- IX. Abbohren von Schächten.** Von W. SCHULZ, Professor an der Technischen Hochschule zu Aachen.
- X. Schräg- und Schlitzmaschinen. Tunnelbohrmaschinen.** Von DR. PH. FORCHHEIMER, Professor an der Technischen Hochschule zu Aachen.

Dritte Abteilung.

- XI. Gewinnung und Bearbeitung von Bausteinen.** Von F. POLAK, Technolog in Prag.
- XII. Maschinen und Apparate zum Arbeiten unter Wasser. (Pneumatische Fundirungen. - Taucherei. - Hebungsarbeiten.)** Von L. FRANZIUS, Oberbaudirektor in Bremen.
- XIII. Hebemaschinen.** Von F. LINCKE, Professor an der Technischen Hochschule zu Darmstadt, und M. F. GUTERMUTH Professor an der Technischen Hochschule zu Aachen.
- XIV. Maschinelle Hilfsmittel für Brückenbauten.** Von L. VON WILLMANN, Professor an der Technischen Hochschule zu Darmstadt.
- XV. Mörtelmaschinen.** Von ED. SONNE, Professor an der Technischen Hochschule zu Darmstadt.
- XVI. Maschinen für den Bau und die Unterhaltung von Strassen.** Von ED. SONNE, Professor an der technischen Hochschule zu Darmstadt.
- XVII. Hilfsmittel und Verfahren der Materialprüfung.** Von M. RUDELOFF, Erster Assistent der Königl. Mechanisch-technischen Versuchsanstalt in Berlin-Charlottenburg.

Anhang.

- Die Elektrotechnik in ihrer Anwendung auf das Bauwesen.** Von H. GÖRGES, Ingenieur von Siemens & Halske in Berlin, und K. ZICKLER, Ingenieur, Privatdocent an der k. k. Techn. Hochschule in Wien.

Inhalts-Verzeichnis

zu

Kapitel XIII.

Hebemaschinen.

Hierzu Tafel IX bis XV und 91 Textfiguren.

Erste Abteilung.

Bearbeitet von F. Lincke, Professor an der Technischen Hochschule zu Darmstadt.

	Seite
§ 1. Einleitung	1
A. Zugorgane.	
1. Seile.	
§ 2. Hanfseile (Tabellen S. 7. 8)	4
§ 3. Drahtseile (Tabellen S. 13).	8
2. Ketten.	
§ 4. Schakenketten (Tabelle S. 15)	14
§ 5. Galle'sche Gelenkkette (Tabelle S. 17)	16
§ 6. Verschiedene Ketten	18
Vaucanson'sche Kette. S. 18. — Ketten aus geschmiedetem Stahle von David u. Demoizeau. S. 18. — Amerikanische Gelenkkette aus schmiedbarem Gusseisen. S. 19.	
§ 7. Seil- und Kettenbefestigungen (Ösen, Seilschlösser, Traghaken.)	20
B. Flaschenzüge.	
§ 8. Einfache Rollenzüge	21
§ 9. Die Kräfte an den mehrfachen Rollenzügen.	24
§ 10. Numerische Tabellen über Kraftverhältnisse von einfachen und zusammengesetzten Rollenzügen	27

I. Einfache Rollenzüge.

Feste Rollen. Feste Rollen mit Hanfseil. S. 27. — Feste Rollen mit Drahtseil. S. 27. — Feste Rollen mit Schakenkette. S. 28.
Lose Rollen. Lose Rollen mit Hanfseil. S. 28. — Lose Rollen mit Drahtseil. S. 28. — Lose Rollen mit Schakenkette. S. 28.
Hubverdoppler. Hubverdoppler mit Hanfseil. S. 29. — Hubverdoppler mit Drahtseil. S. 29. — Hubverdoppler mit Kettenrolle. S. 29.

II. Zusammengesetzte Rollenzüge.

Gewöhnlicher Flaschenzug (Faktorenflaschenzug). Faktorenflaschenzug mit Hanfseil. S. 30. — Faktorenflaschenzug mit Drahtseil oder Schakenkette. S. 30.
Umgekehrter Flaschenzug (Hubmultiplikator). Umgekehrter Flaschenzug mit Hanfseil. S. 30. — Umgekehrter Flaschenzug mit Drahtseil oder Schakenkette. S. 31.
Potentialflaschenzug. Potentialflaschenzug mit Hanfseil. S. 31. — Potentialflaschenzug mit Drahtseil oder Schakenkette. S. 31.
Hubpotenzator. Hubpotenzator mit Hanfseil. S. 31. — Hubpotenzator mit Drahtseil oder Schakenkette. S. 32.

	Seite
§ 11. Faktorenflaschenzüge mit Klemmgesperre.	32
Seilflaschenzug von Hewitt & Goff. S. 32. — Selbstsperrender Flaschenzug. S. 33.	
§ 12. Weston's Differentialflaschenzug	33
Ward's modificirter Differentialflaschenzug. S. 35.	
§ 13. Differentialflaschenzüge mit Zahnädergetrieben.	35
Pickering's Kettenflaschenzug mit Umkreisungsrädergetriebe. S. 35. — Moore's Flaschenzug. S. 36. — Eade's Kettenflaschenzug mit Planetenrädergetriebe. S. 37. — Flaschenzug von Zobel, Neubert & Co. S. 37. — Kayser's Windengetriebe. S. 38.	
§ 14. Speidel's Räderflaschenzug. — Seelig's Schnellhandaufzug mit beiderseitiger Selbsthemmung.	38
§ 15. Schraubenflaschenzüge	40
Schraubenflaschenzug von Verlinde. S. 40. — Archimedischer Flaschenzug. S. 40. — Becker's Flaschenzug mit Drucklager. S. 41. — Lüder's Schraubenflaschenzug. S. 41.	
C. Fußwinden.	
§ 16. Zahnradwinden und Schraubenwinden	42
Fußwinde mit Zahnädergetriebe. S. 42. — Schraubenwinde mit Schlitten. S. 42. — Schraubenwinde mit Differentialgetriebe. S. 43.	
§ 17. Hydraulischer Hebebock.	44
D. Räderwinden.	
§ 18. Allgemeines	45
§ 19. Treibung der Zugorgane.	45
Treibung der Seile. S. 45. — Treibung der Ketten. S. 47.	
§ 20. Sperrwerk	52
Zahngesperre. S. 52. — Reibungsgssperre. S. 53. — Bremsgesperre von Clark. S. 53. — Klemmgesperre. S. 54. — Brauer's Hemmräder. S. 54.	
§ 21. Bremsvorrichtungen	54
Backenbremse. S. 55. — Bandbremse. S. 55. — Differentialbremse. S. 56. — Kegelm-bremse. S. 57. — Riffelscheibenbremse. S. 57. — Lamellenbremse von Weston. S. 57. — Hydraulische Bremse. S. 57.	
§ 22. Kraft- und Geschwindigkeitsverhältnis der Räderwinden	58
Mittel zur Veränderung des Übersetzungsverhältnisses. S. 59. — Praktische Rechnungswerte. S. 60.	
§ 23. Gewöhnliche Räderwinden	61
Winde mit doppelter Räderübersetzung. S. 61. — Betriebsweise. S. 62.	
§ 24. Verschiedene Winden	63
Mauerwinde der Mannheimer Maschinenfabrik. S. 63. — Winde mit Galle'scher Kette. S. 63. — Reibungwinde. S. 63.	
§ 25. Sicherheitskurbel von Gauhe.	64
§ 26. Schützenwinden.	65
Schützenwinde mit Zahnädervorgelege. S. 65. — Schützenwinde mit Schneckenradgetriebe. S. 65.	
§ 27. Winden mit Lösungsbremse	65
Sperrradbremse. S. 65. — Sperrradbremse von Henkel. S. 66. — Bourgougnon's Kegelm-bremse. S. 67. — Frankfurter Bauwinde mit Drahtseil. S. 67. — Kölle's Aufzug mit Riffelscheibenbremse. S. 67.	
§ 28. Sicherheitswinden	68
Duisburger Sicherheitskurbel. S. 68. — Stegmeyer's Sicherheitskurbel. S. 69. — Weston's Winde mit Lamellenbremse. S. 69.	
§ 29. Sicherheitswinde von Briegleb, Hansen & Co. in Gotha	70
Stauffer's Centrifugalbremse. S. 72.	
§ 30. Becker's Sicherheitswinde mit Centrifugalbremse	72
§ 31. Bernier's Sicherheitswinde (Pariser Bauwinde).	73
§ 32. Winden mit Axendruckbremsen	74
Sicherheitswinde von Meinicke. S. 75. — Piechatzek's selbsthemmende Winde. S. 76.	
§ 33. Zahnradwinde mit Senkschraube, System Blauel	76
§ 34. Winden mit Stellgetriebe	77
Stellgetriebe zur Kuppel der Straßburger Sternwarte. S. 77.	

§ 35.	Verschiedene Winden mit Elementarbetrieb.	79
	Friktionswinde mit Riemenbetrieb von Gebr. Weismüller. S. 79. — Dampfwinde mit Umkreisungsrädergetriebe. S. 79. — Sicherheitswinde mit Riemenbetrieb, System Neukirch. S. 80. — Fahrbare Dampfwinde von Möller u. Blum in Berlin. S. 80.	

E. Aufzüge.

Mit Ausschluss der hydraulischen Aufzüge und Dampfaufzüge.

§ 36.	Allgemeines.	80
§ 37.	Aufzüge mit bloßer Vertikalbewegung der Last	81
	Handaufzug von Metz. S. 81. — Aufzug von Lacroix. S. 81. — Fahrbare Schraubenwinde. S. 81. — Aufzug mit Göpelbetrieb. S. 82. — Aufzug mit verschiebbarer Trommel. S. 82. — Mühlenaufzug von Gebr. Weismüller. S. 83. — Materialaufzug mit Dampftrieb. S. 84.	
§ 38.	Aufzüge mit anschließender Horizontalbewegung der Last.	84
	Speicheraufzug mit Laufkatze von Gebr. Weismüller. S. 84. — Getreide-Elevator, Patent Rennie. S. 84.	
§ 39.	Sicherheitsvorrichtungen.	85
	Fangvorrichtungen. — Sicherheitsvorrichtung mit Centrifugaltachometer, System Otis. S. 88. — Becker's Centrifugalbremse. S. 88. Haltevorrichtungen. S. 89. — Schachtverschlüsse. S. 90.	

F. Krane. Verschiedene Hilfsapparate.

§ 40.	Allgemeines.	91
§ 41.	Krane mit Handbetrieb	92
	Drehkran von Tange Brothers. S. 92. — Magazinkran. S. 92. — Drehvorrichtung mit Walzenlager. S. 92. — Laufkran mit Handkettenbetrieb von Gebr. Weismüller. S. 93.	
§ 42.	Krane mit Betrieb durch Elementarkraft	93
	Fahrbarer Dampfkran von Gebr. Weismüller. S. 93. — Brown'scher Dampfkran mit umgekehrtem Flaschenzug. S. 95. — Zuleitung des Dampfes. S. 97. — Drehkran mit Kraftwasserbetrieb von Pilter. S. 97. — Drehkran mit Wellenbetrieb. S. 97.	
§ 43.	Verschiedene Hilfsvorrichtungen	98
	Chretien's Ladegefäß mit Bodenklappen. S. 98. — Sicherheitsgesperre von Hohenegger. S. 98. — Hydraulische Kranwaage. S. 99.	

Zweite Abteilung.

Hebevorrichtungen mit Druckwasserbetrieb. Dampfaufzüge.

Bearbeitet von M. F. Gutermauth, Professor an der Technischen Hochschule zu Aachen.

§ 44.	Beschaffung des Druckwassers	100
§ 45.	Ausgeführte Pumpenanlagen für Druckwasserbetrieb	102
	Hamburger Freihafen-Speicher-Quartier. S. 102. — Druckwassercentralen der Hydraulic Power Co. in London. S. 103. — Neue Hafenanlagen in Bremen. S. 103. — Hydraulische Anlage des Frankfurter Centralbahnhofes. S. 104. — Betrieb der Wasserdrukaufzüge in Städten. S. 104.	
§ 46.	Triebwerke der hydraulischen Hebevorrichtungen	105
	Triebwerke. Steuerungsorgane. S. 105.	
§ 47.	Hydraulische Krane	106
	Direkt wirkende Krane. S. 106. — Krane mit Flaschenzugübersetzung. S. 107. — Lasthebecylinder. S. 107. — Dreheylinder. S. 107. — Besondere Anordnungen. S. 108.	
§ 48.	Veränderlicher Wasserverbrauch bei veränderlichen Lasten	109
	Gruppenkolben. S. 109. — Teleskopkolben. S. 109. — Differentialkolben. S. 110	
§ 49.	Hydraulische Aufzüge mit Rollenübersetzung	110
	Aufzüge von Otis Brothers & Co. S. 111. — Aufzüge der Whittier Machine Co. S. 112. — Aufzüge der Crane Elevator Co. S. 113.	
§ 50.	Direkt wirkende Aufzüge	115
	Direkt wirkender Personenaufzug. S. 115. — Teleskop-Aufzüge. S. 116. — Packetaufzug des Frankfurter Centralbahnhofes. S. 116. — Güterwagenaufzug des Berlin-Anhalter Güterbahnhofes. S. 116.	

	Seite
§ 51. Dampfaufzüge	116
§ 52. Fangvorrichtungen	118
Fangvorrichtungen von Otis Brothers & Co. S. 119. — Fangvorrichtungen der Crane Elevator Co. S. 120. — Fangvorrichtung der Ellithorpe Air-Brake Co. S. 122. — Fangvorrichtung der Whittier Machine Co. S. 123. — Sicherheitsvorrichtung von Clem u. Morse. S. 123. — Luftkammer der Ellithorpe Air-Brake Co. S. 124.	
Litteratur.	125

XIII. Kapitel.

Hebemaschinen.

Hierzu Taf. XI bis XV und 91 Textfiguren.

Erste Abteilung.

Bearbeitet von **F. Lincke**, Professor an der technischen Hochschule zu Darmstadt.

§ 1. Einleitung. Auf den verschiedensten Gebieten der Bauhätigkeit sind die Arbeiten des Transports von Baumaterialien und größeren Einzelobjekten als ein wesentlicher Teil der überhaupt zu verrichtenden Arbeiten zu erkennen. Hieraus leuchtet die Thatsache hervor, dass der ökonomische Erfolg von Bauunternehmungen von der ausgiebigen Verwendung geeigneter Transportmittel in hohem Maße abhängt. Dies gilt insbesondere für die Aufgaben des Vertikaltransports, für die Hebungsarbeiten, deren direkte Bewältigung mit der beschränkten Arbeitskraft des Menschen bei der Menge der zu fördernden Materialien und dem großen Gewichte einzelner Lasten das Aufgebot einer außerordentlich großen Zahl von Arbeitern und unverhältnismäßig hohen Kostenaufwand bedingen würde. Die Hebemaschinen gehören deshalb zu den wichtigsten Hilfsmitteln der Bauhätigkeit; in einfachen und doch vielseitig verwendbaren Konstruktionen werden sie auf allen Bauplätzen gebraucht und aus den Bedingungen der mannigfach vorkommenden besonderen Umstände bedeutender Hebungsarbeiten bei Bauten sind zahlreiche eigenartige Systeme von Hebemaschinen als vorteilhafte Lösungen hervorgegangen, wie ein Blick auf den Inhalt des Handbuchs der Baumaschinen bestätigt.

Die im Bauwesen gebräuchlichsten Typen von Hebemaschinen sind hauptsächlich bei den »Hilfsanlagen für den Materialtransport und die Errichtung von Hochbauten« im VI. Kapitel dieses Werks in ihrer wesentlichen Einrichtung und Verwendungsweise beschrieben zu finden, wie auch im XIV. Kapitel »Maschinelle Hilfsmittel bei Brückenbauten«. Hier sind übrigens besonders die starken Maschinen zur Hebung großer Objekte von bedeutendem Gewichte behandelt, doch geben beide Kapitel lehrreiche Beispiele, wie derartige Aufgaben auch durch gleichzeitige Anwendung kleinerer Hebezeuge in entsprechender Zahl und wiederholten Hubwirkungen geschickt bewältigt werden können. Ein wichtiges Arbeitsgebiet der Hebemaschinen enthält das XII. Kapitel »Pneumatische Apparate zu Fundirungen. Tauchen. Hebungsarbeiten unter

Wasser«, besonders mit Hinsicht auf die Verwertung des Auftriebs des Wassers als Kraft zum Schwebenderhalten, Senken und Heben von Fundirungscaissons und anderen großen Konstruktionen, wie auch der Taucher mit ihren kunstvollen Rüstungen.

Hierbei konnte jedoch auf eine nähere Erörterung der zweckmäßigen Beschaffenheit der einzelnen Organe der Hebemaschinen und der aus ihren verschiedenartigen Kombinationen hervorgehenden verschiedenen Systeme von Hebemaschinen, sowie auf die Berechnung der Dimensionen und des Kraftbedarfs nicht eingegangen werden. Deshalb ist es Aufgabe des vorliegenden Kapitels, die Konstruktion und Berechnung der Hebemaschinen in übersichtlicher Weise soweit zu behandeln, als dies für Bauingenieure und Architekten zur Orientirung auf diesem Gebiete und zur Beurteilung der wichtigsten Fragen erforderlich erscheint, wobei übrigens nicht bloß die für die eigentlichen Bauausführungen benutzten, sondern auch diejenigen Hebemaschinen mit in den Bereich der Betrachtung zu ziehen sind, welche, für den Vertikaltransport von Waren und Personen dienend, wichtige Ausrüstungsgegenstände der fertigen Bauwerke ausmachen.

Im allgemeinen sind für die Aufgabe der Hebung eines Körpers von einer festen Basis aus zwei elementare Lösungen möglich; entweder wird der zu hebende Gegenstand von einer unter ihm befindlichen stützenden Ebene aus mittels eines Druckorgans emporgedrückt, indem dessen stützend wirkende Länge zunimmt, oder die Last wird von oben her mittels eines Zugorgans emporgezogen, wobei dessen tragende Länge abnimmt. Der erste Fall, das direkte Verfahren, liegt bei dem Unterkeilen des zu hebenden Objektes und bei der Anwendung von Fußwinden vor, welche mit Zahnstangengetriebe, Schraubenspindel oder hydraulischem Hubkolben versehen sind; überhaupt gehören die direkt wirkenden hydraulischen Hebemaschinen hierher, deren stützende Wassersäule durch das Einpumpen von Druckwasser in den Hubzylinder verlängert wird. Im zweiten Falle muss ein den Hubraum überragender Gerüstbau (Aufzugsgerüst, Kranengestell) zur Gewinnung eines oberen Festpunktes hergestellt werden, von welchem aus das mittels der Lasttrommel oder anderer Hilfsmittel zurückziehbare Zugorgan (Seil, Kette, Schraube, Gestänge) zur Last hinabreicht.

Bei vorübergehenden Hebungsarbeiten, besonders bei der Bewältigung großer Lasten wird das erste Verfahren als das in der Regel einfachere und billigere meistens vorgezogen, während die häufigere Anwendung des zweiten Verfahrens, hauptsächlich bei stationären Anlagen, sich durch das bequemere Ergreifen der auf Fuhrwerken oder anderen Transportmitteln ankommenden Lasten von oben her, sowie durch die Möglichkeit erklärt, Horizontalbewegungen der Last über andere Objekte hinweg ungehindert auszuführen, wie dies z. B. mittels der Drehkrane und Laufkrane geschieht. Häufig spielt bei der Wahl des zweiten Verfahrens der Umstand eine wesentliche Rolle, dass die Unterbringung der für größere Hubhöhen erforderlichen Druckorgane unter dem Terrain auf Schwierigkeiten stößt.

Bei bedeutenden Hebungsarbeiten, deren Misslingen großen Schaden zur Folge haben würde, wird im Interesse der Sicherheit nicht selten das erste Verfahren als Reserve mit dem zweiten in solcher Weise kombiniert, dass bei etwaigem Versagen der Zugorgane das Herabfallen der Last verhindert wird, indem die Druckorgane dann stützend eintreten. Beispiele dieser Art sind in den Kapiteln VI, XII und XIV beschrieben.

Mit der Aufgabe des Hebens hängt in der Regel die Forderung zusammen, die Last am Ende oder an beliebigen Punkten des Hubes schwebend erhalten und nach Bedarf wieder niederlassen zu können. Zu diesen Zwecken werden die Hebemaschinen mit Sperrwerk und Senkvorrichtung versehen. Als letztere dienen vorwiegend Bremsen, d. h. Einrichtungen zur Aufzehrung der von der sinkenden Last verrichteten Arbeit durch Reibung. Derartige Vorkehrungen sind hingegen entbehrlich, wenn das Hebemaschinengetriebe in seiner motorischen Umkehrung selbstsperrend wirkt, indem die Last selbst durch ihren Rücktrieb starke Reibungswiderstände hervorruft, welche das Sinken verhindern. Dann erfordert das Niederbringen der Last, dass man die Hebemaschine von der beim Heben der Last dienenden Antriebsstelle her im umgekehrten Sinne betreibt, wie dies bei den meisten, ihrer Einfachheit wegen häufig angewendeten Schraubenwinden und anderen Getrieben von geringem Wirkungsgrade der Fall ist, ferner aber auch bei den gewöhnlichen Winden mit Stirnrädergetrieben dann vorkommen kann, wenn das Zugorgan mit dem leeren Haken niedergelassen werden soll.

Nicht selten, besonders beim Verladen von Kohlen in Schiffe, hat man es ausschließlich mit der Aufgabe des Senkens von Lasten, d. h. mit eigentlichen Senkmaschinen zu thun.

Mit Hinsicht auf die Kosten der Betriebskraft, hauptsächlich bei flotten Betrieben ergibt sich weiterhin die lohnende Aufgabe, die von der sinkenden Last verrichtete Arbeit nutzbar aufzuspeichern und — bei den Hebemaschinen zum Heben der Last, bei den Senkmaschinen zur Aufwärtsbewegung der entladenen Gefäße — wieder zu verwerten.

In den hier bezeichneten und anderen sich weiterhin noch ergebenden Richtungen liegt ein reiches Gebiet von Kombinationen, aus welchem mancherlei zweckmäßige Systeme von Hebemaschinen, insbesondere die in der Neuzeit zahlreich erfundenen Sicherheitswinden hervorgegangen sind, deren nähere Beschreibung zu den Aufgaben dieses Kapitels gehört.

Abgesehen von den Fragen der vorteilhaften Anordnung und zweckmäßigen konstruktiven Ausführung der Hebemaschinen für ihre besonderen und lokalen Verwendungszwecke sind für die allgemeine Beurteilung ihrer Leistung und Güte folgende Punkte als maßgebend hervorzuheben: Tragkraft, Hubhöhe, Hubgeschwindigkeit, Betriebskraft und Wirkungsgrad, Kraftverhältnis und Geschwindigkeitsverhältnis, Anlage- und Betriebskosten.

Unter Tragkraft ist in der Regel das höchste zulässige Gewicht der Nutzlast zu verstehen, für welche die Hebemaschine mit zulässiger Beanspruchung ihrer Teile berechnet ist und bis zu welcher sich die Garantie der Maschinenfabrik erstreckt.

Für den Wirkungsgrad sind in der allgemeinen Einleitung dieses Werkes ¹⁾ Definition und verschiedene Ausdrucksformen gegeben worden. Bedeutet für den Betrieb einer Hebemaschine Q die Last und c deren sekundliche Hubgeschwindigkeit, P die treibende Kraft und v deren Geschwindigkeit, also Qc die sekundlich geleistete Nutzarbeit und Pv die hierzu aufgewendete Arbeit, so ist der Wirkungsgrad

$$\eta = \frac{Qc}{Pv} \dots \dots \dots 1.$$

¹⁾ Baumaschinen (4. Bd. d. Handbuchs d. Ingenieurwissenschaften), Abteilung 1. S. 12.

Für die ideelle reibungslose Maschine (vom Wirkungsgrade $\eta = 1$) gilt, wenn P_i die für die Last Q erforderliche ideelle Triebkraft oder aber Q_i die der Triebkraft P entsprechende ideelle Last ist:

$$P_i v = Q c \quad \text{oder} \quad P v = Q_i c,$$

also

$$\frac{c}{v} = \frac{P_i}{Q} = \frac{P}{Q_i}, \quad \dots \dots \dots 2.$$

d. h. das Geschwindigkeitsverhältnis ist gleich dem reciproken Werte des ideellen Kraftverhältnisses. Hiernach lässt sich der Wirkungsgrad ausdrücken als

$$\eta = \frac{P_i}{P} = \frac{Q}{Q_i}, \quad \dots \dots \dots 3.$$

demnach

$$\left. \begin{aligned} P &= \frac{P_i}{\eta} \quad \text{und} \quad Q = \eta Q_i, \\ P &= \frac{c}{v} \frac{Q}{\eta} \quad \text{und} \quad Q = \frac{v}{c} P \eta \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots 4.$$

oder

Mit Benutzung dieser für den Beharrungszustand der Maschine giltigen Gleichungen lässt sich die für eine bestimmte Last erforderliche Triebkraft oder die mit einer gegebenen Triebkraft zu hebende Last berechnen, wenn das Geschwindigkeitsverhältnis nach den Zähnezahlen der Triebräder oder sonstigen maßgebenden Dimensionen einer Hebemaschine festgestellt worden und deren Wirkungsgrad bekannt ist.

Für die systematische Ordnung und die Beschreibung der zahlreichen Ausführungen von Hebemaschinen können als Einteilungsgründe die Art des Triebwerks derselben, die Beschaffenheit der zu fördernden Lasten, die Art der Betriebskraft, ferner die Kombination der Hubbewegung mit verschiedenen Horizontalbewegungen der Last, sowie auch die Art des Zusammenhangs der Organe der Hebemaschine unter sich und noch andere Unterscheidungen benutzt werden. Nach ihrer Konstruktion und Verwendungsweise lassen sich in üblicher Weise unterscheiden: Rollen- und Flaschenzüge, Fußwinden und Hebeladen, Räderwinden, Aufzüge, Krane, hydraulische Hebemaschinen.

In dieser Reihenfolge und mit Wahrnehmung der sonstigen praktischen Einteilungsgründe sollen die Hebemaschinen in diesem Kapitel behandelt werden. Zunächst ist jedoch für die Berechnung der Zugorgane (Seile und Ketten) das Erforderliche voranzuschicken.

A. Zugorgane.

1. Seile.

§ 2. Hanfseile. Die für Hebemaschinen zu benutzenden Seile sollen Festigkeit, Biegsamkeit (Geschmeidigkeit, Elasticität) und Dauerhaftigkeit möglichst vorteilhaft vereinigen. Diese Eigenschaften hängen zunächst von der Beschaffenheit des Materials ab; als solches finden hauptsächlich badischer und französischer Schleißhanf, russischer und ungarischer Hanf, die Manilafaser (Faser einer

Bananenart), ferner Sisalhanf (Faser einer Agavenart) Verwendung. Der badische und der französische Schleißhanf zeichnen sich vermöge ihrer sorgsamten Kultur durch Reinheit und Weichheit aus, die Manilafaser durch größere Länge und geringeres spezifisches Gewicht, auch größere Haltbarkeit gegen Nässe.

Bei der Fabrikation der Seile, nämlich dem Zusammendrehen der Hanfasern zu Schnüren, der Schnüre zu Litzen (Leinen, Strähne, Schenkel) und endlich der Litzen zum Seil spielt die Länge und Rauhgigkeit der Fasern eine wesentliche Rolle, denn es müssen die Fasern durch das Zusammendrehen in in solchem Maße aneinander gepresst werden, dass bei der Zugbeanspruchung des Seiles dem Auseinanderziehen der Fasern eine ihrer Zugfestigkeit mindestens gleiche Reibung entgegengesetzt wird, also eher das Zerreißen des Seiles als das gegenseitige Abgleiten und Auseinanderziehen der Fasern stattfindet. Da aber die dem Auseinandergleiten der Fasern entgegenstehende Reibung bei gleicher spezifischer Pressung in der seitlichen Aneinanderlagerung der Fasern und bei gleicher Rauhgigkeit derselben proportional der Fasernlänge ist, so wird die erforderliche seitliche Pressung, beziehungsweise das hierzu nötige Drehen der Schnüre und Schlagen des Seiles im allgemeinen um so geringer sein dürfen, je länger die Fasern sind.

Indem die Zugfestigkeit der Fasern im Seile durch das Drehen von Hause aus in erheblichem Maße beansprucht ist und bleibt, steht die gesamte ursprüngliche Zugfestigkeit des Seilmaterials für die nützliche Gebrauchsbeanspruchung durch die Belastung nicht mehr vollständig zur Verfügung, denn die Summe der entsprechenden Spannungen (Fabrikationsspannung und Nutzspannung) darf nach Erfordernis der Betriebssicherheit nur einen Teil der Gesamtfestigkeit des Seilmaterials ausmachen. Demzufolge haben langfaserige Seile unter sonst gleichen Verhältnissen größere Tragfestigkeit.

Das geringere spezifische Gewicht der Manilafaser ist insofern vorteilhaft, als bei großen Traglängen die durch das Eigengewicht des Seiles an seinem oberen Ende oder der Ablaufstelle von der Windtrommel bedingte Beanspruchung auf Zugfestigkeit kleiner wird. Dieser Punkt ist bei den bedeutenden Seillängen der Fördermaschinen der Bergwerke von Wichtigkeit, auf welche jedoch in diesem Kapitel nicht eingegangen werden kann, weshalb auf die Litteraturübersicht verwiesen werden muss.

Die für Hebemaschinen, insbesondere für Flaschenzüge zu verwendenden Seile müssen wegen der häufigen Biegungen, denen sie beim Wickeln auf Trommeln und beim Laufen über Rollen ausgesetzt sind, möglichst geschmeidig sein, dürfen also nur leicht (lose) geschlagen werden, indem sonst durch die der Biegung sich entgegengesetzte gegenseitige Reibung der Fasern, d. h. die Steifigkeit des Seiles, welche dem Quadrate der Seildicke proportional ist, zu viel mechanische Arbeit verloren geht und die Haltbarkeit des Seiles zu sehr beeinträchtigt wird. Auch dieser Forderung kann aus vorgenannten Gründen bei Herstellung der Seile aus langfaserigem Material besser entsprochen werden. Die Manilafaser erweist sich jedoch für den Hebemaschinenbetrieb mit häufigen Seilbiegungen wegen ihrer Sprödigkeit nicht tauglich.

Kortüm's Verfahren (D. R. P. Nr. 19240), festere Seile durch Steigerung der Reibhaftung der Fasern (mittels Kolophonium) zu schaffen, hat sich bei Hebemaschinen nicht bewährt, indem die Seile beim Gebrauche vermöge ihrer größeren Steifigkeit innerlich bald zerrieben

werden, was um so gefährlicher erscheint, als diese Abnutzung leicht unbemerkt bleiben kann. Wohl aber empfiehlt sich die Anwendung eines solchen Verfahrens für stehende Seile, welche keinen Biegungen unterworfen sind.

Lastseile sollen eingefettet oder mit warmem Leinöl bestrichen werden, um sie geschmeidig zu erhalten, welche Behandlung auch ihrer Dauerhaftigkeit zu statten kommt, weil durch das Einfetten Eindringen von Wasser verhindert wird.

Die Zahl der Litzen beträgt vorwiegend 3 oder 4; bei größerer Litzenzahl würde deren Anordnung im Seilquerschnitt leicht unregelmäßig ausfallen. Die Fäden werden rechts, die Litzen links, das Seil rechts gedreht. Für Hebemaschinen, insbesondere Flaschenzüge empfehlen sich die vierlitzigen Seile durch größere Weichheit, Biegsamkeit und rundere Gestalt. Hierbei ist allerdings zur Ausfüllung des mittleren Raums noch eine Hanfseele (Herz) von kleinerem Durchmesser erforderlich, welche sehr wenig zur Festigkeit beiträgt. Dreilitzige Seile sind verhältnismäßig etwas fester; dieselben werden vorwiegend als Transmissionsseile verwendet.

Starke, d. h. sehr dicke Seile, sind im allgemeinen von geringerer spezifischer Festigkeit, weil es bei größeren Dicken schwieriger ist, durch das Drehen alle Teile des Seiles so zu spannen, dass bei der Bruchlast das Zerreißen im ganzen Seilquerschnitt gleichzeitig stattfindet. Aus diesem Grunde und wegen der größeren Seilsteifigkeit geht man bei Hebemaschinen mit dem Seildurchmesser nicht gern über 5 bis 6 cm hinaus. Für größere Lasten empfiehlt sich die Anwendung von Bandseilen oder von Kabelseilen. Letztere sind aus mehreren Seilen zusammengedreht und deshalb biegsamer als gewöhnliche Litzenseile, sodass sie auf Trommeln kleinerer Durchmesser gewickelt werden können, wie dies bei den Kabelwinden der Schiffe der Fall ist, für welche sie hauptsächlich verwendet werden. Auch sind dieselben überall da am Platze, wo die Last nur an einem Seile hängt und nicht geführt werden kann, also ein gewöhnliches Litzenseil sich aufdrehen kann.

Bei Berechnung der Seilstärken für bestimmte Lasten werden allgemein Festigkeit und Spannung auf die Flächeneinheit des den Materialquerschnitt des Seiles umhüllenden Kreisquerschnitts bezogen, also der Rechnung ein ideeller, d. h. materiell nur teilweise vertretener Querschnitt zu Grunde gelegt. Diese Zugfestigkeit wird demnach um so größer sein, je mehr der umhüllende Kreisquerschnitt von Faserquerschnitten in Anspruch genommen, d. h. je dichter das Seil gedreht ist. Die Berechnung der Tragkraft der Seile proportional ihrem Gewichte pro Längeneinheit (pro laufendes m) ist nur für gleichartige Hanfseile und auch für diese nur annähernd richtig.

Je nach Güte des Materials und Sorgfalt der Fabrikation²⁾ ist die absolute Festigkeit von Lastseilen

$$A = 500 \text{ bis } 800 \text{ bis } 1000 \text{ kg pro qcm.}$$

Mit Hinsicht auf die häufigen Biegungen der Seile über Rollen und Trommeln, sowie wegen der unvermeidlichen allmählichen Schwächung der Seile beim Gebrauche berechnet man dieselben bei unterbrochenem Betriebe in der Regel für

²⁾ Vergl. Versuche mit Hanftauen auf der Ausstellung in Arnheim. Sitzungsbericht d. Zeitschr. d. Vereins z. Beförderung d. Gewerbl. in Preußen. 1879. S. 165. — Tetmajer, Versuche mit Hanfseilen. Eisenbahn. 1881 II. S. 24.

eine Spannung von $\mathcal{S} = 100$ kg pro qcm, was im neuen Zustande des Seiles einer 5 bis 10fachen Bruchsicherheit entsprechen würde. Ist δ der Seildurchmesser in cm und Q die Last in kg, so gilt demnach:

$$\frac{\delta^2 \pi}{4} \cdot \mathcal{S} = Q \quad \text{oder} \quad \delta = \sqrt{\frac{4 Q}{\pi \mathcal{S}}} \dots \dots \dots 5.$$

und für

$$\mathcal{S} = 100 \quad \text{wird} \quad \delta = 0,113 \sqrt{Q} \dots \dots \dots 5^a.$$

Für stehende Seile, welche keinen Biegungen ausgesetzt sind, darf die Spannung wesentlich höher, etwa $\mathcal{S} = 160$ kg pro qcm genommen werden.

Zu praktischem Gebrauche mögen die folgenden Tabellen über Lastseile von Felten u. Guilleaume in Köln a. Rh. dienen.

Runde Seile, ungeteert,
aus Ia. Bad. Schleißhanf aus Ia. Russ. Reinhanf

Durchmesser in mm	Gewicht pro laufd. m in kg	Arbeitslast bei 5facher Sicherheit	Gewicht pro laufd. m in kg	Arbeitslast bei 5facher Sicherheit
16	0,21	230	0,20	200
18	0,27	290	0,26	254
20	0,32	350	0,31	314
23	0,37	470	0,36	416
26	0,53	600	0,51	531
29	0,64	740	0,62	660
33	0,80	960	0,78	855
36	0,96	1145	0,93	1017
39	1,06	1340	1,03	1194
46	1,55	1870	1,50	1661
52	2,03	2390	1,97	2122

Seile, welche der Feuchtigkeit ausgesetzt sind, werden zum Schutz gegen Fäulnis geteert, allerdings auf Kosten ihrer Festigkeit und Geschmeidigkeit; da aber ungeteerte Seile im durchnässten Zustande etwa 30 % ihrer normalen Festigkeit einbüßen, müßten sie von wesentlich stärkerem Durchmesser genommen werden als geteerte Seile. Übrigens wird, wie aus nachstehender Tabelle der vorgenannten Firma hervorgeht, durch das Teeren das Seilgewicht um etwa 10 % vermehrt. In neuerer Zeit wird zur besseren Konservierung Carbolineum verwendet.

Runde Seile, geteert,
aus Ia. Bad. Schleißhanf aus Ia. Russ. Reinhanf

Durchmesser in mm	Gewicht pro laufd. m in kg	Arbeitslast bei 5facher Sicherheit	Gewicht pro laufd. m in kg	Arbeitslast bei 5facher Sicherheit
16	0,23	200	0,22	176
20	0,36	314	0,35	275
23	0,43	416	0,42	363
26	0,58	531	0,56	464
29	0,70	660	0,70	578
33	0,90	855	0,87	748
36	1,07	1017	1,04	890
39	1,18	1194	1,15	1044
46	1,73	1661	1,68	1453
52	2,24	2122	2,18	1857

Kabelseile, geteert, . Flache Seile, geteert,
aus Ia. Bad. Schleißhanf

Durchmesser in mm	Gewicht pro laufd. m in kg	Arbeitslast bei 6facher Sicherheit
59	2,67	4550
65	3,70	5530
72	4,00	6780
78	4,80	7960
85	5,60	9450
92	6,40	11070
98	7,46	12575
105	8,53	14420

Breite in mm	Dicke in mm	Gewicht pro laufd. m in kg	Bruchbelastung in kg
92	23	2,35	14812
105	26	3,04	19110
118	26	3,36	21476
130	29	4,26	26390
130	33	4,80	30030
144	33	5,28	33264
157	33	5,60	36267
157	36	6,24	39564
183	36	7,20	46116
183	39	7,84	49959
200	44	9,25	61600
250	46	12,10	80500
310	47	15,00	101600

Flache Seile werden hauptsächlich für Schachtförderung gebraucht; da sie hierbei dem Tropfwasser ausgesetzt sind, müssen sie geteert sein. In vorstehender Tabelle liegt als Festigkeitswert, bezogen auf den umhüllenden Rechteckquerschnitt, $A = 700$ kg pro qcm zu Grunde.

Vorstehende Tabellen ergeben bei den angeführten Sicherheitsgraden für die verschiedenen Seile folgende Werte der Spannungen:

Runde Seile, ungeteert, aus	Bad. Schleißhanf	$\sigma = 112$ kg pro qcm
„ „ „ „	Russ. Reinhanf	„ 100 „ „ „
„ „ geteert	Bad. Schleißhanf	„ 100 „ „ „
„ „ „ „	Russ. Reinhanf	„ 87,5 „ „ „
Kabelseile, „ „	Bad. Schleißhanf	„ 166 „ „ „

Hanfgurte für Aufzüge werden, doppelt oder vierfach gewebt, in Dicken von etwa 4 bis 7 mm und in beliebigen Breiten geliefert. Dieselben dürfen bei größeren und geringeren Breiten mit 60 bis 80 kg pro qcm beansprucht werden.

Seilrollen und Trommeln von Flaschenzügen, Winden, Kranen u. s. w. sollen für lose geschlagene, leicht biegsame Seile einen Halbmesser von wenigstens $r = 3,5\delta$, zur Schonung des Seils besser $r = 5\delta$ erhalten. Für fest geschlagene Seile nehme man $r \geq 5\delta$. Bei Grubenförderung mit fortwährendem Betriebe ist $r \geq 25\delta$ erforderlich, für Aufzüge $r = 15$ bis 20δ angemessen, bei Hanfgurten ebenfalls $r = 15$ bis 20δ . Hierbei gilt r als Radius des Seilmittelkreises, während der Halbmesser des Trommel- oder Scheibenkörpers Kernhalbmesser genannt wird. Zur Schonung der Befestigungskonstruktion sind die Trommeln in solcher Breite auszuführen, dass bei tiefster Stellung der Last noch etwa zwei Windungen des Seiles auf der Trommel liegen; ebenso sollen bei Gurten noch zwei Lagen vorhanden sein.

§ 3. Drahtseile. Die vermöge ihrer hohen Festigkeit und deshalb bedeutenden

Bruch- bzw. Traglänge³⁾ hauptsächlich für die großen Fördertiefen der Bergwerke zweckmäßigen Drahtseile werden in besonders biegsamen Sorten auch für Bauwinden, Hubmultiplikatoren für Aufzüge, Laufkrane u. s. w. häufig verwendet, indem sie gegenüber Hanfseilen den Vorzug größerer Dauerhaftigkeit haben. Die Litzen, deren Drähte um eine Hanfseele geschlagen sind, werden wiederum über einer Hanfeinlage zum Seile gedreht. Die als ein Polster wirkenden Einlagen machen das Seil biegsamer, verhindern auch das gegenseitige Durchreiben der sonst kreuzweise aneinander liegenden Drähte infolge der beim Biegen stattfindenden Gleitungen. Seile für Hebemaschinen werden, um sie besonders biegsam zu erhalten, aus verhältnismäßig dünnen Drähten hergestellt und, allerdings mit entsprechend geringerer Ausnutzung der Zugfestigkeit des Drahtes, kurz geschlagen, d. h. in Schraubenwindungen von geringem Steigungswinkel gedreht.

Bündelseile (Parallelseile), aus parallel neben einander angeordneten Drähten bestehend, deren Zusammenhaltung und Schutz gegen Oxydation durch eine Umwicklung mit dünnerem Drahte geschieht, sind als stehende Seile, z. B. für Hängebrücken dienlich und hier wegen der vollständigen Ausnutzung der Zugfestigkeit vorteilhaft, für den Gebrauch bei Hebemaschinen hingegen zu steif.

Gewöhnlich dreht man Drahtseile in entgegengesetztem Sinne zur Windung der Litzen, wie dies bei den Hanfseilen geschieht. Sind die Litzen rechts geschlagen, so wird das Seil links gedreht und umgekehrt. Diese Anordnung, bei welcher die Drähte an der Oberfläche des Seiles parallel zur Längsaxe des Seiles liegen, nennt man Kreuzschlag.

Bei dem sogenannten Längsschlage werden Litzen und Seil in derselben Richtung geschlagen, sodass die Drähte schräg zur Längsaxe des Seiles zu liegen kommen. In England werden derartige Seile nach Lang's Patent⁴⁾ von G. Elliot & Co. fabricirt, in Deutschland sind dieselben bereits von dem Erfinder der Drahtseile, Bergrat Albert in Clausthal, angefertigt worden. Die schräge Lage des Drahts bewirkt, dass derselbe, wenn das Seil gebogen wird, weniger auf Biegung, dagegen mehr auf Drehung in Anspruch genommen wird; infolge dessen kann man Seile in Längsschlag, ohne die Biegsamkeit zu beeinträchtigen, aus dickeren Drähten herstellen, was namentlich da von Vorteil ist, wo kleine Trommeln ein möglichst biegsames Seil erheischen, während man wegen der Reibung der Seile an einander oder auf dem Boden oder auf Leitrollen u. s. w. die Drähte gern möglichst dick nimmt. Dies ist insbesondere bei Bremsbergen und Streckenförderungen und überall da der Fall, wo die Seilwindungen auf der Trommel in einer Lage (Schicht) nicht Platz finden und übereinander gewickelt werden müssen oder wo sie schräg auf die Trommel auflaufen und die Seilschläge sich stark aneinander reiben oder wo infolge von Schachtknicken das Seil durch (meistens kleine) Seilrollen abgelenkt wird oder an die Schachtwandungen an schlägt u. s. w.

Als Material für die hier in Betracht kommenden Seile sind Holzkohlen-

³⁾ Unter Bruch- bzw. Traglänge eines Seiles ist diejenige Länge zu verstehen, bei welcher das herabhängende Seil durch sein Eigengewicht an seinem oberen Ende bis zur Bruchgrenze bzw. Elastizitätsgrenze beansprucht wird.

⁴⁾ Lang's wire rope. Engineering. 1888 II. S. 537.

eisendraht, Gussstahldraht und Phosphorbronzedraht⁵⁾ geeignet. Seile aus Schmiedeeisendraht halten mehr Biegungen aus als solche aus Gussstahldraht; letztere sind vermöge ihrer höheren Festigkeit für größere Fördertiefen geeignet, auch schleifen sie sich beim Gleiten an den Rollen und sonstigen Führungen weniger ab, was jedoch überhaupt möglichst zu vermeiden ist, weil das Gleiten den Gussstahldraht hart und spröde macht.

Zum Schutz gegen die Oxydation verzinkt oder verbleit man die Drähte. Als besonders haltbar gegen die Einwirkung saurer Grubenwässer empfehlen sich die Phosphorbronze-Drahtseile. Damit die dennoch eintretende Oxydation sowie die Abnutzung durch Reibung die Tragfestigkeit des Seiles verhältnismäßig weniger vermindere, verwendet man thunlichst starke Drähte, was übrigens bei den Fördermaschinen mit ihren meist sehr großen Seiltrommeln eher angeht.

Bei der Berechnung der Drahtseile für eine bestimmte Last werden die Seelen aus Hanf oder geglühtem Draht nicht berücksichtigt, weil vermöge der geringeren Festigkeit und der großen Elasticität ihre Widerstandskraft bei der Dehnung des Seiles, welche unter der zulässigen Beanspruchung überhaupt stattfindet, zu gering ist. Für das der Last Q entsprechende Seil von i Drähten, deren Dicke δ_0 ist, setzt man:

$$i \frac{\delta_0^2 \pi}{4} \mathfrak{S} = Q, \text{ also } \delta_0 = \sqrt{\frac{4Q}{i\pi \mathfrak{S}}}, \dots \dots \dots 6.$$

wenn \mathfrak{S} die Zugspannung bedeutet. Diese wählt man einer 6 bis 8fachen Bruch-sicherheit entsprechend.

Als Mittelwerte für die absolute Festigkeit A von Drahtseilen können folgende Zahlen gesetzt werden:

Eisendrahtseile	$A = 5600$ kg pro qcm
Gussstahldrahtseile	„ 11500 „ „ „
Phosphorbronze-Drahtseile	„ 4000 „ „ „

Härtere Sorten von Gussstahldraht sind von wesentlich höherer Festigkeit (20 000 bis 24 000 kg pro qcm) erzeugt und in geringeren Dicken für sehr bedeutende Fördertiefen notgedrungen verwendet worden; für gewöhnliche Lastseile sind sie jedoch wegen ihrer geringen Dehnbarkeit nicht zu gebrauchen.

Übrigens sind dünnere Drähte von größerer Zugfestigkeit als stärkere, wie Karmarsch durch Versuche festgestellt hat; vergl. Taschenbuch »Die Hütte«. I. Abt. S. 258. Berlin 1889.

In der nach Formel 6. üblichen Berechnungsweise kommt die latente Fabrikationsspannung, welche übrigens bei den Drahtseilen verhältnismäßig gering ist, nicht zu besonderem Ausdruck, wie auch der Unterschied, welcher vermöge der schraubenförmigen Windung der Drähte zwischen der Summe der Normalquerschnitte der Drähte $i \frac{\delta_0^2 \pi}{4}$ und ihrem gesamten Metallquerschnitt in einer zur Seilaxe senkrechten Schnittebene besteht. Die an den einzelnen Drähten angreifenden Zugkräfte sind die tangential zu den Windungen derselben angreifenden Komponenten der Last. Ferner werden die Drähte bei der Ausdehnung des Seiles auf Torsionsfestigkeit in

⁵⁾ Draht und Drahtseile aus Phosphorbronze nach Dr. Künzel's Verfahren werden von Georg Höper & Co. in Iserlohn, Felten u. Guillaume in Köln u. A. fabricirt.

Anspruch genommen. Alle diese Verhältnisse finden ihre Berücksichtigung dadurch, dass man die aus den Zerreißversuchen mit Drahtseilen sich ergebenden Festigkeitswerte auf die Flächeneinheit des Normalquerschnitts der Drähte bezieht.

Die Anzahl i der Drähte wird mit Hinsicht auf die Seilkonstruktion bzw. Litzenzahl und die zulässige Drahtstärke gewählt; vergl. Formel 7, S. 11. Je härter das Material, um so dünner sind die Drähte zu nehmen. Bei längsgeschlagenen Seilen geht man wegen Haltbarkeit gegen Deformation nicht gern über sechs Litzen von höchstens je 19 Drähten hinaus.

Sehr gebräuchlich ist das aus 6 Litzen zu 6 Drähten hergestellte 36 dräh-tige Seil, von welchem Fig. 1 u. 2 verschiedene Querschnittsanordnungen mit Seildurchmessern $\delta = 9\delta_0$ und $\delta \cong 8\delta_0$ zeigen; letztere ist für Lastseile gebräuchlich.

Fig. 1.

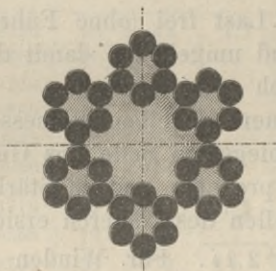
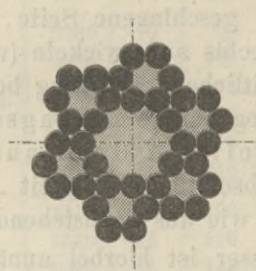


Fig. 2.



Infolge der seitlichen Pressung, welche die Seile beim Laufen über Rollen erfahren, und der bei den Biegungen unvermeidlichen inneren Schiebung und Abnutzung der Hanfseelen und der Drähte werden die Seile beim Betriebe dünner und strecken sich entsprechend.

Bei der Wahl der Seilscheibenhalmmesser ist zu berücksichtigen, dass die Zugspannung des belasteten Seiles vermehrt um die Biegungsspannung an der Anlaufstelle die zulässige Spannung nicht überschreitet. Bedeutet:

- Q die gesamte Zugkraft (Nutzlast plus Eigengewicht des Seiles),
- r den Seilscheibenhalmmesser (Halmmesser des Mittelkreises des auf der Seilscheibe liegenden Seiles),
- E den Elasticitätsmodul des Drahtes,
- δ_0 die Drahtdicke,
- \mathcal{S}' die zulässige Gesamtspannung,

so gilt nach Bach:

$$\mathcal{S}' \cong \frac{Q}{i \frac{\delta_0^2 \pi}{4}} + \frac{3}{4} E \frac{\delta_0}{2r} \dots \dots \dots 7.$$

Es darf angenommen werden für

- Eisendrahtseile $\mathcal{S}' = 1500-1800$ kg pro qcm
- Gussstahlseile „ 2000-3000 „ „ „

Man hat darauf zu achten, dass das Seil bei seiner Führung über Rollen und Wicklung auf Trommeln nicht wechselnd in entgegengesetzten Richtungen,

6) Zeitschr. d. Vereins deutsch. Ing. 1884. S. 710. — 1887. S. 371.

sondern stets nur in ein und demselben Sinne gebogen wird, wie beispielsweise die Fig. 3 zeigt.

Fig. 3.

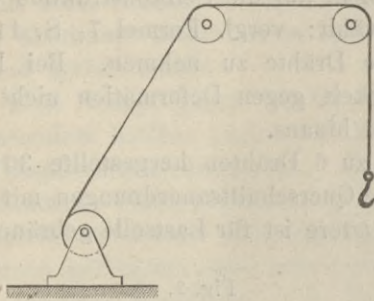
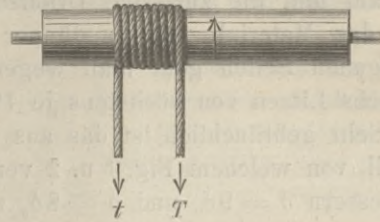


Fig. 4.



Links geschlagene Seile, an denen die Last frei (ohne Führung) hängt, sind nach rechts aufzuwickeln (vergl. Fig. 4) und umgekehrt, damit die Seile infolge der seitlichen Schürfung beim Anlaufen sich nicht auflösen.

Als sogenannte Aufzugsseile, für kleinere Scheibenhalfmesser geeignet, fabriciren Felten & Guilleaume besonders biegsame Seile aus Gussstahldraht von einer absoluten Festigkeit $A = 12000$ kg pro qcm und in Stärken von 0,5 bis 1,6 mm, wie aus nachstehenden beiden Tabellen des Näheren ersichtlich. Der Seildurchmesser ist hierbei annähernd $\delta = \delta_0 \sqrt{2,1i}$. Für Winden und Krane werden vorzugsweise die Drahtseile nach der Tabelle rechts verwendet.

Ausführungen mit Beanspruchungen

$$3000 \geq \frac{Q}{i \frac{\delta_0^2 \pi}{4}} + \left(\frac{3}{8} \cdot 2150000 \right) \frac{\delta_0}{2r} \dots \dots \dots 7^a.$$

haben sich bei Laufkränen in mehrjährigem Betriebe gut bewährt.

Förderseile⁷⁾ werden als Litzenseile hergestellt, weil diese eine bessere Ausnutzung der Tragfähigkeit der Drähte gestatten als Kabelseile. Felten u. Guilleaume verwenden für dieselben, namentlich für solche zu Seilfahrten (Menschenförderung) fast ausnahmslos Gussstahldraht, welcher je nach Fördertiefe von einer absoluten Festigkeit $A = 11500$ bis 20000 kg pro qcm gewählt wird. Den Trommelhalbmesser nimmt man in der Regel $r \cong 500 \delta_0$; nur notgedrungen geht man bis auf $r = 250 \delta_0$ herab. Übrigens soll auf alle Fälle der Trommelhalbmesser $r \cong 50 \delta$ oder mindestens $r = 35 \delta$ betragen. Wird das Seil beim Auf- und Abwickeln seitlich stark abgelenkt, so sind zur Vermeidung zu großer Biegebungsbeanspruchung dünne Drähte zu nehmen.

⁷⁾ Berechnung der Förderseile nach Oberbergamtlichen Normen. Berggeist 1873. Nr. 45. — Dingler's polytechn. Journal. 1873 I. S. 418. — Ph. Passelecq. Seile aus Eisendraht oder Aloe. Revue univ. d. mines. 1878 II. S. 191. — J. Hrabak. Berechnung der Förderseile. Separatabdruck aus Österr. Zeitschr. f. Berg- u. Hüttenwesen. Wien 1881. — Derselbe. Wie wird man aus Tiefen über 1000 m bis selbst 2000 m fördern können. Ebenda. Wien 1884. — Derselbe. Flachseile für möglichste Seilgewichtsausgleichung. Ebenda. Wien 1884. — W. Hildenbrand. The underground haulage of coal by wire ropes. A practical essay written for John A. Roebling's Sons Co. — D. Meyer. Förderseilerißungsversuche. Zeitschr. d. Vereins deutsch. Ing. 1886. S. 344. — E. Brauer. Berechnung von Fördertrommeln für verjüngte Seile. Ebenda. 1886. S. 1102. — M. Rudeloff. Einfluss der Abnutzung und wiederholten Biegung auf die Seilfestigkeit. Mitteilungen d. Königl. techn. Versuchsanstalten in Berlin. 1889. 2. Heft.

Tabelle der Patent-Gussstahldraht-Aufzugsseile von Felten & Guilleaume
in Mühlheim a. Rh.

Für größere Trommeldurchmesser:

Für kleinere Trommeldurchmesser:

Durchmesser der Winden- trommel mm	Bruchlast des Seiles kg	Seil- dicke mm	Zahl Dicke der Drähte im Seile		Ungef. Gewicht v. 100 m Seil kg
			Stück	mm	
500	3990	9	42	1,0	32
	4655	10	49	»	37
	6840	12	72	»	54
	7980	13	84	»	63
	9120	15	96	»	72
	10830	16	114	»	86
550—600	4790	10	42	1,1	38
	5590	11	49	»	44
	8210	13	72	»	65
	9580	14	84	»	76
	10945	16	96	»	87
	13000	17	114	»	103
650—700	5710	11	42	1,2	45
	6665	13	49	»	53
	9790	15	72	»	78
	11425	16	84	»	91
	13060	18	96	»	104
	15500	19	114	»	113
750—800	6720	12	42	1,3	52
	7840	14	49	»	62
	11520	16	72	»	91
	13440	17	84	»	107
	15360	19	96	»	122
	18240	20	114	»	145
900—1000	7770	13	42	1,4	62
	9065	15	49	»	72
	13320	17	72	»	106
	15540	19	84	»	123
	17760	21	96	»	141
	21090	22	114	»	168
1000—1250	8900	14	42	1,5	71
	10390	16	49	»	83
	15265	19	72	»	122
	17810	20	84	»	142
	20350	22	96	»	162
	24170	23	114	»	192
1250—1500	10120	15	42	1,6	81
	11810	17	49	»	94
	17350	20	72	»	138
	20245	21	84	»	161
	23140	24	96	»	184
	27475	25	114	»	219

Durchmesser der Winden- trommel mm	Bruchlast des Seiles kg	Seil- dicke mm	Zahl Dicke der Drähte im Seile		Ungef. Gewicht v. 100 m Seil kg
			Stück	mm	
250	2300	9	96	0,5	18
	2880	10	120	»	23
	3460	11	144	»	27
	4030	12	168	»	32
	5040	13	210	»	39
	6050	14	252	»	48
250—300	3260	10	96	0,6	25
	4080	12	120	»	32
	4900	13	144	»	39
	5710	14,5	168	»	45
	7140	16	210	»	58
	8570	17,5	252	»	68
300—350	4410	13	96	0,7	34
	5520	15	120	»	44
	6625	16	144	»	53
	7730	17	168	»	62
	9660	18	210	»	77
	11590	20	252	»	93
350—400	5760	14	96	0,8	44
	7200	16	120	»	58
	8640	17,5	144	»	69
	10080	19	168	»	81
	12600	20,5	210	»	101
	15120	22	252	»	121
400—450	7390	16	96	0,9	56
	9240	18	120	»	73
	11090	19	144	»	87
	12935	21	168	»	102
	16170	23	210	»	128
	19400	25	252	»	153
450—500	9120	18	96	1,0	70
	11400	20	120	»	90
	13680	22	144	»	108
	15960	24	168	»	126
	19950	26	210	»	158
	23940	28	252	»	189
500—600	13050	20	96	1,2	100
	16320	24	120	»	125
	19580	27	144	»	150
	22840	29	168	»	175
	28560	31	210	»	218
	34270	35	252	»	262

Für Kabelseile ist $r \cong 200 \delta_0$ zulässig und eine Beanspruchung auf vierfache Sicherheit.

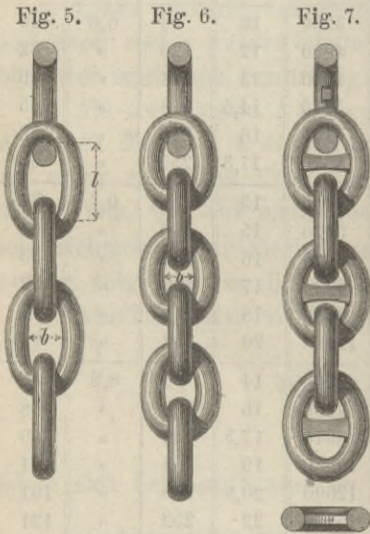
Bei Bremsbergseilen und Haspelseilen geht man bis auf $r = 150 \delta_0$ herab, doch empfiehlt es sich $r = 250 \delta_0$ zu nehmen.

Leitrollen werden bei Mangel an Raum sehr häufig klein ausgeführt; man gehe nicht unter $r = 150 \delta_0$.

2. Ketten.

§ 4. **Schakenketten.** Für Hebemaschinen wird vorwiegend die kurzgliedrige Schakenkette, auch englische Kette genannt, verwendet; siehe Fig. 6. Innere Länge (Baulänge) gewöhnlich $l = 2,5 \delta$, innere Breite (Weite) $b = 1,5 \delta$ ($\delta =$ Ketten-eisenstärke). Dünne Ketten haben verhältnismäßig längere Glieder.

Die sogenannte deutsche Kette, Fig. 5, hat im Verhältnis zur Eisenstärke längere Glieder und ist dem entsprechend für die gleiche Tragkraft zwar leichter, eignet sich aber für Hebemaschinen weniger, weil sie beim Laufen auf Rollen oder Trommeln mit ihren längeren Gliedern weniger gut anliegt bzw. größeren Biegemomenten ausgesetzt ist.



Lastketten, welche als Triebketten in verzahnte Kettenräder einzugreifen haben, wie bei Differentialflaschenzügen, Winden mit Kettennuss u. s. w., siehe Fig. 31, S. 48, werden etwas schmaler, also mit flacheren Längsseiten hergestellt, damit sie sich weniger strecken. Um Klemmen oder Rutschen der Kette und falsche Aufwicklung zu vermeiden, müssen derartige Ketten exakt hergestellt d. h. kalibriert werden, indem man die Glieder bei ihrer Herstellung mittels eines Kalibers nachmisst.

Die Stegkette, Fig. 7, wesentlich fester und gegen Verwirrung sicher, in der Marine als Ankerkette (Kettentau) verbreitet, zeigt als Verhältnisse: $l = 3 \delta$, $b = 1,6 \delta$ und Stegstärke $0,8 \delta$.

Die Beanspruchung der Kettenglieder durch die angehängte Last findet zwar vermöge der gekrümmten Form nicht nur auf Zugfestigkeit sondern auch auf Biegefestigkeit statt, doch ist bei bestimmten Verhältnissen der Länge und Weite der Glieder zur Ketten-eisenstärke die Festigkeit des Kettengliedes proportional seinem Gesamtquerschnitte $2 \cdot \frac{\delta \pi^2}{4}$ und wird der zusammengesetzten Festigkeit einfach dadurch Rechnung getragen, dass man die auf genannten Querschnitt bezogene Festigkeit (ideelle Zugfestigkeit) direkt durch Zerreißversuche an Ketten feststellt. Es beträgt demnach die Kettenfestigkeit A_0 einen von den Verhältnissen der Kette abhängigen Teil der Zugfestigkeit A des Walzdrahtes bzw. Rundeseisens, aus welchem die Kette geschmiedet ist.

Bei Kranketten gewöhnlicher Verhältnisse (englische Kette) ist $A_0 : A \cong 0,75$, bei der Stegkette $A_0 : A \cong 0,9$. Als Material verwendet man zähes feinkörniges Eisen bester Qualität (Siegener Feinkorneisen) von einer absoluten Festigkeit $A = 3200$ kg pro qcm, sodass sich $A_0 = 2400$ kg pro qcm ergibt. Man berechnet die Ketten auf 3 bis 5 fache, in der Regel 4 fache Bruchsicherheit, also im Mittel für eine Spannung $\odot = 600$ kg pro qcm.

Hiernach gilt:

$$Q = 2 \cdot \frac{\delta^2 \pi}{4} \mathcal{E} \quad \text{oder} \quad \delta = \sqrt{\frac{Q}{\frac{\pi}{2} \mathcal{E}}} \dots \dots \dots 8.$$

und für

$$\mathcal{E} = 600 \text{ kg pro qcm} \quad \text{wird} \quad \delta = 0,033 \sqrt{Q} \cdot 8^a \dots \dots \dots 8^a.$$

Die Schweißung der Kettenglieder geschieht mit schiefer Überblattung im Scheitel. Bei dem hakenartigen Greifen der Schweißenden über das anschließende Nachbarglied kommt die mit dem Schweißen verbundene Verringerung der Festigkeit in der Schweißfuge um etwa $\frac{1}{5}$ der ursprünglichen Festigkeit des Materials weniger zum Vorschein und selbst Glieder mit schlechter oder aufgegangener Schweißfuge besitzen noch einen hohen Grad von Festigkeit.

Die nachstehende Tabelle der Kranketten von H. Schlieper in Grüne bei Iserlohn gibt als zulässige Belastung den vierten Teil der Bruchlast, welcher eine Zugfestigkeit der Ketten von $A_0 = 3000$ bis herab auf 2400 kg pro qcm entspricht.

Kranketten.

Stärke der Ketten mm	Gewicht pro lanfd. 100 m kg	Zulässige Belastung kg	Geprüfte Tragfähigkeit kg	Äußerste Zugkraft kg	Umfang eines gleich starken Hanftaues mm
6,5	80	500	1000	2000	
7	108	750	1500	3000	
8	130	850	1700	3400	
9	160	925	1850	3700	59
10	223	975	1950	3900	85
11	320	1250	2500	5000	105
13	413	1950	3900	7800	124
15	540	2250	4500	9000	144
16	640	2925	5850	11700	163
18	673	3500	7000	14000	183
20	913	4375	8750	17500	203
21	1040	5175	10350	20700	222
23	1200	5725	11450	22900	242
25	1390	6575	13150	26300	262
26	1600	7375	14750	29500	281
33	2400	11250	22500	45000	353
40	5320	15000	30000	60000	418

Hinsichtlich der Leitung der Ketten ist das bei den Drahtseilen (S. 11 u. 12) bereits Gesagte gleichfalls zu beachten, um das Hin- und Herbiegen der Kettenglieder zu vermeiden und schließlich eine gewisse Anpassung derselben an die Umfangskrümmung von Kettenscheiben und Trommeln zu gestatten.

Durch die häufig wiederholten Beanspruchungen beim Betriebe werden die Ketten brüchig, indem das Eisen ein krystallinisches Gefüge annimmt. Es ist deshalb notwendig, zeitweise die Ketten auszuglühen, wodurch die ursprüngliche

⁸⁾ Mit Hinsicht auf die größere Festigkeit des dünneren Ketteneisens setzt Keller (Triebwerke, 2. Aufl. Heidelberg 1881) $\delta = 0,035 \sqrt{Q} - 0,3$.

Weichheit des Materials wieder hergestellt wird. Auf allmähliches Abkühlen der ausgeglühten Glieder in Holzkohlenpulver ist hierbei zu achten, um den Erfolg zu sichern. Bei dem Ausglühen werden auch aufgegangene Schweißstellen oder Bruchrisse leicht bemerkt.

Einsatzkettenglieder. Verschiedene Konstruktionen von Einsatzkettengliedern zur Verbindung von Ketzen bzw. zum Ersatz gebrochener Kettenglieder zeigen die Fig. 8 bis 11.

Fig. 8.

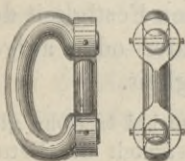


Fig. 9.

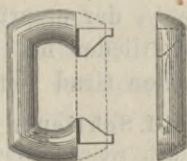


Fig. 10.

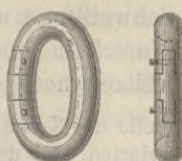
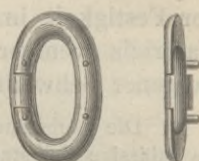


Fig. 11.



Bei der ersten Konstruktion, Fig. 8, ist zum Schließen des Kettengliedes nur das Anstecken des Verbindungsstückes und Eintreiben der Querstifte erforderlich. Ebenso bequem kann das Ausschalten derartiger Verbindungsglieder geschehen. Die von der normalen Größe der Kettenglieder abweichende Gestalt dieser Einsatzglieder gestattet jedoch nicht, dieselben über gezahnte Kettenräder laufen zu lassen.

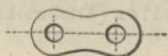
Bei der folgenden Konstruktion, Fig. 9, werden flache Zapfen des Hauptstückes in entsprechende Schlitze des Schlussstückes geschoben und umgenietet.

Fig. 10 zeigt ein mit Blattsapfen eingesetztes und mit Nietstiften befestigtes Schlussstück von solcher Dimension, dass die anzuschließenden normalen Nachbarglieder vorher durch die Lücke eingeschoben werden können. Dieses Verbindungsglied stimmt in seiner äußeren Form mit den normalen Kettengliedern zwar überein, ist aber von wesentlich geringerer Tragkraft.

Am zweckmäßigsten ist die Konstruktion in Fig. 11. Das aus Weichguss hergestellte Einsatzkettenglied besteht aus zwei im wesentlichen kongruenten Hälften, welche, wie die Seitenansicht zeigt, durch eine schiefe Durchschneidung eines gewöhnlichen Kettengliedes entstanden gedacht werden können. An der schwächsten Stelle sind diese Hälften durchbrochen d. h. offen, wogegen eine mit der Durchbrechung kongruente Erhöhung am starken Schenkel vorhanden ist, sodass die beiden Hälften, von welchen jede einerseits mit zwei angegossenen Zäpfchen, andererseits mit entsprechenden Löchern versehen ist, im zusammengeklappten Zustande vollständig die Form eines normalen Kettengliedes ausmachen. Die Zäpfchen werden schließlich umgenietet. Durch die schiefe Trennungsfuge wird das Kettenglied nur wenig geschwächt und sind die Verbindungsstifte wegen des beiderseits hakenartigen Eingriffs der Gliedhälften in die benachbarten Kettenglieder von untergeordneter Bedeutung; vergl. Schweißung der Kettenglieder, S. 15.

§ 5. Die Galle'sche Gelenkkette (Laschenkette), in den 60er Jahren zuerst von Ingenieur C. Neustadt für Kranen verwendet, eignet sich besonders vorteilhaft für schwere Lasten. Aus Blech oder Flacheisen gestanzte Lamellen, siehe Fig. 12, werden durch Stehbolzen (zweckmäßig aus Gussstahl) mit einander verbunden, welche triebstockartig in das Lastkettenrad eingreifen. Dieses in der Regel mit

Fig. 12.



acht Zähnen ausgeführte Kettenrad, siehe Fig. 13, ergibt vermöge seines kleinen Durchmessers ein verhältnismäßig kleines Lastmoment, wodurch der für ein gefordertes Kraftübersetzungsverhältnis notwendige Aufwand an Rädergetrieben geringer wird. Auch arbeiten die Galle'schen Ketten mit geringerem Reibungswiderstand. Unwillkommen ist die Eigenschaft dieser Ketten, nur geringe Verdrehungen zuzulassen, und die seitliche Steifheit. Lasthaken sind deshalb mit entsprechenden Gelenken anzubringen. Der Preis der Galle'schen Ketten ist höher als derjenige gewöhnlicher Schakenketten von gleicher Tragfähigkeit.

Hinsichtlich der Berechnung der Dimensionen von Laschenketten ist zu verweisen auf: K. Keller. Neue Berechnung der Gelenkketten. Zeitschr. d. Österr. Ing. u. Arch. Ver. 1878. X. u. XI. Heft.

In Deutschland befassen sich Zobel, Neubert u. Co. in Schmalkalden mit der Fabrikation von Galle'schen Gelenkketten, über deren Verhältnisse nachstehende Tabelle Auskunft gibt. Dieselben sollen für die angesetzte Tragkraft eine ca. 5fache Sicherheit gewähren. Die Breite der Laschen ist in der Längsmittle etwas eingezogen, sodass eine Form gleicher Festigkeit erzielt und die Unterbringung eines größeren Wellendurchmessers an dem in der Regel mit der Welle zusammengeschnittenen Lastkettenrade ermöglicht wird.

Galle'sche Gelenkketten von Zobel, Neubert u. Co.

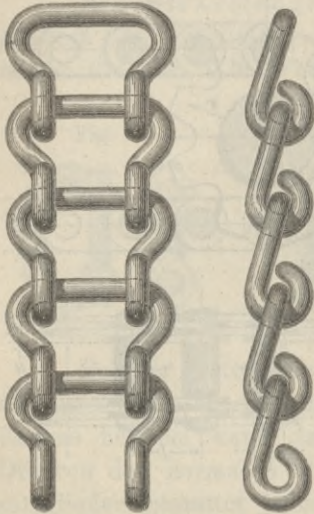
Normale Belastung kg	Teilung oder Baulänge l	Länge des mittleren Bolzens a	Stärke Bolzens d_1	Zapfenstärke d	Plattenzahl i	Plattendicke δ	Plattenbreite b	Gewicht pro laufd. m kg
100	15	12	5	4	2	1,5	12	0,70
250	20	15	7,5	6	2	2	15	1,00
500	25	18	10	8	2	3	18	2,00
750	30	20	11	9	4	2	20	2,70
1 000	35	22	12	10	4	2	26	3,77
1 500	40	25	14	12	4	2,5	30	5,00
2 000	45	30	17	14	4	3	35	7,10
3 000	50	35	22	17,5	6	3	38	11,11
4 000	55	40	24	21	6	4	40	16,50
5 000	60	45	26	23	6	4	46	19,00
6 000	65	45	28	24	6	4	53	24,00
7 500	70	50	32	26	8	4,5	53	31,50
10 000	80	60	36	30	8	4,5	65	34,00
15 000	90	70	40	34	8	5,3	70	48,80
20 000	110	80	50	40	8	6	85	65,00

Die größte Beanspruchung der Kette findet am ersten treibenden Zahne des Kettenrades statt. Übrigens ist am Aufhängepunkt der Kette oder am Endgliede für den Anschluss des Lasthakens ein stärkerer Kettenbolzen mit breiteren Laschen erforderlich.

Die Galle'schen Ketten finden auch für Transmissionszwecke Verwendung mit einer sekundl. Geschwindigkeit bis zu 2,5 m, jedoch zweckmäßiger Weise nur mit etwa $\frac{1}{8}$ der in der Tabelle angegebenen Belastung, um zu raschen Verschleiß zu vermeiden.

§ 6. Verschiedene Ketten. Die Vaucanson'sche Kette, siehe Fig. 14, wird aus Draht gebogen.

Fig. 14.



Die Mittelstege greifen wie bei der Galle'schen Kette als Triebstücke in das zugehörige Kettenrad ein. Geeignete Eisenstärke $\delta = 0,5\sqrt{Q}$. Die Kette fällt wegen unvorteilhafter Materialverwertung verhältnismäßig schwer aus, weshalb dieselbe nur für kleinere Kräfte als Trieb- oder Lastkette in beschränktem Maße Verwendung findet.

Ketten aus geschmiedetem Stahle von David und Demoizeau. Die Erfahrung, dass bei Schakenketten etwa acht Zehntel der vorkommenden Brüche in der Schweißnaht erfolgen, hat die Ingenieure David und Demoizeau zur Erfindung der in Fig. 15 bis 18 dargestellten Ketten ohne Schweißung geführt. Die Glieder werden entweder aus einzelnen flachen Stahlstücken vorgepresst oder in Längsreihen zusammenhängend vorgewalzt, dann ohne Durchscheren d. h. durch Ausweiten gelocht und von der Pressnaht gesäubert. Fig. 17 zeigt die auf solche Weise erhaltene vorläufige Gestalt eines Gliedes. Die Biegung der Glieder geschieht in warmem Zustande aufeinanderfolgend, nachdem sie je durch das vorhergehende, fertig gebogene Glied hindurchgesteckt worden sind. Hierbei lässt man die Öse des einzusteckenden Gliedes mit ihrer äußeren Querdimension durch die innere Längsdimension der Ösen des fertigen Gliedes schlüpfen.

Biegt man die beiden ösenförmigen Schenkel der Kettenglieder soweit zusammen, dass sie platt aneinander zu liegen kommen, so ergibt sich die in Fig. 16 dargestellte Kette mit geschlossenen Gliedern, welche vermöge ihrer Beweglichkeit als gewöhnliche Lastkette geeignet ist. Werden hingegen die ösenförmigen Enden nur bis auf einen gewissen Abstand und im übrigen die Glieder nach erforderlicher

Fig. 15.

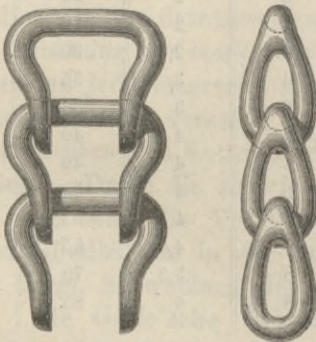
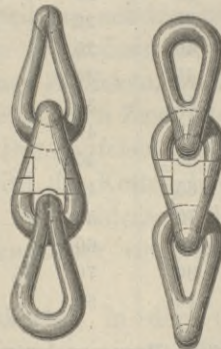


Fig. 16.



Form zusammengebogen, wie Fig. 15 zeigt, so hat man eine Vaucanson'sche Kette mit geschlossenen Ösen⁹⁾. Diese neue Kette ist aber wesentlich leichter als die für

⁹⁾ Zur Erleichterung des Vergleichs der Fig. 16 mit Fig. 15 darf bemerkt werden, dass die ösenförmigen Enden in Fig. 15 nach unten, im Fig. 16 hingegen nach oben gerichtet sind.

eine gleiche Last dienliche Vaucanson'sche Kette gewöhnlicher Art, weil bei letzterer der Querschnitt der Glieder überall gleich ist, während bei der hier beschriebenen Kette die Dimensionen den beanspruchenden Kräften entsprechend nach der Form gleicher Festigkeit bzw. geringsten Materialaufwands bestimmt sind, sodass an allen Stellen der Glieder die gleiche Sicherheit gegen Bruch besteht.

Ein Schließ- oder Einsatzglied aus zwei kongruenten Hälften, von welchen wenigstens eine erst bei der Anwendung warm zu biegen und mit ihren vorspringenden Krampen in die entsprechenden Einschnitte der anderen, fertig gebogen vorhandenen Gliedhälfte einzulegen ist, zeigt zugleich noch Fig. 16. Schließlich sind die beiden Hälften zu verschweißen. Die aus Fig. 18 ersichtliche Konstruktion hingegen erfordert nur das Ineinanderstecken der Gliedhälften und das Einschlagen von Stiften zur Verhinderung des Auseinanderschiebens.

Fig. 17.

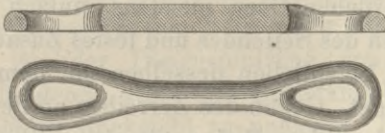
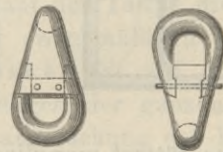


Fig. 18.



Für die Fabrikation derartiger Ketten ist ein zäher Bessemerstahl von 5000 bis 6500 kg pro qcm Zugfestigkeit und 18 bis 25% Dehnung beim Bruche empfohlen. Versuche ergaben unter anderem für eine Lastkette nach Fig. 16 von 20 mm Dicke in der Mitte des Gliedschaftes eine Bruchlast von 26 t¹⁰⁾.

Stählerne Ketten nutzen sich übrigens vermöge ihrer größeren Härte an den Kontaktstellen weniger ab als schmiedeiserne Ketten, für welche man im Interesse guter Schweißbarkeit weiches Eisen verwendet, dessen Zugfestigkeit etwa 3200 bis 3500 kg pro qcm beträgt.

Jedenfalls ist bei der Herstellung von Ketten aus Bessemerstahl besondere Sorgfalt auf die Vermeidung der gefährlichen Temperatur dieses Materials, welche 300 bis 400° beträgt, zu verwenden, indem sonst leicht Risse bei der Bearbeitung entstehen, die erst beim Gebrauch der Kette in gefährlicher Weise zum Vorschein kommen.

Amerikanische Gelenkkette aus schmiedbarem Gusseisen¹¹⁾. Die einerseits mit einem cylindrischen Steg versehenen, andererseits mit entsprechender hakenartiger Hülse endigenden, rahmenförmigen Kettenglieder, siehe Fig. 19, können nur in einer solchen relativen Drehlage seitlich ineinandergeschoben werden, dass ein Lösen der gespannten Kette im Betriebe infolge der hierbei stattfindenden Relativedrehungen der Glieder nicht möglich ist. Gewöhnlich werden die Kettenglieder ohne mittleren Schenkel d. h. nur einfach rahmenförmig hergestellt, während

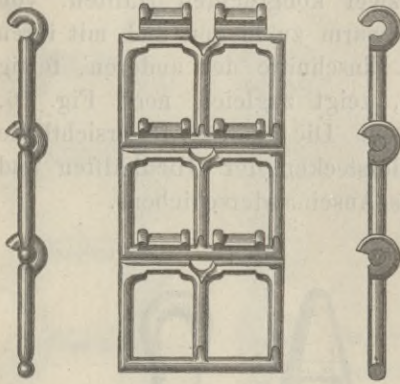
¹⁰⁾ Vergl. Revue univ. d. mines. 1877 II. S. 391. — Dingler's polytechn. Journal. 1878 II. S. 296. — Ferner die Druckschrift: Ch. Gillet. Note sur les chaines sans soudure. Mons 1877. H. Manceaux. Hiernach wurde die Fabrikation derartiger Ketten nach den Patenten von David u. Demolzeau übernommen von der „Société anonyme des forges et ateliers de construction de Chapelle-lez-Herlaimont et Carnières“.

¹¹⁾ A. Stotz in Stuttgart stellt sie in bester Beschaffenheit für Bruchlasten von 250 bis 10.000 kg her. Amerikanisches Fabrikat liefert Wilh. Fredenhagen, Maschinenfabrikant in Offenbach a. M.

die in Fig. 19 dargestellte zweifache Konstruktion vorzugsweise für größere Kräfte Anwendung findet.

Derartige Ketten sind als Elevatorketten und für mäßige Geschwindigkeiten als Triebketten vorzüglich geeignet, weil sie sich vermöge des Flächenschlusses der Gelenke wenig abnutzen.

Fig. 19.



Die Konstruktion der zugehörigen Kettenräder ist ähnlich derjenigen für die Galle'schen Gelenkketten; siehe Fig. 13, S. 17. Mit der Beanspruchung dieser Ketten geht man nur bis auf $\frac{1}{12}$ bis $\frac{1}{8}$ ihrer Bruchfestigkeit.

§ 7. Seil- und Kettenbefestigungen (Ösen, Seilschlösser, Traghaken). An Hanfseilen werden die zur Anhängung derselben erforderlichen Ösen meistens einfach durch Umbiegen des Seilendes und festes Zusammenbinden oder Verspließen desselben mit dem Seilschafte gebildet. Gegen das Zerreiben an der Aufhänge-

stelle der Öse füttert man dieselbe zweckmäßiger Weise mit einem Blechsattel aus.

Die Herstellung von Seilösen, besonders bei starken Seilen erfordert Geschicklichkeit und ist zeitraubend; auch haftet ihnen der Nachteil an, dass der Seilschaft an der Übergangsstelle zur Öse durch die excentrisch angreifende Zugkraft stärker beansprucht wird. Von letzterem Übelstande frei sind die eisernen Ösen mit zweiteiligen oder geschlitzten Hülsen, welche mit Schrauben über das Seil gespannt werden, und die bei Drahtseilen übliche Befestigungsweise des Einsteckens in eine etwas erweiterte Hülse und Umgießens mit dünnflüssigem Metall. Bei diesen Konstruktionen wird aber das Seil an der Eingangsstelle in die Hülse zu stark beansprucht, bei Biegungen eingekniffen und deshalb hier zuerst zerstört.

Recht zweckmäßige und einfache Seilschlösser liefert C. Kortüm in Berlin N. nach seinem D. R. P. Nr. 22733. Fig. 18, 19 und Fig. 25, 26, Taf. IX, zeigen die gebräuchlichsten Konstruktionen. Die in dem Hanfseilchloss zu beiden Seiten des Seilendes angeordneten Keile aus Weichguss liegen glatt an der Innenfläche der Hülse und sind auf ihrer dem Seile zugekehrten Seite gezahnt, sodass sie vom Seil bei dessen Anspannung hereingezogen werden und vermöge der nach unten sich verjüngenden Büchse das Seil festklemmen. Die Zähne sind nach dem oberen Keilende hin höher und sind die Konstruktionsverhältnisse überhaupt so bestimmt, dass das Seil eine nach seinem Ende hin zunehmende seitliche Pressung in ausreichendem Maße ohne Schwächung der Zugfestigkeit desselben erfährt. Durch Umlegen des Seiles über die Keilenden wird die völlige Lösung des Schlosses in dem Falle verhindert, dass das unbelastete Seil mit den Keilen in der Hülse zurückgeschoben und hierdurch die Klemmung aufgehoben wird.

Für Drahtseile genügt wegen ihrer geringeren Kompressibilität ein einziger Keil; siehe Fig. 25, 26. Es empfiehlt sich, die Büchse unten an der inneren Kante abzurunden, um deren Einkneifen in das Seil bei stattfindenden Biegungen zu vermeiden.

Die zum Einhängen von Seilen und Ketten gebräuchlichen Traghaken finden sich in zahlreichen Ausführungsbeispielen an den in diesem Kapitel abge-

bildeten Hebemaschinen vor. Für kleinere Lasten wird der Haken wohl am einfachsten aus Rundeisen gebogen und an seinem Ende etwas verjüngt, wie Fig. 22, Taf. IX, zeigt.

Für größere Lasthaken wählt man behufs Materialersparnis möglichst annähernd die Form gleicher Festigkeit, nach welcher in der durch den Mittelpunkt des Innenkreises der Hakenöffnung gehenden Horizontalebene der größte Materialquerschnitt erforderlich ist. Vorteilhafter als der Kreisquerschnitt ist zwar der elliptische Querschnitt, doch findet bei beiden Querschnittsformen das Material insofern noch nicht die günstigste Verwendung, als vermöge der zur direkten Zugbeanspruchung hinzukommenden Biegebungsbeanspruchung die Zugspannung auf der Innenseite des Hakenquerschnitts bedeutend größer ausfällt als die für die Außenseite resultierende Druckspannung. Das Minimum von Materialaufwand ergibt sich bei gleich großen resultierenden Spannungen innen und außen am Hakenkörper und lässt sich mit Anwendung des Trapezquerschnitts bzw. schiefer Abflachung des Kreisquerschnitts erreichen, wie die meisten der auf den Tafeln dieses Kapitels dargestellten Konstruktionen in mehr oder weniger zweckmäßigen Verhältnissen zeigen¹²⁾. Bei [der Dimensionirung von Doppelhaken ist auf die möglicher Weise stattfindende einseitige Belastung beim Einhängen der ganzen Last in die eine Hakenhälfte Rücksicht zu nehmen. Biegebungsbeanspruchung des Hakenschafts ist durch entsprechend gelenkige Aufhängung des Hakens zu verhüten.

Zur Verminderung der stoßweißen Beanspruchung von Seilen und Ketten beim Anheben der Last und bei Geschwindigkeitsänderungen empfiehlt es sich, zwischen Lasthaken und Kettenende ein elastisches Organ, das sogenannte Federgehänge der Fördermaschinen einzuschalten¹³⁾.

Verschiedene Vorrichtungen zum Erfassen von Eisenteilen und Greifzeuge für Quader finden sich im VI. Kapitel, Greifapparate für Taucherzwecke im XII. Kapitel dieses Werkes beschrieben.

B. Flaschenzüge.

§ 8. Die einfachen Rollenzüge. Die sowohl in Einzelanwendungen selbständig vorkommenden wie auch in mehrfacher Wiederholung als Elemente der zusammengesetzten Rollenzüge (Flaschenzüge) dienenden einfachen Rollenzüge wirken je nach ihrer Anordnungsweise entweder als sogenannte feste Rolle oder als lose Rolle oder als Hubverdoppler. Die für diese verschiedenen Verwendungsweisen gemeinsamen konstruktiven Details finden sich in den vorliegenden Abbildungen von Flaschenzügen und anderen Hebemaschinen hinreichend erläutert, sodass es genügt, hier die Beziehungen zwischen den auftretenden Kräften anzugeben, wofür allgemein folgende Bezeichnungen gelten mögen:

¹²⁾ H. Zimmermann. Zeitschr. d. Vereins deutsch. Ingenieure. 1873. S. 2 Hiernach Hütte. 14. Aufl. 1889. V. I. 489. — Eine genauere Berechnung hat Ingenieur E. Bagge gegeben und durch Versuche bestätigt. Zeitschr. d. Vereins deutsch. Ingenieure. 1885. S. 11. — Desgl. R. Bredt. Dasselbst. 1885. S. 283. — Vergl. ferner: C. Bach. Elasticität und Festigkeit. Berlin 1890. S. 311.

¹³⁾ F. Baumann. Seilverbindungen für Förderkörbe. Zeitschr. d. Vereins deutsch. Ingenieure. 1879. S. 419. — Elastisches Kettenglied von E. Ongley in Memel. D. R. P. 48241.

δ = Seildicke oder Kettendicke bzw. Kettenbolzendurchmesser bei der Galle'schen Kette.

d = Zapfendurchmesser der Rollenaxe.

r = Rollenhalbmesser bezogen auf den Mittelkreis des Zugorgans.

P = treibende Kraft (Zugkraft).

Q = Last (Nutzwiderstand).

P_i = ideelle treibende Kraft am reibungslosen Rollenzug.

σ = Steifigkeitskoeffizient für Seile.

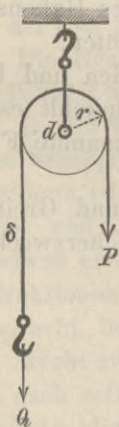
f_k = Kettenreibungskoeffizient.

f_z = Zapfenreibungskoeffizient.

η = Wirkungsgrad.

Die feste Rolle, Fig. 20, ist mit ihren Axzapfen in den büchsenförmigen Lagern des Gehänges drehbar oder läuft lose auf einer festen Axe. Mit Hinsicht auf die Seilsteifigkeit bei der Seilrolle bzw. die Kettenreibung bei der Kettenrolle und die durch den resultirenden Axendruck $P + Q$ bedingte Zapfenreibung gilt für das Verhältnis der treibenden Kraft P zur Nutzlast Q

Fig. 20.



bei der Seilrolle:

$$\frac{P}{Q} = \frac{1 + \sigma \frac{\delta^2}{r} + f_z \frac{d}{2r}}{1 - \sigma \frac{\delta^2}{r} - f_z \frac{d}{2r}} = \varphi_s$$

bei der Kettenrolle:

$$\frac{P}{Q} = \frac{1 + f_k \frac{\delta}{2r} + f_z \frac{d}{2r}}{1 - f_k \frac{\delta}{2r} - f_z \frac{d}{2r}} = \varphi_k$$

Der Wirkungsgrad der festen Rolle ist das Verhältnis der an dem reibungslosen Mechanismus erforderlichen ideellen Triebkraft $P_i = Q$ zur effektiven Triebkraft P nach Gleichung 9., also

für die Seilrolle:

$$\eta = \frac{1 - \sigma \frac{\delta^2}{r} - f_z \frac{d}{2r}}{1 + \sigma \frac{\delta^2}{r} + f_z \frac{d}{2r}} = \frac{1}{\varphi_s}$$

für die Kettenrolle:

$$\eta = \frac{1 - f_k \frac{\delta}{2r} - f_z \frac{d}{2r}}{1 + f_k \frac{\delta}{2r} + f_z \frac{d}{2r}} = \frac{1}{\varphi_k} \dots 10.$$

und es berechnet sich demnach auch $\frac{P}{Q} = \frac{1}{\eta} \dots 11.$

Die lose Rolle, Fig. 21. Das eine Ende des Zugorgans ist hier fest, am anderen Ende greift die Kraft P an, während die Last Q an der losen Rolle hängt. Bei der festen Rolle sind die Wege von Kraft und Last gleich und entgegengesetzt, bei der losen Rolle hingegen bewegt sich die Last mit der halben

Geschwindigkeit in demselben Sinne wie die Kraft, sodass die ideelle treibende Kraft an dem reibungslosen Mechanismus $P_i = \frac{1}{2} Q$.

Für das effektive Kraftverhältnis gilt

bei der Seilrolle:

$$\left. \begin{aligned} \frac{P}{Q} &= \frac{1}{2} \left(1 + \sigma \frac{\delta^2}{r} + f_z \frac{d}{2r} \right) = \frac{1}{2} \psi_s \\ \text{bei der Kettenrolle:} & \dots \dots \dots 12. \end{aligned} \right\}$$

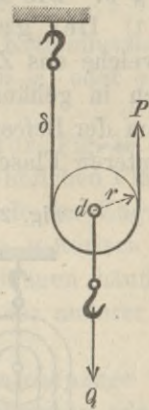
$$\frac{P}{Q} = \left(1 + f_k \frac{\delta}{2r} + f_z \frac{d}{2r} \right) = \frac{1}{2} \psi_k$$

Der Wirkungsgrad $\eta = P_i : P$ ist hiernach:

$$\left. \begin{aligned} \eta &= \frac{1}{1 + \sigma \frac{\delta^2}{r} + f_z \frac{d}{2r}} = \frac{1}{\psi_s} \\ \eta &= \frac{1}{1 + f_k \frac{\delta}{2r} + f_z \frac{d}{2r}} = \frac{1}{\psi_k} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots 13.$$

und es lässt sich in beiden Fällen auch rechnen $\frac{P}{Q} = \frac{1}{2} \frac{1}{\eta} \dots \dots \dots 14.$

Fig. 21.



Die lose Rolle als Hubverdoppler, siehe Fig. 22, beruht bei derselben Anordnung wie die gewöhnliche lose Rolle auf motorisch umgekehrter Verwendungsweise, indem hier die treibende Kraft P , am Rollenhaken angreifend, die Nutzlast Q am Kettenhaken mit doppelter Geschwindigkeit und zwar in gleichem Sinne bewegt.

Das Kraftverhältnis ist

bei der Seilrolle:

$$\left. \frac{P}{Q} = 2 \cdot \frac{1}{1 - \sigma \frac{\delta^2}{r} - f_z \frac{d}{2r}} = 2 \psi'_s \right\} \dots \dots \dots 15.$$

bei der Kettenrolle:

$$\frac{P}{Q} = 2 \cdot \frac{1}{1 - f_k \frac{\delta}{2r} - f_z \frac{d}{2r}} = 2 \psi'_k$$

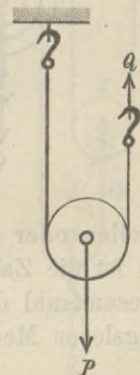
Der Wirkungsgrad:

$$\eta = 1 - \sigma \frac{\delta^2}{r} - f_z \frac{d}{2r} = \frac{1}{\psi'_s}, \quad \eta = 1 - f_k \frac{\delta}{2r} - f_z \frac{d}{2r} = \frac{1}{\psi'_k} \dots \dots 16.$$

Oder hiernach:

$$\frac{P}{Q} = 2 \cdot \frac{1}{\eta} \dots \dots \dots 17.$$

Fig. 22.



Wirken P und Q in verschiedenen Richtungen, so wird die Zapfenreibung wegen des kleineren resultierenden Axendrucks entsprechend geringer, welcher Tatsache in den für die verschiedenen Rollenzüge geltenden Formeln dadurch Rech-

nung zu tragen ist, dass die Glieder mit f_z mit $\cos \frac{\alpha}{2}$ multiplicirt werden, wenn α der von den beiden Krafrichtungen eingeschlossene Winkel ist.

§ 9. Die Kräfte an den mehrfachen Rollenzügen.

1) Der gewöhnliche Seil- oder Kettenflaschenzug. Die Rollen, über welche das Zugorgan in ununterbrochener Folge geführt wird, sind in zwei Gruppen in gehäuseartigen Gestellen, den sogenannten Flaschen, angeordnet. Je nachdem der Befestigungspunkt, von welchem das Zugorgan ausgeht, an der oberen oder unteren Flasche gewählt wird, erhält man oben und unten eine gleiche Zahl

Fig. 23.

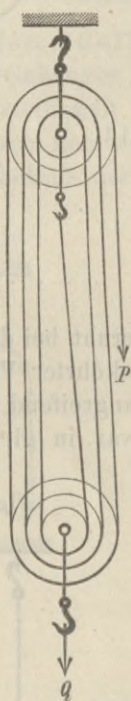


Fig. 24.

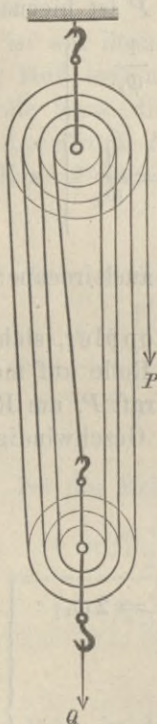
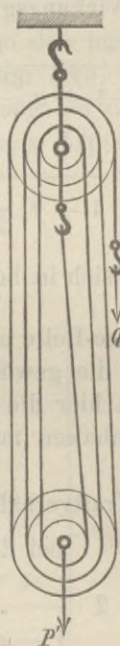


Fig. 25.



von Rollen oder oben eine Rolle mehr, wie Fig. 23 und 24 zeigen, aber in beiden Fällen ist die Zahl der Seilstrecken, auf welche die Last Q sich verteilt, gleich der Gesamtzahl der Rollen des Flaschenzugs, sodass die ideelle Triebkraft P am reibungslosen Mechanismus:

$$P_i = \frac{Q}{i}, \dots \dots \dots 18.$$

wenn i die Rollenzahl bedeutet.

Für das effektive Kraftverhältnis gilt:

$$\frac{P}{Q} = \frac{\varphi^i(\varphi - 1)}{\varphi^i - 1} \dots \dots \dots 19.$$

und der Wirkungsgrad η ist:

$$\eta = \frac{\varphi^i - 1}{\varphi^i(\varphi - 1)i} \dots \dots \dots 20.$$

oder hiermit:

$$P = \frac{1}{\eta} \frac{Q}{i} \dots \dots \dots 21.$$

Das Zugorgan erfährt die größte Beanspruchung in der ablaufenden Strecke durch die treibende Kraft P , nach welcher dasselbe zu berechnen ist.

Der Hubhöhe h der Last Q entspricht als Weg der treibenden Kraft P

$$s = i \cdot h \dots \dots \dots 22.$$

Je nachdem es sich um die Berechnung eines Seil- oder Kettenflasenzugs handelt, sind in den vorstehenden Formeln für φ die Werte von φ_s oder φ_k nach Gleichung 9, S. 22, zu setzen.

Der umgekehrte Flaschenzug oder Hubmultiplikator, Fig. 25. Greift die treibende Kraft P an der unteren Flasche an, wo am gewöhnlichen Flaschenzuge die Last am Haken hängt, und die Nutzlast Q an dem Ende des Zugorgans, wo sonst die treibende Kraft angreift, so wirkt der Flaschenzug motorisch umgekehrt, als Hubmultiplikator, in welcher Verwendung er bei Aufzügen häufig vorkommt, welche bedeutende Förderhöhen mittels hydraulischer oder anderer Treibcylinder von weit geringerer Hublänge zu bewältigen haben.

Ebenso groß wie die Nutzlast Q beim umgekehrten Flaschenzuge ist die Kraft P , welche am gewöhnlichen Flaschenzuge beim bloßen Schweben oder beim Senken der Last durch Nachlassen des Zugorgans an diesem ausgeübt werden muss.

Die ideelle Triebkraft P_i am reibungslosen Mechanismus ist hier:

$$P_i = i \cdot Q \dots \dots \dots 23.$$

Das effektive Kraftverhältnis berechnet sich zu:

$$\frac{P}{Q} = \frac{\varphi^{i+1} - \varphi}{\varphi - 1} \dots \dots \dots 24.$$

Der Wirkungsgrad:

$$\eta = \frac{i(\varphi - 1)}{\varphi^{i+1} - \varphi} \dots \dots \dots 25.$$

und hiermit:

$$\frac{P}{Q} = \frac{1}{\eta} \cdot i \dots \dots \dots 26.$$

Der Potentialflaschenzug, siehe Fig. 26, ist aus mehreren losen Rollen derart zusammengesetzt, dass die treibende Kraft P_1 der ersten losen Rolle I als Nutzlast der zweiten Rolle II auftritt, deren treibende Kraft P_2 wiederum die Nutzlast der folgenden losen Rolle III ist und so fort. Die Zugorgane müssen den nach der Lastrolle I hin auftretenden größeren Kräften entsprechend stärker dimensioniert werden.

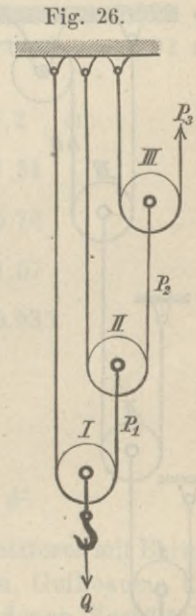


Fig. 26.

Unter der Annahme, dass in den einzelnen Rollenzügen des Flaschenzugs die Dimensionenverhältnisse $\frac{\delta}{r}$ und $\frac{d}{2r}$ übereinstimmen, gilt nach Formel 12 :

$$\begin{aligned} P_1 &= \frac{1}{2} \psi Q \\ P_2 &= \frac{1}{2} \psi P_1 = \left(\frac{1}{2} \psi\right)^2 Q \\ P_3 &= \frac{1}{2} \psi P_2 = \left(\frac{1}{2} \psi\right)^3 Q \end{aligned}$$

oder allgemein bei i Rollen des Potentialflasenzugs für die an der letzten Rolle erforderliche treibende Kraft P das Verhältnis:

$$\frac{P}{Q} = \left(\frac{1}{2}\psi\right)^i \dots \dots \dots 27.$$

Die ideelle treibende Kraft ist:

$$P_i = \left(\frac{1}{2}\right)^i, \dots \dots \dots 28.$$

somit der Wirkungsgrad:

$$\eta = \frac{P_i}{P} = \left(\frac{1}{\psi}\right)^i \dots \dots \dots 29.$$

oder hiernach das Kraftverhältnis:

$$\frac{P}{Q} = \frac{1}{\eta} \left(\frac{1}{2}\right)^i \dots \dots \dots 30.$$

Kraftweg s und Lasthub h stehen in dem Verhältnis:

$$\frac{s}{h} = \left(\frac{1}{2}\right)^i \dots \dots \dots 31.$$

Den verschiedenen Hublängen der Rollenaxen entsprechend sind nach oben hin größere Seil- oder Kettenlängen für die einzelnen Rollenzüge erforderlich.

Der umgekehrte Potentialflaschenzug oder Hubpotenzator, Fig. 27, eignet sich wie der Hubmultiplikator (S. 25) für die Ausübung größerer

Förderhübe mittels Treibcylinder von verhältnismäßig geringem Kolbenwege, erfordert aber vorteilhafter Weise relativ weniger Rollen als der Hubmultiplikator und hat einen günstigeren Wirkungsgrad als letzterer, wie ein Vergleich der Rechnungswerte auf S. 30, 31 zeigt.

Das effektive Kraftverhältnis ist mit Benutzung von ψ' nach Formel 15

$$\frac{P}{Q} = (2\psi')^i, \dots \dots \dots 32.$$

das ideelle Kraftverhältnis am reibungslosen Mechanismus:

$$\frac{P_i}{Q} = 2^i, \dots \dots \dots 33.$$

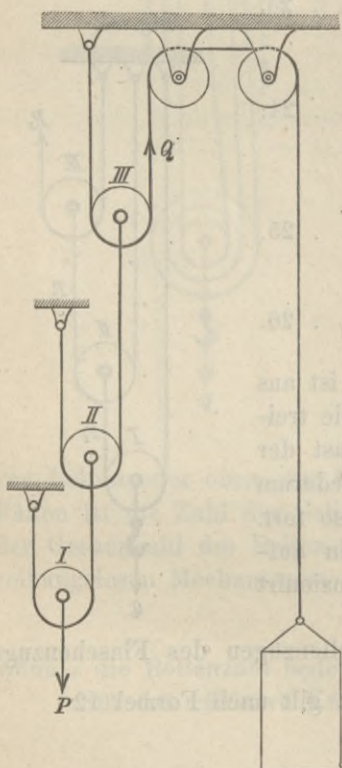
somit der Wirkungsgrad des Hubpotenzators:

$$\eta = \left(\frac{1}{\psi'}\right)^i \dots \dots \dots 34.$$

und hiermit berechnet sich das effektive Kraftverhältnis auch zu

$$\frac{P}{Q} = \frac{1}{\eta} \cdot 2^i \dots \dots \dots 35.$$

Fig. 27.



Dieser Wert gilt auch für das Verhältnis $\frac{Q}{P}$

am gewöhnlichen Potentialflaschenzug, wenn Q die Nutzlast am Rollenhaken ist und unter P' die Kraft verstanden wird, welche am obersten Seile ausgeübt werden muss, um die Last Q schwebend zu erhalten oder gleichmäßig zu senken.

ψ und ψ' sind je nach Verwendung von Seilen oder Ketten nach den entsprechenden Formeln S. 22, 23 zu berechnen bzw. die dafür giltigen speciellen Rechnungswerte S. 28, 29 einzusetzen.

§ 10. Numerische Tabellen über Kraftverhältnisse und Wirkungsgrade von einfachen und zusammengesetzten Rollenzügen.

I. Einfache Rollenzüge.

1. Feste Rollen.

a) Feste Rollen mit Hanfseil.

$r = 4\delta$; $d = 0,8\delta$; $f_z = 0,1$ und $0,075$. Nach Eytelwein $\sigma = 0,093$ für cm. Nach Weißbach $\sigma = \left(0,019 + 0,027 \frac{r}{Q}\right) \delta^2$ für cm^{14}). Nimmt man in dieser Formel für d und Q die zusammengehörigen Werte von Seildicke und Arbeitslast nach der Tabelle über ungeteerte Hanfseile von Felten u. Guilleaume, S. 7, so berechnet sich als hinreichend genau für alle vorkommenden Hanfseilstärken nach Weißbach $\sigma = 0,02$.

Wir setzen für neue bzw. ungünstig wirkende Rollenzüge $\sigma = 0,093$ und $f_z = 0,1$, hingegen für eingelaufenen und gut unterhaltenen Zustand $\sigma = 0,02$ und $f_z = 0,075$. Nach den Formeln 9 bis 11 kommt für:

		$\delta = 1,6$	2,0	2,6	3,6	5,2	cm	
Für	$\sigma = 0,093$	}	$\frac{P}{Q} = 1,10$		1,12	1,16	1,21	1,31
			$\eta = 0,91$		0,89	0,86	0,83	0,76
Für	$\sigma = 0,02$	}	$\frac{P}{Q} = 1,03$		1,035	1,04	1,05	1,07
			$\eta = 0,97$		0,966	0,961	0,952	0,935

b) Feste Rollen mit Drahtseil.

$r = 10\delta$; $d = 3\delta$; $f_z = 0,075$.

Nach Weißbach für Drahtseile $\sigma = \left(0,027 + 0,102 \frac{r}{Q}\right) \delta^2$.

Die Einsetzung zusammengehöriger Werte von r , δ und Q (letzteres mit Berücksichtigung der Bruchsicherheit) nach den Tabellen von Felten u. Guilleaume über Aufzugsseile, S. 13, ergibt für die hier vorkommenden verschiedenen Verhältnisse $r : \delta$ und die gebräuchlichen Seilbeanspruchungen nur wenig verschiedene Werte von σ , welches hiernach $\sigma = 0,03$ gesetzt werden darf. Nach den Formeln 9 bis 11 erhält man für:

$\delta = 1,0$	2,0	3,0	3,5	cm
$\frac{P}{Q} = 1,03$		1,035	1,041	1,045
$\eta = 0,971$		0,965	0,961	0,956

14) F. Grashof. Theoretische Maschinenlehre. 2. Bd. 1883. S. 319.

c) Feste Rollen mit Schakenkette.

Die bezüglichen Formeln 9 u. 10 zeigen, dass Kraftverhältnis und Wirkungsgrad von der Kettendicke δ bzw. der Last Q unabhängig sind. Für $r = 10\delta$, $d = 3\delta$, $f_z = 0,075$ und drei verschiedene Werte des Kettenreibungskoeffizienten erhält man:

$$\begin{aligned} f_k &= 0,15 & 0,2 & 0,3 & \text{cm} \\ \frac{P}{Q} &= 1,038 & 1,045 & 1,053 & \\ \eta &= 0,964 & 0,956 & 0,950 & \end{aligned}$$

Wegen Kraftersparnis und auch zum Zwecke der Reduktion der Abnutzung empfiehlt es sich, die Ketten zu schmieren, besonders bei lebhaftem Betriebe.

2. Lose Rollen.

a) Lose Rollen mit Hanfseil.

$r = 4\delta$; $d = 0,8\delta$; $\sigma = 0,093$ bzw. $0,02$; $f_z = 0,1$ bzw. $0,075$. Nach den Formeln 12 bis 14 berechnet sich:

		$\delta = 1,6$	2,0	2,6	3,6	5,2	cm
Für	$\sigma = 0,093$	}	$\frac{P}{Q} = 0,524$	0,529	0,536	0,548	0,567
	$f_z = 0,1$		$\eta = 0,954$	0,945	0,930	0,913	0,880
Für	$\sigma = 0,02$	}	$\frac{P}{Q} = 0,507$	0,508	0,510	0,512	0,517
	$f_z = 0,075$		$\eta = 0,985$	0,982	0,980	0,975	0,966

b) Lose Rollen mit Drahtseil.

$r = 10\delta$; $d = 3\delta$; $\sigma = 0,03$; $f_z = 0,075$. Hiermit ergeben die Formeln 12 bis 14 für

$$\begin{aligned} \delta &= 1,0 & 2,0 & 3,0 & 3,5 & \text{cm} \\ \frac{P}{Q} &= 0,507 & 0,508 & 0,510 & 0,511 & \\ \eta &= 0,985 & 0,982 & 0,980 & 0,978 & \end{aligned}$$

c) Lose Rollen mit Schakenkette.

$r = 10\delta$; $d = 3\delta$; $f_z = 0,075$. Die bezüglichen Formeln 12 bis 14 ergeben für

$$\begin{aligned} f_k &= 0,15 & 0,2 & 0,3 & \\ \frac{P}{Q} &= 0,509 & 0,510 & 0,513 & \\ \eta &= 0,982 & 0,980 & 0,975 & \end{aligned}$$

3. Hubverdoppler.

a) Hubverdoppler mit Hanfseil.

$r = 4\delta$; $d = 0,8\delta$; $\sigma = 0,093$ bzw. $0,02$; $f_k = 0,1$ bzw. $0,075$. Nach den Formeln 15 bis 17 erhält man:

		$\delta = 1,6$	$2,0$	$2,6$	$3,6$	$5,2$ cm		
Für	$\sigma = 0,093$	}	$\frac{P}{Q} =$	2,10	2,12	2,157	2,215	2,31
				$f_z = 0,1$	}	$\eta =$	0,952	0,942
Für	$\sigma = 0,02$	}	$\frac{P}{Q} =$				2,03	2,036
				$f_z = 0,075$	}	$\eta =$	0,985	0,982

b) Hubverdoppler mit Drahtseil.

$r = 10\delta$; $d = 3\delta$; $\sigma = 0,03$; $f_z = 0,075$. Die Formeln 15 bis 17 ergeben hiermit für:

$\delta = 1,0$	$2,0$	$3,0$	$3,5$ cm
$\frac{P}{Q} = 2,03$	$2,036$	$2,04$	$2,042$
$\eta = 0,986$	$0,983$	$0,980$	$0,978$

c) Hubverdoppler mit Kettenrolle.

$r = 10\delta$; $d = 3\delta$; $f_z = 0,075$. — Für Kettenreibungskoeffizienten

$f_k = 0,15$	$0,2$	$0,3$
$\frac{P}{Q} = 2,039$	$2,042$	$2,052$
$\eta = 0,981$	$0,979$	$0,974$

II. Zusammengesetzte Rollenzüge.

1. Gewöhnlicher Flaschenzug (Faktorenflaschenzug).

Bei der Berechnung der nachfolgenden Tabellen sind für die Verhältnisse von Rollenhalmesser r und Zapfendurchmesser d zu Seildicke bzw. Kettenstärke dieselben Werte wie bei den entsprechenden einfachen Rollenzügen benutzt.

a) Faktorenflaschenzug mit Hanfseil.

Für $\sigma = 0,02$ und $f_z = 0,075$.

$i = \text{Anzahl d. Rollen}$	2	3	4	5	6	7	8
$\delta = 1,6 \text{ cm}$	$\frac{P}{Q} = 0,523$	0,354	0,270	0,218	0,185	0,160	0,142
	$\eta = 0,955$	0,942	0,926	0,917	0,900	0,890	0,880
$\delta = 2,6 \text{ cm}$	$\frac{P}{Q} = 0,530$	0,360	0,275	0,222	0,190	0,165	0,150
	$\eta = 0,945$	0,927	0,910	0,900	0,877	0,866	0,834
$\delta = 5,2 \text{ cm}$	$\frac{P}{Q} = 0,553$	0,381	0,296	0,245	0,210	0,186	0,167
	$\eta = 0,905$	0,875	0,845	0,815	0,794	0,768	0,749

Für größere Steifigkeit und Reibung, mit $\sigma = 0,093$ und $f_z = 0,1$ bzw. $\varphi = 1,16$.

$\delta = 2,6 \text{ cm}$	$\frac{P}{Q} = 0,624$	0,445	0,357	0,304	0,270	0,247	0,230
	$\eta = 0,801$	0,750	0,700	0,658	0,618	0,576	0,544

b) Faktorenflaschenzug mit Drahtseil oder Schakenkette.

Für $\varphi = \frac{P}{Q} = 1,04$ als Mittelwert aus den betreffenden Tabellen S. 27, 28.

i	2	3	4	5	6	7	8
$\frac{P}{Q}$	0,530	0,360	0,275	0,222	0,190	0,165	0,150
η	0,945	0,927	0,910	0,900	0,877	0,866	0,834

2. Umgekehrter Flaschenzug (Hubmultiplikator).

a) Umgekehrter Flaschenzug mit Hanfseil.

Für $\sigma = 0,02$ und $f_z = 0,075$.

$i = \text{Anzahl d. Rollen}$	2	3	4	5	6	7	8
$\delta = 1,6 \text{ cm}$	$\frac{P}{Q} = 2,09$	3,18	4,30	5,46	6,66	7,86	9,16
	$\eta = 0,956$	0,943	0,930	0,915	0,900	0,890	0,875
$\delta = 2,6 \text{ cm}$	$\frac{P}{Q} = 2,12$	3,25	4,42	5,70	6,95	8,30	9,50
	$\eta = 0,944$	0,922	0,904	0,877	0,864	0,845	0,840
$\delta = 5,2 \text{ cm}$	$\frac{P}{Q} = 2,21$	3,44	4,74	6,13	7,64	9,23	11,00
	$\eta = 0,905$	0,871	0,842	0,815	0,785	0,758	0,728

Für $\sigma = 0,093$ und $f_z = 0,1$ bzw. $\varphi = 1,16$.

$\delta = 2,6 \text{ cm}$	$\frac{P}{Q} = 2,50$	4,07	5,95	7,98	10,40	13,23	16,50
	$\eta = 0,80$	0,735	0,672	0,626	0,576	0,528	0,485

b) Umgekehrter Flaschenzug mit Hanfseil oder Schakenkette.

Für $\varphi = \frac{P}{Q} = 1,04$ als Mittelwert aus den betreffenden Tabellen S. 27, 28.

i	2	3	4	5	6	7	8
$\frac{P}{Q}$	2,121	3,25	4,42	5,70	6,59	8,30	9,50
η	0,944	0,922	0,904	0,877	0,864	0,845	0,840

3. Potentialflaschenzug.

a) Potentialflaschenzug mit Hanfseil.

Für $\sigma = 0,02$ und $f_z = 0,075$.

$i = \text{Anzahl d. Rollen}$	2	3	4	5	6	7	8
$\delta = 1,6 \text{ cm}$	$\frac{P}{Q} = 0,257$	0,130	0,066	0,034	0,017	0,0086	0,0044
	$\eta = 0,970$	0,956	0,941	0,927	0,914	0,900	0,886
$\delta = 2,6 \text{ cm}$	$\frac{P}{Q} = 0,260$	0,133	0,068	0,034	0,0176	0,0090	0,0046
	$\eta = 0,960$	0,941	0,922	0,904	0,885	0,868	0,850
$\delta = 5,2 \text{ cm}$	$\frac{P}{Q} = 0,267$	0,138	0,071	0,037	0,019	0,0099	0,0051
	$\eta = 0,933$	0,901	0,861	0,841	0,812	0,785	0,758

Für $\sigma = 0,093$ und $f_z = 0,1$ bzw. $\psi = 1,07$.

$\delta = 2,6 \text{ cm}$	$\frac{P}{Q}$	0,287	0,154	0,083	0,044	0,0237	0,0127	0,0068
	η	0,861	0,799	0,742	0,688	0,638	0,593	0,550

b) Potentialflaschenzug mit Drahtseil oder Schakenkette.

Für $\psi = 2 \frac{P}{Q} = 1,02$ als Mittelwert aus den betreffenden Tabellen S. 28.

i	2	3	4	5	6	7	8
$\frac{P}{Q}$	0,260	0,133	0,068	0,034	0,0176	0,0090	0,0046
η	0,960	0,941	0,922	0,904	0,885	0,868	0,850

4. Hubpotenzator.

a) Hubpotenzator mit Hanfseil.

Für $\sigma = 0,02$ und $f_z = 0,075$.

$i = \text{Anzahl d. Rollen}$	2	3	4	5	6	7	8
$\delta = 1,6 \text{ cm}$	$\frac{P}{Q} = 4,12$	8,37	17,0	34,5	70,0	142	289
	$\eta = 0,970$	0,956	0,941	0,927	0,914	0,900	0,886
$\delta = 2,6 \text{ cm}$	$\frac{P}{Q} = 4,16$	8,49	17,3	35,4	72,0	147	300
	$\eta = 0,960$	0,941	0,922	0,904	0,885	0,868	0,850
$\delta = 5,2 \text{ cm}$	$\frac{P}{Q} = 4,28$	8,87	18,4	38,0	78,7	163	337
	$\eta = 0,933$	0,901	0,861	0,841	0,812	0,785	0,758

Für $\sigma = 0,093$ und $f_z = 0,1$ bzw. $\psi' = \frac{1}{2} \frac{P}{Q} = 1,08$.

$i =$ Anzahl d. Rollen	2	3	4	5	6	7	8
$\delta = 2,6$ cm	$\left\{ \begin{array}{l} \frac{P}{Q} = 4,65 \\ \eta = 0,86 \end{array} \right.$	10,04	21,6	46,7	100,7	217	468
		0,799	0,742	0,688	0,638	0,593	0,550

b) Hubpotenzator mit Drahtseil oder Schakenkette.

Für $\psi' = \frac{1}{2} \frac{P}{Q} = 1,02$ als Mittelwert aus den betreffenden Tabellen S. 29.

i	2	3	4	5	6	7	8
$\frac{P}{Q}$	4,16	8,49	17,3	35,4	72,0	147	300
η	0,960	0,941	0,922	0,904	0,885	0,868	0,850

Die Kraftverhältnisse für Drahtseilflaschenzüge und Flaschenzüge mit Schakenketten sind ungefähr gleich, sodass es zulässig erschien, hierfür gemeinsame Tabellen zu geben.

Die Rechnungswerte entsprechen zunächst eingelaufenen, gut unterhaltenen Flaschenzügen, jedoch sind bei den Hanfseilflaschenzügen für eine Seilstärke von 2,6 cm mit dem Eytelwein'schen Steifigkeitskoeffizienten und etwas größerer Zapfenreibung die Kraftverhältnisse und Wirkungsgrade, welche dem neuen, nicht eingelaufenen Zustande der Flaschenzüge entsprechen dürften, noch ausgerechnet worden.

Die Rechnungsergebnisse zeigen deutlich, dass sowohl hinsichtlich des Wirkungsgrades als auch bezüglich der erforderlichen Rollenzahl die Potentialflaschenzüge und Hubpotenzatoren vorteilhafter sind, als die gewöhnlichen Faktorenflaschenzüge bzw. umgekehrten Flaschenzüge.

§ 11. Faktorenflaschenzüge mit Klemmgesperre. Bei den gewöhnlichen Flaschenzügen erfordert das Schwebenderhalten der Last die dauernde Ausübung einer Zugkraft am Seile, die gleich und entgegengesetzt derjenigen Kraft ist, welche durch die angehängte Last als treibende Kraft am umgekehrt wirkenden Flaschenzuge geäußert wird. Zur Vermeidung der Unbequemlichkeit des dauernden Haltens des Zugseils und zur größeren Betriebssicherheit sind verschiedene Flaschenzüge mit Klemmgesperre, durch welche das Seil des belasteten Flaschenzugs festgehalten werden soll, erfunden worden. Zwei derartige Konstruktionen mögen hier beschrieben werden.

Der Seilflaschenzug von Hewitt u. Goff, Fig. 1, Taf. IX, hier vierrollig, besitzt eine den Lastniedergang selbstthätig verhindernde Vorrichtung. Der Klemmbacken B , dessen konkave Druckfläche behufs passenden Anschlusses nach dem Seilumfange gekrümmt ist, kann sich um den an der zweiteiligen schmiedeisernen Schwinge A , letztere hingegen um den Bolzen a drehen. Indem beim Anliegen des Klemmbackens am Seile die Verbindungsgerade der Mittelpunkte von Zapfen b und Schwingenaxe a von der mittleren Berührungsnormale der Kontaktstelle des Klemmbackens am Seile um einen Winkel abweicht, der kleiner als der Reibungswinkel ist, nimmt das Seil beim Sinken der Last den Klemmbacken im Sinne seiner Bewegung durch Reibung mit und es tritt unter entsprechender Zusammendrückung des Seiles sofort Sperrung ein.

Umgekehrt werden beim Heben der Last Schwinge und Backen durch das Seil rückwärts genommen und ausgelegt, bis beide Teile die in Fig. 1 gestrichelt

angegebene Lage einnehmen, indem der an der Schwinge befindliche und in einem entsprechenden Schlitz der Flaschenwange gleitende Stift d am Schlitzende anschlägt.

Will man beim Senken der Last Sperrung eintreten lassen, so braucht man nur das Seil aus seiner richtigen Bewegungsebene heraus seitlich etwas nach rechts oder links zu ziehen oder aber in mehr geneigte Richtung zu bringen, bis dasselbe an der Schwinge oder dem Klemmbacken streift und beide bis zur Festklemmung mitnimmt.

Das Auslösen des Klemmgesperres kann übrigens durch Anziehen einer besonderen Leine s geschehen.

Bei dem selbstsperrenden Seilflaschenzuge in Fig. 20, Taf. IX, ist B der Bremsbacken mit Drehzapfen b an der Doppelschwinge $A_1 A_2$, letztere mit Drehaxe a am Gestelle. Vermöge des Eigengewichts dieser Teile legt sich der Klemmbacken B an das Seil und hält dieses fest, sobald der belastete Flaschenzug sich selbst überlassen wird. Das Heben der Last ist zwar bei beliebiger Richtung des Handseils ausführbar, doch empfiehlt es sich hier zur Vermeidung von Reibungswiderstand am Klemmbacken das Seil beim Ziehen in solcher Neigung zu halten, dass mittels der anliegenden Rolle C der Klemmbacken B vom Seile abgehoben wird und dieses frei unter demselben durchlaufen kann.

Dieses notwendige Schiefhalten des Handseils kann jedoch unter Umständen unbequem sein. Es erscheint deshalb die vorher beschriebene Konstruktion vorteilhafter.

§ 12. **Weston's Differentialflaschenzug.** Dieser sehr verbreitete, mit der chinesischen Winde verwandte Kettenflaschenzug, siehe Fig. 2 bis 5, Taf. IX, besitzt bei äusserst gedrängter Anordnung und daher entsprechend geringem Eigengewicht ein starkes Übersetzungsverhältnis von Kraft zu Last. Vermöge der eigenen Reibungswiderstände des Getriebes wirken diese Flaschenzüge gegen das Sinken der Last selbstsperrend, aus gleicher Ursache allerdings mit sehr geringem Wirkungsgrade beim Heben der Last.

Eine Kette ohne Ende läuft über drei Rollen, von denen die beiden oberen gezahnt sind und aus einem Stück bestehen. Wie aus beistehender Fig. 28 ersichtlich, verteilt sich die Last Q auf die beiden von der losen Rolle r_0 ausgehenden Kettenzüge, deren wenig verschiedene Kräfte an den nur wenig verschiedenen Hebelarmen r_1 und r_2 des oberen Rollenpaares mit entgegengesetzten Momenten wirken, sodass die treibende Kraft P nur die Differenz der vorgenannten Kraftmomente zu überwinden hat.

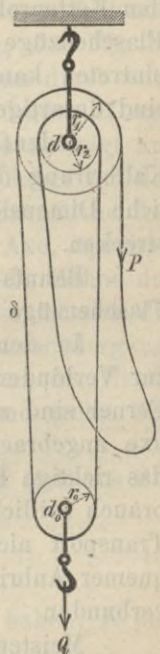
Für den reibungslosen Flaschenzug mit einer ideellen Triebkraft P_i , in dessen beiden belasteten Kettensträngen je $\frac{Q}{2}$ auftreten würde, gilt

$$P_i \cdot r_1 = \frac{Q}{2} r_1 - \frac{Q}{2} r_2,$$

woraus sich das ideelle Kraftverhältnis ergibt zu

$$\frac{P_i}{Q} = \frac{1}{2} \frac{r_1 - r_2}{r_1}$$

Fig. 28.



Dem Verhältnisse der Radien annähernd proportional kann das Verhältnis der Zähnezahlen Z_1 und Z_2 der beiden Kettenräder gesetzt werden, sodass:

$$\frac{P_i}{Q} = \frac{1}{2} \frac{Z_1 - Z_2}{Z_1} \dots \dots \dots 36a.$$

oder mit Einführung des Wirkungsgrades η das effektive Kraftverhältnis:

$$\frac{P}{Q} = \frac{1}{\eta} \frac{Z_1 - Z_2}{2Z_1} \dots \dots \dots 37.$$

und speziell für den gewöhnlichen Fall von $Z_1 - Z_2 = 1$ wird:

$$\frac{P}{Q} = \frac{1}{\eta} \frac{1}{2Z_1} \dots \dots \dots 38.$$

Der Wirkungsgrad ist ungünstig; $\eta = 0,3$ bis $0,4$. Für das Verhältnis des Weges s der treibenden Kraft zur Hubhöhe h der Last gilt:

$$\frac{s}{h} = \frac{Q}{P_i} = 2 \cdot \frac{R_1}{R_1 - R_2} = 2 \cdot \frac{Z_1}{Z_1 - Z_2} \dots \dots \dots 39.$$

Bei dem im Verhältnis zum Lasthub großen Weg, welchen die Kette über den Kettenrollen zu durchlaufen hat, sind die Zähne des Kettenräderpaars dieser Flaschenzüge starker Abnutzung ausgesetzt, sodass schließlich Rutschen der Kette eintreten kann. Deshalb, vor allem aber wegen des geringen Wirkungsgrades sind derartige Flaschenzüge für angestregten Betrieb nicht zu empfehlen.

Jedenfalls muss durch genaue Verzahnung der Kettenräder und sorgfältige Kalibrirung der Kette für passenden Eingriff derselben, sowie auch durch reichliche Dimensionirung der Kette dafür gesorgt werden, dass die Glieder sich nicht strecken.

Behufs Einschränkung der Abnutzung wählt man übrigens für schwere Flaschenzüge größere Zähnezahlen und geht mit deren Differenz auf 2 bis 3.

In den Fig. 2 u. 3, Taf. IX, ist das Gehänge A mit Bügeln a_1 und a_2 zur Verhinderung des Herausspringens der Kette aus den Kettenrädern versehen. Ferner sind zur Führung der Kette Schwingen B_1 und B_2 drehbar um die Hauptaxe angebracht, sodass die an denselben wiederum drehbaren Hülsen C_1 und C_2 das richtige Einlaufen der Kette in die Kettenräder sichern, wenn sie beim Gebrauch seitlich abgelenkt werden sollte; auch kann ein solcher Flaschenzug beim Transport nicht in Unordnung kommen. Die Hülsen C_1 und C_2 sind behufs bequemer Anbringung oder Auswechslung der Kette zweiteilig und durch Scharnire verbunden.

Meistens sind die Kettenräder, wie in den Tafelfiguren angegeben, an ihrem Kranze nur mit seitlich nach innen vorspringenden Zähnen versehen, zwischen welchen die flachliegenden Kettenglieder passend aufgenommen werden. Um auch die hochkantig liegenden Kettenglieder an der Stützung teilnehmen zu lassen und somit die Umfangskraft des Kettenrades auf eine größere Zahl von Sitzflächen zu verteilen und die Abnutzung entsprechend zu verringern, empfiehlt es sich, die Kettenräder nach der in Fig. 31, S. 48, dargestellten Konstruktion mit einer gezahnten mittleren Rinne auszuführen.

Besondere Aufmerksamkeit erfordert das Zusammenschweißen der für einen Differentialflaschenzug zu verwendenden Kette, indem hierbei die Kette einmal

verdreht werden muss, damit sie, auf die Rollen des Differentialflaschenzuges gebracht, in allen ihren einzelnen Strecken dann keine Verdrehung besitzt.

Der gewöhnliche Differentialflaschenzug ist für die Verwendung von Seilen nicht brauchbar, weil die Reibungshaftung in der zweifachen Kraftrolle nicht ausreicht. Die Sicherheit gegen Rutschen des Seiles lässt sich hingegen durch Anwendung von drei- oder vierfachen Seilrollen mit gesetzmäßig verschiedenen Durchmessern erzielen. Derartige Flaschenzüge (System Roy) werden von M. Selig jun. & Co. geliefert, doch haftet diesem Systeme der Nachteil starker Abnutzung des Seiles an.

Seildifferentialflaschenzüge sind von Zimmermann (D. R. P.) in der Weise ausgeführt worden, dass die beiden Seilwindungen nicht über besondere, nebeneinander befindliche Scheiben laufen, sondern in ein und derselben Rolle mit tieferer Rinne einfach übereinander liegen. Hierbei ist jedoch gegenseitiges Gleiten und starke Abnutzung der Seile unvermeidlich¹⁵⁾.

Ward's modificirter Differentialflaschenzug, Fig. 16 u. 17, Taf. IX, beseitigt (bis zu einem gewissen Grade) den Hauptnachteil des Weston'schen Flaschenzuges, den geringen Wirkungsgrad, durch Verzichtleistung auf die durch letzteren bedingte Selbstsperrung. Das Verhältnis der beiden Rollenradien $r_1 : r_2$ ist erheblich größer gemacht als bei Weston's Flaschenzug und die nun fehlende Selbstsperrung durch eine Sperrradbremse erzielt, deren Anordnung aus Fig. 16 u. 17 ersichtlich ist. Soll die Last gehoben werden, so bewirkt man durch entsprechenden Zug an der Handkette Linksdrehung (Fig. 16) des Handrades H und damit auch der Axe A der Doppelrolle $L_1 L_2$. Die Nabe der letzteren trägt auf einen Teil ihrer Länge ein flachgängiges Muttergewinde und wird daher bei der Drehung der Axe nach links (Fig. 17) geschoben, mit der linken Stirnfläche fest gegen das Sperrrad S pressend: bei weiterer Drehung bewegen sich Axe, Sperrrad und Lastrolle $L_1 L_2$ gemeinschaftlich, wobei die Sperrklinke s über die Zähne des Sperrrades fortgleitet. Hört der Zug am Handkettenrade auf, so stützt sich die Sperrklinke gegen das Sperrrad und hindert so den selbstthätigen Lastniedergang. Will man die Last senken, so löst man durch entsprechenden Zug an der Handkette die Lastrolle von der als Bremse wirkenden Sperrscheibe und treibt den Flaschenzug mit geringem Kraftaufwand rückwärts.

Das ideelle Übersetzungsverhältnis von Last zu Kraft ergibt sich aus der Gleichung:

$$\frac{Q}{2} r_1 - \frac{Q}{2} r_2 = P_i R, \quad \dots \dots \dots 40.$$

worin r_1 und r_2 dieselbe Bedeutung wie bei Weston's Flaschenzug haben, R den Halbmesser des Handrades bedeutet, zu:

$$\frac{P_i}{Q} = \frac{r_1 - r_2}{2R} \quad \dots \dots \dots 41.$$

§ 13. Differentialflaschenzüge mit Zahnradgetrieben. Pickering's Kettenflaschenzug mit Umkreisungsrädergetriebe; Fig. 6 bis 8, Taf. IX.

¹⁵⁾ Zur Sicherheit gegen Rutschen des Seiles auf der Kraftseilscheibe lassen sich Fowler'sche Klemmbacken verwenden; vergl. Palan différentiel à corde de Batt. Revue générale d. machines-outils etc. 1890. Mai. S. 39.

Die um die Axe A drehbare Lastrolle L setzt sich nach innen zu in einem Hohlrade Z_2 fort. Ein zweites Hohlrad Z_1 bildet die Mittelwand des Gestelles, ist also vollständig unbeweglich. Das ebenfalls um die Axe A drehbare Handrad H trägt nach innen zu ein Excenter E , um welches sich ein Vollrad Z , das gleichzeitig in Z_1 und Z_2 eingreift, drehen kann. Setzt man das Handrad in Umdrehung, so wird der Mittelpunkt von E und damit auch derjenige von Z im Kreise herumgeführt, die Zähne des Vollrades Z greifen in diejenigen des Hohlrades Z_1 und da gleichzeitig ein Eingriff in das zweite Hohlrad Z_2 stattfindet, so erfolgt bei jedem Umlauf des Planetenrades Z eine Drehung von Z_2 gegen Z_1 um die Differenz ihrer Zähnezahlen und dadurch entsprechende Drehung der Lastrolle L . Bedeutet R den Radius des Handrades, r denjenigen der Lastrolle und sind Z_1 und Z_2 die Zähnezahlen der beiden innen gezahnten Räder, so ergibt sich das theoretische Kraftverhältnis:

$$\frac{P_i}{Q} = \frac{Z_2 - Z_1}{Z_2} \cdot \frac{r}{R} \dots \dots \dots 42.$$

Bei dem in Fig. 6 bis 8 dargestellten Flaschenzuge ist beispielsweise $Z_1 = 20$, $Z_2 = 19$, $\frac{r}{R} = \frac{1}{2}$, daher:

$$\frac{P_i}{Q} = \frac{19 - 20}{19} \cdot \frac{1}{2} = -\frac{1}{38}.$$

(Das negative Vorzeichen bedeutet entgegengesetzten Drehsinn von Lastrolle und Handrad.) Die Konstruktion ergibt also starke Übersetzung bei ziemlicher Einfachheit; allerdings geht durch die Zahnreibung und vor allem durch die Excenterreibung ein großer Betrag an Arbeit verloren, sodass der Wirkungsgrad nicht günstig ausfällt, wodurch andererseits in erwünschter Weise Selbstsperrung erzielt ist.

Der Flaschenzug von Moore, siehe Fig. 9 u. 10, Taf. IX, ist mit dem vorherbesprochenen Pickering'schen Kettenflaschenzug in der Wirkungsweise nahezu übereinstimmend. Auch hier trägt die mittels des Handrades H in Umdrehung versetzte Welle A ein Excenter E , um welches sich ein Umlaufrad Z drehen kann, das aus zwei Zahnrädern mit gleicher Zähnezahl aber verschiedener Teilung zusammengesetzt erscheint. In die beiden Hälften des Umlaufrades greifen zwei um die Axe A drehbare Hohlräder mit verschiedenen Zähnezahlen Z_1 und Z_2 ein, welche sich seitlich in je einer Lastkettenrolle fortsetzen. Jeder Drehung des Handrades entspricht, wie leicht ersichtlich, eine relative Verdrehung der beiden Hohlräder gegen einander, übereinstimmend mit der Verdrehung des beweglichen Hohlrades bei Pickering's Flaschenzug gegen das feste Hohlrad. Führt man daher über die beiden Kettenrollen eine Lastkette derart, dass sie auf entgegengesetzten Seiten auf dieselben auflaufen, und vereinigt ihre beiden Enden unten durch eine den Lasthaken tragende Traverse, so wird auf jede der beiden Kettenrollen ein Drehmoment von gleicher Größe aber entgegengesetztem Sinne übertragen. Die beiden Hohlräder, die bei ruhendem Excenter sich relativ nicht verdrehen können, und somit auch die Lastrollen bleiben in Ruhe, die Last wird schwebend erhalten.

Dreht man im Sinne der Lasthebung an dem Handkettenrade H , so könnte die auftretende Relativbewegung der Hohlräder ein Aufwickeln einer oder beider tragender Kettenstrecken in dem Maße bewirken, als die größeren oder geringeren Widerstände eine Drehung der einen oder anderen Rolle begünstigen. Bei etwaigem

Schiefstellen der Traverse würde aber sofort ein größerer Zug an der mehr aufgewickelten Kettenstrecke ausgeübt werden und alsdann die andere Rolle eine größere absolute Drehung ausführen, sodass sich die beiden Kettenstrecken in der That stets gleichmäßig auf die zugehörigen Rollen aufwickeln bzw. bei entgegengesetzter Drehung des Handrades abwickeln und das Heben bzw. Senken der Last stets in richtiger Weise erfolgt.

Für das ideale Verhältnis von Kraft zu Last gilt die Gleichung:

$$\frac{P_i}{Q} = \frac{Z_2 - Z_1 r}{Z_1 + Z_2 R} \dots \dots \dots 43.$$

Das Kraftverhältnis ist also annähernd halb so groß als bei Pickering. Bei gleichen Zähnezahlen wie im vorigen Beispiel erhält man für den Moore'schen Flaschenzug:

$$\frac{P_i}{Q} = \frac{1}{78}.$$

Außerdem findet hier die Drehung des Lastkettenrades in gleichem Sinne wie das Handrad statt, was wegen der besseren Übersichtlichkeit der Wirkungsweise des Flaschenzuges zweckmäßiger erscheint.

Eade's Kettenflaschenzug mit Planetenräderngetriebe, siehe Fig. 27 bis 34, Taf. IX, ist in der Wirkungsweise mit den beiden vorher beschriebenen verwandt. Die Lastrolle L , mit dem Hohlrade Z_2 zu einem Stück vereinigt, ist um die Axe A , welche durch das Handrad H in Umdrehung versetzt wird, drehbar. Der Mittelpunkt des Planetenrades Z_1 wird wieder durch das mit der Axe verbundene Excenter E im Kreise herumgeführt, die Drehung des Planetenrades um seine eigene Axe aber durch eine aus Fig. 29 u. 30, 33 u. 34 ersichtliche Parallelführung verhindert.

Bei jeder Umdrehung des Excenters verdreht sich Z_2 um die Differenz der Zähnezahlen von Z_1 und Z_2 . Als ideales Verhältnis von Last zu Kraft ergibt sich hier wie bei Pickering:

$$\frac{P_i}{Q} = \frac{Z_2 - Z_1 r}{Z_2 R} \dots \dots \dots 44.$$

Um die Excenterreibung möglichst zu vermindern, ist zwischen Excenter und Zahnrad Z_1 ein Friktionsrollenkranz (Fig. 31 u. 32) geschoben. Die oben angedeutete Parallelführung des Planetenrades erfolgt durch ein schmiedeisernes Führungsstück F , welches mit seinem unteren Schlitze f_0 über die Axe greift und mit einem oberen Schlitze f_0 über einen am Gestelle sitzenden Vorsprung g fasst, sodass es sich nur vertical verschieben kann, während zwei seitliche Lappen f_1, f_2 des Führungsstückes zwischen vier Vorsprüngen z des Umlaufrades Z_1 derart gleiten, dass eine Horizontalverschiebung des letzteren gegen das erstere ermöglicht ist. Der Gesamtwirkungsgrad des Eade'schen Flaschenzuges fällt gering aus, insbesondere infolge der gleitenden Reibung der Parallelführung. Versuche an ausgeführten Flaschenzügen ergaben für den Wirkungsgrad nur etwa 0,25.

Der Flaschenzug von Zobel, Neubert u. Co., Fig. 1 bis 3, Taf. X, ist eine Abänderung des Eade'schen Flaschenzuges, von diesem nur verschieden durch die angenäherte Parallelführung mittels zweier Lenkermechanismen. Das mit der Kettennuss L verbundene Zahnrad Z_2 ist als Vollrad, das Planetenrad Z_1 als Hohlrad ausgebildet. Das letztere erhält eine schwingende Bewegung um die Mittellage durch die Gelenkverbindung $l_1 l_4, l_2 l_3$. Im übrigen zeigt die Kon-

struktion dieselbe Wirkungsweise wie die Eade'sche Anordnung. Das ideale Übersetzungsverhältnis ergibt sich auch hier zu:

$$\frac{P_i}{Q} = \frac{Z_2 - Z_1}{Z_2} \frac{r}{R}$$

Der Wirkungsgrad dürfte sich etwas günstiger stellen als bei dem Eade'schen Flaschenzug, da die gleitende Reibung der kreuzweise prismatischen Parallelführung des letzteren durch die erheblich geringere Zapfenreibung in den Gelenken ersetzt wird.

Auch Kayser's Windengetriebe, Fig. 19, Taf. X, kann als eine Abänderung des Eade'schen Flaschenzuges aufgefasst werden. An Stelle der Stirnräder sind hier Kegehräder verwendet.

Die Lasttrommel T ist mit der Axe fest verbunden; die letztere trägt an dem einen Ende ein Plankegelrad Z_2 , auf welchem sich ein Umlaufkegelrad Z_1 abwälzt, ähnlich wie bei der Eade'schen Konstruktion das Vollrad Z_1 sich in dem Hohlrade Z_2 abwälzt. Der Parallelführung der ersteren entspricht hier eine Führung um die gemeinschaftliche Spitze beider Kegel mittels eines Universalgelenks a, b, R ; vergl. 1. Abteilung dieses Bandes, S. 129. Die Stelle des Excenters vertritt eine im Gestell G drehbare schiefe Kurbel K , deren Kurbelzapfenaxe durch die gemeinschaftliche Kegelspitze geht und die von einer mittels des Vierkants w durch eine Handkurbel gedrehte Welle in Umdrehung versetzt wird.

Für das ideale Verhältnis von Kraft zu Last gilt gleichfalls Formel 44.

Ein konisches Planetenrädergetriebe zeigt auch der Flaschenzug von Cherry; siehe: Pichler, Zeitschr. d. Österr. Ing. u. Arch. Ver. 1875. S. 340.

§ 14. **Speidel's Räderflaschenzug**; siehe Fig. 4 bis 7, Taf. X. Von dem Handkettenrade H_1 aus wird mittels eines doppelten Rädervorgeleges, bestehend aus den Rädern Z_1, Z_2 und Z_3, Z_4 , die Bewegung auf die Kettennuss L übertragen und mit Benutzung der losen Rolle ein ideales Kraftverhältnis:

$$\frac{P_i}{Q} = \frac{1}{2} \frac{Z_1 Z_3}{Z_2 Z_4} \frac{r}{R} \dots \dots \dots 45.$$

erzielt, wenn r den Radius des Lastkettenrades, R denjenigen des Handkettenrades bedeutet.

Das Hohlrad Z_4 ist mit einem zweiten Handkettenrade H_2 verbunden, sodass beim Heben kleinerer Lasten und behufs rascherer Lastsenkung direkt von hier aus getrieben werden kann, wobei die Zahnräder leer mitlaufen.

Zum Festhalten der Last und Bremsen beim Niedergang derselben dient eine eigenartige Lastdruckbremse, siehe Fig. 5 bis 7, deren Einrichtung und Wirkungsweise folgende ist: Zwei am Umfange mit Keilrinnen versehene Brems scheiben B_1 und B_2 sind lose auf der Welle w angeordnet und an ihren inneren Stirnflächen als Kronräder mit Sperrzähnen S versehen, gegen welche sich zwei im Lastkettenrade L angeordnete Sperrstifte s_1 und s_2 unter Federdruck derart stützen, dass eine Verdrehung der Lastrolle gegen die Brems scheiben nur in einem dem Lastaufgange entsprechenden Drehsinn stattfinden kann.

Die beiden Brems scheiben B_1 und B_2 stützen sich mit dem Axendruck (gleich der Hälfte der Last plus Eigengewicht der betreffenden Konstruktionsteile) auf die hölzernen Keilbacken b , weil die Welle w mit dem Lastkettenrade in den beiden Brems scheiben gelagert ist, diese aber mit ihren Naben in vertikalen Schlitten der

Gestellwangen G_1 und G_2 verschiebbar sind; siehe Fig. 5. Vermöge der Kombination der Keilrinnen der Bremsscheiben mit den konvergierend angeordneten Holzbacken b wird eine starke Keilwirkung mit einem Reibungswiderstand bedingt, welcher gegen das Sinken der Last eine derselben annähernd proportionale ausreichende Stützkraft darbietet. Von der durch das Eigengewicht der Konstruktionsteile bedingten Reibung abgesehen, ist diese Stützkraft der Last proportional, also auch der Mehrbetrag des Reibungsmomentes über das Lastmoment der Last proportional, mit welchem Reibungsüberschuss jede beliebige gehobene Last schwebend erhalten bleibt. Aus gleichen Gründen erfordert das Senken der Last die Rückwärtsdrehung des Flaschenzugs mit einer der Last proportionalen Triebkraft, welche allerdings bedeutend kleiner ist als beim Heben.

Um die Holzbacken b behufs Ausgleichung der Abnutzung nachstellen zu können, sind dieselben, siehe Fig. 6, an zwei Bügeln angebracht, welche unten eine gemeinsame Drehaxe haben und oben mittels einer Stellschraube mit rechtem und linkem Gewinde zusammenhängen.

Der Wirkungsgrad dieses Flaschenzugs stellt sich bedeutend günstiger als derjenige von Differentialflaschenzügen, mit welchen er die Selbstsperrung der Last gemein hat, aber dieselbe wird vorteilhafter Weise ohne besonderen Aufwand von Reibungsarbeit beim Heben der Last erreicht.

Seelig's Schnellhandaufzug mit beiderseitiger Selbsthemmung; Fig. 21 bis 24, Taf. IX. Das durch ein Seil S bewegte Handrad H setzt mittels der Axe A die Lastkettenrolle L in Umdrehung, mit einer Übersetzung von Kraft zu Last lediglich nach dem Verhältnis der Radien von Kettenrolle und Handrad.

Zum Festhalten der Last dient eine aus Fig. 21 u. 22 ersichtliche Sperrvorrichtung, bestehend aus zwei mit der Axe fest verbundenen Bremskegeln B_1, B_2 und zwei um die Axe drehbaren, d. h. lose auf derselben sitzenden Sperrrädern S_1, S_2 (in Fig. 22 ist das rechte Sperrrad irrtümlich als Mutter gezeichnet, während sie nur mit cylindrischer Bohrung passend aufsitzen sollte), welche in verschiedenem Sinne gezahnt und durch die eingreifenden Sperrklinken s_1, s_2 nach entgegengesetzten Drehrichtungen abgestützt werden. Die Lastkette KK trägt an beiden Enden je einen Haken zur Aufnahme der Last. Hängt man die letztere beispielsweise an den rechten Kettenhaken, Fig. 21, so bewirkt der Zug an der Lastrolle L Rechtsdrehung, dieselbe schraubt sich, in Fig. 22 betrachtet, nach links und presst mit ihrer konischen Stirnfläche gegen das Sperrrad S_2 , welches aber durch die Sperrklinke s_2 an der Rechtsdrehung verhindert wird, sodass die Last schwebend bleibt.

Beim Heben der Last gleitet das Sperrrad S_2 mit seinen Zähnen unter der Sperrklinke s_2 hinweg. Soll die Last gesenkt werden, so dreht man das Handrad und damit die Axe nach links. Hierbei wird die Lastrolle L nach rechts geschraubt und die Reibung zwischen den konischen Berührungsflächen von Lastrolle und Sperrrad wie bei dem S. 35 beschriebenen Differentialflaschenzug von Ward soweit vermindert, bis die Last mit Überwindung der noch verbleibenden Bremswirkung niedergeht.

Die symmetrisch angeordnete Sperrvorrichtung kommt in ganz gleicher Weise zur Wirkung, wenn der andere Lasthaken benutzt wird. Man hat also nach dem Aufziehen einer Last nicht nötig, zum Heben einer folgenden Last den Flaschenzug wieder rückwärts zu drehen, sondern es wird ohne weiteres der andere unten

angekommene Haken benutzt. Dieser Flaschenzug vereinigt wie der vorhergehend beschriebene einen günstigen Wirkungsgrad (etwa 90 %) mit dem Vorteile der Selbstsperrung der Last.

§ 15. Schraubenflaschenzüge. Die Schraubenrädernetriebe, mit welchen diese Flaschenzüge ausgerüstet sind, ermöglichen bei einfacher Konstruktion bedeutende Kraftübersetzungsverhältnisse und man wählt meistens die Steigung der Schraube gering, sodass das Getriebe gegen die Last selbstsperrend wirkt, wie dies auch bei dem folgenden Beispiel der Fall ist.

Schraubenflaschenzug von Verlinde; Fig. 12 bis 15, Taf. IX. Dreht man behufs Lasthebung das Handrad H und damit die Schraube s , so folgt auch das Schraubenrad S und die mit dem letzteren vereinigte Lastrolle L dem Antriebe. Eine lose Rolle, an welcher der Lasthaken angebracht ist, verdoppelt das Übersetzungsverhältnis von Last zu Kraft und es gilt:

$$\frac{P}{Q} = \frac{1}{\eta} \frac{1}{2} \frac{r}{R} \frac{Z_1}{Z_2} \dots \dots \dots 46.$$

In dieser Gleichung ist:

- η der Wirkungsgrad des Flaschenzugs,
- R der Halbmesser des Handrades,
- r „ „ der Lastkettenrolle,
- Z_1 die Zähnezahle der Schraube,
- Z_2 „ „ des Schraubenrades.

Bei der eingängigen Schraube ist $Z_1 = 1$, bei der zweigängigen $Z_1 = 2$ zu setzen u. s. f. Das Festhalten erfolgt lediglich durch die Reibungswiderstände, insbesondere durch die Schraubenreibung, die auch beim Lastheben überwunden werden müssen, sodass sich der Wirkungsgrad η ziemlich niedrig, nur etwa zu 0,4 stellt. Die Lastkette geht von dem Haken a am Flaschenzuggestelle G aus zur losen Rolle herab, dann über die Lastrolle L und hängt von dieser frei in einer Schleife herab, indem das andere Kettenende mit einem Haken in die erste Kettenstrecke eingehängt ist. Hierdurch wird das völlige Abwinden der Kette von der Lastrolle verhindert. Zur Führung der Kette dient übrigens die Hülse M .

Archimedischer Flaschenzug von Collet u. Engelhardt in Offenbach a. M.; Fig. 17 u. 18, Taf. X. Die Verwendung von verzahnten Kettenrollen oder sogenannten Kettennüssen erfordert die Benutzung genau passender d. h. kalibrirter und dadurch theurerer Ketten. Infolge der beim Auf- und Abwickeln auftretenden starken Ketten- und Zahnreibung werden die Kettenglieder stark abgenutzt; auch strecken sich die Kettenglieder im Laufe der Zeit etwas, sodass der Eingriff von Kette und Kettenrad ungenau und unsicher wird. Die Kettenglieder klemmen sich dann leicht oder kommen in plötzlichem Rutschen, wodurch Stöße und Brüche verursacht werden. Diese Übelstände fallen bei der Anwendung gewöhnlicher Kettentrommeln fort, welche die Verwendung nicht kalibrirter Ketten gestatten. Damit aber beim Auf- und Abwickeln der Ketten die am Haken hängende Last genau in einer Vertikalen bewegt wird, sind hier zwei Trommeln benutzt, auf welchen die Wickelung der Ketten von entgegengesetzten Enden aus symmetrisch erfolgt.

Die zwei Schneckenräder Z_2 Z_3 an den mit Schraubenrinnen versehenen Lasttrommeln T_1 T_2 werden gemeinsam von der Schraube Z_1 betrieben. Der Lasthaken befindet sich an einer Traverse, die an ihren Enden von den beiden Ketten

$K_1 K_2$ getragen wird. Durch Drehung des Handrades H mit Handkette k werden die beiden Schneckenräder in entgegengesetztem Sinne gedreht, vermöge entgegengesetzter Anbringung der beiden Lastketten diese aber in gleichem Sinne auf- oder abwärts bewegt. Das Kraftverhältnis ist hier:

$$\frac{P}{Q} = \frac{1}{\eta} \frac{r}{R} \frac{1}{Z_2 - Z_3}, \dots \dots \dots 47.$$

indem die Schraube eingängig ist.

Auch hier geschieht das Festhalten der Last durch die Reibungswiderstände, und der Wirkungsgrad η ist dem entsprechend gering, doch wird, um η nicht zu ungünstig zu erhalten, die Steigung der Schraube möglichst groß gewählt, sodass andererseits die Selbstsperrung nur mit einem schwachen Überschusse von Reibungswiderstand über das Lastmoment stattfindet. Aus diesem Grunde erfordern diese Flaschenzüge für den Niedergang der Last nur einen geringen zeitweisen Antrieb, nach welchem die Last ihre Abwärtsbewegung fortsetzt.

Es verdient noch hervorgehoben zu werden, dass die ausgedehnte Verwendung von Schmiedeisen für diese Flaschenzüge denselben große Dauerhaftigkeit verleiht.

Becker's Flaschenzug mit Drucklager¹⁶⁾; siehe Fig. 13 bis 15, Taf. X, ist behufs Erzielung eines höheren Wirkungsgrades mit einer doppelgängigen Schraube von starker Steigung ausgerüstet, wogegen auf die Selbsthemmung des Schraubenrädernetriebes verzichtet ist. Zur Verhinderung des selbstthätigen Lastniedergangs dient eine Drucklagerbremse, bestehend aus einem um die Schraubenaxe drehbaren, durch die am Gestell gelagerte Sperrklinke s abgestützten Sperrrade S , gegen dessen innere hohlkegelförmige Stirnfläche ein an der Schraubenaxe befindlicher Bremskegel C mit dem axialen Druck gepresst wird, mit welchem das Schraubenrad unter dem Einflusse der Last auf die Schraube rückwirkt. Beim Heben der Last drehen sich Bremskegel C und Sperrrad S gemeinsam, indem sie unter dem axialen Drucke durch Reibung gekuppelt sind, und letzterer wird mit sehr geringem Reibungswiderstand von dem Stützzapfen D aufgenommen, während die Sperrklinke über die Zähne des Sperrrades hinweggleitet.

Soll die Last gesenkt werden, so muss der Flaschenzug rückwärts getrieben und die Reibung des Bremskegels C an dem dann feststehenden Sperrrade S überwunden werden. Es erfolgt also ähnlich wie bei Speidel's Flaschenzug (siehe S. 38) der Lastaufgang ohne Überwindung besonderer, zur Sperrung nötiger Reibungsarbeit, während zum Niederbringen der Last nur eine derselben annähernd proportionale geringe treibende Kraft erforderlich ist. Ausgeführte Exemplare zeigen einen Gesamtwirkungsgrad von etwa $\eta = 0,6$.

Dieser Flaschenzug hat keine lose Rolle, sondern die Lastkette K trägt an ihrem unteren Ende den Lasthaken, während ihr oberes Ende, wie Fig. 13 zeigt, am Flaschenzuggestell mit Haken eingehängt ist, um gänzlichliches Abwinden der Kette zu verhindern.

Der Lüders'sche Schraubenflaschenzug (D. R. P. Nr. 32820), zu beziehen durch Gebr. Bolzani, Berlin N. 4, besitzt gleichfalls eine steilgängige Schraube (Steigungswinkel 20°) mit günstigem Wirkungsgrade, der bis 65% betragen soll, hingegen ist das Reibungsgesperre gegen Sinken der Last hier mit zwei ebenen Reibungsflächen und einer Lederscheibe hergestellt.

¹⁶⁾ Zu beziehen von E. Becker, Hebemaschinenfabrik, Berlin N., Chausseestraße 100.

C. Fußwinden.

Im Gegensatz zu den Flaschenzügen, welche aufgehängt werden und mit einer Seile oder einer Kette die Last emporziehen, wird mittels der Fußwinden die Last emporgedrückt, indem dieselben als Druckorgan direkt auf das zu hebende Objekt oder auf eingeschobene Unterlagen wirken. Diese leicht transportablen Hebevorrichtungen eignen sich, in größerer Zahl gleichzeitig angewendet, auch zum Heben bedeutender Lasten und zur Bewältigung großer Hubhöhen bei absatzweisem Vorgehen auf erhöhtem Unterbau, wie aus der Beschreibung praktischer Beispiele in Kap. XIV, Maschinelle Hilfsmittel für Brückenbauten, zu ersehen ist.

§ 16. Fußwinden mit Zahnradgetriebe.

Fußwinde mit Stirnrädergetriebe; Fig. 22 bis 25, Taf. X. Die zu hebende Last wird entweder mittels der Kopfklau (Krone) U oder der Fußklau (Krampe) B der Zahnstange Z_6 angegriffen, welche in dem aus einem Holzblock gebildeten, eisenbeschlagenen Gestelle geführt ist. Die an der Handkurbel ausgeübte Kraft wird durch die Rädergetriebe Z_1, Z_2 und Z_3, Z_4 gesteigert, bis schließlich ein Triebling Z_5 von 4 Zähnen auf die Zahnstange einwirkt.

Das Verhältnis der Kräfte ist:

$$\frac{P}{Q} = \frac{1}{\eta} \frac{r_5}{R} \frac{Z_1}{Z_2} \frac{Z_3}{Z_4}, \dots \dots \dots 48.$$

worin bedeutet:

η den Wirkungsgrad der Winde,

R den Kurbelradius,

r_5 den Teilkreishalbmesser des Rades Z_5 . Hierbei darf gesetzt werden für Fußwinden mit einem Rädervorgelege $\eta = 0,75$, mit zwei Rädervorgelegen $\eta = 0,6$.

Zur Verhinderung des Rücklaufs des Getriebes bzw. Sinkens der Last ist auf der Kurbelwelle ein Sperrrad S angebracht, dessen Sperrklinke beim Heben der Last über die Sperrradzähne hinweggleitet. Soll die Last niedergelassen werden, so ist die Sperrklinke auszulegen und das Senken der Last mit entsprechendem Gegendrucke bei Rückwärtsdrehung der Kurbel zu beherrschen.

Schraubenwinde mit Schlitten; Fig. 20 u. 21, Taf. X. Als Huborgan dient eine flachgängige Schraubenspindel S mit drehbarer Kopfklau U . Das kegelförmige hohle Gestell A trägt in seinem oberen Teile das Muttergewinde und ist behufs seitlicher Bewegung der Last, wie dies beim Einheben entgleister Wagen in das Geleise häufig notwendig wird, unten als Schlitten ausgebildet, welcher mittels der drehbaren horizontalen Spindel S_1 auf dem rahmenförmigen prismatischen Bette G verschoben werden kann. Die zum Heben oder Senken der Last erforderliche Drehbewegung der Schraubenspindel kann von irgend einer Seite her, selbst bei beschränkten Raumverhältnissen, durch schaltweise Bewegung des lose auf der Schraubenspindel sitzenden Hebels H bewirkt werden, indem derselbe mittels der Klinke k in das auf der Schraubenspindel aufgekeilte Schaltrrad Z eingreift; siehe Fig. 21. Je nachdem die Schraubenspindel rechts oder links gedreht werden soll, wird die zweifache Klinke k rechts oder links in Eingriff gelegt, aber durch die in einer Bohrung der Handhebelhülse sitzende Schraubenfeder stets in Kontakt mit dem Schaltrrad erhalten.

Gegen den selbstthätigen Niedergang der Last genügt die Schraubenreibung. Als Kraftverhältnis gilt:

$$\frac{P}{Q} = \frac{1}{\eta} \frac{h}{2R\pi}, \quad \dots \dots \dots 49.$$

wenn η den Wirkungsgrad, R die Hebellänge von der Drehaxe bis zum Angriffspunkt der Kraft P gemessen und h die Ganghöhe der Schraube bedeutet. Der Wirkungsgrad ist gering, etwa $\eta = 0,3$.

Schraubenwinde mit Differentialgetriebe; Fig. 28 bis 30, Taf. X. Die flachgängige Schraubenspindel S , an ihrem oberen Ende drehbar die Kopfklau U tragend, erhält ihre Drehung von der Kurbel K aus durch die Kegelräder $Z_3 Z_4$, von welchen das letztere mit einer Feder F in eine Längsnute der Spindel eingreift, sodass bei der Übertragung der Drehbewegung gleichzeitig eine axiale Verschiebung der Spindel erfolgen kann. Das Muttergewinde für die Schraubenspindel ist in das Kegelrad Z_3 geschnitten, welches, lose in dem cylindrisch ausgebohrten Gestelle sitzend, ebenfalls von der Kurbelwelle w aus durch ein Kegelrad Z_1 in Umdrehung versetzt wird. Da somit Schraube und Mutter in gleichem Sinne gedreht werden, findet die Verschiebung der Schraube nur entsprechend der Differenz ihrer Umdrehungen, d. h. entsprechend der relativen Bewegung der Spindel gegen die Mutter statt.

Bedeutend $Z_1 Z_2 Z_3 Z_4$ die Zähnezahlen der konischen Räder, h die Ganghöhe der Schraube und R den Kurbelradius, so besteht zwischen Kraft und Last die Beziehung:

$$\eta \cdot 2\pi R P = \left(\frac{Z_2}{Z_4} - \frac{Z_1}{Z_3} \right) h Q,$$

woraus sich das Kraftverhältnis berechnet zu:

$$\frac{P}{Q} = \frac{1}{\eta} \frac{\frac{Z_2}{Z_4} - \frac{Z_1}{Z_3}}{2\pi R} h \quad \dots \dots \dots 50.$$

Durch geeignete Wahl der Zähnezahlen kann die Differenz $\frac{Z_2}{Z_4} - \frac{Z_1}{Z_3}$ beliebig klein und damit anscheinend ein sehr bedeutendes Kraftverhältnis erzielt werden, doch erleidet dies durch den ungünstiger werdenden Wirkungsgrad eine starke Einschränkung und ist derselbe bei derartigen Differentialgetrieben überhaupt ein ungünstiger, hier insbesondere infolge der beträchtlichen Schraubenreibung und der Reibungswiderstände der konischen Räder, wesentlich aber noch wegen der mit der großen Absolutbewegung der Schraubenmutter verbundenen Reibungsarbeit an ihren Lagerflächen.

Um die Last mit größerer Geschwindigkeit senken zu können, ist eine Vorrichtung zum Ausschalten des Differentialgestriebes angebracht, bestehend aus dem Excenter E mit Handgriff a , in welchem die Kurbelwelle w gelagert ist. Dreht man das Excenter um 180° , so wird das Differentialgetriebe ausgeschaltet, andererseits hingegen das Kegelrad Z_3 mit dem Kegelrade Z_5 in Eingriff gebracht, um nunmehr von der Kurbelwelle aus lediglich die Schraubenspindel zu treiben, wobei für den Niedergang der Schraubenspindel der gleiche Drehsinn dient, wie beim Heben der Last mittels Differentialgetriebe. Zur Sicherung der Stellung des Excenters bei bestimmter Benutzungsweise springt wie bei Lokomotivsteuerhebeln

ein am zweiteiligen Handgriffe a angebrachter Riegel unter Federdruck in entsprechende Einschnitte am Gestelle ein. Damit die Drehung der Schraubenspindel durch etwaiges Mitnehmen der Schraubenmutter nicht wirkungslos werde, wird das mit letzterer verbundene Kegelrad Z_3 durch eine in eine Zahnücke des letzteren eingreifende Nase festgehalten, siehe Fig. 28 u. 30, deren Anstellung gleichzeitig mit dem Andrücken des Differentialrädergetriebes von dem Excenter E aus erfolgt.

Übrigens empfiehlt sich der Betrieb der Schraube allein für das Heben und Senken kleinerer Lasten. Die Schraubenspindel kann noch an ihrem unteren Ende mit einer seitlich vorspringenden Hubklaue verbunden werden¹⁷⁾.

§ 17. Hydraulischer Hebebock; Fig. 26 u. 27, Taf. X. Ein nach unten offener Cylinder C schiebt sich über den als Gestell dienenden Kolben K , welcher sich unten mit einer Fußplatte auf die Bodenfläche stützt, oben hingegen mit einem Lederstulp abgedichtet ist. Die Hebung des Cylinders bzw. der Last geschieht durch Einpressen von Wasser in den Cylinderraum über dem Kolben, das Senken der Last hingegen einfach durch Ablassen des Wassers. Hierbei ruht die Last entweder auf der geriffelten Kopfplatte oder auf der unteren Klaue seitlich am Cylinder.

Zum Einpumpen des Wassers aus dem oberen kastenförmigen Behälter in den Hubcylinder dient eine einfach wirkende Pumpe aus Rotguss, deren Plunserkolben k mittels des daumenförmigen Hebels D bewegt wird. Die Axe dieses Hebels geht durch eine Stopfbüchse und ist an ihrem äußeren Ende mit einem prismatischen Kopfe zum Aufstecken eines Handhebels H versehen.

Beim Aufwärtsgange des Pumpenkolbens k wird Pressflüssigkeit durch das Saugventil V_1 in den Pumpencylinder gesaugt, um dann beim Niedergange des Kolbens durch das Druckventil V_2 in den Hubcylinder gepresst zu werden.

Soll die Last gesenkt werden, so öffnet man das Rücklaufventil V_3 , wodurch dem Druckwasser der Abfluss nach dem Behälter G gestattet wird. Indem man das Ventil V_3 mehr oder weniger öffnet, lässt sich die Senkungsgeschwindigkeit reguliren, durch Schließen des Ventils hingegen die Last jederzeit wieder anhalten. Also dient diese Einrichtung sowohl als Bremse wie auch als Sperrvorrichtung. In der hierdurch gebotenen Bequemlichkeit der Benutzung beruht ein Hauptvorzug solcher Hebeböcke und hydraulischer Hebemaschinen überhaupt. Während sie in England sehr verbreitet sind, verwendet man dieselben in Deutschland seltener, wohl wegen des kälteren Klimas, welches zum Schutz gegen Einfrieren die Verwendung von Glycerin oder Spiritus erfordert. Eine Mischung von Glycerin und Wasser ist nicht zu empfehlen, weil bei der Verdunstung des Wassers sich Glycerinhäutchen bilden, welche den dichten Schluss der Ventile verhindern können. Sowohl Wasser als Spiritus sind mit etwas Provenceröl zu mischen, behufs Schmierung der Dichtungen. Wasser darf übrigens nur in reinster Be-

¹⁷⁾ Diese Windenkonstruktion stammt aus der bei der Galle'schen Kette (§ 5) bereits genannten Maschinenfabrik von Zobel, Neubert & Co. in Schmalkalden, deren verschiedene, hauptsächlich auf der Anwendung Galle'scher Ketten beruhende Hebemaschinen sich durch sorgfältige Konstruktion auszeichnen. Die Fabrikation der Fußwinden mit Differentialgetriebe scheint jedoch wegen des ungünstigen Wirkungsgrades und der verhältnismäßig hohen Herstellungskosten aufgegeben worden zu sein. Auch würde das Fehlen der bei der gewöhnlichen Zahnstangen-Fußwinde (siehe Fig. 22—25) vorhandenen unteren Hebeklaue die Verwendung der Differential-Fußwinde in nicht selten Fällen ausschließen.

schaffenheit, frei von Luft und erdigen Bestandteilen, entweder gekocht oder destilliert, benutzt werden.

Für das Kraftverhältnis hat man:

$$\frac{Q}{P} = \eta \frac{R}{r} \left(\frac{D}{d} \right)^2 \dots \dots \dots 51.$$

Hierbei ist R = Hebelarm der treibenden Kraft P am Handhebel,

r = Radius des kleinen Hebels D ,

d = Durchmesser des Pumpenkolbens K ,

D = Bohrung des Hubzylinders C .

Für den Wirkungsgrad derartiger Hebeböcke darf bei guter Unterhaltung $\eta \cong 0,75$ gesetzt werden. Die Widerstände sind hier Zapfenreibung, Kolbenreibung, diese hauptsächlich in den Dichtungsmanschetten, und die nicht geringen hydraulischen Widerstände beim Durchgang der Pressflüssigkeit durch die Ventilöffnungen; übrigens ist die Arbeit beim Heben des Pumpenkolbens vollständig Verlustarbeit.

Zum Einfüllen und Nachfüllen von Wasser in den Behälter dient eine mit Schraube verschließbare seitliche Öffnung an der Kopfplatte; siehe Fig. 26. Aus derselben Figur ist noch zu ersehen, dass der Hubzylinder mit einer prismatischen Feder in einer Längsnute des Kolbens gegen Verdrehung geführt ist¹⁸⁾.

D. Räderwinden.

§ 18. Allgemeines. Mit der Bezeichnung Räderwinden werden hier die mit Rädergetrieben verschiedener Art ausgerüsteten Winden zusammengefasst. Ihre Einrichtung soll im allgemeinen nicht allein das erforderliche Kraftübersetzungsverhältnis von dem Antriebsorgan, beispielsweise der Handkurbel oder Riemenscheibe, nach der Last bzw. dem Zugorgan, welches dieselbe trägt, darbieten, sondern es soll die Last auch nach Bedarf festgehalten oder gesenkt werden können, ohne dass man hierbei dauernd Kraft auszuüben oder zu leisten hat.

Demnach ist für die genannten Zwecke das eigentliche Hebungsgetriebe der Winde noch mit einem Sperrwerk und einer Bremsvorrichtung zu versehen. Diese Einrichtungen können in verschiedenen Kombinationen zweckmäßig verwendet werden, wie die folgenden Beschreibungen verschiedener Windensysteme zeigen.

Von besonderer Wichtigkeit ist noch die Treibung der Zugorgane, d. h. die Art des Antriebs und der Führung bzw. Wickelung mittels der verschiedenen Scheiben und Trommeln für Seile und Ketten.

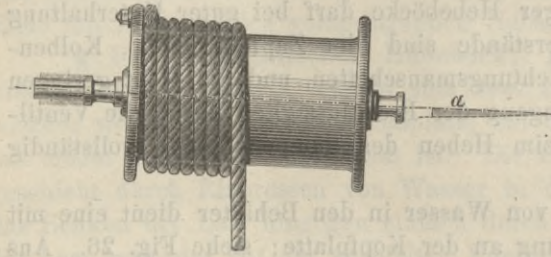
§ 19. Treibung der Zugorgane. Seile werden in der Regel auf Trommeln gewickelt. Fig. 8, Taf. X, zeigt die gewöhnliche Bewickelungsweise. Vermöge der Abweichung der vertikalen Richtung des hängenden Seiles von der Tangente an die Schraubenlinie der benachbarten Seilwindung ergibt sich zwischen der letzteren und dem an- bzw. ablaufenden Seilstrang ein Seitendruck, welcher zwar auf dichte Bewickelung der Trommel wirkt, aber insofern schädlich ist, als dadurch ein Schürfen beim Auf- oder Abwickeln verursacht wird. Dies ließe sich

¹⁸⁾ Derartige hydraulische Winden, mit den Hauptteilen aus Fassungsstahl, wie auch solche als Aufzüge zum Aufhängen eingerichtet, werden gebaut von A. Schimmel's Maschinenfabrik in Leipzig.

vermeiden durch Schiefstellung der Trommeln, siehe Fig. 29, wenn man den Neigungswinkel der Drehaxe gegen den Horizont gleich dem Steigungswinkel $\alpha = \frac{h}{2r\pi}$ wählt. Hierbei bedeutet r den Radius des Mittelkreises des Zugorgans, h die Ganghöhe der Schraubenwindung, hier annähernd gleich der Seildicke δ .

Um jedoch dabei die Sicherheit regelmäßiger Aneinanderlagerung der aufeinander folgenden Seilwindungen zu haben, ist es erforderlich, die Trommel mit schraubenförmigen Rinnen von Halbkreisprofilen zur Führung und Aufnahme des Seiles zu versehen. Die Flächenanlage des Seiles in derartigen Rinnen ist noch insofern vorteilhaft, als das Seil bei seiner durch die Zugspannung bedingten Anpressung gegen die Trommel nicht die starke radiale Kompression und Querschnittsdeformation erfährt wie bei cylindrisch glatter Trommel und dem entsprechend beim Betriebe sich innerlich weniger zerreibt. Für die Umwicklung der Trommel in mehreren Schichten kommt die geneigte Anordnung der Trommelaxe, weil sie bei Beginn jeder neuen Bewickelungsschicht wechseln müsste, nicht in Anwendung.

Fig. 29.



Ist die Trommel in ihrer ganzen Breite bewickelt, indem die letzte Windung sich gegen den Trommelrand legt, so steigt bei weiterer Drehung die folgende Windung an und über die erste Wickelung hinweg, nunmehr nach einer Schraubenlinie entgegengesetzten Sinnes sich weiter aufwickelnd. In gleicher Weise können weitere Bewickelungsschichten entstehen. Da benachbarte Windungen sich kreuzen, ist die Aneinanderlage der Seile vermöge ihres entgegengesetzten Windungsinnes eine für ihre Erhaltung ungünstige.

Die bei der Neben- und Übereinanderwicklung der Seile auftretenden Übelstände sind bei Ketten noch weniger statthaft, da Verwirrungen derselben, dann ruckweises Abrutschen und Brüche leicht eintreten können. Die Fig. 9, 12 u 16, Taf. X, zeigen verschiedene Kettentrommeln mit schraubenförmigen Rinnen zur Kettenführung. Die Konstruktion Fig. 12 bietet den hochkantig und flachliegenden Kettengliedern eine sichere Führung dar; letztere finden auf der auspringenden Profilkante in vier Punkten Auflage, sodass die Beanspruchung sehr gering wird. Beim Formen derartiger Trommeln ist genau darauf zu achten, dass der Kern in der richtigen Drehlage zur äußeren Schraubengestalt eingesetzt wird, indem sonst die richtige Wandstärke der Trommel verloren geht. Diese Rücksicht ist bei der Trommelkonstruktion von Waltjen in Bremen erspart, welche inwendig einfach cylindrisch ist, indem die Aussparungen in Form besonderer Rinnen zwischen den Kettenrinnen außen vorhanden sind; siehe Fig. 16, Taf. X.

Zur sicheren Erzielung regelmäßiger Bewicklung von Seiltrommeln, besonders wenn dies in mehreren Schichten geschehen soll, bedient man sich zweckmäßig einer besonderen Seilführung, wie z. B. Fig. 22, Taf. XIII, zeigt. Das zwischen den Rollen R_1 und R_2 geführte Seil s wird der Breite der Seiltrommel entlang hin und her geführt, indem der die Rollen tragende Schlitten auf einer rotirenden

Schraubenspindel S hin und her geschoben wird, deren Gewinde, einen ununterbrochenen Kanal bildend, zur einen Hälfte rechtsgängig, zur andern Hälfte linksgängig ist. Von der Schlittenhälfte M aus greift ein in der cylindrischen Bohrung m drehbarer Körper mit einem bogenzweieckförmigen Vorsprung in solcher Weise in das Spindelgewinde ein, dass derselbe an den Kreuzungsstellen der Gewindekanäle sich nicht verläuft und am Ende des Rechtsganges in den Linksgang einschwenken kann.

Von der in den bisher beschriebenen Fällen vorliegenden Treibung des Zugorgans von einem Befestigungspunkte desselben an der Trommel aus ist das Mitnehmen durch Reibung oder mittels Verzahnung zu unterscheiden. Bei Bauwinden findet man häufig das Seil lediglich um die Trommel gewunden, siehe Fig. 11, Taf. X; einerseits wird das Aufzugsgefäß mit der Last gehoben, andererseits wickelt sich ein Seilstrang ab, an welchem das leere Fördergefäß hängt. Bezeichnet man die entsprechenden Zugkräfte in den beiden Seilläufen mit T und t , die Bogenzahl der sämtlichen Seilwindungen mit α und die Zahl der auf der Trommel liegenden Windungen mit i , so gilt nach Eytelwein: $T = t \cdot e^{\alpha f} = t \cdot e^{2\pi i f}$ und es muss an dem Seile mit dem leeren Gefäß die Zugkraft wenigstens sein:

$$t \geq \frac{T}{e^{2\pi i f}}, \dots \dots \dots 52.$$

welche Bedingung mit einer entsprechenden Zahl von Seilwindungen sich leicht und mit Sicherheit erfüllen lässt. Bei dem Auf- und Niederlassen der Fördergefäße wandern die Windungen auf der Trommel hin und her.

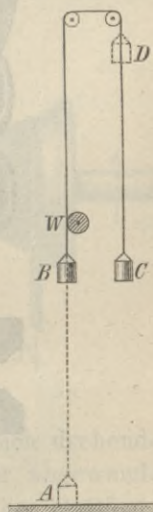
Eine besonders zweckmäßige Verwendung hat diese Treibung beim Vollendungsbau des Ulmer Domes gefunden. Die beiden Gefäße bewegen sich hier in verschiedenen Höhen. Ist das beladene Gefäß von A nach B gehoben, so ist das leere Gefäß von D nach C herabgekommen. Die beiden Gefäße werden nun tauschweise eingehängt und hiernach die Winde in entgegengesetztem Sinne betrieben, sodass der leere Kübel von B nach A herabgeht, während das beladene Gefäß die obere Hälfte CD der totalen Hubhöhe $A-D$ zurücklegt, um hier entladen zu werden und dann wieder abwärts zu gehen, während gleichzeitig eine neue Last von unten heraufkommt.

Bei der Treibung von Ketten mittels Reibung empfiehlt sich die Anwendung von Trommeln mit angemessen profilirten Führungsrinnen.

Die Treibung von Ketten durch Kettenräder zeichnet sich durch geringen Raumbedarf aus, indem kein Vorrat von Kettenwindungen aufzuwickeln ist. Anwendungsfälle liegen bei dem Weston'schen Differentialflaschenzug und anderen Kettenflaschenzügen vor.

Umstehende Fig. 31 zeigt die Konstruktion eines Kettentreibrades, welches nicht allein die flachliegenden Kettenglieder mit passender Verzahnung aufnimmt, sondern auch die hochkantig stehenden Kettenglieder finden in muldenförmigen Aussparungen Stützung. Hierdurch wird die Kettenkraft auf eine größere Zahl von Stützflächen verteilt, die Abnutzung der Radzähne vermindert und auch die Kette mehr geschont.

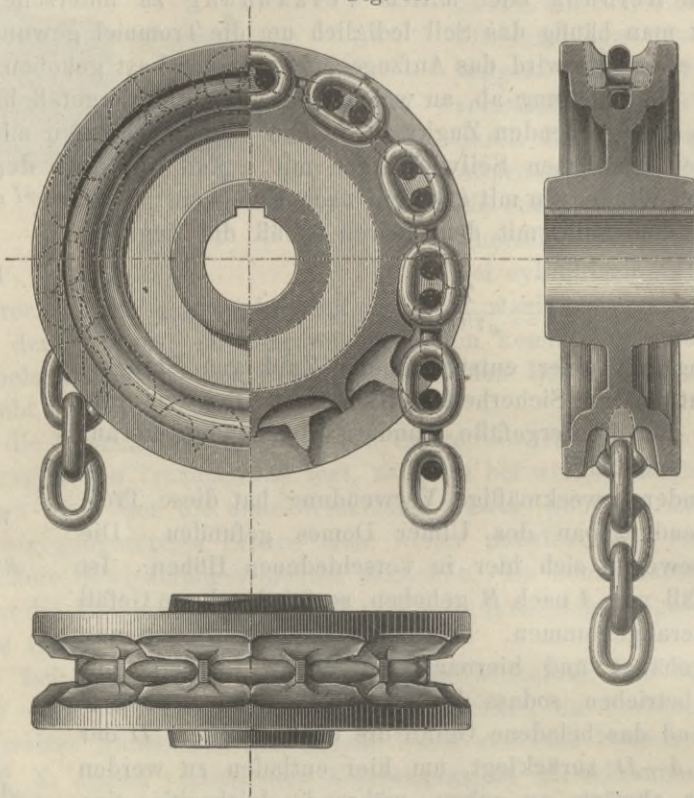
Fig. 30.



Die Konstruktion eines Krafrades für die Galle'sche Kette mit einem für die Treibung erwünschten kleinen Halbmesser zeigt Fig. 13, S. 16.

Die Kettentriebräder von Boureau u. Eisenmenger¹⁹⁾, Fig. 26, Taf. XII, drehen sich vermöge des Eingriffs der mit ihnen verbundenen kongruenten Stirnräder mit gleicher Umfangsgeschwindigkeit in entgegengesetztem Sinne, hierbei die Kette wie eine Zahnstange treibend. Der Einfachheit der Konstruktion steht die starke Abnutzung infolge der Reibung der Kettenradzähne an den Kettengliedern entgegen. Die motorische Kraft wird hier von der Stelle rechts her eingeleitet.

Fig. 31.



Zur Sicherung regelmäßigen Wirkens eines derartigen kleinen Kettenrades (Kettennuss) bedient Chauvin sich eines Führungsgehäuses²⁰⁾, siehe Fig. 27, Taf. XII, in dessen unterem Teile das Kettentriebrad L angeordnet ist. Zwischen dem von der anhängenden Last gespannten Kettenlaufe rechts und dem leer laufenden, nach einem Behälter hin zu leitenden Strange links befindet sich ein Hilfsrad L_0 , welches die Bewegung des durch die Last gespannten Stranges der Kette zwangsläufig und mit Umkehrung des Bewegungssinnes auf den lockeren Kettenlauf überträgt, sodass die Kette sich in dem Führungskanal des Gehäuses nicht stauen kann. Hierdurch wird die richtige Auf- und Abwicklung der Kette bzw. die gehörige Anlage der Kette an der unteren Umfangshälfte des Triebkettenrades

¹⁹⁾ Revue industrielle. 1874. S. 285.

²⁰⁾ Revue industrielle. 1876. S. 253.

gesichert. Um diese Einrichtungen für verschiedene Richtungen der an- und ablaufenden Kettenstränge benutzen zu können, sind die Führungsrollen R und R_1 angebracht.

Genau vertikale Lasthebung d. h. die Vermeidung der seitlichen Verschiebung der Last in der Richtung der Trommelaxe beim Auf- und Abwinden des Zugorgans wird häufig gefordert; bei Aufzügen wird hierdurch der Seitendruck des Fahrstuhls gegen die Führungshölzer, welcher bei gewöhnlicher Wickelung vermöge der schiefen Richtung des Seils, besonders bei der Hochlage des Fahrstuhls bezw. der geringeren Seillänge nach der Trommel hin auftreten würde, vermieden. In Gießereien ist es häufig nötig, den Oberkasten der Form genau vertikal von dem Unterkasten abzuheben und wieder niederzulassen.

Eine für Aufzüge dienliche Anordnung zur genauen Vertikalbewegung der Last zeigt Fig. 32. Das Seil ist mit beiden Enden an der Trommel befestigt. Die Windungen ließen sich auch von einem einzigen Befestigungspunkte in der Mitte der Trommelbreite aus vollziehen. Fig. 33 zeigt den Grundriss einer Winde mit

Fig. 32.

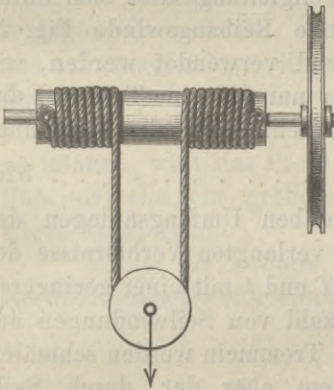


Fig. 33.

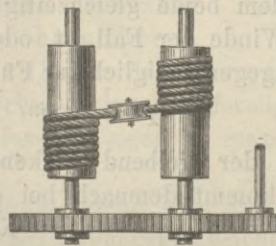
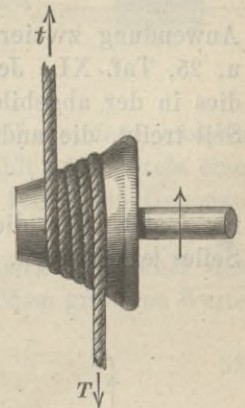


Fig. 34.



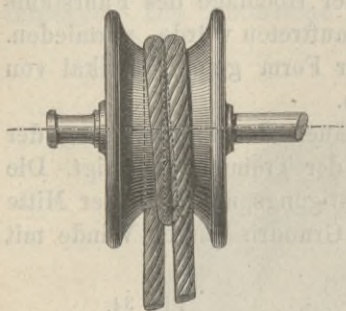
zwei in entgegengesetzten Richtungen mit gleicher Geschwindigkeit sich drehenden Trommeln, sodass auf beiden das Zugorgan gleichzeitig auf- oder abgewunden wird; da aber die Wickelung von entgegengesetzten Trommelenden her stattfindet, bewegt sich die lose Rolle bezw. die Last in einer Vertikalen. Die beiden Trommeln sind durch gleich große Stirnräder verbunden, von welchen das eine mittels einer Nebenwelle angetrieben wird. Eine hinsichtlich der Wickelung der Lastkette ähnliche Einrichtung zeigt der S. 40 beschriebene archimedische Flaschenzug von Collet u. Engelhardt, Fig. 17 u. 18, Taf. X.

Der hauptsächlich bei Schiffswinden gebräuchliche Friktionskegel (Spill), Fig. 34, ermöglicht bei geringer, lediglich für die wenigen aufgeschlagenen Seilwindungen nötiger Breite die Bewältigung bedeutender Förderlängen. Bei dem Auf- und Abwinden des Seils findet gleichzeitig eine seitliche Verschiebung auf der Trommel und zwar pro Umdrehung derselben um eine Seildicke statt. Um die seitliche Verschiebung sicher zu bewirken, ist die konoidische Form erforderlich. Starke Abnutzung des Seiles ist bei dieser Verwendungsweise unvermeidlich, besonders

dann, wenn behufs festerer Haftung des Seiles am Spill derselbe mit rippenartigen Vorsprüngen, welche sich in der Meridianform des Konoids erstrecken, versehen ist; bei Verwendung von Drahtseilen ist dies jedoch unzulässig.

Auch bei Aufzügen ließe sich, allerdings mit denselben Nachteilen, die mehrmalige Umwicklung der Lastrolle verwerten, wobei auf der einen Seite das

Fig. 35.



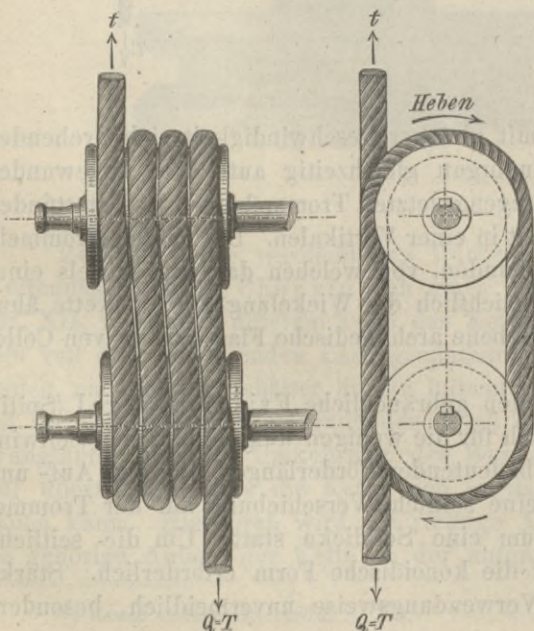
Seil den Fahrstuhl, auf der anderen Seite das Gegengewicht zur Verhinderung des Gleitens des Seiles auf der Scheibe tragen würde. Die Seilwindungen müssten auf eine Seilscheibe mit hinreichend weiter Rinne, siehe Fig. 35, gewunden werden, von deren beiden Innenseiten je nach dem Drehsinn die eine oder die andere als Friktionskonoid wirken würde, an welchem das Seil sich emporschraubt, bis die tangential zum Meridian des Konoids wirkenden Seilkräfte die Reibung des Seiles am Konoid überwinden und weiterhin Gleiten zwischen beiden proportional der Drehung erfolgt.

Diese schädliche Seilleitung lässt sich durch Anwendung zweier Friktionstrommeln vermeiden; siehe Reibungswinde Fig. 24 u. 25, Taf. XI. Je nachdem beide gleichzeitig treibend verwendet werden, wie dies in der abgebildeten Winde der Fall ist, oder aber nur die eine Trommel das Seil treibt, die andere hingegen lediglich zur Führung dient, ist in der Gleichung:

$$T = t \cdot e^{i\pi f} \dots \dots \dots 52a.$$

für i stets nur die Zahl der treibend wirkenden halben Umfangsanlagen des Seiles einzusetzen. Man kommt demnach bei einem verlangten Verhältnisse der

Fig. 36.



Kräfte T und t mit einer geringeren Gesamtzahl von Seilwindungen aus und die Trommeln werden schmaler, vor allem aber der durch Seilsteifigkeit erheblich beeinflusste Wirkungsgrad günstiger, wenn man beide Trommeln treibend verwendet.

Bei der vorwiegend üblichen parallelen Anordnung der Friktionstrommeln lagert man dieselben so, dass sie gegenseitig um die halbe Rinnenbreite versetzt sind, damit die seitliche Ablenkung der einzelnen Seilzüge auf das geringste Maß gebracht wird; siehe Fig. 36. Um diese seitliche Abbiegung des Seiles sowie die durch seitliches Gleiten an den Führungsrinnen verursachte Reibung und Abnutzung des Seiles noch zu vermeiden, bedient man sich wohl auch der wind-

schiefen Anordnung der beiden Trommelaxen, deren treibende Verbindung dann allerdings statt eines Stirnrädergetriebes eine Zwischenwelle und zwei Kegelräderpaare oder ein Hyperbelräderpaar erfordert.

In einfachster Weise wird die senkrechte Bewegung der Last annähernd bei Anwendung von Hanfgurten erreicht, indem dieselben auf eine mit scheibenartigen Rändern versehene Trommel spiralig so aufgewunden werden, dass die Windungen schichtenweise übereinander zu liegen kommen. Über Hanfgurte siehe S. 8.

Als ein weiteres Mittel zur Konstant-erhaltung der Vertikalen des Zugorgans ist die Verschiebung der Trommel parallel zu ihrer Drehaxe und zwar pro Umdrehung um einen Weg gleich der Ganghöhe der schraubenförmigen Windung des Zugorgans anzuführen; siehe S. 82 und Fig. 17, Taf. XIV.

Vielfach bedient man sich bei Aufzügen einer nur zu einem Teile ihres Umfanges beaufschlagten Treibscheibe; siehe Fig. 37. Um die im an- und ablaufenden Seile beim Heben und Senken des leeren oder beladenen Fahrstuhls auftretenden Zugkräfte mit Sicherheit ohne Gleiten des Seiles am Scheibenumfang ausüben zu können, wird das Profil der Scheibenrinne keilförmig gewählt und mittels einer Führungsrolle ein größerer Umfassungsbogen α ausgenutzt, ferner ein Gegengewicht angebracht.

Mit φ als halbem Keilwinkel, siehe Fig. 38, ergibt sich gegenüber dem Normalreibungskoeffizienten f ein Keilreibungskoeffizient f' von dem größeren Werte:

$$f' = \frac{f}{\sin \varphi + f \cos \varphi} \dots \dots \dots 53.$$

und es ist zur Sicherheit gegen Gleiten der Gleichung:

$$T \leq t \cdot e^{\alpha f'}$$

in allen Benutzungsfällen Genüge zu leisten. Es sei Q die Maximal-Nutzlast, Q_0 das Gewicht des Fahrstuhls, G die Größe des Gegengewichts; dann muss sein

1) beim Heben oder Senken der für den Aufzug zulässigen Maximallast:

$$Q + Q_0 \leq G \cdot e^{\alpha f'}$$

2) beim Heben oder Senken des leeren Fahrstuhls:

$$G \leq Q_0 \cdot e^{\alpha f'}$$

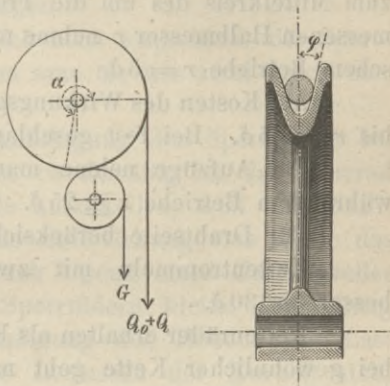
Sind Q und Q_0 gegeben, so berechnet sich das Gegengewicht nach der Gleichung:

$$\frac{Q + Q_0}{e^{\alpha f'}} \leq G \leq Q_0 e^{\alpha f'} \dots \dots \dots 54.$$

womit für beide Fälle des Betriebs Sicherheit gegen das Rutschen des Seils erzielt wird.

Fig. 37.

Fig. 38.



Ist das Getriebe des Fahrstuhls nicht selbstsperrend, so hat man, um bei leerem Fahrstuhl dessen Aufwärtsbewegung infolge eines Übergewichts des Gegengewichts zu verhüten, noch die Bedingung zu erfüllen

$$G \leq Q_0 + F, \dots \dots \dots 54a.$$

wobei F den auf den Seilscheibenradius reducirten Reibungswiderstand des ganzen dabei bewegten Windengetriebes bedeutet.

Geeignete Halbmesser für Seil- und Kettentrommeln. Den bis zum Mittelkreis des um die Trommel oder die Scheibe gewundenen Zugorgans gemessenen Halbmesser r nehme man bei leicht geschlagenen Hanfseilen und periodischem Betriebe $r = 5\delta$.

Auf Kosten des Wirkungsgrades und der Haltbarkeit des Seiles geht man herab bis $r = 3,5\delta$. Bei fest geschlagenen Seilen sind größere Halbmesser erforderlich.

Für Aufzüge nehme man $r = 15$ bis 20δ , bei Grubenförderung mit fortwährendem Betriebe $r \geq 25\delta$.

Für Drahtseile berücksichtige man die Formeln 7 u. 7a, S. 11 u. 12.

Kettentrommeln mit zweckmäßigen Führungsrinnen gibt man $r = 15\delta$, besser bis 30δ .

Kettenräder erhalten als Krafräder bei Galle'scher Kette gewöhnlich 8 Zähne, bei gewöhnlicher Kette geht man bis auf 4 und 3 herab, wie zwei Winden auf Taf. XII zeigen; siehe Fig. 7 u. 8 und Fig. 20, ferner Fig. 26 u. Fig. 27. Für derartige kleine Kettenräder ist die Bezeichnung Kettennuss gebräuchlich.

§ 20. Das Sperrwerk. Das zum Festhalten der Last erforderliche Sperrwerk ist entweder ein Zahngesperre oder ein Reibungsgesperre. Vorwiegend gebräuchlich sind Zahngesperre, bestehend aus Sperrrad und Sperrklinke. Die Sperrklinke ist entweder auf Druck beansprucht (Sperrkegel) oder auf Zugfestigkeit (Sperrhaken). Der Eingriff ist entweder ein äußerer oder ein innerer.

Fig. 39.

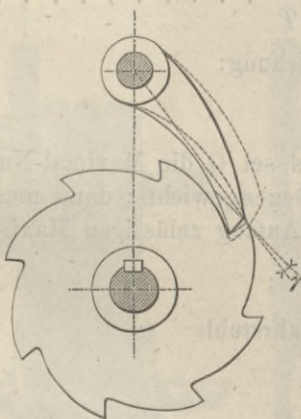
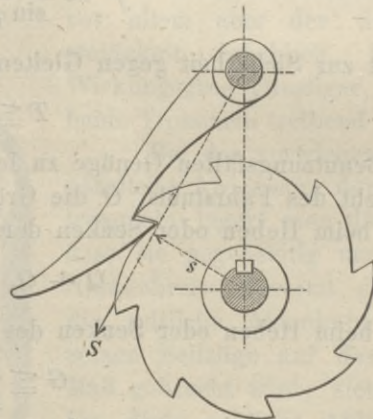


Fig. 40.



Der erstere Fall ist der gewöhnliche, der letztere findet sich beispielsweise an der Sperrradbremse Fig. 21, Taf. XII. Jedenfalls soll die Sperrklinke so angeordnet werden, dass sie von der äußeren Sperrradzahnkante aus sicher an der Zahnflanke hin und auf den Zahngrund herabgleitet und dann nur hier stützend angreift. Es muss also in der in Fig. 39 gestrichelt eingezeichneten Anfangskontaktlage die

Bedingung erfüllt sein, dass die Verbindungsgerade vom Mittelpunkte des Sperrklinkenzapfens nach dem äußeren Kopfpunkte des zur Wirkung gelangenden Sperrradzahnes von der Normalen der Zahnflanke um einen Winkel γ abweicht, der wesentlich größer ist als der Reibungswinkel.

Bei abgenutzten Kanten kann es immerhin vorkommen, dass die Sperrklinke nach außen abspringt und wiederholt über Teile des Umfangs des Sperrrades hinweghüpft. Es empfiehlt sich deshalb, Federn anzubringen, welche die Sperrklinke sicher oder mindestens rascher in Zahneingriff bringen.

Zur Abschwächung von Stößen könnte es sich noch empfehlen, die Sperrklinken als elastische Organe zu konstruieren, indem man sie aus zwei durch eine gespannte Feder zu verbindenden Teilen herstellt.

Hinsichtlich der Wahl des Ortes für die Anbringung des Sperrwerks bei Winden mit Rädergetriebe ist zu bemerken, dass es zweckmäßig ist, das Sperrrad auf der Trommelwelle anstatt auf der Kurbelwelle aufzukeilen, weil andernfalls die bei plötzlichem Anhalten der Last stattfindende Stoßwirkung sich durch das Windengetriebe fortsetzt und hierbei eher ein Bruch irgend eines Getriebeteiles stattfinden kann. Ferner ist es vorteilhaft, den Sperrrädern kleine Zahnteilung zu geben aus folgendem Grunde. Bei der Beendigung des Hebens der Last und dem Aufhören der Triebkraft (beispielsweise Loslassen der Kurbel) steht die Sperrklinke nicht ohne weiteres in der Stützlage an einem Sperrradzahne an, sondern möglicher Weise liegt sie dann gerade außen am Sperrradumfange nahe an der Zahnkante an, im Begriffe, bei geringer weiterer Hebung der Last bzw. Drehung des Sperrrades in die nachfolgende Zahnlücke desselben einzufallen. Es wird also in diesem Falle die an der Hebemaschine hängende Last sinken, bis das Sperrrad sich um nahezu eine Teilung zurückgedreht hat und die Klinke in stützende Anlage kommt. Der hierbei auftretende Stoß wird um so geringer sein, je kleiner der einer Sperrradteilung entsprechende Weg der Last ist, um welchen sie dabei herabsinkt. Diesem Umstande lässt sich Rechnung tragen durch Anordnung mehrerer Sperrklinken, welche gegen die Zähne des Sperrrades so versetzt sind, dass eine stützungsfreie Drehung des Sperrrades nur im Betrage des Zahnteilungswinkels dividirt durch die Anzahl der Sperrklinken möglich ist.

Nicht selten ordnet man zwei Sperrklinken diametral an, um Axendruck an der Sperrradwelle zu vermeiden. Derselbe Zweck wird durch drei Sperrklinken nach der Anordnung Fig. 1, Taf. XII, auch erreicht, übrigens durch die gleichzeitige Verwendung mehrerer Sperrklinken die auszuübende Stützkraft auf dieselben verteilt und damit kleinere Zahnteilung des Sperrrades ermöglicht, wodurch wiederum der vorhergehenden Forderung geringer Stoßwirkung Rechnung getragen wird.

Reibungsgesperre, insbesondere als Reibungskegel ausgeführt, finden sich bei den nachfolgend speciell beschriebenen Winden mannigfach vor. Hierher gehört auch das Bremsgesperre von Clark, siehe Fig. 11, Taf. XII. Die beiden Hälften des Bremszaums sind einerseits durch Scharnier verbunden, andererseits mittels Schraubenspindel und Handrad angespannt. Die beiden Bremsbügel werden gegen Mitnehmen durch ein Schwingenpaar gehalten, deren Befestigungsbolzen jedoch nicht fest, sondern vermöge der Einschaltung einer Kegelspiralfeder elastisch an der Gestellplatte angebracht ist, sodass die an der festgebremsten Welle auftretenden Stöße gemildert werden. Diese Einrichtung wird aber gelegentlich auch als Bremse (Lösungsbremse) benutzt, indem man durch Zurückschrauben

der Spindel die Reibung zwischen den Bremsbügeln und der Bremscheibe so weit vermindert, dass das Sinken der Last erfolgen kann.

Klemmgesperre werden mit Klemmbacken oder excentrischen Klemmdaumen, glatt cylindrisch oder besser mit Keilprofil ausgeführt²¹⁾. Die Excenterklemmgesperre haben als Nachteil großen Axendruck, zu dessen Vermeidung die Anwendung zweier Excenter in diametraler Anordnung sich empfiehlt.

Die Sperrung lässt sich auch direkt am Zugorgane ausüben, wie z. B. mit Sperrklinken auf die Lastkette wirkend bei der Winde Fig. 18 bis 20, Taf. XII, dann am Seile angreifend bei dem Handaufzuge Fig. 1, Taf. XIV.

Brauer's Hemmräder, siehe Fig. 35, Taf. XII, bestehen aus einem Stirnräderpaar, dessen kleineres auf der Antriebswelle sitzendes Rad *A* größere Zahnteilung hat als das große Zahnrad auf der Lastwelle, sodass beim Heben der Last letzteres wohl durch ersteres, wenn auch mit bei jedem Zahndurchgang wechselnder Winkelgeschwindigkeit, getrieben sowie beim Senken der Last beherrscht wird, nicht aber das Umgekehrte stattfinden kann, wenn ein Zahn des kleinen Rades in der richtigen Sperrlage steht. Hört der Antrieb des kleinen Zahnrades auf und stützt sich ein Zahn *a* desselben mit seiner Kopffläche gegen einen Zahn *b* des großen Rades, so bleibt die Last schweben. Dem Vorteile dieser Anordnung, nämlich Selbstsperrung ohne Aufwendung zusätzlicher Mechanismen, steht jedoch als Nachteil eine gewisse Unsicherheit in der Abstützung der Last entgegen. Sobald einmal, vielleicht infolge eines zufälligen Ruckes, ein Niedergang der Last eingeleitet ist, werden die einzelnen Hemmstellungen unter dem Einflusse der Energie der bewegten Massen leicht überschritten und geht die Stützung der Last wieder verloren, sodass dieselbe niederstürzen kann, aus welchem Grunde diese Hemmräder im Hebemaschinenbau bisher wohl nur selten Verwendung gefunden haben werden.

Hinsichtlich der selbstsperrenden Schraubenrädernetriebe, bei welchen eine besondere Sperrvorrichtung entfällt, sei auf die Schraubenflaschenzüge Fig. 12 bis 15, Taf. IX und Fig. 17 u. 18, Taf. X, ferner wegen der erforderlichen Berechnung auf die Formeln verwiesen, welche in § 13 des II. Kap. der Baumaschinen gegeben sind.

§ 21. Bremsvorrichtungen. Die Wirkung der zum Senken der Lasten in Anwendung kommenden Bremsen beruht auf der Aufzehrung der von der sinkenden Last verrichteten mechanischen Arbeit durch Reibung; diese muss regulirbar sein, um die Senkungsgeschwindigkeit ändern oder aber die Last rasch gänzlich festhalten zu können, in welchem letzterem Falle man durch gesteigerte Bremsreibung die in der sinkenden Last enthaltene lebendige Kraft durch den Überschuss von Bremsarbeit über die Senkungsarbeit aufzehrt.

Das an der Bremswelle auftretende, der maximalen Last entsprechende Moment sei *M'*; dasselbe lässt sich in jedem praktischen Falle von der Lasttrommel her rechnerisch feststellen. Ist *F* die am Umfange der Bremscheibe auftretende Reibung, *q* der mittlere Halbmesser der reibenden Fläche, so muss behufs Anhaltens der Last durch Anspannung der Bremse ein Bremsmoment *M_f* erzeugt werden:

$$M_f = Fq = qM', \dots\dots\dots 55.$$

worin zur Sicherheit des Betriebes der Coefficient $q \cong 1,5$ sein soll.

²¹⁾ Aufzüge mit Klemmgesperre baut die Maschinenfabrik von Wiesche & Scharfe in Sachsenhausen bei Frankfurt a. M.

Backenbremsen. Ist N der ausgetübte Bremsbackendruck und f der Reibungskoeffizient, welchen man bei Holzbacken auf gusseisernen Scheiben mit $f = 0,25$ rechnen darf, so ist $F = f \cdot N$, bzw. am Halbmesser ϱ der Brems Scheibe gegen das Lastmoment M' erforderlich:

$$N = \frac{\varphi}{f \varrho} M' \dots \dots \dots 56.$$

Um die Kraft N nicht als Axendruck zu bekommen und starke Abnutzung der Bremswelle in ihren Lagern zu vermeiden, ordnet man zweckmäßiger Weise 2 Bremsbacken diametral an, sodass sich deren Anpressungskräfte in der Drehaxe aufheben. Bei Bremsbacken mit Keilprofil, siehe Fig. 41, mit α als halbem Keilwinkel ist statt des Normalreibungskoeffizienten f zu setzen der Keilreibungskoeffizient:

$$f' = \frac{f}{\sin \alpha + f \cos \alpha} \dots \dots \dots 57.$$

Backenbremsen mit Anpressung proportional der angehängten Last bzw. durch den ihr gleichen oder proportionalen Axendruck zeigen manche Mühlenaufzüge; vergl. S. 79 und Fig. 4 u. 5, Taf. XI.

Bandbremsen. Die Zugkräfte T und t an den beiden Bandenden, siehe Fig. 22, stehen in der bei den Reibungswinden bereits benutzten Beziehung:

$$T = t e^{f\alpha}.$$

Die Reibung am Brems Scheibenumfang ist aber:

$$F = T - t = t(e^{f\alpha} - 1),$$

worin nach Gl. 55:

$$F = \frac{\varphi M'}{\varrho}.$$

Somit berechnet sich:

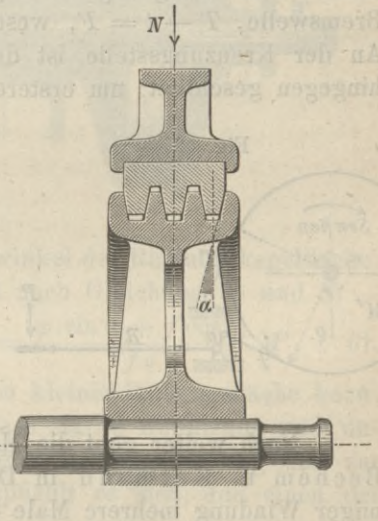
$$\left. \begin{aligned} \frac{T}{F} &= \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1} \\ T &= \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1} \frac{\varphi M'}{\varrho} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots 58.$$

Nach T ist der erforderliche Querschnitt des Bremsbandes, welches je nach Scheibenhalmesser zweckmäßiger Weise in einer Dicke von 3—4 mm aus Stahl hergestellt wird, zu bestimmen.

Um das am Bremshebel auszubende Moment PR klein zu erhalten, greift man wohl häufig das mit der kleineren Kraft t behaftete Bandende mit dem Hebel an, wie Fig. 42 zeigt, während die Kraft T von einem Befestigungsbolzen am Windengestelle aufgenommen wird, sodass $PR = t \cdot a$.

Die Erfahrung zeigt jedoch, dass Bandbremsen mit umgekehrter Verwendung, nämlich Bandende t fest und Kraft T am Bremshebel ausgeübt, ruhiger

Fig. 41.



arbeiten, d. h. die Senkung der Last beim Bremsen weniger ruckweise erfolgt. Die größere Kraft T lässt sich ja nötigenfalls mit Schraubenspindel am Bremshebel leicht hervorbringen.

Wünschenswert ist es jedenfalls, diese Kraft T im Verhältnis zu der zu erzeugenden Bremsreibung F möglichst klein zu erhalten. Dies kann einmal durch Steigerung des Reibungskoeffizienten von $f = 0,1$ (für Eisen- oder Stahlband auf Gusseisen) auf $f = 0,25$ (für Holz oder Leder auf Gusseisen) erzielt werden, indem man das Bremsband mit Holzklötzen oder Leder auskleidet, siehe z. B. Fig. 3, Taf. XII, dann aber auch durch Steigerung von α , wie dies die in der Maschinenfabrik von J. S. Fries Sohn in Sachsenhausen-Frankfurt a. M. übliche Anordnung Fig. 43 zeigt. Hier ist $\alpha = 2\pi$; auch fällt der Axendruck der Bremswelle, $T - t = F$, wesentlich kleiner aus als bei dem Beispiele Fig. 42. An der Kreuzungsstelle ist das eine Bandende schmaler, das andere Bandende hingegen geschlitzt, um ersterem Durchgang zu gestatten.

Fig. 42.

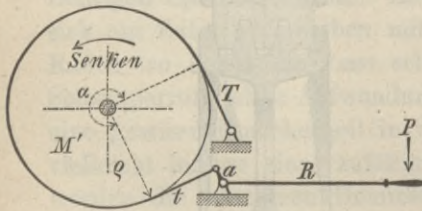


Fig. 43.

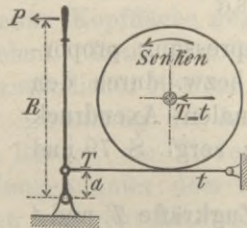
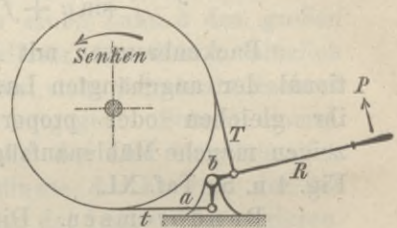


Fig. 44.



Noch weiter geht die Maschinenbau-Aktien-Gesellschaft Duisburg, früher Bechem u. Ketmann in Duisburg, welche das Bremsband in schraubenförmiger Windung mehrere Male um die Bremscheibe (Schlingbremse) legt.

Die Differentialbremse, siehe Fig. 44. Zur bequemeren Bewältigung größerer Lastmomente mittels des Bremshebels kann man beide Kräfte T und t an demselben angreifen lassen, sodass das mittels des Hebels auszuübende Moment nur gleich der Differenz der Momente der einzelnen Bremsbandkräfte wird:

$$\begin{aligned} PR &= ta - Tb \\ &= t(a - e^{f\alpha}b) \dots \dots \dots 59. \end{aligned}$$

Man ist jedoch von der Anwendung der Differentialbremsen vielfach wieder abgekommen und dieselben sind trotz des Vorteils eines verhältnismäßig geringen Bremshebelmoments wenig verbreitet. Ihre Wirkung soll, wohl aus gleichen Gründen wie bei der Anordnung der Bremse Fig. 42, unruhig, d. h. ein gleichmäßiges Senken der Last kaum erzielbar sein.

Jedenfalls darf der Klammerwert in Gleichung 59 nicht negativ werden, bezw. es muss sein:

$$\frac{a}{b} > e^{f\alpha}, \dots \dots \dots 60.$$

wenn eine gewisse Kraft P zur Anspannung der Bremse und Regelung der Bremswirkung noch ausgeübt werden soll.

Ist hingegen:

$$\frac{a}{b} < e^{f\alpha}, \dots \dots \dots 60a.$$

immerhin aber $a > b$, so spannt sich die Bremse selbstthätig fest, indem das Moment $T.b$ größer ist als $t.a$, somit bei der hierdurch bewirkten Drehung des Bremshebels in negativem Sinne mit dem Bandende t mehr Bremsbandlänge von der Scheibe abgezogen wird, als mit dem Bandende T gleichzeitig nach der Bremscheibe hingeleitet wird. Damit ist die Einrichtung selbstsperrend, d. h. zu einem selbstwirkenden Bremsgesperre geworden, zu dessen Lösung nun eine Kraft P am Hebel im entgegengesetzten Sinne erforderlich ist.

Den Bandbremsen umgekehrt analog sind die Druckbremsen, wie solche an den Sicherheitswinden von Briegleb, Hansen u. Co. sich vorfinden; siehe S. 70 und Fig. 4, 6 u. 10, Taf. XII.

Für die Kegelmbrerse, siehe Fig. 45, welche sich übrigens an einigen der nachfolgend beschriebenen Winden vorfindet, mögen die zu erfüllenden Bedingungs-gleichungen noch angegeben werden. Es sei α der halbe Spitzenwinkel der Reibungskegelfläche, ϱ der mittlere Radius der Reibungsfläche; dann gilt nach Gleichung 55 und 57:

$$P f' \varrho = \varphi M'; \quad f' = \frac{f}{\sin \alpha + f \cos \alpha}; \quad P = \frac{\varphi (\sin \alpha + f \cos \alpha)}{f \varrho} M'. \quad 61.$$

Nicht selten werden derartige Bremsen mit zu kleiner Reibungsfläche bzw. zu großem specifischem Bremsdruck ausgeführt, sodass starke Abnutzung und unregelmäßige Bremsung eintritt. Behufs gleichmäßiger Reibungswirkung und zur Vermeidung des Anfressens der Reibungsflächen empfiehlt es sich, den einen der beiden Kegel mit einem Bronzemantel auszuführen.

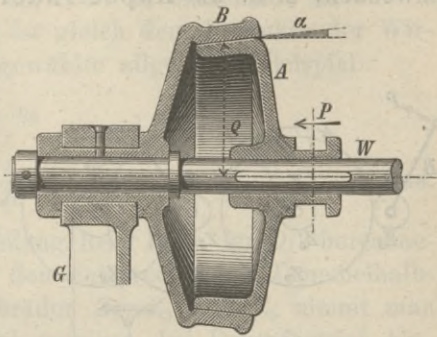
Mit Hinsicht auf vorgenannten Umstand sind die aus mehreren einzelnen schmalen Kegelflächen gebildeten Riffelscheibenbremsen zu empfehlen, welche sich übrigens häufig zugleich als Wellenkuppelungen eignen; siehe Kölle's Winde, Fig. 1 u. 2, Taf. XI. Durch eine entsprechende Zahl von Reibungsflächen lässt sich der erforderliche Bremsdruck mit geringer specifischer Pressung in den Reibflächen erzielen.

Die Lamellenbremse von Weston, siehe Fig. 34, Taf. XII, ermöglicht mit einer größeren Zahl von Reibungsflächen die Ausübung des erforderlichen Bremsmoments mit einer geringen Anpressungskraft in der Richtung der Bremswelle. Ist ϱ der mittlere Radius der Lamellenreibungsflächen, P die gemeinsame axiale Anpressungskraft und i die Anzahl der Reibungsflächen, so gilt analog der Gleichung 55:

$$i P f \varrho = \varphi M'; \quad P = \frac{i f \varrho}{\varphi} M' \quad \dots \dots \dots 62.$$

Schließlich sind die hydraulischen Bremsen zu nennen, von welchen ein Beispiel beim hydraulischen Hebebock bereits beschrieben wurde. Nicht selten werden dieselben mit den Hubcylindern von hydraulischen Hebemaschinen und Dampfkranen kombinirt²²⁾. Bei hydraulischen Hebemaschinen sind derartige Brem-

Fig. 45.

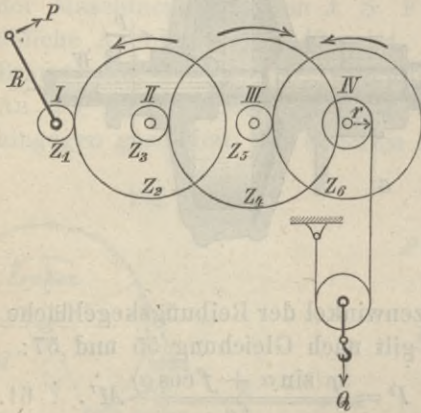


²²⁾ Vergl. Dampfkran S. 95 und Fig. 13, Taf. XIII. — Ferner Senkapparat von Florio S. 31 und Fig. 1, Taf. IV der 2. Abteilung der Baumaschinen.

sen aus naheliegenden Gründen vorteilhaft und allgemein angewendet; die Bequemlichkeit ihrer Handhabung, die leichte Regulirung mittels des Bremsventils, die Gleichmäßigkeit und Sicherheit ihrer Wirkung, ferner die gleichzeitige Dienlichkeit als Sperrwerk zum Anhalten der Last machen überhaupt einen wesentlichen Teil der Vorzüge hydraulischer Hebemascninen aus.

Aber auch bei Räderwinden kann man hydraulische Bremsen vorteilhaft anwenden, z. B. als Kapselräderwerk²³⁾ von einer Welle der Winde aus getrieben. Mittels eines leicht steuerbaren Ventils lässt sich auch hier das Senken oder Anhalten der Last reguliren bzw. bewirken. Der Antrieb derartiger Kapselräderbremsen wird zweckmäßiger Weise so eingerichtet, dass das Kapselwerk bei dem Betriebe der Winde im Sinne der Hebung der Last still steht und nur bei der rückläufigen Bewegung treibend mitgenommen wird.

Fig. 46.



§ 22. Kraft- und Geschwindigkeitsverhältnis der Räderwinden. Es möge beispielsweise eine Winde mit dreifacher Räderübersetzung und loser Rolle angenommen werden; siehe Fig. 46. Das treibende Moment sei PR , das Lastmoment Qr , Zähnezahlen des ersten Rädergetriebes $Z_1 Z_2$, des zweiten $Z_3 Z_4$, des

dritten $Z_5 Z_6$. Zunächst gilt für die reibungslose Winde:

$$\frac{P_i}{Q} = \frac{Z_1 Z_3 Z_5}{Z_2 Z_4 Z_6} \cdot \frac{r}{R} \cdot \frac{1}{2}, \dots \dots \dots 63.$$

wenn P_i die ideelle treibende Kraft bedeutet. Weil an der reibungslosen Maschine die eingeleitete (aufgewendete) Arbeit gleich der ausgeleiteten Arbeit ist, gilt (vergl. S. 4) mit Einführung der sekundlichen Geschwindigkeit v der Kurbelkraft und c der Last:

$$P_i v = Q c, \text{ also } \frac{c}{v} = \frac{P_i}{Q}$$

d. h. das Geschwindigkeitsverhältnis ist gleich dem reciproken ideellen Kraftverhältnis.

Mit Berücksichtigung der Reibungswiderstände der Räderwinde gilt für das Verhältnis der effektiven Kräfte:

$$\frac{P}{Q} = \frac{1}{\eta_1} \frac{Z_1}{Z_2} \cdot \frac{1}{\eta_2} \frac{Z_3}{Z_4} \cdot \frac{1}{\eta_3} \frac{Z_5}{Z_6} \cdot \frac{1}{\eta_4} \cdot \frac{r}{R} \cdot \frac{1}{\eta_5} \cdot \frac{1}{2} \dots \dots \dots 64.$$

- Hierin bedeutet η_1 den Wirkungsgrad des ersten Getriebes,
- η_2 den Wirkungsgrad des zweiten Getriebes,
- η_3 den Wirkungsgrad des dritten Getriebes,
- η_4 den Wirkungsgrad der Trommel,
- η_5 den Wirkungsgrad der losen Rolle.

²³⁾ Vergl. Kapselpumpen in der 1. Abteilung der Baumaschinen. Kap. III. S. 298.

Bei Winden mit zweifacher oder nur einfacher Rädertübersetzung fallen die Glieder $\frac{1}{\eta_3} \frac{Z_5}{Z_6}$ bzw. $\frac{1}{\eta_2} \frac{Z_3}{Z_4}$ fort. Ebenso entfällt bei Nichtanwendung einer losen Rolle, das Glied $\frac{1}{\eta_5} \frac{1}{2}$ oder es tritt bei Anfügung eines Flaschenzugs behufs weiterer Steigerung der Kraftübersetzung der Faktor an die Stelle, welcher je nach Art des Flaschenzugs aus den Tabellen § 10, S. 27 zu entnehmen ist.

Der Gesamtwirkungsgrad η der Winde ist gleich dem Produkte der Wirkungsgrade ihrer Einzelgetriebe, also für das gewählte allgemeine Beispiel:

$$\eta = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \eta_4 \eta_5$$

und hiernach:

$$\frac{P}{Q} = \frac{1}{\eta} \frac{Z_1}{Z_2} \frac{Z_3}{Z_4} \frac{Z_5}{Z_6} \frac{r}{R} \cdot \frac{1}{2} \dots \dots \dots 64a.$$

Nach der für die Last Q bzw. bei Anwendung loser Rolle für $Q/2$ berechneten Seilstärke oder Kettendicke bestimmt man den entsprechenden Trommelhalbmesser. Die Zähnezahlen der kleinen Antriebräder Z_1 , Z_3 und Z_5 nimmt man gewöhnlich 15 bis 10, in besonderen Fällen noch weniger, bei Dampftrieb hingegen etwa 20. Ist nun das verfügbare Antriebsmoment bzw. sind P und R gegeben, so berechnet sich das Gesamtprodukt der Zähnezahlen der großen Räder zu:

$$Z_2 Z_4 Z_6 = \frac{1}{\eta} \cdot \frac{1}{2} \cdot Z_1 Z_3 Z_5 \frac{r}{R} \frac{Q}{P}, \dots \dots \dots 65.$$

innerhalb welchen Wertes man diese Zähnezahlen in der für den speciellen Fall geeigneten Weise meistens mit Rücksicht auf annähernd gleiche Größe der großen Räder wählt. Bezüglich der Berechnung von Winden mit Schraubenräderngetrieben ist auf die 1. Abteilung dieses Werkes Kapitel II, § 13 zu verweisen.

Mittel zur Veränderung des Übersetzungsverhältnisses. Um das an der Antriebswelle verfügbare, für die Tragkraft oder Maximallast Q ausreichende Moment auch bei kleineren Lasten vorteilhaft auszunutzen, kann im allgemeinen irgend eine der sonstigen in Gleichung 64 auftretenden Größen geändert werden. Die Änderung von R , z. B. durch Verstellung des Kurbelgriffes, ist nur selten statthaft, noch weniger im allgemeinen die Veränderung von r , wofür zwar die Spiraltrommeln der Fördermaschinen wichtige Beispiele sind. Oder es wird das treibende Moment selbst geändert, bei Dampftrieb durch Anpassung des Füllungsgrades oder Drosseln des Dampfes, bei Handbetrieb durch Anstellung einer entsprechenden Zahl von Arbeitern an den Handkurbeln. Eine sehr häufig vorkommende Maßregel ist die Ausschaltung der losen Rolle beim Heben der halben oder einer geringeren Last, welche dann von demjenigen Seil- oder Kettenhaken aufgenommen wird, welcher sonst bei Benutzung der losen Rolle zum Anhängen des Seiles oder der Kette dient; vergl. z. B. Krankonstruktion Fig. 15, Taf. XIII.

Weiterhin kann bei kleineren Lasten je nach Bedarf das erste oder aber das erste und zweite Rädergetriebe ausgeschaltet und mit entsprechend geringerer Kraftübersetzung gearbeitet werden, wenn man die Antriebskurbeln auf die zweite oder dritte Welle aufsteckt, wobei durch Auskuppelung bzw. Radverschiebung dafür zu sorgen ist, dass die rückwärtigen unbenutzten Räder nicht leer mitgeschleppt werden. Dann müssen auch das Sperrwerk und die Bremsvorrichtung an dem nicht ausrückbaren, d. h. auf alle Fälle benutzten Getriebe angeordnet werden,

Man erhält hiernach als Gesamtwirkungsgrad einer Winde (ohne lose Rolle) mit Kette bei einfacher Räderübersetzung $\eta = 0,85$ bis $0,8$,
 bei doppelter Räderübersetzung $\eta = 0,65$ bis $0,7$,
 bei dreifacher Räderübersetzung $\eta = 0,65$ bis $0,6$.

Von wesentlichem Einflusse auf den Wirkungsgrad der Hebemaschinen ist die durch das Eigengewicht des Triebwerks bedingte Reibung, welche selbst beim Leergang des Triebwerks einen erheblichen Arbeitsaufwand (Leergangsarbeit) erfordert. Aus diesem Grunde ist der Wirkungsgrad ein und derselben Hebemaschine bei verschiedenen Lasten nicht konstant, sondern bei kleineren Lasten geringer.

Es ist im Interesse des Wirkungsgrades und der Haltbarkeit der Winden und sonstiger Hebemaschinen, welche hinsichtlich der Schmierung der Lager meistens stark vernachlässigt werden, die Anbringung guter Schmiervorrichtungen zu empfehlen, z. B. von Staufferbüchsen mit Schraubdeckel.

Gewöhnliche Bockwinden mit einfacher Räderübersetzung haben in der Regel bei zwei Arbeitern an der Kurbelwelle eine Tragkraft von etwa $Q = 500$ kg, bei vier Arbeitern von $Q = 1000$ kg.

Für die Prüfung der Winden auf Tragfähigkeit gibt Tilp²⁴⁾ folgende Vorschriften:

- 1) Heben einer Last gleich 1,2 der Normallast (Tragkraft).
- 2) Halten der Last in gehobener Stellung 24 Stunden lang.
- 3) Langsames Niederlassen mit Benutzung der Handkurbeln.
- 4) Heben der Last und langsames Niederlassen mittels der Bremse.
- 5) Abermaliges Heben, schnelles Niederlassen mit der Bremse und öfteres schnelles Anhalten.

Letzteres soll erst mit der Bremse und dann erst mit der Sperrklinke erfolgen. Nach der Probe sollte die Kette noch im rotglühenden Zustande nachgesehen werden; vergl. S. 15.

§ 23. Gewöhnliche Räderwinden. Als gewöhnliche Räderwinden werden die noch vor einigen Jahrzehnten fast ausschließlich gebräuchlich gewesen, aber auch jetzt noch häufig verwendeten Winden verstanden, welche mit besonderem Sperrwerk und besonderer Bremsvorrichtung ausgerüstet sind. Ihre Betriebsweise ist etwas umständlich und nicht ohne Gefahr, wie nach der Beschreibung einer derartigen Windenkonstruktion sogleich gezeigt werden soll.

Winde mit doppelter Räderübersetzung aus der Mannheimer Maschinenfabrik (Mohr und Federhaff), siehe Fig. 6 u. 7, Taf. XI. Von den Handkurbeln K_1 und K_2 aus erfolgt die Bewegungsübertragung auf die Seiltrommel T mittels zweier Rädergetriebe $Z_1 Z_2$ und $Z_3 Z_4$. Auf der Welle der Räder $Z_2 Z_3$ (Vorgelegwelle) ist außerhalb des Gestelles das Sperrrad S angeordnet, in welches die Sperrklinke s eingreift. Auf derselben Welle befindet sich die Bremsscheibe B , deren Bremsband b einerseits mittels des um die obere Verbindungsstange drehbaren Bremshebels H gefasst wird, mit dem anderen Ende aber an derselben Verbindungsstange befestigt ist. Auf der Kurbelwelle sitzt außer dem Rade Z_1 für den Betrieb der zweifachen Räderübersetzung noch ein Rad Z_0 , welches für den Eingriff in das Rad Z_4 bzw. zum Arbeiten mit einfacher Räderübersetzung

²⁴⁾ E. Tilp. Handbuch der Bedingungen für Leistungen und Lieferungen im Eisenbahnwesen. Wien 1876.

bestimmt ist, vergl. Fig. 47, S. 60. In der aus Fig. 6 ersichtlichen, durch die zwischen Anläufe greifende Stellfalle gesicherten Stellung der Kurbelwelle sind beide Räder Z_1 und Z_0 außer Eingriff. Je nach Erfordern kann Z_1 oder Z_0 in Eingriff gerückt und die Kurbelwelle in der jedesmaligen Lage mittels der Stellfalle wiederum gegen Verschiebung gehalten werden. Die mittlere Lage bezw. Ausrücklage der Kurbelwelle wird stets beim Niederlassen der Last mittels Bremse benötigt, um das rasche Rückwärtsdrehen der Handkurbeln, welches für die in der Nähe befindlichen Arbeiter gefährlich ist, zu vermeiden.

Die Betriebsweise derartiger Winden alten Systems ist nun folgende:

1. Bereitschaft zum Heben: Kurbelwelle eingerückt, Sperrklinke anliegend, Bremse gelöst. Zu letzterem Zwecke muss der Bremshebel in der Ausrücklage abgestützt sein, damit er nicht durch sein Eigengewicht die Bremse anspannt.

2. Heben. Beim Vorwärtsdrehen der Kurbel im Sinne des Hebens der Last gleitet die Sperrklinke wirkungslos über die Zähne des Sperrrades.

3. Das Anhalten bezw. Festhalten der Last tritt beim Loslassen der Kurbeln ohne weiteres ein, indem die Sperrklinke sich stützend gegen das Sperrrad legt. Die Bremse bleibt gelöst.

4. Senken der Last.

a) Senken durch Rückwärtsdrehen der Handkurbeln. Die Arbeiter an den Kurbeln leisten hierbei mit ihrem passiven Widerstande eine mechanische Arbeit, welche gleich der Senkungsarbeit der Last minus Reibungsarbeit im Windengetriebe ist. Die Sperrklinke muss ausgelegt sein. Bei der Bewegung von Lasten auf geringe Höhendifferenz, beim Abladen oder Versetzen von Bauteilen ist dies Verfahren wegen der sicheren Beherrschung der Last zweckmäßig, hingegen für Herababförderung derselben auf größere Tiefen doch zu zeitraubend und unnötig anstrengend und es empfiehlt sich in letzterem Falle die Anwendung der Bremse.

b) Senken mit der Bremse.

Erstens: Drehen der Kurbel im Sinne des Hebens der Last ein wenig, und zwar um soviel vorwärts, dass die zunächst am Sperrrad stützend anliegende Sperrklinke druckfrei wird.

Zweitens: Anspannen der Bremse in dem für das Halten der Last erforderlichen Maße.

Drittens: Ausrücken der Kurbelwelle.

Viertens: Auslegen der Sperrklinke.

Fünftens: Senken der Last bei entsprechender Lösung der Bremse, so dass das Lastmoment größer ist als das Bremsmoment.

Sechstens: Anhalten der Last durch stärkeres Anspannen der Bremse. Die Last kommt zur Ruhe, sobald die vermöge der Senkgeschwindigkeit ihr inwohnende lebendige Kraft durch den Überschuss von Bremsarbeit über die Senkungsarbeit der Last aufgezehrt ist.

Siebtens: Wiedereinlegen der Sperrklinke und Lösen der Bremse, sodass die Last durch das Sperrwerk gehalten wird.

Das Einwerfen der Klinke während der raschen Abwärtsbewegung der Last ist nicht statthaft, weil die Sperrradzähne infolge des Stoßes abbrechen können.

5. Abermaliges Heben der Last kann nach Einrückung der Kurbelwelle mit Anwendung der Kurbel ohne weiteres geschehen.

Die gehörige Verwendung derartiger Winden erfordert demnach die Handhabung von vier verschiedenen Maschinenteilen: Kurbel, Sperrklinke, Stellfalle, Bremshebel. Irrtümer und Unfälle kommen hierbei nicht selten vor, insbesondere bei dem Übergang von der Sperrradstützung zur Bremsstützung der Last. Aus diesen Gründen sind in der Neuzeit zahlreiche Windenkonstruktionen aufgekomen, welche in einfacherer Weise zu handhaben sind, wie in den späteren Paragraphen dieses Kapitels gezeigt wird.

§ 24. Verschiedene Winden gewöhnlichen Systems. Die nachstehend beschriebenen Winden beruhen im wesentlichen auf der vorbeschriebenen Kombination der Hauptorgane und erfordern dieselbe Bedienungsweise.

Mauerwinde der Mannheimer Maschinenfabrik; Fig. 21 u. 22, Taf. XI. Diese Winde mit bügelförmigem Gestelle G ist mit einfachem Vorgelege versehen. Die Brems Scheibe B einer gewöhnlichen Bandbremse und das Sperrrad S sind auf der Trommelwelle w_2 angebracht. Die zum Aufstecken der Handkurbel mit einem Vierkant versehene Kurbelwelle lässt sich verschieben und mittels Stellfalle einstellen, um das Zahnradgetriebe in oder außer Eingriff zu bringen, je nachdem die Last gehoben oder mit Anwendung der Bremse niedergelassen werden soll. Dieser Ausrückung bedient man sich auch dann, wenn behufs besserer Ausnutzung der Kraft des Arbeiters kleinere Lasten mit entsprechend größerer Geschwindigkeit gehoben werden sollen, indem man die Kurbel direkt auf der Trommelwelle benutzt.

Damit man beim Heben der Last nicht den Reibungswiderstand zu überwinden hat, welcher an der durch das Eigengewicht des Bremshebels angespannten Bremse auftreten würde, wird die Bremse durch Aufhängen des Bremshebels gelöst. Die Handhabung der hierzu dienlichen Kette, vor allem aber die getrennte Anordnung von Sperrrad und Bremse macht für die Bedienung der Winde verschiedene Handgriffe nötig und erfordert einen vorsichtigen Arbeiter, um die in § 23 hervorgehobenen Gefahren zu vermeiden.

Winde mit Galle'scher Kette; Fig. 20, Taf. XI. Die mit einfachem Zahnradvorgelege $Z_1 Z_2$ ausgerüstete Konsolwinde besitzt ein Kettenzahnrad mit 8 Zähnen, welchem die Kette k mittels einer gezahnten Führungsrolle Z_0 zugeführt wird. Letztere ist größer als das Krafrad, bei der dargestellten Winde mit 16 Zähnen ausgeführt, um den Reibungswiderstand zu vermindern. Bei einer Last von 1000 kg genügt an jeder Kurbel ein Druck von etwa 14 kg.

Den selbstthätigen Lastniedergang verhindert das auf der Kurbelwelle sitzende, durch den Sperrhaken s abgestützte Sperrrad S . Die Regelung der Lastsenkung geschieht durch eine Differentialbandbremse. Um die Lastsenkung zu ermöglichen, ist es erforderlich, nachdem die Bremse angezogen worden, die Sperrklinke auszulösen. Der Gesamtwirkungsgrad dieser Winde wird zu etwa 0,85 angegeben. Das Windengestell G ist zur Befestigung an einem Pfosten geeignet.

Reibungswinde; Fig. 24 u. 25, Taf. XII. Die Anwendung von Reibungswinden empfiehlt sich vor allem da, wo große und wechselnde Seillängen aufzuwinden sind. Infolge der wiederholten Umschlingung der beiden in gleichem Sinne umlaufenden Friktionstrommeln wird das Lastseil bei geringer Spannung des ablaufenden Trums durch die Reibung festgehalten. Die Führungsrinnen der um eine halbe Rinnenbreite versetzt angeordneten Trommeln T und T' sichern die richtige Führung des Seiles. Wie aus der Figur ersichtlich ist, erfolgt der Antrieb der beiden Friktionstrommeln von der Kurbelwelle w_1 aus mittels eines dreifachen

Zahnrädervorgeleges: $Z_1 Z_2$, $Z_3 Z_4$ und $Z_5 Z_6$ bzw. Z_6' . Die Verschiebbarkeit der ersten Welle w_1 gestattet das erste Vorgelege $Z_1 Z_2$ auszuschalten und nur mit doppeltem Vorgelege zu arbeiten. Zu diesem Zwecke sind auch die Handkurbeln von w_1 abzunehmen und auf die Vierkante der zweiten Welle w_2 , auf welcher auch die Bremsscheibe B angebracht ist, aufzustecken. Ein getrennt von der Bremse angeordnetes Sperrrad nebst Sperrklinke hindert den selbstthätigen Rücklauf der Last.

Bezeichnet

Q die Last,

t die Spannungskraft des ablaufenden Seiltrums,

α den gesamten Umschlingungswinkel,

f den Reibungskoeffizienten,

so gilt (vergl. Formel 52, S. 47):

$$t = \frac{Q}{e^{f\alpha}}.$$

Mit i die Anzahl der treibend wirkenden halbkreisförmigen Seilanlagen an den Friktionstrommeln bezeichnet, ist zu setzen $\alpha = i \cdot \pi$, und man erhält bei

$$\begin{array}{cccccccc} i \cong & 4 & 5 & 6 & 7 & 8 & 9 & 10 \\ \frac{t}{Q} \cong & \frac{1}{23} & \frac{1}{30} & \frac{1}{40} & \frac{1}{54} & \frac{1}{75} & \frac{1}{100} & \frac{1}{130} \end{array}$$

Man hat also beispielsweise bei fünfmaliger Umschlingung jeder Trommel bzw. $i = 10$ für $Q = 5000$ kg den am ablaufenden Seile auszübenden Zug $t = 2$ kg. Dies ist eine so geringe Kraft, dass das Eigengewicht des herabhängenden Seiles genügt und ein Nachziehen des Seiles von Hand erspart werden kann.

Die Belastung der Trommelaxzapfen würde durch die Summe aller Seilspannungen sehr groß ausfallen. Um die daraus resultierende große Zapfenreibung zu vermeiden, sind zwischen den Trommelrändern cylindrische Entlastungsscheiben, deren Durchmesser mit den Teilkreisen der auf gleicher Axe befindlichen Zahnräder übereinstimmen, angeordnet; durch dieselben werden die Seilspannungen aufgefangen, sodass rollende Reibung stattfindet. Immerhin ist bei Verwendung von Seilen wegen der großen Steifigkeitswiderstände der Wirkungsgrad derartiger Winden sehr gering, etwa zu 0,3 bis höchstens 0,6 zu veranschlagen.

§ 25. Sicherheitskurbel von Gauhe; Fig. 21 u. 23, Taf. XII. Um vor dem Lastniedergang die Kurbel K auslösen zu können, damit dieselbe an der raschen Rückwärtsdrehung nicht teilnimmt, ist dieselbe drehbar auf einem cylindrischen Nabenansatz der Mitnehmerscheibe M angeordnet, die fest auf einem Vierkant der Kurbelwelle sitzt und auf einem zweiten Nabenansatz das mit der Kurbel durch zwei Stehbolzen verbundene Sperrrad S trägt. Beim Aufwinden der Last vereinigt man Kurbel und Mitnehmerscheibe durch die Kuppelungsklinke m und die Zähne des Sperrrades gleiten unter der Sperrklinke fort. Soll die Last gesenkt werden, so hebt man die Kuppelungsklinke m aus der Mitnehmerscheibe aus, nachdem zuvor die auf der Kurbelwelle angeordnete gewöhnliche Bandbremse angezogen worden ist. Durch entsprechende Lüftung der Bremse erfolgt dann das Senken der Last bei stillstehender Kurbel, da dieselbe ausgekuppelt ist und ein Mitnehmen durch Reibung durch den Sperrkegel s verhindert wird. Will man die Last schwebend erhalten, ohne die Bremse fortgesetzt anzuziehen, so legt man die

Kuppelungsklinke m wieder in die Mitnehmerscheibe ein. Der Vorzug dieser Einrichtung besteht also darin, dass das gefährliche Rückwärtsdrehen der Kurbel beim Senken der Last vermieden ist, ohne die Kurbelwelle verschieben zu müssen.

Die Benutzung dieser Sicherheitskurbel ist immerhin nicht sehr bequem. Die Auslösung der Kuppelungsklinke m kann, wie aus Fig. 22 ersichtlich, nicht in jeder Kurbelstellung erfolgen, sondern man muss darauf achten, dass die Bremse in einer Stellung der Kurbel festgespannt wird, bei welcher die Sperrklinke s nicht an dem mit der Kurbel verbundenen Sperrrad stützend anliegt, also die Rückwärtsdrehung der Kurbel gestattet, bis die Klinke m ausgehoben werden kann.

Da nur die Kurbel, nicht auch die Kurbelwelle beim Lastniedergang still steht, so würde die Anbringung einer zweiten Kurbel ebenfalls die Verwendung einer derartigen Vorrichtung erfordern. Aufwinden, Festhalten und Senken der Last erheischen mehrere Manipulationen; um die Last heben oder senken zu können, müssen gleichzeitig die Kuppelungsklinke und die Bremse bezw. Kurbel bedient werden. Wird die Kuppelungsklinke ausgelöst, ohne dass man die Bremse angezogen hält, so stürzt die Last herab; die Verwendung erfordert mithin besondere Aufmerksamkeit des Arbeiters.

§ 26. Schützenwinden. Bei diesen Winden fällt die Bremse fort; nicht selten, besonders wenn das Schützenbrett festgefroren ist, muss der Niedergang desselben treibend bewirkt werden.

Schützenwinde mit Zahnradervorgelege; Fig. 10 bis 11, Taf. XI. Von der Kurbel K aus wird mittels des Vorgeleges $Z_1 Z_2$ das in die Zahnstange Z_4 eingreifende kleine Zahnrad Z_3 in Umdrehung versetzt und die Zahnstange gehoben oder gesenkt. Eine lose auf der Kurbelwelle sitzende Führungsrolle R in Höhe des Zahnrades Z_3 stützt die Zahnstange behufs Erhaltung des richtigen Eingriffs. Übrigens ist das Zahnrad Z_3 sowohl zur Erhöhung der Festigkeit seiner Zähne als auch zum Zwecke der seitlichen Führung der Zahnstange mit scheibenartigen Angüssen versehen. Das Sperrrad S ist auf der Kurbelwelle befestigt, die Sperrklinke drehbar auf der folgenden Welle angeordnet. Beim Heben der Schütze gleiten die Sperrradzähne unter der Sperrklinke fort. Soll die Schütze herabgelassen werden, so ist die Sperrklinke auszuheben und an der Kurbel ein entsprechender Gegendruck auszuüben.

Schützenwinde mit Schneckenradgetriebe; Fig. 14 bis 16, Taf. XI. Die mittels der Handkurbel K gedrehte Schraube Z_1 greift in das Schneckenrad Z_2 ein, auf dessen Welle das die Zahnstange treibende kleine Zahnrad Z_3 aufgekeilt ist. Die Zahnstange Z_4 fasst unten an der zu hebenden Schütze S an, während sie oben ihre Führung durch die Rolle R erhält.

Das Festhalten der Last geschieht durch das selbstsperrende Schraubengetriebe zwar auf Kosten des Wirkungsgrades beim Heben, doch ist bei derartigen Winden, welche selten betrieben werden, die Einfachheit der Konstruktion maßgebend. Berechnung der Schraubenrädernetriebe siehe: 1. Abteilung dieses Werkes, Kap. II, § 13.

§ 27. Winden mit Lösungsbremse. Die Winden mit Lösungsbremse zeigen eine Vereinfachung im Betriebe, indem die Handhabung der Sperrklinke fortfällt.

Bei der Lösungsbremse, auch Sperrradbremse genannt, Fig. 1 u. 2, Taf. XII, ist das außen verzahnte Sperrrad fest auf der Kurbelwelle, während die drei Sperrklinken s tragende Bremscheibe auf der beiderseits verlängerten Nabe

des Sperrrades lose angeordnet ist. Mittels einer Differentialbremse, deren Hebel H mit einem für die Maximallast der Hebemaschine ausreichenden Spannungsgewichte versehen ist, wird die Bremsscheibe festgehalten.

Die Sperrklinken sind behufs Ausbalancierung rückwärts verlängert und werden hier von Federn erfasst, welche in allen Drehlagen derselben den Kontakt mit dem Sperrrade sichern.

Diese Einrichtung kann auf irgend einer Welle der Hebemaschine angebracht werden.

Beim Heben der Last gleiten die Sperrklinken wirkungslos über die Zähne des Sperrrades, indem die Bremsscheibe feststeht. Lässt man die Handkurbeln der Winde los, so wird die Last durch die Sperrvorrichtung festgehalten, indem die hinreichend angespannte Bremse Rückwärtsdrehung der Sperrklinken mit der Bremsscheibe verhindert. Ein Vorteil gegenüber den Winden gewöhnlichen Systems ergibt sich schon hier durch den Umstand, dass heftige Stöße des Sperrrades gegen die Sperrklinken vermieden werden, indem die Stützkraft derselben durch das Maß der Anspannung der Bremse begrenzt ist. Ein weiterer Vorzug besteht darin, dass die Sperrklinken beim Senken der Last nicht und überhaupt niemals ausgelegt werden. Die an der Hebemaschine hängende Last wird stets ohne weiteres abgestützt, wenn man das Hebemaschinenge triebe nur los- bzw. sich selbst überlässt.

Beim Senken der Last ist lediglich durch mäßiges Anheben des Bremshebels die Anspannung der Bremse soweit zu vermindern, dass das Bremsmoment kleiner wird als das Lastmoment, somit ein mehr oder weniger großer Teil der Senkungsarbeit der Last zur Beschleunigung ihres Niederganges dient. Soll die Last angehalten werden, so braucht man nur den Bremshebel fallen zu lassen und die Last kommt zur Ruhe, sobald ihre lebendige Kraft durch den Überschuss von Bremsarbeit aufgezehrt ist.

Behufs gänzlicher Vermeidung der Stoßwirkung, welche auch bei diesen Winden durch plötzliches Eintreten des vollen Bremsmomentes bedingt würde, empfiehlt es sich, den Bremshebel langsam niederzulassen, sodass das Bremsmoment nur allmählich bis zu seinem maximalen Werte bei gänzlich losgelassenem Bremshebel anwächst. Ferner soll aus gleichem Grunde das Bremsmoment überhaupt nur einen geringen Überschuss über das Lastmoment haben.

Auch hier ist die Ausrückung der Kurbelwelle vor dem Senken der Last zu empfehlen; im Vergleich zu den Winden gewöhnlichen Systems ist aber die Handhabung der Winden mit Lösungsbremse wesentlich einfacher und sicherer gegen etwaiges Herabfallen der Last, sicherer insbesondere auch wegen der Vermeidung der starken Stöße, welche sonst beim Anhalten der Last durch plötzliches Einwerfen der Sperrklinke nicht selten vorkommen.

Weniger günstig erscheint die hier dargestellte Anordnung mit Hinsicht darauf, dass der ganze Bremsdruck auf das Sperrrad und die Kurbelwelle übertragen wird, wodurch beim Heben der Last sowohl an der Nabe des Sperrrades als auch an den Kurbelzapfen eine nicht geringe Zapfenreibung verursacht wird.

Sperrradbremse von Henkel; Fig. 21, Taf. XII. Die mit ihrer Nabe lose auf der Kurbelwelle bzw. einer zapfenförmigen Verlängerung des Gestellauges sitzende Bremsscheibe ist hier innen verzahnt und durch eine Bandbremse mit Gewichtshebel festgebremst. In der Höhlung des Sperrrades S rotirt der auf die Kurbelwelle aufgekeilte Sperrklinkenträger, welcher, um einen Zapfen drehbar

und durch eine Blattfeder beständig zum Eingriff in das Sperrrad gezwungen, die Sperrklinke s trägt. Beim Lastheben gleitet die Sperrklinke über die Zähne des festgehaltenen Sperrrades hin, der Lastniedergang wird aber sofort durch den Eingriff der Sperrklinke selbstthätig verhindert und soll die Last gesenkt werden, so hat man die Bremse nur entsprechend zu lüften.

Zu dem Zwecke der Milderung von Stößen beim Anhalten der Last dient auch Bourgougnon's Kegelbremse; Fig. 3, Taf. XII. Dieselbe ist mit einer Lösungsbremse versehen, bestehend aus der auf der Welle w drehbar angeordneten Bremsscheibe B und dem Bremsbackenbande. Die Bremsscheibe ist innen als Hohlkegel gestaltet, in welchen ein ebenfalls um w drehbarer Kuppelungskegel S eingreift, der durch seine schraubenförmige Klauenkuppelung mit dem auf derselben Welle sitzenden Zahnrad z_1 in Eingriff steht. Bei einer Drehung des Zahnrades im Sinne der Lasthebung nimmt dasselbe den Kuppelungskegel S durch die Klauenkuppelung mit herum und verschiebt ihn vermöge der Schraubenform der Klauenmitnehmerfläche ein wenig, sodaß ein Schleifen an der festgehaltenen Bremsscheibe nicht stattfindet. Sobald jedoch Rückwärtsdrehung der Welle durch die Last angestrebt wird, presst die Klauenkuppelung mittels ihrer anderen Schraubenflächen den Kegel S in die Hohlkegelfläche der Bremsscheibe B , die Rückwärtsdrehung von Z_1 wird durch die Kegelreibung verhindert und die Last bleibt schwebend. Soll die Last herabgelassen werden, so ist die Bremse entsprechend zu lüften. Wie aus der Anordnung ersichtlich, geschieht das Festhalten der Last nicht plötzlich, sondern vermöge der Wirkungsweise der Schraubenflächen und der auf mäßiges Bremsmoment gespannten Bremse allmählich, sodass starke Stöße in dem Getriebe vermieden werden.

Der Vergleich dieser Konstruktion mit den zuerst beschriebenen Lösungsbremsen zeigt, dass hier das Zahngesperre durch ein Reibungsgesperre, nämlich die durch die Last selbst und proportional derselben angepresste Reibungskuppelung ersetzt ist.

Frankfurter Bauwinde mit Drahtseil; Fig. 3, Taf. XI. Die Trommel T erhält ihre Drehung von der Kurbel K aus mittels eines einfachen Zahnradvorgeleges $Z_1 Z_2$. Ein drittes Zahnrad Z_0 steht im Eingriff mit Z_2 lediglich zum Betriebe der Bremsscheibe B , gegen welche der Bremsklotz b mittels eines auf horizontaler Axe drehbaren Hebels H mit dem Fuße gepresst wird. Durch Anwendung genügend starken Druckes kann die Last schwebend erhalten, durch Verminderung der Bremswirkung die Last rasch niedergelassen werden; zuvor rückt man die Kurbelwelle aus. Eine besondere Sperrvorrichtung ist hier nicht vorhanden; als solche muss die Bremse dienen. Als ein Nachteil dieser Anordnung mag der Umstand erscheinen, dass es einer beständigen Ausübung des Anpressungsdruckes an der Bremse bedarf, um die Last festzuhalten. Sobald der Arbeiter die Bremsung versäumt, stürzt die Last frei herab, falls er nicht an der Kurbel einen entsprechenden Gegendruck ausübt; andererseits ist aber die Benutzungsweise einfach und bietet bei häufig vorkommenden kleineren Lasten eine der Leistungsfähigkeit zu gute kommende Erleichterung im Betriebe der Winde.

Kölle's Aufzug mit Riffelscheibenbremse; Fig. 1 u. 2, Taf. XI. Die Lasttrommel T sitzt lose auf ihrer Axe und trägt an der einen Stirnfläche Riffelungen von Keilprofil, welche mittels Schraube und Handrad H in eine entsprechende, an dem großen Zahnrad Z_2 vorhandene Riffelscheibe gepresst wer-

den können. Sind Trommel und Zahnrad durch die Riffelscheibenkuppelung verbunden, so wirkt die Einrichtung als gewöhnliche Zahnräderwinde mit einem Vorgelege; die Sperrklinke s stützt das auf der Kurbelwelle w sitzende Sperrrad S in der Richtung des Lastniederganges ab, ohne den Lastaufgang zu hindern. Soll die Last gesenkt werden, so verringert man durch Lösen der Schraube den Reibungswiderstand der nun als Bremse wirkenden Riffelscheibenkuppelung in dem Maße, als die gewünschte Senkgeschwindigkeit der Last dies erfordert.

Gegenüber den bisher beschriebenen Winden mit Lösungsbremse bietet diese Anordnung den Vorteil, dass ein Rückwärtsdrehen der Kurbelwelle beim Senken der Last überhaupt nicht stattfindet; die Kurbelwelle braucht nicht ausgerückt zu werden und die Sperrklinke bleibt stets in Anlage.

Zum Anhalten der sinkenden Last ist es allerdings erforderlich, die Trommel mit dem benachbarten Zahnrad durch Anziehen der Schraube mittels des Handrades H wieder festzukuppeln, was unter Umständen nicht rasch genug geschieht. Es lassen sich aber derartige Winden ohne Schwierigkeit so bauen, dass ähnlich wie bei den vorher beschriebenen Lösungsbremsen die erforderliche Anspannung mittels eines Gewichtshebels oder einer anderen Vorrichtung geschieht, welche bloß losgelassen zu werden braucht, um die sinkende Last zum Stillstand zu bringen.

§ 28. Sicherheitswinden. Unter diesem Namen werden hier die zahlreichen Windensysteme zusammengefasst, in welchen eine weitere Vereinfachung der Betriebsweise dahin erreicht ist, dass man die zum Heben der Last dienende Kurbel behufs Senkens der Last ohne weiteres auch zum Lösen der Bremse benutzen kann, während das Anhalten der Last wie bei den vorbeschriebenen Winden mit Lösungsbremse erfolgt, sobald man die Kurbel loslässt. Die hierzu erforderliche eigenartige Kombination des Kurbelantriebs mit dem Sperrwerk und der Bremse wird häufig als zusammenhängende Konstruktion unter dem Namen Sicherheitskurbel ausgeführt, welche ohne Schwierigkeit an bestehenden Winden angebracht, d. h. statt der gewöhnlichen Kurbel auf der Antriebswelle befestigt werden kann. Indem die Winde im übrigen nur als Getriebe zur Lastbewegung zu dienen hat, entfallen weitere Sperr- und Bremsvorrichtungen vollständig, bezw. diese sind an bestehenden Winden alten Systems gänzlich zu beseitigen oder durch Wegnahme von Sperrklinke und Bremsband wenigstens außer Wirkung zu setzen.

Bei Sicherheitswinden mit Elementarbetrieb bleibt die Einrichtung im wesentlichen die gleiche; auch lässt sich dieselbe an einer beliebigen Welle des Windengetriebes anbringen.

Duisburger Sicherheitskurbel; Fig. 36 u. 37, Taf. XII. Die Kurbelwelle trägt die Bremscheibe B einer Bandbremse, auf welcher das durch eine am Gestell befestigte Sperrklinke s abgestützte Sperrrad S drehbar angeordnet ist. Die Kurbel K , um einen Zapfen z drehbar an dem Sperrrade angebracht, setzt sich in einem kürzeren Hebel k_1 fort, an welchem das eine Ende des um B geschlungenen Bremsbandes angreift. Das andere Ende des letzteren ist an dem Sperrrade befestigt. Eine Spiralfeder F hält mittels eines zweiten mit der Kurbel verbundenen Hebels k_2 die Bremse gespannt. Dreht man die Kurbel nach rechts herum, so vermehrt der Kurbeldruck die Bremsbandspannung, sodass Kurbel, Sperrrad und Bremscheibe sich gemeinsam drehen und durch das Vorgelege die Drehbewegung auf die Lasttrommel übertragen wird, während die Zähne des Sperrrades

ungehindert unter der Sperrklinke hingleiten. Hört der Druck an der Kurbel auf, so stützt die Sperrklinke das Sperrrad und damit auch die Bremsscheibe, welche durch die mittels der Federspannung erzeugte Bremsreibung gehalten wird, und damit weiterhin auch die Lasttrommel ab, die Last bleibt schweben.

Soll die Last gesenkt werden, so genügt eine geringe Rückwärtsdrehung der Kurbel, um die Bremse zu lösen bzw. deren Reibungsmoment nach Bedarf zu vermindern. Im übrigen bleibt die Kurbel bei der Abwärtsbewegung der Last stehen. Somit werden alle mit dem schnellen Rückwärtsdrehen der Kurbel verbundenen Nachteile und Gefahren, insbesondere aber der bei den gewöhnlichen Windensystemen erforderliche Wechsel von Handgriffen vermieden, indem alle Operationen lediglich mittels des Kurbelgriffs ausgeführt werden.

Stegmeyer's Sicherheitskurbel, Fig. 12 bis 17, Taf. XII, ist in der Anordnung der wesentlichen Bestandteile und der Wirkungsweise mit der Duisburger übereinstimmend. Auf der Kurbelwelle w ist die Bremsscheibe B fest aufgekeilt, auf deren Nabe ein an ihrem Umfange mit Bolzen für eine gabelförmig angreifende Sperrklinke versehenes Blechscheibenpaar $S_1 S_2$ drehbar sitzt. Ihre Centrierung erfolgt durch drei Führungsbacken A , B und C , deren Gestalt genauer aus Fig. 16 u. 17 ersichtlich und von denen der Backen C durch eine Schraube in radialer Richtung nachstellbar ist. Im Sperrrade $S_1 S_2$ befindet sich die bewegliche Kurbelaxe k , durch deren Drehung beim Treiben der Kurbel im Sinne der Hebung der Last ein Brems- bzw. Keilstück ab (vergl. Fig. 12 u. 14), das mit einem Zahn in einen sektorförmigen Ausschnitt der Kurbelaxe greift, zwischen letztere und die Bremsscheibe B festgeklemmt wird. Durch Drehung der Kurbel wird also das scheibenförmige Sperrrad mit der Bremsscheibe gekuppelt und beim Weiterdrehen die Last gehoben. Lässt man die Kurbel los, so bleibt die Last schweben, da das Sperrrad $S_1 S_2$ durch eine am Gestelle befestigte Sperrklinke gestützt wird und die Kuppelung derselben mit der Bremsscheibe fortbesteht, indem durch eine unten an der Verlängerung der Kurbel angebrachte Feder F ein zufälliges Zurückdrehen der Kurbel und damit ein Auslösen des Bremsstückes a verhindert wird.

Soll die Last gesenkt werden, so hat man nur nötig, durch geringe Rückwärtsdrehung der Kurbel den Federdruck zu überwinden und so das Bremsstück auszulösen. Die Regelung der Senkgeschwindigkeit erfolgt durch stärkeres oder schwächeres Rückwärtsdrehen der Kurbel. Wird die Kurbel losgelassen, so kommt die sinkende Last wieder zur Ruhe und wird vermöge der stets disponiblen Sperrung schwebend erhalten.

Durch Umstecken der Feder F lässt sich jede Kurbel für Links- und Rechtsdrehung brauchbar einrichten.

Weston's Winde mit Lamellenbremse; Fig. 34, Taf. XII. Die wesentlichen Teile der Winde zeigen hier denselben Zusammenhang wie bei der Duisburger Sicherheitskurbel und die Wirkungs- bzw. Benutzungsweise ist die gleiche. Statt der Bandbremse ist hier eine Lamellenbremse verwendet. Zahnrädergetriebe sind bei der hier dargestellten, für kleinere Lasten dienlichen Winde nicht vorhanden, sondern es wird das treibende Moment am Handrade H der konaxialen Lasttrommel ohne weiteres Übersetzungsgetriebe mitgeteilt; doch lässt sich diese Konstruktion auch an Winden mit Räderübersetzung an irgend einer Welle zweckmäßig anordnen.

Dreht man behufs Lasthebung das Handrad nach rechts herum, so schraubt sich dasselbe auf der Schraubenspindel gegen die Trommel hin, presst die auf einem vierkantigen Teile der Trommelwelle w verschiebbaren Lamellen fest gegen die an der Trommel verschiebbar aber undrehbar angebrachten Lamellen, sodass Handrad, Bremse und Trommel durch die Reibung der Lamellen gekuppelt sind und durch eine weitere Rechtsdrehung die Last gehoben wird, während das auf der Trommelwelle festgekeilte Sperrrad S mit seinen Zähnen unter der Sperrklinke fortleitet. Hört der Zug am Handrade H auf, so bleibt dieses stehen, die Schraubenreibung hält die Bremse festgespannt und, da die Sperrklinke das Sperrrad abstützt, bleibt die Last schweben. Soll sie herabgelassen werden, so bewirkt man durch entgegengesetzten Zug an dem Handrade eine Verminderung des Bremsdruckes in dem Maße, als die Senkgeschwindigkeit dies erfordert. Ein Zug im Sinne der Lasthebung hingegen stellt die Last jederzeit wieder fest.

§ 29. **Sicherheitswinde von Briegleb, Hansen & Co. in Gotha; Fig. 4 bis 10, Taf. XII.** Bei dieser bewährten und sehr verbreiteten Winde findet wie bei der Duisburger Sicherheitskurbel die Kraftübertragung von der Handkurbel nach der Lastwelle hin mittels einer als Reibungskuppelung dienenden Bremse statt; das Loslassen der Kurbel hat das Anhalten der Last, eine geringe Rückwärtsdrehung derselben hingegen das Sinken zur Folge. Eigentümlich ist bei dieser Winde die Verwendung einer Druckringbremse und einer Kettennuss. Die genannte Bremse wird durch die auf ihrer Innenseite cylindrisch ausgedrehte Trommel R und den federnd gegen dieselbe gespannten Druckring d gebildet; siehe Fig. 4. Derselbe ist aus Federstahl hergestellt und mit Leder bekleidet. Die Kettennuss ist in Fig. 7 u. 8 besonders dargestellt; sie wird zweckmäßig aus Hartguss hergestellt und ist, wie aus den Fig. 4 u. 6 ersichtlich, durch sektorförmige Klauen mit der scheibenartig gebildeten Nabe des auf der gleichen Welle sitzenden Zahnrades Z_2 gekuppelt, sodass man bei starker Abnutzung der Kettennuss ein Ersatzexemplar bequem aufstecken kann. Die Kraftübersetzung geschieht mittels des Stirnräderpaars $Z_1 Z_2$.

Von der nun nach den Fig. 4 bis 6 u. 9 specieller zu beschreibenden Winde bildet die in Fig. 10 dargestellte Bremse eine besondere Ausführung, auf welche später besonders eingegangen werden soll.

Die in Fig. 6 weggelassene Handkurbel wird lose auf die Sperrradwelle w aufgesteckt, um mittels klauenförmiger Vorsprünge ihrer Nabe mit der gleichfalls klauenförmig endigenden hohlen gusseisernen Welle k gekuppelt zu werden, welche an ihrem anderen prismatisch bearbeiteten Ende den Mitnehmer a (siehe auch Fig. 4) trägt. Dieser Mitnehmer a legt sich beim Vorwärtsdrehen der Kurbel an den Vorsprung b der auf der Sperrradwelle w festgekeilten Scheibe B , diese mit in Umdrehung versetzend, welche übrigens den auf seiner Außenseite mit Leder bekleideten Spannring d , damit aber auch die anliegende Bremstrommel R und weiterhin das Zahnrad Z_1 mitnimmt, sodass bei negativem Drehsinn des Rades Z_2 die Hebung der Last erfolgt.

Es möge hier gleich noch bemerkt werden, dass der entlastete Kettenstrang vermöge seines Eigengewichtes durch das gusseiserne Führungsstück C herausgleitet und durch den nachstellbaren Abweiser d verhindert wird, der Kettennuss etwa nach der Anlaufstelle der Kette hin zu folgen. Damit bei verschiedenen Aufstellungsweisen der Winde und beliebiger Richtung des Lastkettenstrangs der

Ketteneingriff an einem genügenden Teile des Umfangs der Kettennuss gesichert werden kann, ist das Führungsstück *C*, siehe Fig. 6, drehbar im Windengestelle *G* angeordnet und lässt sich in der geeigneten Stellung am Gestelle festschrauben.

Indem die Scheibe *B*, wie bereits bemerkt, auf der Sperrradwelle *w* festgekeilt ist, wird diese und das Sperrrad *S* beim Heben der Last gleichzeitig mit dem Rade *Z*₁ gedreht, doch gleitet hierbei die Sperrklinke *s* nicht wie sonst über die Sperrradzähne hinweg, sondern wird durch eine Feder *F*, welche auf der Nabe des Sperrrades *S* sitzt, ausgeschaltet, um das Geräusch zu vermeiden. Diese Feder *F* greift mit einer Umbiegung, siehe Fig. 5 u. 6, in einen Schlitz der übrigens durch Gegengewicht ausbalancierten Sperrklinke *s*, sodass diese beim Heben der Last ausgelegt wird bis zum Anschlage an einen am Gestelle *G* angegossenen Vorsprung, wonach die mit einer leichten Anspannung in einer eingedrehten Rinne der Sperrradnabe liegende Feder *F* nicht weiter an der Drehung teilnehmen kann und schleifen muss, bis bei einer Rückdrehung der Sperrradwelle die Sperrklinke *s* mittels derselben Feder wieder in Eingriff gelegt wird und die Last abstützt.

Könnte beim Heben der Last die Kraft mittels der Reibung zwischen Druckring *d* und Bremstrommel *R* übertragen werden, so reicht diese Reibung nun auch zum Schwebenderhalten der Last hin und es bilden hierbei die Kettennuss *N*, Zahnrad *Z*₂, Zahnrad *Z*₁, Trommel *R*, Bremsring *d*, Trommel *B*, Welle *w*, Sperrrad *S*, Sperrklinke *s* und Gestell *G* eine zusammenhängende Kette stützend wirkender Organe.

Wird die Reibung zwischen Bremsring *d* und Trommel *R* vermindert, so sinkt die Last, wobei die Teile *N*, *Z*₂, *Z*₁ und *R* sich rückwärts drehen, *d*, *B*, *w*, *S* und *s* hingegen fest stehen bleiben. Die Verminderung der Reibung bzw. Lösung der Bremse geschieht aber durch Rückwärtsdrehen der Kurbel um einen beschränkten, verhältnismäßig kleinen Winkel. Der Mitnehmer *a* wird hierbei von dem Vorsprunge *b*, siehe Fig. 4, abgehoben und mittels einer Gelenkkette *c*, welche bei *d* an dem einen Bremsringende angreift, dieser von der Bremstrommel *R* mehr oder weniger abgezogen, bis das Reibungsmoment kleiner ist als das Lastmoment und die Bremstrommel *R* ins Gleiten kommt bzw. die Last sinkt. Die Trommel *B* bietet mit ihrem Vorsprunge *b* ein festes System dar, wenn die Kette *c* durch Rückwärtsdrehung der Handkurbel angespannt wird, weil die Welle *w* durch das Sperrrad *S* und die Klinke *s* verhindert wird, an der Rückwärtsdrehung teilzunehmen. Das Lösen der Bremse wird noch dadurch begünstigt, dass das andere Bremsringende, siehe Fig. 4, mit einem hakenartigen Ansatz gegen die schiefe Fläche eines Vorsprungs an der Scheibe *B* greift. Wenn man mittels der Kette *c* eine Zugkraft am Bremsringende bei *d* ausübt, wird der Bremsring hier teils direkt von der Anlage an der Trommel *R* abgebogen, teils tritt eine tangential Anspannung und Verschiebung desselben ein, welche am anderen Ende des Bremsringes vermöge der Keilwirkung des genannten hakenförmigen Ansatzes eine radiale Bewegung des Bremsringes und entsprechende Entlastung der Bremse zur Folge hat. Eine zu weitgehende Einbiegung des Bremsringes ist einerseits dadurch verhindert, dass derselbe sich schließlich mit seiner Innenfläche gegen die cylindrisch abgedrehte Außenfläche eines besonderen Randes der Scheibe *B* legt, andererseits ist aber auch die Rückwärtsdrehung der Handkurbel begrenzt, indem der Mitnehmer *a* gegen den Vorsprung *e* schlägt.

Eine verbesserte Konstruktion des Mechanismus zum Lösen der Bremse stellt Fig. 10 dar. Beim Heben der Last legt sich der Mitnehmer a gegen einen Vorsprung e der Scheibe B , beim Rückwärtsdrehen der Kurbel hingegen wird der Bremsring d hereingebogen, indem ein Zahn am Mitnehmer a auf den an der Scheibe B gelagerten kleinen Balancier c wirkt. Hierdurch ist die Kette der vorher beschriebenen Einrichtung ersetzt und deren gleitende Reibung am Vorsprunge b vermieden.

Soll die sinkende Last angehalten werden, so braucht man die Kurbel nur loszulassen. Vermöge seiner elastischen Spannkraft legt sich der Bremsring sogleich wieder mit voller Pressung gegen die Bremscheibe R und die lebendige Kraft der sinkenden Last wird durch den Überschuss von Bremsarbeit nach kurzem Gleiten der Bremse aufgezehrt.

Ferner ist als besondere Sicherheitsvorrichtung an dieser Winde Stauffer's Centrifugalbremse angebracht, welche ein Überschreiten der zulässigen Senkgeschwindigkeit der Last bei zu starker Lüftung der Bremse selbstthätig verhindert. Die Anordnung dieser Sicherheitsbremse ist aus den Fig. 6 u. 9 zu erkennen. Im Innern der mit dem Zahnrad Z_1 ein Stück bildenden Bremstrommel R sind vier Bleisektoren P_1, P_2, P_3, P_4 , welche durch ein mit Leder bekleidetes Stahlband b zusammengehalten und durch die beiden vom Boden der Bremstrommel R ausgehenden Vorsprünge m in Rotation versetzt werden. Beim Heben der Last wird der Centrifugalkraft der Bleisektoren, welche der zulässigen Drehgeschwindigkeit entspricht, durch die Spannung des umschließenden Stahlbandes Gleichgewicht gehalten. Nimmt aber die Last beim Sinken eine größere Geschwindigkeit an, so wird die rasche, nun übrigens in entgegengesetztem Sinne erfolgende Drehung des Rädergetriebes und der Bleisektoren eine Anpressung derselben gegen den hinteren, innen cylindrisch ausgedrehten Rand der Scheibe B und eine Bremswirkung zur Folge haben, weil diese Scheibe B auf der Sperrradwelle w aufgekeilt und an der Rückwärtsdrehung verhindert ist. Eine weitere Steigerung der Senkgeschwindigkeit der Last und Drehgeschwindigkeit der Bleiklötze kann bis zu dem Maximum stattfinden, bei welchem die vermehrte Centrifugalkraft derselben ein Reibungsmoment verursacht, welches dem Lastmomente gleich ist. Selbst bei einem etwaigen Bruche der Hauptbremse wird durch diese Einrichtung ein eigentliches Herabstürzen der Last verhütet. Von der ausführenden Firma Briegleb, Hansen & Co. wird die größte Senkgeschwindigkeit zu $\frac{1}{3}$ bis $\frac{1}{2}$ m pro Sekunde angegeben.

§ 30. Becker's Sicherheitswinde mit Centrifugalbremse; Fig. 31 bis 33, Taf. XII. Die mittels des Handrades H gedrehte erste Vorgelegwelle w trägt frei drehbar das Zahnrad Z_1 , welches nach der hier nicht dargestellten Kettennuss oder Kettentrommel hin treibt. An der rechten Stirnfläche setzt sich das Zahnrad Z_1 in einem Sperrrade S fort; dieses wird durch eine an der Bremscheibe B befestigte Sperrklinke s im Sinne der Lastsenkung abgestützt und die Bremscheibe B , die ebenfalls um w drehbar angeordnet ist, durch eine mittels des Gewichtes C , siehe Fig. 31, gespannte Differentialbandbremse festgehalten. Beim Lastheben kann sich also Z_1 frei drehen, der selbstthätige Lastniedergang dagegen wird durch die Sperrradbremse gehindert, somit die Last schwebend erhalten. Der Antrieb des Zahnrades Z_1 durch die Welle w geschieht aber indirekt mittels eines zweiten Sperrrades S_1 , welches sich an die linke Stirnfläche von Z_1 anschließt

und durch eine Kuppelungsklinke s_1 mitgenommen wird, falls diese durch den auf der Haspelwelle aufgekeilten Mitnehmerarm P im Sinne des Pfeiles (Fig. 31) herumgeführt wird.

Beim Lastsenken bleiben Haspelrad H , Welle w und Mitnehmerarm P stehen; S_1 gleitet mit seinen Zähnen unter der Kuppelungsklinke s_1 ungehindert fort. Soll die Last gesenkt werden, so ist nur die Sperrradbremse Bb zu lüften. Bei der vorliegenden Sicherheitswinde geschieht dies durch entsprechende geringe Drehung des Haspelrades entgegengesetzt zu dem Drehsinn, welcher behufs Lasthebung erforderlich ist. Durch eine solche Rückwärtsdrehung der Haspelradwelle nimmt dieselbe den Mitnehmerarm P und die Kuppelungsklinke s_1 mit herum, ein seitlich an der Klinke vorspringender Stift legt sich gegen den vertikalen Arm A eines Winkelhebels und dieser, mit der Axe des Bremsspannhebels nach Art einer Klauenkuppelung verbunden, hebt das Belastungsgewicht und lüftet die Bremse, sodass die Last unter Überwindung des noch verbleibenden Reibungswiderstandes der Sperrradbremse sinkt. Der Auslösungshebel A durchkreuzt die bei der Lasthebung von dem Stift der Klinke s_1 beschriebene Kreisbahn und es ist daher Sorge zu tragen, dass der Winkelhebel bei dem jedesmaligen Vorbeigange der Kuppelungsklinke s_1 ausweichen kann. Die hier getroffene Anordnung ist aus Fig. 33 ersichtlich. Der Auslösungshebel A ist um die Axe a drehbar, sein Ausschlag aber begrenzt durch einen Stift (in Fig. 32 mit i bezeichnet), gegen welchen sich die radialen Begrenzungsflächen zweier Ausschnitte der Nabe von A legen.

Um die schädlichen Wirkungen einer zu starken Lüftung der Sperrradbremse zu verhüten, ist mit der letzteren ein selbstthätiger Centrifugalbremsregulator vereinigt. Bei Überschreitung einer bestimmten Senkgeschwindigkeit der Last legen sich die im Innern der Bremsscheibe B untergebrachten, um Zapfen M drehbaren Bremsklötze vermöge ihrer Centrifugalkraft gegen die cylindrische Innenfläche der am Gestelle befestigten Trommel B' , sodass bei einer zulässigen Maximalgeschwindigkeit die mechanische Arbeit der sinkenden Last durch die Reibung der Centrifugalbremsklötze gerade aufgezehrt wird, mithin eine weitere Beschleunigung der Last nicht eintreten kann.

§ 31. Bernier's Sicherheitswinde (Pariser Bauwinde); Fig. 18 bis 20, Taf. XII. Die Bewegung der Lastkette geschieht hier mittels zweier kleiner, annähernd dreiseitig prismatischer Kettennüsse N_1 und N_2 , welche in Fig. 20 in größerem Maßstabe dargestellt sind. Dieselben bilden mit ihren Wellen ein Schmiedestück und ihre Bewegung erfolgt gleichzeitig zwangläufig vermöge des Eingriffs der beiden auf ihren Wellen aufgekeilten gleich großen Stirnräder, welche aus Fig. 18 zu ersehen sind. Der Antrieb findet auf die Kettennuss N_1 von der Kurbelwelle aus je nach der Größe der zu hebenden Last entweder mittels des Stirnrädergetriebes $Z_1 Z_2$ oder $Z_3 Z_4$ statt, welche verschiedene Übersetzungsverhältnisse darbieten.

Mit dem Zahnrade Z_2 ist die Bremsscheibe B verbunden. Soll die Last gesenkt werden, so verschiebt man zunächst die Kurbelwelle bis zur Ausrückung des Rades Z_1 und lässt die an der linken Seite des ersten Kurbelwellenlagers befindliche Stellfalle in eine entsprechende Rinne der Kurbelwelle einfallen, um deren unbeabsichtigte Verschiebung zu verhindern. In eine andere Rinne dieser Welle greift die Stellfalle wiederum ein, wenn hingegen das Rädergetriebe $Z_1 Z_2$ in Eingriff zu halten ist.

Die beim Senken der Last erforderliche Ausrückung des Rades Z_3 geschieht mittels eines gegabelten Hebels H , zu dessen Festhaltung unten ein Stellbogen angeordnet ist.

Das zwischen den beiden Kurbelwellenlagern angeordnete Sperrrad gleitet bei der Verschiebung der Kurbelwelle auf einer Feder derselben, sodass die Sperrklinke s , siehe Fig. 19, jederzeit eingelegt werden kann. In der ausgehobenen Lage wird letztere durch eine Hilfsklinke s_0 gehalten, welche um einen horizontalen Zapfen am Windengestelle drehbar ist und ohne weiteres über eine Nase der Sperrklinke s springt, wenn diese heraufgehoben wird.

Zur Verhinderung des Herabstürzens der Last im Falle des Bruches eines Teiles der Winde sind oben an derselben zwei in die Kette greifende Sperrklinken s_1 und s_2 angeordnet.

Will man zum Senken der Last von der Bremse Gebrauch machen, so ist die Aushebung dieser Klinken notwendig, und es geschieht dies hier mittels des eigentümlich geformten Bremshebels ohne weiteres, indem derselbe mit seiner oberen Verlängerung H_1 auf die Arme h der Sperrklinkenachsen, siehe Fig. 19, wirkt, sobald man denselben im Sinne der Anspannung der Bandbremse bewegt. Ist das Kettengesperre ausgelöst und die Last mit der angespannten Bremse abgefangen, so genügt zum Senken eine Verminderung der Bremshebelkraft, die Klinken bleiben aber ausgehoben. Erst bei gänzlicher Lösung der Bremse fallen dieselben wieder ein.

Zur Sicherung des richtigen Ablaufens der Kette von der Kettennuss N_2 oder umgekehrt ist die Führungsrolle R mit Gewicht Q angebracht. Die Befestigung der Winde geschieht am Baugerüste.

§ 32. Winden mit Axendruckbremsen. Die Anspannung der in § 27 beschriebenen Sperrradbremsen ist konstant und zwar so bemessen, dass bei voller Ausnutzung der Tragkraft der Winde das Bremsmoment in einem der Sicherheit des Betriebes entsprechenden Verhältnisse größer ist als das Lastmoment. Auf eine gewisse Regulirbarkeit der Anspannung der Bremse bzw. des Bremsmomentés überhaupt ist hierbei Bedacht zu nehmen, um wegen der Unzuverlässigkeit von Rechnungswerten für Reibungskoeffizienten und nach den Erfahrungen beim Betriebe die zweckmäßige Bremswirkung erzielen zu können. Das für die Maximallast der Winde ausreichende Bremsmoment kommt aber bei diesen Winden in gleicher Größe auch bei kleineren Lasten zur Wirkung, für welche eine proportional schwächere Anspannung der Bremse zum Halten der Last genügen und dem entsprechend geringere Beanspruchung der Konstruktionsteile, in der Regel auch geringere Zapfendrucke und Zapfenreibung vorteilhafter Weise auftreten würden. Eine der Last proportionale Anspannung der Bremse erscheint demnach zweckmäßig und dieselbe lässt sich einfach dadurch erreichen, dass man den durch die Last bedingten Axendruck der Trommelwelle oder den Axendruck irgend einer anderen Welle des Windengetriebes auf die Bremse direkt oder mit Hebelübersetzung wirken lässt. Winden dieser Art sind hier unter dem Namen Axendruckbremsen zusammengefasst. Insofern, als der Bremsdruck noch durch das Eigengewicht von Maschinenteilen in konstanter Größe ausgeübt wird, findet allerdings eine Abweichung von der Proportionalität von Lastmoment und Bremsmoment in dem Sinne statt, dass bei kleinen Lasten das Bremsmoment verhältnismäßig stärker ist. Immerhin ergibt sich im allgemeinen bei Winden dieses Systems selbst

bei plötzlicher Anwendung des ganzen verfügbaren Bremsdrucks eine geringere Stoßwirkung.

Das Senken der Last erfordert das Rückwärtsdrehen der Kurbel proportional dem Lastwege unter Überwindung des Überschusses von Bremsmoment über das Lastmoment. Für manche Fälle geht dies zu langsam vor sich.

Soll mit Anwendung der Bremse die Last rasch gesenkt werden, so muss eine Einrichtung hinzugefügt werden, mittels welcher der Bremsdruck sich vermindern lässt, bis das Lastmoment den für die Senkgeschwindigkeit erforderlichen Überschuss über das Bremsmoment hat und das Sinken ohne Mithilfe einer Triebkraft an der Kurbel stattfindet. Dies kann durch Veränderung der Hebelübersetzung des Axendrucks nach der Bremse hin oder in anderer Weise geschehen.

Rascheres Niederlassen der Last lässt sich aber auch ohne Entlastung der Bremse in der Weise bewirken, dass man bei der Rückwärtsdrehung der Kurbel ein Rädergetriebe von anderem Übersetzungsverhältnis benutzt, wobei allerdings eine intensivere Arbeitsleistung für das Niedertreiben der Last verrichtet werden muss.

Sicherheitswinde von Meinicke; Fig. 23 bis 27, Taf. XI. Hier sind als Hebungsgetriebe die Bestandteile einer gewöhnlichen Winde vorhanden: Handkurbeln $K_1 K_2$, zweifaches Zahnradvorgelege $Z_1 Z_2, Z_3 Z_4$ und Lasttrommel T . Die letztere ist mit dem Zahnrad Z_4 verbunden und sitzt lose auf der Trommelwelle D , welche selbst wieder im Gestelle drehbar gelagert ist. Die Einrichtung der Axendruckbremse ist aus Fig. 25 u. 26 deutlicher zu ersehen. Die Trommelwelle D trägt aufgekeilt ein Kettenzahnrad Z_0 , die Kurbelwelle w ein ebensolches Z , jedoch lose auf derselben. Beide Kettenräder sind durch eine Gelenkkette k verbunden. Das Kettenrad Z der Kurbelwelle setzt sich als ein Sperrrad S fort, in welches die an der Kurbel K_1 befestigte und durch eine Blattfeder b angepresste Sperrklinke s eingreift.

Wird durch Drehen an der Kurbel die Last gehoben, so gleitet die Sperrklinke s über die Zähne des Sperrrades S hinweg, die beiden Kettenräder Z und Z_0 , sowie die Kette k bleiben in Ruhe und die Trommelaxe steht fest. Hört die Kurbelkraft auf zu wirken und strebt die Last Rückwärtsdrehung der Rädervorgelege an, so stützt sich die Sperrklinke s gegen das Sperrrad S , indem die Kurbelwelle unter der Wirkung der Last dieses und die beiden Kettenräder und dadurch auch die Trommelwelle mitzunehmen sucht. Sollte die Drehung der Trommelwelle in ihren Lagern in der That eintreten, so müsste die durch den Lastdruck erzeugte Zapfenreibung überwunden werden. Es ist nun nicht schwierig, das Übersetzungsverhältnis der Vorgelege und die Durchmesser der Trommelwellenzapfen so zu wählen, dass das von der Kurbelwelle durch das Kettengetriebe auf die Trommelwelle übertragene Drehmoment geringer ausfällt, als das entgegenstehende Reibungsmoment. Eine Bewegung in genanntem Sinne ist dann nicht möglich und die Last bleibt schweben. Bedeuten

Z_1, Z_2, Z_3, Z_4 die Zähnezahlen der Vorgelegeräder des Lasthebungsgetriebes,

Z und Z_0 die Zähnezahlen des Kettenrädergetriebes,

r den Halbmesser der Trommel,

d den Durchmesser der Zapfen der Trommelaxe,

D den Durchmesser der Trommelaxe an der Stelle, wo die Trommel aufsitzt,

f den Zapfenreibungskoeffizienten,

η' den Wirkungsgrad des Rädergetriebes von der Trommel bis zum Kettenrade Z_0 ,

so ergibt sich als Bedingung für das Schweben der Last die Gleichung:

$$\frac{fQ}{2} (d + D) > Qr \frac{Z_3}{Z_4} \cdot \frac{Z_1}{Z_2} \cdot \frac{Z_0}{Z} \cdot \eta'$$

oder

$$\frac{Z_0}{Z} < \frac{d + D}{2r} \frac{Z_2}{Z_1} \frac{Z_4}{Z_3} \frac{f}{\eta'} \dots \dots \dots 66.$$

Um die Last zu senken, ist die Kurbel rückwärts zu drehen und dabei der Überschuss der Zapfenreibrbeitsarbeit über die von der Last bei der Abwärtsbewegung geleistete Arbeit aufzuwenden.

Piechatzek's selbsthemmende Winde, siehe Fig. 12 u. 13, Taf. XI, ist der vorigen ähnlich. Die um ihre Welle drehbare Trommel wird mittels eines einfachen Zahnrädervorgeleges Z_1Z_2 von den Kurbeln K_1 und K_2 aus angetrieben. Das Sperrrad S sitzt fest auf der Kurbelwelle. Die Stelle des Kettengetriebes der Meinicke'schen Winde vertreten hier zwei in direktem Eingriff stehende Stirnräder z_1 und z_2 , von denen das erstere fest auf der Trommelwelle, das letztere drehbar auf der Kurbelwelle angeordnet ist. Beim Aufwinden der Last gleitet die an dem Rade z_2 befestigte Sperrklinke s über die Zähne des Sperrrades hinweg; z_1 und z_2 nebst Trommelwelle bleiben in Ruhe. Strebt hingegen die Last Rückwärtsdrehung der Kurbelwelle an, so wirkt das Sperrrad auf die Sperrklinke ein und sucht z_2 und z_1 nebst Trommelwelle mitzunehmen. Das hierbei zu überwindende Zapfenreibungsmoment ergibt sich wieder größer als das Antriebsmoment und die Last bleibt schweben, sobald der Bedingung:

$$\frac{f(d + D)}{2} > \eta' \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{Z_1}{Z_2} \cdot r \dots \dots \dots 66a.$$

genügt ist, in welcher die Bedeutung der Buchstaben dieselbe ist wie bei der vorhergehend beschriebenen Winde. Demnach kommt die Last auch hier auf alle Fälle zum Stillstand, sobald die Kurbeln losgelassen werden.

Das Senken der Last erfolgt wiederum durch Rückwärtsdrehen der Kurbeln unter Überwindung des Überschusses an Zapfenreibungswiderstand über die von der Last beim Senken geleistete Arbeit.

§ 33. Zahnradwinde mit Senkschraube, System Blauel; Fig. 28 bis 30, Taf. XII. Das Zahnrädervorgelege Z_1Z_2, Z_3Z_4 dieser Winde ist durch das Kegelerädergetriebe z_1z_2 mit einem Hilfsgetriebe, bestehend aus Schraubenrad S und Schraube s so vereinigt, dass beim Aufwinden der Last nur das Stirnrädergetriebe wirkt und das Schraubenrädervorgelege leer mitläuft, während beim Schweben der Last und beim Niederlassen derselben das Schraubenvorgelege zur Wirkung gelangt. Sowohl das den Antrieb der Schraube s und des Schneckenrades S vermittelnde konisch Rad z_1 als auch das erste Zahnrad Z_1 des Zahnrädervorgeleges sitzen lose auf der Kurbelwelle w ; ihr Antrieb erfolgt durch je eine Klauenkuppelung, siehe Schnitt $A-B$ in Fig. 30, deren Teile sich um einen bestimmten Winkel gegen einander verdrehen können in der Weise, dass bei einer Drehung der Kurbelwelle im Sinne der Lasthebung zunächst nur das Zahnrad Z_1 mitgenommen wird, während das Kegelrad z_1 und somit das Schneckenrad etwas zurückbleiben; der Antrieb der Trommelwelle erfolgt mithin allein durch das Zahnrädervorgelege.

Hört der Antrieb der Kurbelwelle auf, so wird die letztere durch das Lastmoment soweit zurückgedreht, bis die Zähne des Schneckenrades zur stützenden Anlage gegen die Zähne des Schraubenrades kommen. Die Kuppelung des ersten Kegelrades z_1 mit der Kurbelwelle veranlasst hierbei ein Zurückbleiben desselben, sodass nunmehr die Rückwärtsdrehung der Kurbelwelle nur mittels des Schraubenrädergetriebes stattfinden könnte; infolge der Selbstsperrung des Schraubengetriebes bleibt aber die Last schweben. Soll dieselbe herabgelassen werden, so muss die Kurbel rückwärts gedreht werden, wobei nur das Schneckengetriebe in Wirksamkeit ist, während das Zahnrädergetriebe unter entsprechender Voreilung leer, d. h. ohne zu tragen mitläuft.

§ 34. Winden mit Stellgetriebe. Bei der Bewegung von Drehscheiben, Schiebebühnen, Kuppeln astronomischer Beobachtungsstationen und ähnlichen Einrichtungen, wo es sich darum handelt, Bewegungen in wechselndem Sinne und verschiedener Größe bestimmt zu vollführen, lässt sich eine wesentliche Erleichterung für den Betrieb gewinnen, wenn eine motorische Kraft derart zur Verfügung gestellt wird, dass dieselbe die von der Handkurbel angestrebte bzw. vollzogene Bewegung stets in dem richtigen Sinne unterstützt, mithin an der Handkurbel nur eine geringe Kraft ausgeübt zu werden braucht, um verhältnismäßig große Widerstände zu überwinden. Ist der Nutzwiderstand und ebenso die Hilfskraft konstant, so wird auch die noch auszuübende Triebkraft konstant, d. h. gleich der Differenz von Nutzwiderstand und Hilfskraft sein. Ein solcher Fall liegt in dem nachstehend beschriebenen Beispiele vor. In anderen Fällen kann die Hilfskraft gleich dem ganzen Nutzwiderstand sein, sodass an der Handkurbel nur eine zum Steuern des Getriebes erforderliche kleine und vom Nutzwiderstand unabhängige Kraft auszuüben ist, oder es kann auch zwischen Nutzwiderstand und einzuleitender Triebkraft ein konstantes Verhältnis bestehen²⁵⁾.

Bei dem Stellgetriebe zur Kuppel der Straßburger Sternwarte, siehe Fig. 4 u. 5, Taf. XIV, ist zur Überwindung eines konstanten Nutzwiderstands, nämlich des gesamten Reibungswiderstands der Drehkuppel eine konstante motorische Hilfskraft in Form eines Treibgewichtes Q zur Verfügung²⁶⁾, welches allerdings zuvor mittels besonderer Winde hochgewunden werden muss.

Das gesamte Windengetriebe ist über einem für das Treibgewicht Q bestimmten Schacht und einer für die anderen Gewichte erforderlichen Vertiefung auf zwei gusseisernen Trägern T mit den Windengestellwänden T_1 und T_2 montirt, welche oben noch durch Traversen verbunden sind. Die nach der Drehkuppel zu transmittirende Bewegung wird mittels der Welle b ausgeleitet; durch das Handkurbelrad r wird die Bewegung vollzogen.

Das Treibgewicht Q hängt mittels einer losen Rolle in der Galle'schen Triebkette k , welche oben am Windengestell über die Kettenräder $K_1 K_2$, dann herab zu einer zweiten losen Rolle K_3 geführt ist, schließlich über das auf der Hauptwelle W festgekeilte Kettenrad K_4 und als geschlossener Strang zur erstgenannten losen Rolle zurückgeht. Das an der zweiten losen Rolle hängende kleinere Ge-

²⁵⁾ Mechanismen dieser und verwandter Art sind behandelt in des Verfassers Schrift: Das mechanische Relais. Berlin 1880.

²⁶⁾ Wegen des von der Höhenlage des Treibgewichtes abhängigen Übergewichtes der Kette ist die resultirende disponible treibende Kraft nur annähernd konstant.

wicht hat lediglich den Zweck, eine die regelmäßige Wickelung der Kette hinreichende Spannung derselben zu erhalten. Die verfügbare treibende Kraft ist somit gleich der Differenz der beiden Gewichte an den losen Rollen. Die Hebung des Treibgewichtes geschieht durch den Betrieb des oberen Kettenrades K_1 von dem Kurbelrade R aus mittels der beiden Zahnradvorgelege $Z_1 Z_2$ und $Z_3 Z_4$, wobei das Spanngewicht an der anderen losen Rolle in gleichem Maße sinkt, das Kettenrad K_4 auf der Welle W hingegen fest stehen bleibt. Sperrrad S auf der Handkurbelwelle und Sperrklinke s verhindern den Niedergang des Treibgewichtes. Die höchste Stellung des Treibgewichtes wird durch ein Lätewerk U , siehe Fig. 4, angezeigt, welches durch Anschlaghebel u und Stange v in Thätigkeit kommt.

Es handelt sich nun noch darum, die Triebkraft des gehobenen Gewichtes nach der Welle b hin jeweilen im Sinne der beabsichtigten Bewegung zur Verfügung zu haben. Zu diesem Zwecke ist die Kegeleräderterne ABC angeordnet, deren konaxiale Räder A und C lose auf der gemeinsamen Welle W sitzen und mit dieser durch die auf Federn verschiebbaren Friktionskegelscheiben A_1 und C_1 gekuppelt sind, wobei der erforderliche Druck in den Kegelflächen der Kuppelungscheiben durch Winkelhebel aa und cc , siehe Fig. 5, ausgeübt wird, an deren horizontalen Armen a und c Gewichte G_a und G_c von hinreichender Größe an Stangen l_a und l_c hängen. Sind beide Kuppelungen gleichzeitig eingerückt, so kann keine Bewegungübertragung stattfinden, denn dem in irgend einem bestimmten Bewegungssinn, also auch im Sinne des Antriebs des Kettenrades K_4 vom Treibgewichte aus erfolgenden Antrieb des Kegelrades B von der einen Seite bezw. Kuppelung her widerspricht der Reibungswiderstand in der jenseitigen Kuppelung, welcher vergleichsweise mit doppelter Geschwindigkeit überwunden werden müsste. Mittels des Handrades h auf der Schraubenspindel i mit Mutter m an dem auf der Axe x drehbaren Balancier $n_1 n_2$, ferner Stange o am Hebel p der Axe y , siehe Fig. 5, kann man den auf letzterer Axe befestigten Hebel Q_c und einen symmetrisch hierzu auf derselben Axe aufgekeilten, in dem Bilde nicht sichtbaren Hebel Q_a , welche beide an ihren äußeren Enden mit Rollen ausgerüstet sind, aus der mittleren Stellung soweit bewegen, dass von den beiden horizontalen Winkelhebelarmen c und a der eine oder der andere mit dem daran hängenden Gewichte angehoben und damit entweder der Reibungskegel C_1 oder A_1 ausgekuppelt, also dem am Kettenrade K_4 vermöge des Treibgewichtes vorhandenen treibenden Momente die Möglichkeit gegeben wird, mittels der jeweilen eingerückt gebliebenen Kuppelung $A_1 A$ oder $C_1 C$ auf das Kegelrad B bezw. die Welle b zu wirken. Es bedarf nunmehr bloß noch von dem Kurbelrade r aus einer kleinen ergänzenden Triebkraft, um mittels der Zahnradgetriebe $z_1 z_2$ und $z_3 z_4$ die Welle W im Sinne des Kettenrad-Treibmomentes in Umdrehung zu versetzen und damit der Welle b die erforderliche Bewegung zu geben, deren Sinn verschieden ist, jenachdem der Antrieb des Kegelrades B von A oder C aus geschieht. Es muss also für jeden beabsichtigten Bewegungssinn die richtige Einstellung der Friktionskuppelungen zuvor geschehen und es wird das Maß der Bewegung durch die mit geringer Kraft ausführbare Drehung des Handrades r bestimmt²⁷⁾.

²⁷⁾ Dieser sinnreiche Mechanismus ist von Herrn Regierungsbaumeister H. Zimmermann s. Z. in Straßburg, entworfen worden.

§ 35. Verschiedene Winden mit Elementarbetrieb.

Friktionswinde mit Riemenbetrieb aus der Maschinenfabrik von Gebr. Weismüller in Frankfurt a. M.; Fig. 4 u. 5, Taf. XI. Die Seiltrommel T erhält ihre Bewegung von der Riemenscheibe R aus mittels eines Keilrädervorgeleges $R_1 R_2$. Der zur Erzeugung der nötigen Reibung im Eingriff der Keilräder erforderliche Anpressungsdruck wird auf die vertikal verschiebbar gelagerte Trommelwelle mittels des doppelt d. h. zu beiden Seiten der Winde angeordneten Hebelmechanismus $a b c d$ bei entsprechendem Zuge an einer über das Röllchen r gehenden Leine ausgeübt. Durch den Axendruck gleich der an der Trommel hängenden Last plus Eigengewicht der Trommel wird das Friktionsrad R_2 gegen den darunter befindlichen Bremsklotz B gepresst und die Last festgehalten, sobald man die Zugleine los bzw. den Hebel a fallen lässt. Durch mäßiges Anheben der Trommelwelle kann hingegen eine Verminderung der Bremswirkung bis zur Möglichkeit des Lastsenkens, endlich aber durch stärkeres Anheben wieder der Eingriff des Friktionsräderpaares und damit die Hebung der Last bewirkt werden.

Der Gesamtwirkungsgrad der Winde soll trotz der Verwendung des Keilrädervorgeleges sich ziemlich vorteilhaft, im Mittel zu etwa 0,80 ergeben.

Die mittels eines einzigen Handgriffs an der Zugleine erfolgende Steuerung der Winde für Heben, Halten und Senken der Last und der ruhige Gang derartiger Winden sind als Vorzüge derselben zu nennen.

Dampfwinde mit Umkreisungsrädergetriebe; Fig. 8 u. 9, Taf. XI²⁸⁾. K_1 und K_2 sind die Kurbelscheiben mit den angegossenen Excentern E_1 und E_2 einer Zwillingdampfmaschine, deren Kurbelradien unter 90° stehen, ferner L_1 und L_2 die beiden Lager der Kurbelwelle. Lose auf dieser sitzt die mit einer Bremscheibe B_1 verbundene Windetrommel T , deren Festhaltung mittels des Bremsbandes b_1 geschehen kann. Gleichfalls lose auf der Kurbelwelle sitzt noch die Bremscheibe B_2 , festgehalten mittels des Bremsbandes b_2 . Die Bewegungsübertragung von der Kurbelwelle auf die Trommel erfolgt bei gelöster Bremse $B_1 b_1$ und angespannter Bremse $B_2 b_2$ mittels des aufgekeilten Rades Z_1 und der drei Zwischenräder Z_2 , welche sich lose auf ihren an der Bremscheibe B_2 befestigten Axen drehen und andererseits in das innengezahnnte Rad Z_3 eingreifen, sodass für das Verhältnis von Kraftmoment zu Lastmoment gilt:

$$\frac{PR}{Qr} = \frac{Z_1}{Z_2}.$$

Hierbei bedeutet:

PR das treibende Moment an der Kurbelwelle,

Qr das Lastmoment an der Trommel,

Z_1 und Z_2 die Zähnezahlen der zugehörigen Zahnräder.

Wird die Bremse $B_2 b_2$ gelöst, so kann keine Kraftübertragung stattfinden und die Dampfmaschine läuft mit den Rädern Z_1 und Z_2 leer. Es ist ein Vorzug dieser Einrichtung, dass die Abstellung der Winde erfolgen kann, ohne die Dampfmaschine abstellen zu müssen; dieselbe bleibt vielmehr betriebsbereit und die Ingangsetzung der Winde kann jederzeit geschehen, auch findet sie sanft d. h. in dem Maße statt, wie die Bremse $B_2 b_2$ wieder angespannt wird. Selbstverständlich muss hierbei die Bremse $B_1 b_1$ gelöst sein.

²⁸⁾ Der Maschinenbauer. 1875. S. 269.

Die Sicherheitswinde mit Riemenbetrieb, System Neukirch (D. R. P. Nr. 49 895, Kl. 35), gebaut von der Duisburger Maschinenbau-Aktien-Gesellschaft ist in der Betriebsweise mit der vorstehend beschriebenen Winde verwandt und verdient wegen ihrer zweckmäßigen Einrichtung und Ausführung noch genannt zu werden. Der Riemen läuft ununterbrochen auf fester Scheibe. Eine lose Scheibe bzw. die Verschiebung des Riemens ist vermieden durch die Verwendung einer Friktionskuppelung zwischen der Riemenscheibenwelle und dem eigentlichen Windengetriebe mit Sperrradbremse. Das Heben der Last erfolgt beim Einrücken der Kuppelung, nach dem Ausrücken bleibt die Last schweben, zum Senken hingegen ist die Lösung der Sperrradbremse erforderlich.

Fahrbare Dampfwinde von Möller u. Blum in Berlin; Fig. 28, Taf. XI. Dampfkessel, Dampfmaschine und Winde sind auf gemeinsamem schmiedeisernem Rahmen befestigt. Der Betrieb der Windentrommel *T* geschieht mittels Zahnradervorgeleges. Auf der Trommelwelle sitzt die Bremscheibe *B*, deren Bremsband *b* mittels des Fußhebels *H* angespannt werden kann, während gewöhnlich die Bremse durch das Gegengewicht am Bremshebel gelöst erhalten bleibt.

Mittels des Handhebels *H*₂ kann eine zweifache Reibungskuppelung gesteuert bzw. das Windengetriebe ausgekuppelt, dagegen der Antrieb einer Wagenaxe eingekuppelt werden, sodass die Dampfmaschine für die Fortbewegung der ganzen Maschine dienlich wird. Im übrigen bedeuten in der Figur: *X* Dampfzuleitungsrohr, *D* Dampfabschließung, *H*₁ Abstellhebel, *Y* Auspuff- und Blasrohr, *W* Wasserstandszeiger, *M* Mannloch, *m* Putzloch, *F* Feuerthüre, *S* Speiseventil, *A* Ablasshahn, *P*₁ erste Speisepumpe, *P*₂ Reservepumpe mit Handhebel.

Gewöhnliche Ausführung mit 160 mm Cylinderdurchmesser, 260 mm Hub, 5,5 qm Heizfläche bei 1500 kg Tragkraft und 10 m Hubhöhe.

E. Aufzüge.

Mit Ausschluss der hydraulischen Aufzüge und Dampfaufzüge.

§ 36. Allgemeines. Die bei Hochbauten für den Vertikaltransport von Baumaterial vorwiegend gebräuchlichen Aufzüge sind bereits im § 15 des VI. Kapitels der Baumaschinen vorgeführt worden. Im Nachstehenden sollen noch einige weitere zu dem gleichen Zwecke dienliche Konstruktionen, ferner Beispiele von Aufzügen für Waaren und Personen, sowie die hierbei erforderlichen Sicherheitsvorrichtungen kurz beschrieben werden.

Aufzüge mit Elementarkraftbetrieb erfordern für die Auf- und Abwärtsbewegung und Abstellung ein Wendegetriebe mit Steuerung. Ist diese von der Hand des Arbeiters abhängig, so ist besondere Aufmerksamkeit notwendig, um das Halten des Fahrstuhls genau an der beabsichtigten Stelle zu bewirken und Unfälle zu vermeiden. Deshalb richtet man die Umsteuerung in allen den Fällen, wo es sich um bestimmte Förderhöhen handelt, z. B. zwischen verschiedenen Stockwerken, die Steuerung insoweit selbstthätig ein, dass die Abstellung ohne weiteres erfolgt, wenn der Aufzug die Endstation erreicht. Insbesondere würde ein zu spätes Abstellen bei dem Aufwärtsgang des Fahrstuhls gefährlich sein, weil derselbe gegen die Deckenkonstruktion stoßen könnte, somit das Zugorgan reißen und der Fahrstuhl abstürzen würde.

Eine weitere eigenartige Ausbildung erfahren die Wendegetriebe mit zugehöriger Umsteuerung, wenn der Maschinist im Stande sein soll, die vom Aufzuge zu durchlaufende Weglänge bzw. das von dem Fahrstuhl zu erreichende Stockwerk von seinem Standorte aus lediglich durch die proportionale Bewegung eines Stellzeigers zu bestimmen. Derartige Einrichtungen sind hauptsächlich bei hydraulischen Aufzügen anzutreffen und sind ihrem Wesen nach mechanische Relais oder Stellgetriebe, auch Kraftvermittler genannt²⁹⁾. Die hydraulischen Aufzüge sind im zweiten Teile dieses Kapitels behandelt. Im übrigen muss auf die Litteraturübersicht am Schlusse des Kapitels verwiesen werden.

§ 37. Aufzüge mit bloßer Vertikalbewegung der Last.

Handaufzug von Metz in Frankfurt a. M. Der in Fig. 1, Taf. XIV, dargestellte Handaufzug wird für 50 bis 250 kg Tragfähigkeit gebaut. Das Handseil H ist unten durch das an loser Rolle angebrachte Gewicht G_0 leicht gespannt, oben durch zwei Leitrollen geführt, sodass im mittleren Stockwerk die beiden Seilläufe für den Betrieb bequem zur Hand sind. Hier geht übrigens das Seil durch eine mit Handkurbel benutzbare Klemmvorrichtung zum Festhalten der Last. Der Fahrstuhl F hängt mit zwei Rollen an dem Lastseil S . Bei einseitiger Belastung desselben wird das Lastmoment vermöge der Zapfenreibung und Seilsteifigkeit in gewissem Maße durch verschiedene Zugbeanspruchung der beiden Seilläufe aufgenommen, damit also der Seitendruck des Fahrstuhls gegen die Führung vermindert.

An der Aufzugstrommel T ist noch das Seil S_1 für das Gegengewicht G angeordnet, welches man zweckmäßiger Weise etwas größer nimmt als das Gewicht des Fahrstuhls, insoweit als hierbei wegen der Reibungswiderstände das Gleichgewicht noch erhalten bleibt bzw. der Fahrstuhl durch das Gewicht G allein nicht heraufgezogen wird. Auf diese Weise ist bei der Abwärtsbewegung des Fahrstuhls eine geringe Kraft im Sinne des Niedertreibens auszuüben, dagegen die zum Heben einer Last erforderliche Zugkraft am Seile entsprechend geringer.

Für größere Lasten werden derartige Aufzüge mit Zahnräderübersetzung gebaut.

Aufzug von Lacroix; Fig. 8 u. 9, Taf. XIV³⁰⁾. Dieser in Paris bei Bauten angewendete Doppelaufzug unterscheidet sich von der in der 2. Abteilung der Baumaschinen auf Taf. I in Fig. 34 u. 35 abgebildeten Konstruktion hauptsächlich durch die Anordnung von Führungsschienen aus Flacheisen, welche eine sichere Führung der Fahrstühle $F_1 F_2$ mit geringem Reibungswiderstand ermöglichen, indem jeder Fahrstuhl durch zwei an den flachen Seiten der Führungsschiene anliegende Rollenpaare r und zwei auf der hohen Kante derselben Schiene laufende Rollenpaare ϱ in jeder Richtung gehalten ist. Die Last- und Treibkette ist von dem Aufhängepunkt des Fahrstuhls F_1 über die Führungsrolle R_1 oben am Gerüste, dann zum Treibkettenrade R hinabgeführt, auf dessen Welle die Kurbelräder $K_1 K_2$ sitzen, und geht weiter über die Rolle R_2 nach dem Fahrstuhle F_2 .

Fahrbare Schraubenwinde; Fig. 14, Taf. XIII. Dieser mit Rolle R auf einer Schiene oder sonstigem geeignetem Träger fahrbare Aufzug ist hauptsächlich in Werkstätten zur Bedienung von Arbeitsmaschinengruppen geeignet,

²⁹⁾ Siehe des Verfassers Schrift: Das mechanische Relais. Berlin 1880.

³⁰⁾ Portefeuille écon. d. mach. 1878. — Hiernach Prakt. Maschinenkonstr. 1879. S. 368.

zwischen welchen die Werkstücke zu transportiren sind. Die Drehung der Schraubenspindel S , welche in dem aus Flacheisen konstruirten Gestelle G gelagert ist, geschieht mittels Handseil H und Kegelrädergetriebe $Z_1 Z_2$. Die im Gestelle prismatisch geführte Mutter M trägt an zwei Zapfen A die Schwinge B mit dem Lasthaken; übrigens ist das Gestell mit dem nach der Rolle R gehenden Bügel cylindrisch so verbunden, dass Drehung des Aufzugs um die Vertikalaxe stattfinden kann.

Aufzug mit Göpelbetrieb; Fig. 13, Taf. XIV. Das von der Trommel T über die Leitrolle r in den Aufzugschacht hinabgehende Seil S trägt unten eine lose Rolle mit Lasthaken und geht nach dem Befestigungspunkte oben am Gebälk zurück. Die Trommel sitzt lose auf der vertikalen Hauptwelle w , damit das Senken der Last mit Benutzung der Bremse ohne Rückwärtsdrehen des Göpels erfolgen kann. Vermöge des Stirnrädergetriebes $Z_1 Z_2$ und der Bandbremse B auf der Nebenwelle w_1 wird aber beim Heben sowie beim Halten der Last das am Göpelschwengel H wirkende Treibmoment von der Welle w aus auf die Trommel übertragen. Hierzu ist es notwendig, sowohl den gusseisernen Schuh des Schwengels als auch den oben von der Welle w nach der Nebenwelle w_1 gehenden Arm auf der Hauptwelle festzukeilen. Zur Sicherung der erforderlichen Anspannung der Bandbremse B wird der zugehörige, etwas elastische Hebel über einen Vorsprung am Schwengel H gelegt. Dem Verhältnisse der Zähnezahlen der beiden Stirnräder ($Z_1 : Z_2$) entsprechend ist das für das Halten der Last nötige Bremsmoment an der Welle w_1 kleiner als bei der Anbringung der Bremse auf der Hauptwelle, deshalb auch die Handhabung der Bremse bequemer.

Derartige Aufzüge sind besonders bei Schachtarbeiten, ferner in Bierbrauereien für den Transport nach und von den Kellern gebräuchlich. Die dargestellte Konstruktion dient bei Verwendung eines Pferdes für Lasten bis zu 1500 kg.

In manchen Fällen wird sich die Anbringung eines Sperrrades empfehlen, welches als Kronrad am Fußlager der Hauptwelle befestigt werden kann, während die Hauptwelle zweckmäßiger Weise zwei Sperrkegel in diametraler Anordnung an einem auf derselben festgekeilten Doppelarm trägt. Hierdurch wird das Niederstürzen der Last im Falle des Reißens der Zugstränge des Pferdes verhindert sowie auch die Verletzung oder Tötung des Tieres, welche sonst erfolgt, indem der Göpelschwengel unter der Wirkung der sinkenden Last rückwärts schnellt und gegen den Brustkasten des Pferdes schlägt. Letztere Gefahr lässt sich aber durch die Anspannungsweise vermeiden, bei welcher das Pferd, hinter dem Schwengel gehend, die treibende Kraft mittels zweier Leinen ausübt, welche über Rollen nach der am Schwengel befindlichen Wage geführt sind. Bei etwaigem Reißens einer Leine kann hier der Schwengel nur einen kleinen Weg rückwärts beschreiben, um sich ohne Gefahr für das Tier gegen dasselbe zu stützen.

Eine recht einfache und zweckmäßige Vorkehrung gegen Rückwärtsdrehung des Aufzuggöpels ist der sogenannte Hund, ein vom Schwengel geschlepptes längeres Holzstück, welches während des Betriebes auf dem Erdboden hinschleift, um eintretenden Falles sperrend zu wirken, indem es in das Erdreich einfährt und sich festsetzt.

Aufzug mit verschiebbarer Trommel; Fig. 17, Taf. XIV. Das Eigenthümliche dieser Winde besteht in der Einrichtung, mittels welcher die Trommel pro Umdrehung um eine Ganghöhe der Seilwindung d. h. um eine Seildicke in

der Längsrichtung der Welle verschoben wird, sodass das Lastseil beim Heben oder Senken der Last in derselben Vertikalen bleibt. Die in den Gestellen G_1 und G_2 gelagerte Welle W greift in letzteres als Schraubenspindel ein, deren Ganghöhe gleich der Seildicke ist, andererseits geht dieselbe prismatisch durch die im Gestelle G_1 drehbare, aber vermöge ihrer Anläufe unverschiebbare Büchse B , auf welcher das Schraubenrad S festgekeilt ist. Der Antrieb geschieht auf der Welle der Schraube s mittels offenen oder gekreuzten Riemens, welche von einem im Aufzugsschachte angeordneten Gestänge aus je nach dem verlangten Bewegungssinn des Fahrstuhls von ihren Leerscheiben aus auf die feste Scheibe geschoben werden können.

Im Vergleich zur Verwendung von Hanfgurt in spiraler Aufwicklung oder einer der auf S. 49 beschriebenen Anordnungen erscheint die vorstehende als kostspielig und weniger zweckmäßig. Auch zieht man für die Umsteuerung der Aufzüge statt der viel Raum beanspruchenden und im Betriebe kostspieligen Einrichtung mit offenem und gekreuztem Riemetriebe bei neueren Konstruktionen Wendegetriebe mit Räderterne und Reibungskegeln oder anderen Reibungskuppelungen vor, welche rascher wirken und nur eines einzigen Antriebsriemens bedürfen. Ein einziger Riemetrieb erfordert aber weniger Betriebskraft; auch ist die mit der häufigen Verschiebung der Riemen auf feste und lose Scheibe mittels Riemengabel verbundene Abnutzung der Riemen noch als ein Nachteil der vorbeschriebenen Betriebsweise zu bezeichnen. Aufzüge mit Reibungskuppelungen für die Umsteuerung siehe: A. Ernst, Bericht über die internationale Ausstellung von Erfindungen in London. Zeitschr. d. Vereins deutsch. Ing. 1885. S. 738.

Mühlenaufzug von Gebrüder Weismüller; Fig. 10 u. 11, Taf. XIV. Der Antrieb dieser Aufzugswinde geschieht von einer unterhalb befindlichen Transmissionswelle aus durch Gurt oder Riemen an der Scheibe R , deren Wellenlager auf den beiden Gabelenden des konaxial mit der Aufzugstrommel T drehbaren Hebels a angeordnet sind. Über die lose Rolle r am Ende dieses Hebels geht das an der Decke befestigte Steuer- oder Handseil s , durch dessen Anziehen die Scheibe R gehoben und damit der Riemen so stark angespannt werden kann, dass von der unteren Transmissionswelle aus die Kraftübertragung nach der Trommel T mittels des Stirnräderpaares $Z_1 Z_2$ im Sinne der Hebung der Last erfolgt. Das kleine Rad Z_1 mit 12 Zähnen wird aus Bronze hergestellt.

Lässt man das Steuerseil s los, so fällt der Hebel a mit der Bremscheibe B auf den darunter befindlichen Bremsklotz und sind die Dimensionen und Gewichte der Winde so bestimmt, dass die Reibung der Klotzbremse, bedingt durch das Gewicht des Hebels a und der darauf befindlichen Maschinenteile plus Axendruck gleich dem der Last proportionalen Zahndruck, die Last mit Sicherheit schwebend erhält.

Das Senken der Last kann in zweierlei Weise geschehen; entweder zieht man das Handseil s an und vermindert den Bremsdruck in dem Maße, dass das Bremsmoment kleiner wird als das Lastmoment, oder man hebt die Bremscheibe gänzlich ab bis zur Anspannung des Riemens in dem Grade, dass dieser nicht treibend, sondern nur bremsend wirkt. Letzteres Verfahren ist naheliegend und bequem, wenn vom Heben der Last rasch zum Senken übergegangen werden soll, doch erscheint dasselbe wegen der Abnutzung des Riemens nicht allgemein empfehlenswert. Auf alle Fälle kommt die Last wieder zur Ruhe, sobald man die Bremscheibe auf ihren Bremsklotz zurückfallen lässt.

Bei Lasten von 700 kg und 1000 kg arbeiten derartige Winden mit 0,2 m bzw. 0,14 m Hubgeschwindigkeit und einer Betriebskraft von 2 Pferdekraft.

Der Materialaufzug mit Dampfbetrieb, siehe Fig. 2 u. 3, Taf. XIV, bestimmt zur Förderung der Materialien bei Hochbauten, wurde von der Maschinenfabrik H. Blank in Uster (Schweiz) ausgeführt³¹⁾.

Ein in einem Rahmen aus vier Holzpfosten geführter Aufzugsschlitten F erhält seine Bewegung durch ein Aufzugsseil k von der Windentrommel einer Dampfwinde W her, während ein Gegengewicht G durch ein zweites Seil k_1 das Eigengewicht des Schlittens ausgleicht. Die Winde mit zweifachem Zahnrädervorgelege wird durch eine kleine Dampfmaschine angetrieben, die an der Außenseite des Windengestelles angebracht ist und direkt auf die letzte Vorgelegewelle einwirkt. Die Dampfleitung vom Dampfkessel D her ist unter dem Terrainniveau in einem überdeckten Kanal untergebracht. Das Senken der Last geschieht bei abgestellter Dampfmaschine mit Anwendung einer gewöhnlichen Bandbremse.

Als Vorzüge dieses Bauaufzuges werden große Leistungsfähigkeit gegenüber Handbetrieb bei geringen Betriebskosten und mäßigen Anschaffungskosten sowie leicht und schnell zu bewerkstellende Aufstellung gerühmt. Nach den Erfahrungen beim Bau des Technikums in Winterthur wurden mit einem Dampfaufzug pro Tag 70 Fahrten von 21 m Förderhöhe bei einem Verbrauch von 45 kg Coaks ausgeführt. Der Aufzug kann jedoch bei einer Heizfläche des Dampfkessels von 2 qm in flottem Betriebe pro Stunde 11 Fahrten machen, was erfahrungsgemäß genügen soll, bei genannter Höhe 120 Maurer hinreichend mit Material zu versorgen. Der Betrieb einer derartigen Anlage ist auch von den Störungen frei, welche bei Lokomobilen mit Riementrieb infolge des Versagens des Riemens und der dann erforderlichen Kürzungen desselben nicht selten vorkommen.

§ 38. Aufzüge mit anschließender Horizontalbewegung der Last. Speicheraufzug mit Laufkatze von Gebr. Weismüller; Fig. 16, Taf. XIV. Die Handkurbel K kann je nach entsprechender Verschiebung ihrer Welle entweder zum Betriebe der Lastwinde W oder der damit kombinierten Transportwinde W_1 dienen. Das Lastseil ist am linken Ende des Trägers T befestigt, von wo aus dasselbe horizontal nach der Leitrolle A am Transportwagen, zur losen Rolle B hinab und dann über die Leitrollen C und D nach der Winde W geht. Der mit Rädern auf dem Träger T laufende Lastwagen wird mittels des Seiles S_1 der Transportwinde W_1 bewegt. Letzteres geht von seinem Befestigungspunkte am Transportwagen rechts über die Leitrollen r_0 und r_1 nach der Winde W_1 bzw. deren Friktionstrommel und von hier aus über die Leitrollen r_3 und r_2 nach dem Transportwagen zurück, welcher somit ein in den geschlossenen Lauf des Transportseils eingeschaltetes Glied darstellt, dessen Bewegungssinn auf der horizontalen Bahn von dem Drehsinn der Kurbel abhängt.

Der die Maschine bedienende Arbeiter kann die außerhalb des Gebäudes befindliche Last heben, hereinfahren und abladen oder umgekehrt verfahren, wofür an der Winde eine Bremse mit Handhebel a angeordnet ist.

Getreide-Elevator, Patent Rennie, gebaut von der Newry Foundry Company in Newry³²⁾; siehe Fig. 15, Taf. XIV. Der in dem Gelenk a drehbare

³¹⁾ Prakt. Maschinenkonstr. 1878. S. 161.

³²⁾ Engineering. 1880 I. S. 287.

Auslader *A* ist gegen Herunterklappen mittels des Drahtseils *B* gehalten, welches über die Scheibe *M* geführt und durch das Gewicht *Q* derart gespannt ist, dass mit Benutzung des Flaschenzugs *C* bzw. der zugehörigen Winde *D* der Auslader *A* in die erforderliche Neigung, d. h. der Kranenkopf in die für die Entladung des Schiffes geeignete Vertikale gebracht werden kann.

Auf dem Drahtseile *B* ist mit zwei Laufrädern der Wagen *K* fahrbar, welcher in seiner untersten Stellung durch den oben am Kranenkopf drehbaren Haken *H* gegen Aufwärtsfahren gehalten ist, während die Hebung des gefüllten Gefäßes *G* erfolgt. Dies geschieht mittels des Lastseils *S*, welches von einem am Wagen *K* befindlichen Befestigungsbolzen aus über die lose Rolle, dann zum Wagen zurück über eine in demselben gelagerte Führungsrolle und endlich über die Scheibe *N* hinweg nach der Winde *W* geht, deren Betrieb von einer (in der Figur nicht angegebenen) Transmissionswelle mittels Riemen geschieht und mit Benutzung einer Spannrolle eingeleitet wird.

Kommt nun der in der vertikalen Verlängerung des Lasthakens angebrachte Haken *H* oben an, so hebt er den anderen Haken von dem Vorsprung am Wagen *K* ab, um sich selbst gegen denselben zu legen, sodass dann beim weiteren Aufwickeln des Lastseils *S* auf die Trommel der Winde *W* die Vertikalbewegung der Last übergeht in eine mit dem Laufwagen gemeinsame Bewegung am Bahnseile *B* hin nach dem Inneren des Magazins, wo dann die Winde durch Sperrhaken arretirt und das Gefäß entleert wird.

Die Abwärtsbewegung wird durch das Gewicht des leeren Gefäßes bewirkt und von der Winde aus mittels Bremse regulirt. Am unteren Ende der Bahn ankommend, wird der an der losen Rolle vorhandene Haken *H*, welcher nur durch das Gefäßgewicht in der Vertikalen gehalten ist, von dem oberen Haken *H* ausgelöst, sodass nun ohne weiteres die Bewegung des Gefäßes vertikal abwärts in den Schiffsraum erfolgt. Es werden zwei Gefäße (von je 500 kg Kapazität) angewendet, sodass die Füllung des einen geschehen kann, während das andere beladen nach dem Magazin geschafft, entleert und zurückbefördert wird.

Zur Bedienung der Maschine ist nur ein Mann an der Winde *W* erforderlich. Die Leistung soll 30 t pro Stunde betragen.

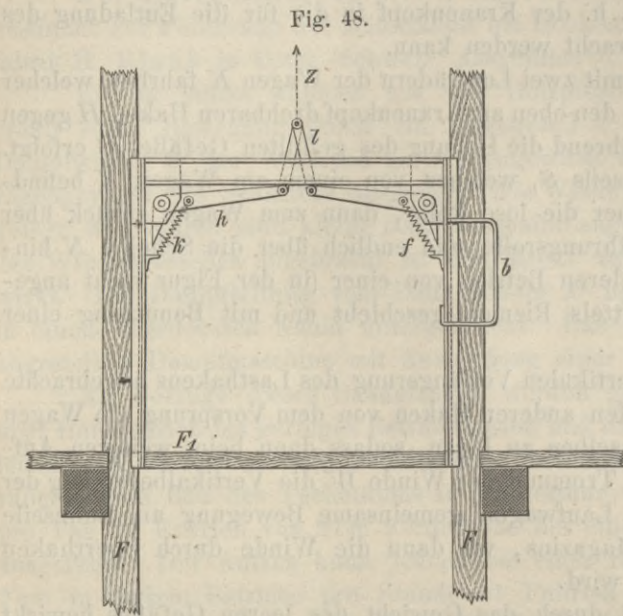
§ 39. Sicherheitsvorrichtungen³³⁾. Die Gefahren, welche der Betrieb der Aufzüge mit Fahrstuhl mit sich bringt, haben zu zahlreichen Konstruktionen von Sicherheitsvorrichtungen Anlass gegeben. Man kann drei Arten derselben unterscheiden:

- 1) Konstruktionen zur Verhütung von Unfällen bei einem Bruch des Zugorganes, die Fangvorrichtungen;
- 2) Konstruktionen zur Feststellung des Fahrstuhles beim Be- und Entladen desselben in den Haltestationen, die Haltevorrichtungen;
- 3) Konstruktionen zum Schließen bzw. Öffnen der zu dem Aufzugschacht in den Haltestationen führenden Öffnungen, die Schachtverschlüsse.

Unter der großen Anzahl der ausgeführten Fangvorrichtungen ist die an dem in Fig. 48, 49 dargestellten Fahrstuhl *F*₁ angebrachte eine der gebräuchlichsten. Die in dem Fahrstuhl drehbar gelagerten Hebel *h* sind mit den scharfen

³³⁾ Siehe ferner »§ 52. Fangvorrichtungen« in der 2. Abteilung dieses Kapitels (Hydraulische Hebe-
maschinen. Dampfaufzüge).

Fangklauen h versehen und stehen mittels der Laschen l mit dem Zugorgan Z in Verbindung. Durch den Zug in Z werden die Hebel h in der gezeichneten



Stellung erhalten; die Fangklauen berühren die Führungsriten F nicht, sodass der Fahrstuhl sich frei auf- und abwärts bewegen kann.

Fig. 49.

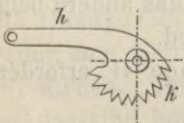
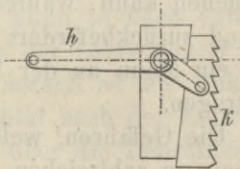


Fig. 50.



Reißt das Zugorgan, so werden die Hebel h mittels der Federn f hereingezogen, sodass die Fangklauen gegen die hölzernen Führungsriten angepresst werden, sich in dieselben einarbeiten und den Fahrstuhl zum Stillstand bringen.

An Stelle der Fangklauen werden die Hebel h auch mit gezahnten excentrischen Scheiben K versehen, siehe Fig. 49, welche beim Reißen des Zugorganes um so stärker gegen die Führungsriten gepresst werden, je größer die Last auf dem Fahrstuhl ist. Ähnliches wird erreicht, indem die Hebel h mit den gezahnten Keilen K (Fig. 50), welche in den am Fahrstuhl festen Gleitflächen lagern, beweglich verbunden werden.

Beim Reißen des Zugorganes werden die Keile gegen die Führungsriten gepresst und bringen den Fahrstuhl zum Stillstand.

Die angeführten Konstruktionen bedingen sehr kräftige und solid gelagerte Führungsriten, damit dieselben durch den bedeutenden seitlichen Druck der Fangorgane h nicht gebogen oder am Deckengebälke gelockert werden.

Auf ähnlicher Wirkungsweise beruht das Sicherheitsgesperre von Hohenegger; siehe S. 98 und Fig. 5 bis 7, Taf. XIII.

Fangvorrichtungen dieser Art haben aber eine große Unvollkommenheit. So lange das Zugorgan im Förderschacht selbst zerreißt, wird der Zug in den Laschen l plötzlich = 0; die Federn f kommen mit ihrer ganzen Intensität zur Wirkung und die Fangklauen werden in solchen Fällen allerdings ihre Schuldigkeit thun. Wenn aber die zum Fahrstuhl führende Zugkette über mehrere Rollen geleitet wird und in der Nähe der Aufzugswinde bricht, sodass die lange Kette beschleunigt und der Widerstand der Rollen überwunden werden muss; oder wenn nicht die Kette, sondern ein Teil der Winde bricht, sodass zu den eben genannten Widerständen noch der der rasch ablaufenden Winde hinzutritt, so wird in solchen Unfällen der Kettenzug an den Laschen l meist noch größer sein als der

den Federn f entsprechende Zug, die Hebel h werden durch die Federn f nicht hereingezogen und die Fangklauen kommen nicht zur Wirkung.

Beträgt in einem solchen Unfall der an der Kette bei l noch verbleibende Zug $1/n$ der totalen Fahrstuhllast Q , so ist die den Fahrstuhl beschleunigende Kraft:

$$P = Q - \frac{Q}{n} = \frac{Q}{g} \cdot p, \dots \dots \dots 67.$$

woraus p , die entsprechende Beschleunigung des Fahrstuhles:

$$p = \frac{g(n-1)}{n} \dots \dots \dots 67a.$$

Beträgt daher bei einem solchen Unfall der in den Laschen l verbleibende Zug beispielsweise noch $Q/4$ (also $n = 4$), so werden die Federn f nicht zum Greifen kommen. Dieselben dürfen übrigens nur so stark sein, dass bei unbeladenem Fahrstuhl die Klauen k noch nicht zur Wirkung kommen. Die Beschleunigung des Fahrstuhles wird dann sein $p = 3/4 g$, d. h. der Fahrstuhl wird mit $3/4$ der Beschleunigung der Schwere in die Tiefe wandern.

Dies ist der Hauptgrund, weshalb die auf vorliegendem Princip beruhenden Fangvorrichtungen bei so vielen Unfällen versagt haben.

Eine sichere Fangvorrichtung soll daher nicht nur dann wirken, wenn der Kettenzug am Fahrstuhl = 0 wird, sondern schon dann, wenn derselbe nur um einen Teil kleiner wird. Eine dieser Anforderung genügende Fangvorrichtung ist in den Fig. 51 u. 52 dargestellt.

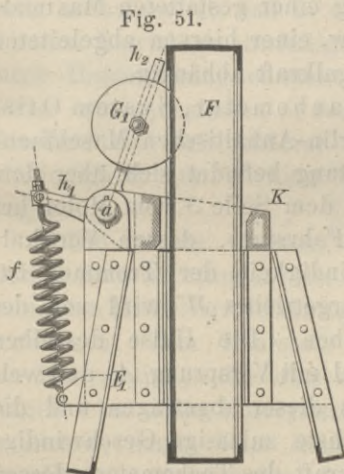


Fig. 51.

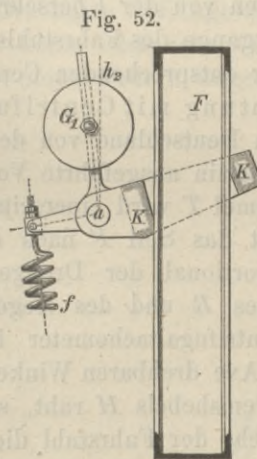


Fig. 52.

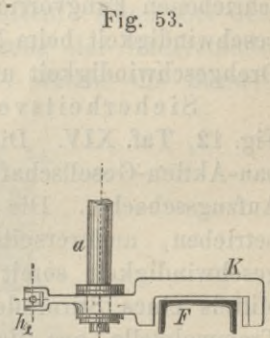


Fig. 53.

F sei eine der beiden Führungsruten dieses Aufzuges; F_1 stellt den Obertheil eines Fahrstuhles dar. In F_1 ist solide drehbar gelagert die Axe a , an welcher beiderseits die Fanghebel K befestigt sind, welche letztere die Nuten F in der in Fig. 53 gezeichneten Weise umschließen. Auf der Axe a ist der Arm h_2 mit dem Gewicht G befestigt und ebenso der Arm h_1 , welcher von der am Fahrstuhl eingehängten Feder f erfaßt wird.

Das Gewicht G wird so schwer genommen, dass dasselbe den Zug der Feder f überwindet, folglich der Hebel K während des ungestörten Betriebes die in Fig. 51 gezeichnete Lage einnimmt, in welcher die Ruten F_1 von den Fanghebeln nicht berührt werden. Reißt nun die den Fahrstuhl tragende Kette oder

nimmt der Zug in derselben, wie oben beschrieben, um einen Teil ab, so wird sich der Fahrstuhl mit einer gewissen Beschleunigung, z. B. mit $1/n$ der Beschleunigung der Schwere, nach abwärts bewegen; das Gewicht G wird nicht mehr mit G kg sondern mit $(G - \frac{G}{n})$ kg auf den Hebel h drücken. Das Moment des Gewichtes G in Bezug auf die Axe a wird sonach bei einem gewissen Wert von n kleiner sein als das Moment der Federkraft von f ; letztere wird sodann die Axe a verdrehen, bis sich die beiden Fanghebel K in der in Fig. 52 gezeichneten Lage an den Führungsruten festklemmen und den Fahrstuhl arretiren. Da in der gesperrten Lage der Hebel K (Fig. 52) das Moment des Gewichtes G auch links drehend wirkt, so kommt die Feder mit ihrer ganzen Intensität zur Wirkung und hält die Fanghebel in der gesperrten Lage, sodass dieselben durch etwaige Erschütterungen des Fahrstuhles nicht wieder zurückgeworfen werden können. Durch Regulirung der an der Feder f angebrachten Schraube kann die Empfindlichkeit dieser Fangvorrichtung beliebig groß hergestellt werden, sodass bei einer durch Bruch der Kette oder der Winde hervorgerufenen Beschleunigung des Fahrstuhles von etwa $1/3$ der Beschleunigung der Schwere ein Arretiren desselben schon sicher eintritt.

Während bei den zuerst beschriebenen Fangvorrichtungen die Veränderung der Zugkraft in der Lastkette, in der vorstehend erläuterten Konstruktion hingegen der bei einer Geschwindigkeitszunahme auftretende Massenwiderstand zur Bethätigung derselben benutzt wird, ist die Wirkung der nachfolgend beschriebenen Fangvorrichtungen von der Überschreitung einer gestatteten Maximalgeschwindigkeit beim Niedergange des Fahrstuhls bezw. einer hiervon abgeleiteten Drehgeschwindigkeit und ihr entsprechenden Centrifugalkraft abhängig.

Sicherheitsvorrichtung mit Centrifugaltachometer, System Otis; Fig. 12, Taf. XIV. Diese in Deutschland von der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-Aktien-Gesellschaft in Berlin ausgeführte Vorrichtung befindet sich über dem Aufzugsschachte. Die Trommel T wird einerseits mit dem Seile S vom Motor her betrieben, andererseits geht das Seil F nach dem Fahrstuhl, dessen Vertikalgeschwindigkeit somit proportional der Drehgeschwindigkeit der Trommel ist. Mittels eines Stirnräderpaares R und des Kegelrädergetriebes W wird von der Trommelwelle aus das Centrifugaltachometer betrieben. Die Hülse desselben regiert den an horizontaler Axe drehbaren Winkelhebel mit Vorsprung A , auf welchem der Bolzen C des Bremshebels H ruht, sodass dieser abgetragen und die Bremse B gelöst ist. Erreicht der Fahrstuhl die höchste zulässige Geschwindigkeit, so wird vermöge der entsprechenden Centrifugalkraft des Tachometers dessen Hülse gehoben und der Winkelhebel gedreht, bis der Bolzen C von dem Haken A abgelenkt, der Hebel H mit seinem Gewichte G niederfällt und die Bandbremse B angespannt wird. Indem das hierdurch hergestellte Bremsmoment an der Trommelwelle wesentlich größer ist als das Lastmoment, wird die lebendige Kraft der bewegten Massen rasch aufgezehrt und damit die Festhaltung des Fahrstuhles erreicht. Ist die Ursache der Überschreitung der normalen Geschwindigkeit beseitigt, so wird die Sicherheitsvorrichtung wieder in der ursprünglichen Weise für den Betrieb eingestellt.

Becker's Centrifugulbremse³⁴⁾; Fig. 14, Taf. XIV. Die Aufgabe dieser

³⁴⁾ D. R. P. No. 7205.

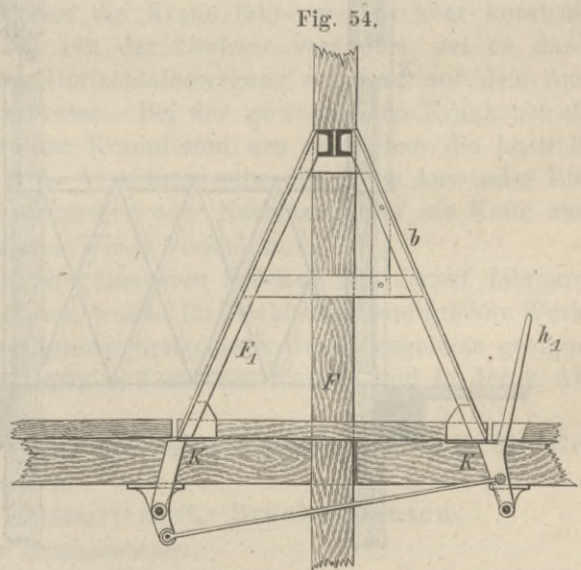
Bremse besteht nicht darin, den Fahrstuhl anzuhalten, sondern es soll durch dieselbe im Falle eines Seilbruchs lediglich die mechanische Arbeit der sinkenden Last absorbirt werden, sodass der Fahrstuhl mit mäßiger Geschwindigkeit bis auf den Boden seiner untersten Stellung herabsinkt. Auf diese Weise werden Umständlichkeiten vermieden, mit welchen man es zu thun hat, wenn ein abgerissener, im Aufzugsschachte eingekeilter Fahrstuhl von neuem mit der Winde verbunden werden soll.

An dem Fahrstuhl ist eine Centrifugalbremse angebracht, deren Welle mit einem kleinen Zahnrade versehen ist, welches in eine vertikal an der Schachtwandung befestigte Zahnstange eingreift, sodass die Drehgeschwindigkeit der Welle der Vertikalgeschwindigkeit des Fahrstuhles proportional ist. Eine mit dieser Welle verbundene Scheibe trägt an den Zapfen o_1 , o_2 u. o_3 drehbar die schwertförmigen Klötze G_1 , G_2 u. G_3 , deren Centrifugalkraft mit beträchtlichem Hebelübersetzungsverhältnis die Vorsprünge a gegen die cylindrisch ausgedrehte Innenfläche des umgebenden festen Gehäuses presst, sodass bei der Drehung der Welle die hier auftretende Reibung überwunden werden muss.

Die Verhältnisse dieser Vorrichtung sind so gewählt, dass der sinkende Fahrstuhl höchstens die auch für Personen ungefährliche Geschwindigkeit von $\frac{3}{4}$ bis 1 m pro Sek. annehmen kann, indem bei größerer Geschwindigkeit die mechanische Arbeit der sinkenden Last zur Überwindung der durch die stärkere Centrifugalkraft bedingten Reibung am festen Gehäuse nicht hinreichen würde. Mittels der Zapfen b_1 , b_2 u. b_3 sind die Bremsklötze derart verbunden, dass sie sich gegenseitig ausbalanciren und in allen Drehlagen Gleichgewicht halten. Damit bei den üblichen Betriebsgeschwindigkeiten keine schädliche Vermehrung der Widerstände durch Bremsreibung entsteht, sind noch Federn angebracht, welche die Bremsklötze zusammenhalten, sodass dieselben erst bei größerer Geschwindigkeit zur Wirkung gelangen.

Die zweite Gattung der Sicherheitsvorrichtungen, die sogenannten Haltevorrichtungen bezwecken, dem Fahrstuhl in den Haltestationen der einzelnen Etagen eine feste Unterstützung zu bieten, damit beim Beladen desselben, beispielsweise durch Aufwerfen schwerer Kisten, die durch die Haltevorrichtung entlastete Zugkette gegen Bruch gesichert ist und ferner Personen, welche beim Be- und Entlasten des Fahrstuhles denselben in den Haltestationen betreten, vor jeder

Gefahr geschützt sind. Eine solche Haltevorrichtung ist in Fig. 54 dargestellt. Die vier in einer Haltestation angeordneten Halteklinken K treten selbstthätig stützend unter das Podium des Fahrstuhles. Durch Zurücklegen des Hebels h_1 werden



die vier Klinken K gleichzeitig aus der Bahn des Fahrstuhles zurückgezogen, so dass sich derselbe frei nach abwärts bewegen kann oder, wenn gewünscht, die Haltevorrichtung gar nicht zur Wirkung kommt.

Die dritte der bei Aufzügen gebräuchlichen Sicherheitsvorrichtungen, die Schachtverschlüsse, werden meist derart angeordnet, dass durch einen Arbeiter der Zugang zum Förderschacht mittels einer Schiebe- oder Fallthüre geöffnet oder geschlossen wird. Da aber die Arbeiter häufig, absichtlich oder unabsichtlich, versäumen, diese Thüren zu verschließen, so sind selbstthätige Schachtverschlüsse zu empfehlen. Für die Haltestation am oberen Ende eines Aufzuges werden dieselben einfach dadurch hergestellt, dass ein Fallgitter vom aufsteigenden Fahrstuhl in die Höhe genommen wird und beim Abwärtsgehen des Fahrstuhles an der Schachtöffnung selbstthätig abgesetzt wird, wodurch letztere verschlossen wird.

Ein derartiger Aufzugschachtverschluss ist in Fig. 6 u. 7, Taf. XIV, abgebildet. Derselbe wurde von der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-Aktiengesellschaft in Berlin an einem direkt wirkenden hydraulischen Aufzug für die offene Bahnhofshalle in Posen ausgeführt. Fig. 6 zeigt den Schacht mit geschlossener Klappe aa und Barriere cc , Fig. 7 die am Kolben K des Aufzuges befestigte Fahrbühne in ihrer obersten, mit dem Perronniveau übereinstimmenden Stellung, in welcher die mit Stangen b gelenkig verbundenen Klappenhälften a und Barrierenarme c mittels des Bügels F der Fahrbühne zurückgelegt worden sind. Beim Niedergehen des letzteren schließen Klappe und Barriere selbstthätig wieder.

Fig. 55.

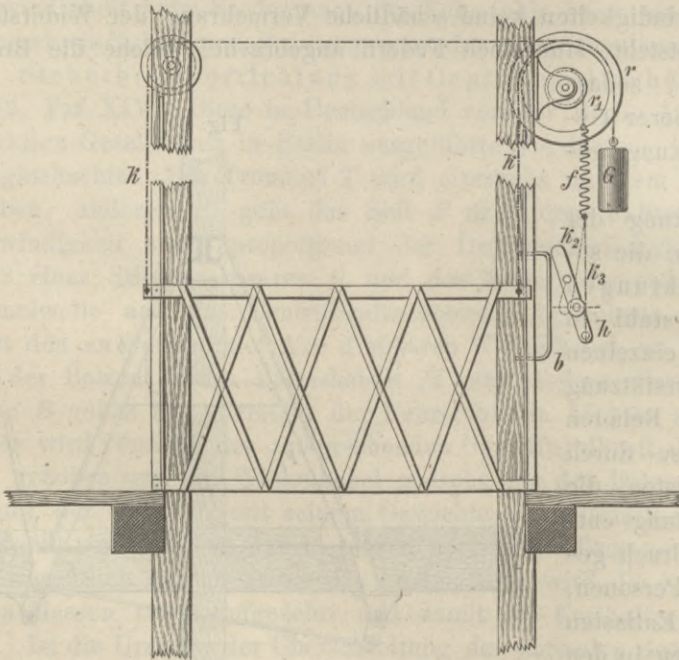


Fig. 56.

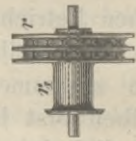
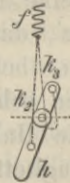


Fig. 57.



Ein Schachtverschluss, welcher auch in den zwischenliegenden Haltestationen die Schachtöffnungen selbstthätig öffnet und sperrt, ist in den Fig. 55 bis 57 dargestellt. Das die Schachtöffnung verschließende Fallgitter ist an Ketten k aufgehängt und wird durch Gegengewichte G (Fig. 55) derart ausbalancirt, dass das-

selbe, wenn gehoben, eben noch selbstthätig absinkt. Die gezahnten Rollen r (Fig. 55 u. 56), über welche die Ketten k führen, sind miteinander und der Rolle r_1 verbunden. Auf letzterer windet sich die Kette k_1 auf, welche durch die Feder f und die beiden Ketten k_2 und k_3 mit dem Hebel h in der in den Fig. 55 u. 57 dargestellten Weise verbunden ist. Steigt der Fahrstuhl in die Höhe, so drückt der an demselben befestigte Bügel b (Fig. 54 u. 55) gegen den Hebel h (Fig. 55); die Kette k_3 zieht an der Feder f und an der Kette k_2 ; das Fallgitter wird gehoben. Kommt der Fahrstuhl von oben herab, so drückt der Bügel b den Hebel h in die in Fig. 57 gezeichnete Lage; die Kette k_2 wird angezogen und spannt die Feder; die Kette k_1 zieht wieder an der Rolle r_1 , das Fallgitter wird ebenfalls gehoben. Bleibt der Fahrstuhl in der Haltestation halten, gleichviel ob von oben oder von unten kommend, so bleibt das Fallgitter gehoben; verlässt er die Station, so sinkt das Fallgitter wieder selbstthätig herab.

Schachtverschlüsse dieser Art lassen sich nicht nur an den Zwischenstationen, sondern auch an der untersten Haltestation eines Aufzuges anbringen.

F. Krane. Verschiedene Hilfsapparate.

§ 40. Allgemeines. Unter Kranen versteht man Hebemaschinen, deren Gestell von dem Standorte aus und über demselben als Auslader in das Raumgebiet hinausragt, in welchem die Vertikalbewegung der Last zu vollziehen ist. Vorwiegend werden dieselben als Drehkrane gebaut, welche durch Schwenken um die Vertikalaxe das Verbringen der Last aus dem freien Heberaum nach der Abladestelle oder umgekehrt bequem gestatten. Weitere Ausbildung erfahren die Krane durch Hinzufügung von Einrichtungen zur völligen Beherrschung eines gegebenen Grundrissgebietes, indem man die Krane fahr- und drehbar konstruirt oder den radialen Abstand der Last von der Drehaxe verändert, sei es durch Änderung der Ausladung oder durch Horizontalbewegung der Last auf dem Auslader mittels einer sogenannten Laufkatze. Bei der gewöhnlichen Krankonstruktion mit Strebe und Zugorgan von dem Kranpfosten aus nach dem die Lastrolle tragenden Krankopfe hin lässt sich die Ausladung entweder durch Aus- oder Einschieben der Strebe oder durch Zurückziehen oder Nachlassen des als Kette ausgeführten Zugorgans mittels besonderer Winde verändern.

Zu den Kranen gehören auch die fahrbaren Brücken mit darauf fahrbarer Winde, die sogenannten Brückenlaufkrane, welche für Hochbauten und größere Werkstättenräume zur Beherrschung ausgedehnter horizontaler Grundrissgebiete geeignet sind. Zahlreiche Beispiele von derartigen und anderen Kranen sind in der 2. Abteilung dieses Werkes beschrieben in

Kap. VI. Hilfsanlagen für den Materialtransport und die Errichtung von Hochbauten, sowie in

Kap. XIV. Maschinelle Hilfsmittel für Brückenbauten, der vorliegenden, 3. Abteilung der Baumaschinen.

Das eigentliche Hebungsgetriebe der Krane kann nach irgend einem der bei den Winden bereits beschriebenen Systeme hergestellt werden und man hat für die Leitung des Zugorgans die erforderlichen Rollen hinzuzufügen. Eine weitere Erörterung dieser Konstruktionen erscheint entbehrlich und es wird hier auch auf

die specielle Behandlung derjenigen Triebwerke verzichtet, welche bei schweren Kranen zu deren Drehung oder Verschiebung nötig sind. Die Beschreibung einiger Ausführungen von Kranen und verschiedenen Hilfsvorrichtungen soll zwar noch angeschlossen werden, des weiteren muss indessen auf die in den Kapiteln VI und XIV enthaltenen Krankonstruktionen und auf die sowohl dort als auch am Schlusse des vorliegenden Kapitels gegebene Litteraturübersicht verwiesen werden.

§ 41. Krane mit Handbetrieb.

Der Drehkran von Tangye Brothers, Fig. 1, Taf. XIII, zeigt eine eigentümliche Windevorrichtung. Die Lastkette wird auf die Kettentrommel T_2 aufgewickelt, die am oberen Ende der Kransäule gelagert ist und mittels der Seilscheibe R in Umdrehung versetzt wird. Der Antrieb der Seilscheibe R erfolgt hier durch ein Seil, welches sich von R ab- und auf die Windentrommel einer an der Kransäule befestigten Handwinde aufwickelt.

Durch Drehung der Kurbel K wird die mit einfachem Zahnrädervorgelege versehene Winde angetrieben. Das Herablassen der Last kann durch Verwendung der Bandbremse B mit Bremshebel H geschehen.

Die Einschaltung der Seilrolle R und zugehörigen Windentrommel T_2 hat nicht bloß den Zweck, eine Übersetzung im Verhältnisse der beiden Radien zu bewirken, denn der gleiche Erfolg wäre durch ein weiteres Zahnrädervorgelege einfacher und unter Überwindung geringerer schädlicher Widerstände zu erreichen, sondern soll gestatten, bei kleinen Lasten das Seil, nachdem es von der Windentrommel abgenommen ist, als Handseil zu benutzen, um mit relativ größerer Leistungsfähigkeit zu arbeiten. Ferner kann mit Kurbel direkt auf die Seiltrommelwelle getrieben werden, was sich dann empfiehlt, wenn die zu hebenden Lasten für den Handseilbetrieb zu schwer, aber doch um so viel geringer sind als die Tragkraft des Krans, dass es nicht lohnend ist, die Zahnräderübersetzung zu benutzen. Derartige Krane werden auch von der bekannten Firma Appleby Brothers gebaut.

Magazinkran von 2 t Tragkraft; siehe Fig. 15 bis 18, Taf. XIII. Der unten im Fußlager F und oben in einem bockförmigen Gestelle drehbare Kran trägt bei A mittels Haken die über die lose Rolle R nach der Trommel T gehende Lastkette. Der Betrieb geschieht von den zwei Kurbeln K_1, K_2 aus mit doppeltem Zahnrädervorgelege, welches, allerdings wegen der größeren Reibungswiderstände auf Kosten des Wirkungsgrades, hier eine gedrängte Anordnung erhalten hat, indem die Kurbelwelle w in der hohlen Trommelwelle gelagert ist. Bandbremse Bb mit Handhebel H und Sperrrad S mit Sperrklinke s sind in gewöhnlicher Weise angeordnet. Mit Hinsicht auf das S. 11 Gesagte würde es vorzuziehen sein, die Lastkette auf der entgegengesetzten Seite der Lasttrommel aufzuwinden, sodass die Kettenglieder beim Betriebe nicht in wechselndem Sinne auf Biegung beansprucht werden.

Drehvorrichtung mit Walzenlager; Fig. 19, Taf. XIII. Die Vorrichtung zum Schwenken schwerer Drehkrane besteht in der Regel aus einem größeren mit dem Fundamente oder der festen Kransäule verbundenen Stirnrade, in welches ein kleines Stirnrad eingreift, dessen Welle in der Kranplattform gelagert ist, von wo aus die Drehung des Krans irgendwie bewirkt wird. Diese Anordnung hat den Nachteil, dass bei plötzlichem Aufhören des Antriebes und gleichzeitig stattfindender Festbremsung des Drehgetriebes, wie dies bei Dampfkranen üblich ist, ein Stoß auf die im Eingriffe befindlichen Zähne übertragen wird, der entsprechend

der plötzlichen Vernichtung der lebendigen Kraft des beweglichen Krangestelles mit anhängender Last leicht so bedeutend ausfällt, dass Brüche eintreten. Dieser Übelstand ist auch dann stets vorhanden, wenn die Drehvorrichtung ein Schraubenträgergetriebe oder ein anderes selbstsperrendes Getriebe enthält.

Bei der in Fig. 19 dargestellten Einrichtung von Cole³⁵⁾ ist das große Stirnrad Z mit dem beweglichen Rollenkranze R vereinigt und durch Arme und Nabe am Kranpfosten centrirt. Das kleine Stirnrad setzt durch Eingriff in das große den Rollenkranz in Umdrehung, wobei die Kranplattform durch die Reibung der Laufrollen mitgenommen wird. Hört nun der Antrieb plötzlich auf und werden die Laufrollen durch Bremsung des Drehgetriebes festgehalten, so kann sich der Oberteil des Kranes unter Überwindung der Reibung auf den Laufrollen bis zur Vernichtung der eigenen lebendigen Kraft weiter bewegen; somit wird der Stoß zwar nicht vollkommen beseitigt, aber doch wesentlich vermindert. Unerwünscht ist die hierbei unvermeidlich stattfindende polygonale Abnutzung der Laufrollen.

Es ist zu empfehlen, die Bremsen der Drehvorrichtungen von Dampfkranen so einzurichten, dass die Steigerung des Bremsmomentes nur allmählich bis zu einem zulässigen Maximum erfolgen kann.

Laufkran mit Handkettenbetrieb von Gebr. Weismüller; Fig. 4, Taf. XIII. Die bei der Benutzung des Kranes notwendigen drei Bewegungen:

1. Heben und Senken der Last,
2. Verschieben der Winde auf der Laufkranbrücke,
3. Fortbewegen des ganzen Kranes auf seinem Gleise

werden sämtlich von unten aus mittels Handketten K_1 , K_2 und K_3 bewirkt.

Durch Drehung des Handrades H_1 wird mittels eines Kegelräderpaares die Schraube Z_1 und damit das Schneckenrad Z_2 , sowie durch Vermittlung eines Zahnradervorgeleges $Z_3 Z_4$ die Lastkettentrommel in Umdrehung versetzt und dadurch das eine Trum der um eine lose Rolle geschlungenen Lastkette aufgewickelt bezw. beim Senken abgewickelt. Vermöge der Selbstsperrung des Schraubengeetriebes bleibt die Last in jeder Stellung nach Aufhören der Zugkraft an der Handkette schweben, sodass zum Senken der Last ein besonderer Arbeitsaufwand erforderlich ist.

Die Laufkatze, welche auf den beiden aus Walzeisen hergestellten und durch Zugstangen verspannten Hauptträgern des Kranes mit vier Rollen läuft, erhält ihre Bewegung von dem Handrade H_2 durch Vermittlung zweier Stirnräder Z_1 und Z_2 , von denen das letztere auf der Axe des linken Laufrollenpaares aufgekeilt ist.

Von vier Laufrädern, welche die Fortbewegung des ganzen Kranes auf den von Säulen getragenen Schienen ermöglichen, erhält das Rad A und damit das auf derselben Welle w aufgekeilte Laufrad B den Antrieb von dem Handrade H_3 aus durch Vermittlung eines doppelten Zahnradervorgeleges, von welchem das letzte Rad mit A unmittelbar verbunden ist.

§ 42. Krane mit Betrieb durch Elementarkraft.

Fahrbarer Dampfkran von Gebr. Weismüller in Frankfurt a. M.; Fig. 23, Taf. XIII. Sowohl Heben und Senken der Last, als auch Fortbewegen und Drehen des Kranes werden durch die auf dem Kranwagen stehend angeordnete Dampfmaschine durch Vermittlung entsprechender Stirnräder bezw. Kegel-

³⁵⁾ Engineering. 1885 I. S. 504. — Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1885. S. 741.

rädervorgelege bewirkt, doch kann nach entsprechender Auskuppelung der Dampfmaschine das Senken der Last auch mittels einer Bandbremse geschehen. Das Fahrtriebwerk besitzt eine vertikale, in der Drehaxe des Kranes angeordnete Welle, von welcher aus die Bewegung mittels horizontaler Zwischenwelle und Kegelrädernetriebe auf die vordere Wagenaxe übertragen wird. Der ebenfalls auf dem Kranwagen montirte Dampfkessel dient zugleich als Gegengewicht zur Ausgleichung des Eigengewichtes des Auslegers und der Last. Zur weiteren Erhöhung der Standfestigkeit können vier Schienenklammern verwendet werden. Damit bei der Förderung von Kohlen und Erzen in einer gewissen Höhe die Gefäße bequem entleert werden können, trägt der Ausleger am Kopfe einen schwenkbaren Greifer (Schuh), welcher vom Maschinisten mittels einer Stange regiert werden kann.

Dieser Dampfkran ist für Lasten $Q = 2500$ kg und für eine größte Ausladung von 7,5 m gebaut. Hubhöhe = 12 m. Der Kran besitzt außer den für das Fahren beim Transport des Kranes dienenden Rädern von der Normalspurweite (1,435 m) zur sicheren Stützung beim Arbeiten mit schweren Lasten auf seinen verlängerten Wagenaxen noch Räder für 2 m Spurweite, bei einem Radstande von 2,250 m. Eigengewicht des Krans $G = 14000$ kg. Hierzu kommt das Gewicht des Wassers im Dampfkessel und des Vorratswassers mit ca. 1000 kg und der Kohlen mit etwa 500 kg. Die Stabilität ist durch ein Gegengewicht von 3000 kg im Gestellrahmen des Drehkranes genügend gewahrt, da der größte Ausschlag des Gesamtschwerpunktes des Kranes (einschließlich Wasser, Kohlen und größter Last) von der vertikalen Mittelaxe nur etwa 500 mm beträgt. Durch den Einfluss der Centrifugalkraft beim Schwenken des Krans wird allerdings die Ausladung der Last vergrößert, bei tiefhängender Last um etwa 1 m, sodass dann der Angriffspunkt der resultirenden Vertikalkraft noch um weitere 0,1 m, also bis auf ca. 0,6 m aus der vertikalen Mittelaxe rückt.

Die Ketteneisenstärke $\delta = 18$ mm ist reichlich bemessen mit Rücksicht auf die große Geschwindigkeit von etwa 0,4 m, mit welcher sich die Kette bewegt. Halbmesser der Trommel $r = 144$ mm entsprechend einem Verhältnis $r : \delta = 8$. Zähnezahlen des Rädervorgeleges: $Z_1 = 15$, $Z_2 = 100$ bei $t = 16\pi$ mm Teilung und 100 mm Zahnbreite.

Laufreddurchmesser = 500 mm; Axenstärke = 80 mm.

Die Dampfmaschine ist eine Zwillingmaschine mit Cylindern von $d = 170$ mm Durchmesser und einem Kolbenhub $s = 300$ mm. Größte Tourenzahl pro Minute $n = 170$. Sie arbeitet mit 0,625 Füllung. Kesselspannung = 7 Atm. Mittlere indicirte Spannung = 4 Atm. Wirkungsgrad der Winde $\eta_w = 0,80$, der Dampfmaschine $\eta_m = 0,75$, Gesamtwirkungsgrad $\eta = \eta_w \cdot \eta_m = 0,6$.

Vom Wasser berührte Heizfläche = 6,5 qm, vom Dampf berührte Heizfläche = 2,4 qm, zusammen 8,9 qm. Rostfläche = 0,16 qm.

Beanspruchung einzelner Teile. Die Spannung der Kette ergibt sich nach $2 \frac{\pi \delta^2}{4} \mathcal{S} = Q$ zu $\mathcal{S} = 490$ kg pro qcm. Eigengewicht der Kette und Gewicht von Belastungskugel und Haken erhöht die Zugkraft auf 3100 kg und dementsprechend die Kettenspannung auf 610 kg pro qcm. Die Beanspruchung der Zähne berechnet sich zu $\mathcal{S} = 204$ kg pro qcm.

Geschwindigkeit und Arbeitsverhältnisse. Mittlere Kolbengeschwindigkeit bei $n = 170$ Touren pro Minute $c_k = \frac{2 \cdot 0,3 \cdot 170}{60} = 1,7$ m. — Umfangsgeschwindigkeit des Kurbelzapfens $v = \frac{\pi}{2} c_k = 2,67$ m. — Ketten- oder Hubgeschwindigkeit = Umfangsgeschwindigkeit der Trommel $c = 0,384$ m.

Nutzleistung des Kranes in Pferdestärken $N = \frac{2500 \cdot 0,384}{75} = 12,8$. Daraus folgt die aufzuwendende indicirte Leistung N_i der Dampfmaschine bei dem angegebenen Gesamtwirkungsgrade $\eta = 0,6$: $N_i = \frac{N}{\eta} = \frac{12,8}{0,6} = 21,4$ Pferdestärken. Die ausgeführte Maschine ergibt bei 4 Atm. mittlerer indicirter Spannung und 227 qcm Kolbenquerschnitt $N = \frac{4 \cdot 227 \cdot 1,7}{75} = 20,6$ Pferdestärken, also etwa die geforderte Leistung.

Das Anheben der Last geschieht mit Anwendung des vollen Dampfdruckes; nach hinreichender Beschleunigung der Last wird mittels des Drosselschiebers regulirt. Das Drehen des Kranes findet mit annähernd derselben Arbeitsleistung der Dampfmaschine statt wie beim Heben der größten zulässigen Last. Beim Verladen von Kohlen aus Schiffen in Waggons mit einmaliger Gefäßladung von 1 t auf 10 m Hubhöhe werden in 10 Arbeitsstunden etwa 350 t gefördert, wobei 200 kg Kohlen verbraucht werden. Hierbei ist die für den Betrieb des Kranes erforderliche gesamte Arbeitsleistung etwa zweimal Hebearbeit.

In Fig. 21 ist der Ausleger eines von derselben Firma ausgeführten Dampfkranes dargestellt. Im Gegensatz zu der Anordnung in Fig. 23 ist hier der Ausleger beweglich d. h. um eine horizontale Axe drehbar und kann durch einen besonderen Flaschenzug mit Kette K_1 an den Zugstangen S unter Einwirkung der Dampfwinde verstellt werden.

Weiter ist bei dieser Ausführung eine besondere Entladungswinde vorhanden, welche mittels der Ketten K , b und c die beiden Gefäßhälften bei B und C ergreift und ein Öffnen des Fördergefäßes in jeder beliebigen Höhe ermöglicht. Die beiden Hälften des Gefäßes sind durch ein Scharnier A verbunden, an welchem auch die Lastkette vom Traghaken aus mittels Zwischenkette a angreift. Beim Bewegen des Fördergefäßes mittels der Lastwinde und Lastkette K_0 wird durch die gleichzeitig mitlaufende Entleerungswinde auch die Kette K , jedoch in schlaffem Zustande, beim Heben der Last nachgeschleppt, beim Senken nachgelassen. Das Eigengewicht der Ladung hält die beiden Klappen geschlossen. Sollen dieselben behufs Entleerung geöffnet werden, so wird mittels der Entladungswinde die Kette K angezogen, die beiden Gefäßhälften gehen auseinander und die Ladung fällt heraus.

Brown'scher Dampfkran mit umgekehrtem Flaschenzug. Während bei Dampfkranen mit Rotationsdampfmaschinen in der Regel mit starkem Kraftübersetzungsverhältnis gearbeitet und dem entsprechend nach der Last hin die Geschwindigkeit ins Langsame umgesetzt wird, sodass zur Bewältigung einer beträchtlichen Hubhöhe eine größere Zahl von Umdrehungen der Dampfmaschine erforderlich ist, vollziehen die Brown'schen Dampfkranen den ganzen Hub der Last in einmaligem Kolbenshub, indem die Kolbenbewegung durch einen umgekehrten Flaschenzug (vergl. S. 25) vervielfacht wird. Dies bedingt eine verhältnismäßig größere Antriebskraft bzw. wirksame Kolbenfläche, welche bei den Brown'schen Dampfkranen durch zwei vertikale Dampfzylinder geboten wird, wie Fig. 13, Taf. XIII, nach einer Konstruktion der Maschinenfabrik von Waltjen in Bremen zeigt. Die Kolbenstangen der beiden Dampfzylinder C_1 und C_2 sind oberhalb der Zylinderdeckel noch in Büchsen geführt und durch ein Querhaupt A gekuppelt, welches die motorische Rollengruppe R_1 des umgekehrten Flaschenzugs trägt, sowie mit der Kolbenstange des Bremszylinders C_0 verbunden ist, sodass die beiden Treibkolben sich gemeinsam mit dem Bremskolben bewegen. Die stationäre Rollengruppe R_2 ist am unteren Deckel des Bremszylinders gelagert.

Derartige Krane finden sich vorwiegend als fahrbare Drehkrane für Hafenanlagen zum Verladen von Steinkohlen, Erzen, Körnerfrüchten u. s. w. aus Schiffen nach den Waggons oder umgekehrt in Verwendung, zu welchem Zwecke dieselben mit Ladegefäß mit Entleerungsvorrichtung ausgerüstet sind. Der auf dem Drehgestelle des Kranes als Gegengewicht angeordnete Dampfkessel erhält für

1000 bis 1200 kg Nutzlast etwa 6 bis 7qm Heizfläche bei 7 Atmosphären Dampfdruck. Von demselben werden noch die Dampfeylinder der Drehvorrichtung des Krans, sowie eine kleine Dampfmaschine für die Verschiebung des Krans auf dem Gleise versehen, dessen Spurweite etwa das $1\frac{1}{2}$ fache der Normalspurweite beträgt.

Die Lastkette ist von einem Befestigungspunkte am Drehgestell aus um die beiden Rollengruppen R_1 und R_2 des umgekehrten Flaschenzugs herum und über die Rolle am Kranenkopfe hinweg nach dem Lasthaken geführt. Die untere Stellung der Treibkolben entspricht der Tieflage der Last und ihre Bewegung findet in demselben Sinne statt wie diejenige der Kolben.

Der Lasthub ist bei sechs Rollen das sechsfache des Kolbenhubs. Dampfzulass und Ablass werden vom Maschinisten durch eine Steuerung derart regiert, dass der Kolbenshub nur in dem Betrage stattfindet, welcher der jeweiligen erforderlichen Hubhöhe der Last entspricht, und hierbei der auf die Treibkolben wirkende Dampfdruck durch Drosselung des Kesseldampfes nach der Größe der zu hebenden Last regulirt. Die oberhalb der Dampfkolben in den Cylindern enthaltene Luft kann durch die unter den Cylinderdeckeln vorhandenen Kanäle entweichen bezw. eintreten.

Zur Haltung der Last hat nicht der Dampfdruck zu dienen, sondern der Bremscylinder mit dem sogenannten Stütz- oder Sperrventil, welches in dem in Fig. 13 nicht dargestellten Verbindungsrohre zwischen dem oberen und dem unteren Raume des Bremscylinders angeordnet ist. Dieses gestattet zwar, als Saugventil wirkend, beim Aufwärtsgang des Bremskolben das Ansaugen von Wasser vom oberen Raume des Bremscylinders her, verhindert aber den Übertritt des Wassers aus dem unteren Raume des Bremscylinders nach dem oberen, sodass das unter dem Bremscylinderkolben eingeschlossene Wasser letzteren bezw. die am Kranen hängende Last mit entsprechendem Drucke abstützt.

Beim Senken der Last wird das Stützventil als Bremsventil benutzt, indem der Maschinist dasselbe mittels einer Schraubenspindel etwas lüftet, sodass das Wasser aus dem Cylinderraum unter dem Bremskolben mit starker Drosselung durch das Bremsventil nach dem oberen Bremscylinderraume abfließt. Durch mehr oder weniger starke Drosselung lässt sich die Geschwindigkeit des Lastniedergangs reguliren, durch Schließen des Drosselventils hingegen die Last jederzeit wieder anhalten.

Ein Sicherheitsventil, welches zwischen dem unteren Bremscylinderraum und dem Stützventil angeordnet wird, verhindert starke Stöße bezw. Bersten des Bremscylinders bei raschem Schluss des Stützventils, indem die lebendige Kraft der sinkenden Last unter Austritt von Druckwasser unter dem Sicherheitsventil aufgezehrt wird. Insbesondere werden durch das Sicherheitsventil auch die Stöße auf ein ungefährliches Maß beschränkt, welche dann eintreten, wenn die Hebung der Last bei geschlossenem Stützventil erfolgte, also das Bremswasser im unteren Cylinderraum dem aufwärts gehenden Kolben nicht folgen konnte, und dieser beim Ablassen des Dampfes aus den Hubeylindern mit niedergehender Last auf das im Bremscylinder noch vorhandene Wasser herabstürzt.

Ferner wird zur Sicherheit gegen Herausschlagen der Dampfeylinderdeckel beim Heben kleiner Lasten oder des leeren Ladegefäßes mit vollem d. h. übermäßig großem Dampfdrucke, welcher dem ganzen Hebungstriebwerk eine große

Geschwindigkeit erteilen würde und das Herausschlagen der oberen Dampfeylinderdeckel zur Folge haben könnte, ein besonderes selbstthätig wirkendes Bremsventil angeordnet.

Der Dampfverbrauch derartiger Krane ist verhältnismäßig groß, weil die Arbeitsverrichtung ohne Expansion stattfindet und bei der periodischen raschen Dampfenahme viel Wasser aus dem Kessel mitgerissen wird. Dampfkrane mit Rotationsmaschinen arbeiten im allgemeinen ökonomischer. Damit beim Brown'schen Kran nicht durch zu großen schädlichen Raum Dampfverschwendung stattfindet, indem etwa die Treibkolben erst um eine gewisse Hublänge wirkungslos gehoben werden müßten, bis die Lastkette gespannt und die Last gehoben wird, ist die Länge der Kette von deren Befestigungsstelle am Kranengestell bis zum Lasthaken durch Nachlassen oder Zurückziehen durch die Befestigungsklammer so zu bemessen, dass bei der Tieflage der Last die Dampfkolben sich in der untersten Stellung befinden³⁶⁾.

Die Zuleitung des Dampfes für den Betrieb von Dampfkranen von einem außerhalb und vielleicht noch für andere Zwecke oder die Versorgung mehrerer Dampfkrane vorhandenen Dampfkessel her kann nach dem festen Drehpfosten des Krans geschehen, welcher central zu durchbohren und oben mit einer Stopfbüchse am drehbaren Kranengestell abzudichten ist, wie beispielsweise Fig. 20, Taf. XIII, zeigt. R_0 ist das obere Ende des festen Drehpfostens, G das drehbare Kranengestell, R das an letzterem befestigte Dampfleitungsrohr nach der Zwillingdampfmaschine des Krans hin. Eine ringförmige Spurplatte zur Abstützung des drehbaren Kranengestells mit daran hängender Last findet sich in einer entsprechenden Bohrung der Stopfbüchse angeordnet.

Drehkran mit Kraftwasserbetrieb von Pilter. Fig. 12, Taf. XIII, zeigt die Zuleitung des Kraftwassers von der unter Terrain befindlichen Leitung A her nach einem Gehäuse G_0 und dem Inneren der drehbaren röhrenförmigen Kransäule, welche mit Stopfbüchse abgedichtet ist und unten auf einem Stützzapfen ruht. Über dem Halslager der Kransäule geht die Druckleitung nach einer auf der Plattform des Drehkrans angeordneten Girardturbine, deren Abwasser in allen Drehlagen des Krans in einen ringförmig um den Kran herum im Fundamentmauerwerk ausgesparten Kanal gelangt, um an geeigneter Stelle abzuffießen. Die Turbine ist regulir- und abstellbar. Wasserdruck drei bis zehn Atmosphären. Ein besonderes Zuleitungsrohr im Inneren der Kransäule würde den Vorteil gewähren, bei der Herstellung der Kransäule von der Dichtigkeit der Wandungen unabhängig zu sein. Der Kran ist im übrigen mit Räderübersetzungen, Bremse u. s. w. in gewöhnlicher Weise konstruirt.

Drehkran mit Wellenbetrieb; Fig. 11, Taf. XIII. Das drehbare Kranengestell G wird unten auf dem Gestellkasten G_0 durch einen ringförmigen Stützzapfen abgestützt, durch welchen eine vertikale Welle hindurch geht, die unten durch ein Kegelräderpaar von der Welle w ihre Bewegung erhält und oben eine Schraube ohne Ende Z_1 trägt. Letztere greift in ein Schneckenrad Z_2 ein und überträgt durch ein Stirnräderpaar die Drehung auf die am Ausleger befindliche Kettentrommel. Das Schraubenrädernetriebe sichert das Schweben der Last beim Nachlassen der Antriebs-

³⁶⁾ Vergl. Vortrag von Elsässer über Dampfkrane. Zeitschr. d. Vereins deutsch. Ing. 1872. S. 750. — Ferner Dampfkrane von Rost u. Co. in Dresden. Ebenda 1889. S. 553. Taf. XXII.

kraft. Die Anordnung der Antriebschraubenwelle in der Drehaxe des Krangestelles gestattet beliebige Drehung desselben, indem die vertikale Schraubenwelle in allen Drehlagen des Kranes zur Vermittelung der Bewegung zwischen der stationär gelagerten Welle w und dem Hebungstriebwerke geeignet ist. Aus der Drehung des Krans resultirt allerdings je nach deren Sinn eine geringe Hebung oder Senkung der Last; dieselbe ist jedoch sehr klein, denn sie würde bei einer ganzen Umdrehung des Krans nur soviel betragen, als durch eine Umdrehung der Schraube Z_1 bewirkt wird.

Um die Last zu senken, ist es nötig, die Welle w in entgegengesetzter Richtung umzutreiben. Von der in der Drehaxe des Krans gelagerten Welle aus ließe sich noch oben an geeigneter Stelle ein Triebwerk zum Verschieben der Laufkatze abzweigen. Beim Betriebe einer ganzen Reihe von Kranen, welche an der Front eines Lagerhauses oder in einem größeren Arbeitsraum geradlinig angeordnet sind, wird es sich meistens empfehlen, eine gemeinsame Antriebswelle unterirdisch durchgehen zu lassen.

§ 43. Verschiedene Hilfsvorrichtungen.

Chretien's Ladegefäß mit Bodenklappen; Fig. 8 bis 10, Taf. XIII³⁷⁾. Das Ladegefäß G wird durch zwei Ketten getragen, die an den beiden Bodenklappen M und N befestigt sind und sich oben zu einem von dem Lasthaken getragenen Bügel C vereinigen. Um das Gefäß in einer bestimmten Höhe durch Öffnen der Klappen entladen zu können, ist es erforderlich, den cylindrischen Teil des Gefäßes anderweitig festzuhalten und die Klappen frei zu geben; die Entleerung erfolgt alsdann durch das Gewicht der Ladung. Zu diesem Zwecke trägt der Auslegerkopf an der Hängestange S eine die Lastkette umfassende Führungshülse H , an welcher ein Hilfshaken B drehbar angebracht ist, der seinerseits wieder die an den senkrechten Wänden des Gefäßes angenietete Traverse T erfasst, sobald der Maschinist denselben durch Nachlassen einer Hilfskette unter dem Einflusse des Gewichtes Q zur Anlage an die Traverse bringt. Senkt man die Krankette nun ein wenig, so wird das Gefäß vollständig an der Traverse von dem Hilfshaken B getragen und die Bödenklappen können sich frei öffnen. Soll das geleerte Gefäß herabgelassen werden, so hebt man mittels der Krankette k den Haupthaken wieder, bis derselbe das Gefäß allein trägt, zieht mittels der Hilfskette den um H drehbaren Bügel B zurück und lässt nun das Gefäß bei rückwärts gehender Kranwinde sinken.

Sicherheitsgesperre von Hohenegger; Fig. 5 bis 7, Taf. XIII. Die von der Österr. Nordwestbahn zuerst benutzte Einrichtung hat den Zweck, Unfälle zu vermeiden, welche bei Überlastung von Kranen eintreten können.

Eine bei versuchter Hebung von größeren als zulässigen Lasten in Thätigkeit tretende Bremse bewirkt eine so kräftige Bremsung, dass die am Krane beschäftigten Arbeiter den vermehrten Widerstand nicht mehr bewältigen können; eine Hebung einer zu großen Last auf eine nur einigermaßen beträchtliche Höhe ist daher ausgeschlossen und ein Umkippen des Kranes oder ein Bruch einzelner Teile durch Überlastung vermieden.

Das freie Ende der um die lose Rolle geschlungenen Krankette k ist nicht unmittelbar am Krankopfe befestigt, sondern wird von zwei Kegelspiralfedern F_1

³⁷⁾ Revue industrielle. 1874. S. 226.

und F_2 durch Vermittlung zweier Schrauben und eines Bügels A gehalten, welche erstere je einen Bremsklotz tragen. Unter dem Einfluss einer größeren als der zulässigen Belastung werden die Federn so weit zusammengedrückt, dass die beiden Bremsklötze B sich gegen die Keilrinnen der als Bremsscheiben R_1, R_2 ausgebildeten Nabe der Kranrolle R pressen und diese festbremsen. Ein Gleiten der Kette über die so festgestellte Rolle R ist durch Ausführung derselben als Dauernenrolle (Kettenzahnrad) verhindert; eine Hebung der Last würde also nur unter Überwindung der Bremswirkung möglich sein.

Hydraulische Kranwaage; Fig. 2 u. 3, Taf. XIII³⁸⁾. Der Cylinder A dieser Schnellwaage wird mit dem Bügel D in den Lasthaken des Krans gehängt, die zu hebende Last hingegen an dem Ringe C' befestigt, welcher, als Kolbenstange C sich fortsetzend, durch eine Stopfbüchse im Cylinderboden geht und oben den mit Ledermanschette abgedichteten Kolben B trägt, sodass die eingeschlossene Flüssigkeit eine der anhängenden Last proportionale Pressung annimmt. Letztere wird durch das Manometer E mit Zeiger und Zifferscheibe F angegeben bzw. dieses ist nach Kilogrammen geeicht. Derartige Waagen werden für sehr bedeutende Lasten hergestellt. Das dargestellte Exemplar ist für 10 t Tragkraft bestimmt, welcher bei der vorhandenen Kolbenfläche ein Flüssigkeitsdruck von 40 Atmosphären entspricht. Zur Füllung, am besten mit Öl, dient die Schraube e . Luftblasen im Cylinder sind zu vermeiden. Wo an Kranen ein Gegengewicht zur Verhinderung des Rücklaufs der Kette erforderlich ist, wird die Waage zugleich als Ersatz eines solchen dienen können.

Litteraturnachweise über Hilfsvorrichtungen der hier beschriebenen Art und für andere Zwecke finden sich am Schlusse dieses Kapitels zusammengestellt.

³⁸⁾ Armengaud. Publications industr. 1878. S. 424.

Zweite Abteilung.

Hebevorrichtungen mit Druckwasserbetrieb.

Dampfaufzüge.

Bearbeitet von **M. F. Gutermuth**, Professor an der Technischen Hochschule zu Aachen.

Die Hebevorrichtungen mit Druckwasserbetrieb, zuerst von Armstrong in die Praxis eingeführt, haben in den letzten Jahrzehnten hervorragende praktische Bedeutung und infolge dessen deren Konstruktion und Ausführung wesentliche Vervollkommnung erlangt. Ausgedehnte Anwendung haben dieselben als hydraulische Winden, Krane und Aufzüge in Hafenanlagen, Bahnhöfen, Lagerhäusern und Stahlhüttenwerken gefunden d. i. überall da, wo es möglich ist, eine große Zahl zerstreut aufgestellter und verschiedenzeitig arbeitender Hebevorrichtungen von einer gemeinsamen Druckwasserleitung aus zu betreiben. Ferner hat sich für dieselben ein weites Feld in industrie- und verkehrsreichen Städten durch ihre Anwendung zu Waren- und Personenaufzügen in Geschäftshäusern, Hotels und öffentlichen Gebäuden eröffnet.

Der Druckwasserbetrieb hat gegenüber anderen motorischen Betriebsarten sowohl technische wie wirtschaftliche Vorteile: Bei Anwendung hoher Wasserpressung werden die Dimensionen der Druckleitung, sowie der Treibcylinder der Hebevorrichtungen und damit die Kosten derselben gering; einfach und leicht ist die Unterhaltung und Handhabung der Hebevorrichtungen selbst; in ökonomisch vorteilhafter Weise kann die Betriebskraft erzeugt werden.

Dagegen ist der Umstand nachteilig, dass der Wasserverbrauch veränderlichen Arbeitsleistungen beim Heben verschiedener Lasten sich nicht genügend anpassen lässt, wodurch unter Umständen bedeutende Effektverluste entstehen. Außerdem tritt starker Verschleiß der Steuerorgane auf. Schwierigkeiten bereitet ferner die Vermeidung von Stößen infolge der geringen Elasticität des Wassers.

§ 44. Beschaffung des Druckwassers. Der hydraulische Betrieb von Hebevorrichtungen erfordert aus konstruktiven und wirtschaftlichen Gründen hohe Wasserpressung und ist daher im allgemeinen auf die Anlage einer besonderen Central-Druckwasserstation angewiesen. Ohne besondere Pumpstation ist der Druck-

wasserbetrieb nur in Städten, deren Wasserleitung ausreichend hohen Druck besitzt, möglich.

Die bis jetzt angewendete höchste Wasserpressung beträgt 50 Atmosphären für den Betrieb hydraulischer Krane und Aufzüge in Häfen und Bahnhöfen, während 20 bis 25 Atmosphären in der Regel für den Betrieb der Pfannen- und Ingot-Krane der Bessemereien gewählt werden; die Waren- und Personenaufzüge in Städten dagegen arbeiten gewöhnlich mit nur 10 bis 5 Atmosphären und darunter.

Die allgemeine Anordnung einer hydraulischen Anlage mit Central-Pumpstation ist bereits im Kapitel Triebwerke des IV. Bandes des Handbuchs d. Ing.-Wiss. S. 185 dargestellt und beschrieben. Ergänzend hierzu ist Folgendes noch zu bemerken. Die Druckwasserleitung muss ein in sich geschlossenes Rohrnetz bilden, damit im Falle eines Rohrbruches oder notwendiger Reparatur das betreffende Rohrstück abgesperrt werden kann und der übrige Teil der Leitung mit den Druckpumpen der Centralstation in Verbindung bleibt. Die Absperrung geschieht durch Ventile oder Schieber, welche in mehr oder minder großen Entfernungen von einander in die Leitung eingeschaltet werden.

Das zur Verwendung kommende Druckwasser muss möglichst frei von mechanischen Verunreinigungen sein. Unreines Wasser zerstört sehr rasch die Ventile und Ventilsitze der Druckpumpen, sowie die Wandungen der Steuerkanäle der Treibzylinder infolge der durch häufige Drosselung entstehenden großen Durchflussgeschwindigkeit des Wassers.

Das Betriebswasser wird daher, wenn erforderlich, vor Eintritt in die Druckpumpen filtrirt oder, wenn möglich, der Stadt-Wasserleitung entnommen. In beiden Fällen wird dann zur Verminderung der Kosten der Wasserbeschaffung das in den Hebevorrichtungen gebrauchte Wasser durch eine besondere Leitung nach dem Saugbehälter der Druckpumpen zurückgeführt. Ist genügend reines Wasser durch unmittelbare Entnahme aus natürlichen Wasserläufen oder Brunnen im Überfluss vorhanden, dann wird die Rückleitung des gebrauchten Wassers entbehrlich.

So erfolgt beispielsweise Filtration und Rückleitung des Betriebswassers nach der Pumpstation bei den Anlagen der Hydraulic Power Co. London, welche Themsewasser benutzt; bei den hydraulischen Anlagen des neuen Centralbahnhofes in Frankfurt und des Freihafens in Hamburg ebenfalls, im neuen Bremer Freihafen dagegen fließt das gebrauchte Wasser der Hebevorrichtungen frei ab.

Besondere Vorsorge ist gegen Einfrieren des Druckwassers in der Leitung während des Winters zu treffen und zwar einerseits durch Legung der Hauptdruckrohre in frostfreier Tiefe im Boden (1,0 bis 1,5 m), andererseits durch Erwärmung des Betriebswassers mittels Dampf. Um freie Ausdehnung der Leitungsrohre zu ermöglichen, sind Gelenkverbindungen einzuschalten.

Die Verbindung und Abdichtung der Flanschen erfolgt fast allgemein nach Fig. 58; als Dichtungsmaterial dienen weiche Kautschuk- oder Gummiringe. Um

Fig. 58 a.

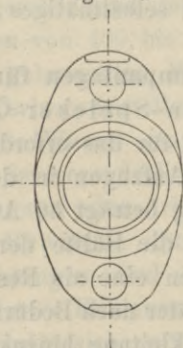
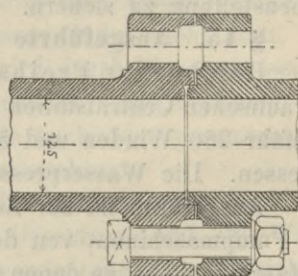


Fig. 58 b.

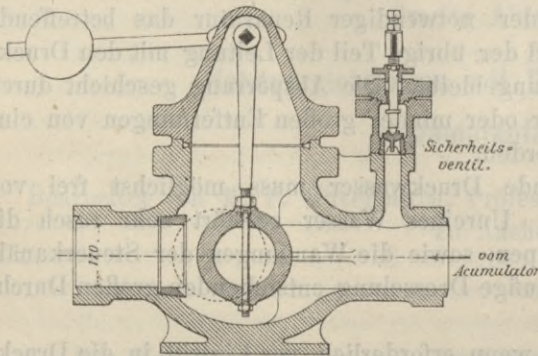


undichte Stellen einer im Erdboden eingebetteten Druckleitung rasch auffinden zu können, ist es zweckmäßig, in angemessenen Entfernungen Eisenstäbe, welche bis an die Oberfläche des Bodens treten, mit Rohrflanschen zu verbinden; die Undichtheiten lassen sich alsdann aus dem Geräusch des austretenden Wassers durch das Ohr leicht wahrnehmen.

Zur Aufnahme schädlicher Stöße sind Sicherheitsventile oder Kolbenpuffer mit Federbelastung an geeigneten Stellen der Druckleitung anzubringen.

Außer den Sicherheitsventilen werden zweckmäßigerweise noch Rückschlagventile, siehe Fig. 59, in die Druckleitung unmittelbar vor deren Anschluss an die

Fig. 59.



Akkumulatoren eingeschaltet. Das Rückschlagventil soll bei eintretendem Rohrbruch ein Herabstürzen des Akkumulators verhindern; dasselbe darf jedoch, um gefährliche Stoßwirkungen zu vermeiden, im geschlossenen Zustand den Akkumulatorraum nicht ganz absperrn, sondern muss durch Freilassen einer Durchströmungsöffnung am Sitz einen allmählichen Niedergang des Akkumulators ermöglichen.

Die zur Erzeugung des Druckwassers verwendeten Druckpumpen werden gegenwärtig ausschließlich durch zwei- oder dreicylindrige Compoundmaschinen betrieben. Ihr Gang richtet sich nach dem Wasserbedarf der Hebevorrichtungen und wird daher unmittelbar vom Stand des Akkumulators abhängig gemacht.

Nimmt der Wasserbedarf ab, dann steigt der Akkumulator und wird durch die Druckpumpen auf seine höchste Lage gehoben; in dieser angekommen, sperrt er durch eine geeignete Übertragungsvorrichtung das Dampfeinlassventil der Pumpmaschinen ab und stellt letztere dadurch still. Notwendig ist dabei aber noch, dass neben dem Abschluss des Dampfventils gleichzeitig die Steuerung der Dampfmaschine auf Vollfüllung eingerückt wird, um beim Niedergang des Akkumulators ein unmittelbares und selbstthätiges Angehen der Pumpmaschine in jeder Kolbenstellung zu sichern.

§ 45. Ausgeführte Pumpanlagen für Druckwasserbetrieb.

Hamburger Freihafen-Speicher-Quartier. Die Leistungsfähigkeit der hydraulischen Centralstation ist für das erforderliche Druckwasser zum Betrieb von ungefähr 260 Winden und 50 Aufzügen in den Lagerhäusern und 36 Uferkranen bemessen. Die Wasserpressung beträgt 50 Atmosphären.

Ausgeführt ist zur Zeit die Hälfte der projektierten Gesamtanlage, nämlich vier Pumpmaschinen, von denen eine als Reserve dient, und zwei Akkumulatoren im Maschinenhaus, zu denen später nach Bedürfnis zwei oder drei Akkumulatoren an entfernteren Punkten der Druckleitung hinzukommen sollen. Die Pumpmaschinen sind als horizontale Compound-Dampfmaschinen von 450 und 700 mm Cylinderdurchmesser, 700 mm Hub in Verbindung mit Differentialpumpen von 123 und 87 mm Durchmesser angeordnet. Sie arbeiten mit Oberflächenkondensation und entnehmen das erforderliche Kühlwasser dem Brooksfleth. Für die Druckpumpen wird das

Wasser aus der städtischen Wasserleitung unfiltrirt benutzt, wobei Siebe größere Verunreinigung von den Pumpen abhalten. Über dem Maschinenraum sind drei Wasserbehälter von 190 cbm Gesamtvolumen aufgestellt, welche als Saugbehälter für die Druckpumpen dienen und in welche das gebrauchte Wasser von den Hebevorrichtungen aus zurückgeleitet wird. Das Rohrnetz besteht daher aus zwei Strängen, einem für das Druckwasser und einem zweiten für den Rücklauf des gebrauchten.

Eine Dampfheizeinrichtung zur Erwärmung des Wassers bei starkem Frost ist in den Behältern vorgesehen. Außerdem kann durch eine besondere kleine Pumpe eine beständige Cirkulation des Druckwassers in der Leitung zur Verhinderung des Einfrierens bewirkt werden; letztere Pumpe ermöglicht auch ein Entleeren der ganzen Rohrleitung in die Saugbehälter.

Die beiden Gewichtsakkumulatoren haben feststehende Cylinder und Plunskerkolben von 600 mm Durchmesser; ihr Wasservolumen beträgt bei 7,5 m Hub 2 cbm; schmiedeeiserne Gewichtsbehälter enthalten das Ballasteisen.

Druckwasserzentralen der Hydraulic Power Co., London. Zwei an der Themse gelegene Pumpstationen mit einer Gesamtleistung von 1000 Pferdestärken versorgen ein gemeinschaftliches Rohrnetz von etwa 50 km Länge mit Druckwasser zum Betriebe von Waren- und Personenaufzügen, Kranen, Kleinmotoren u. dgl. Das Leitungsnetz dehnt sich über den am linken Themseufer zwischen der Westminster- und Blackfriars-Brücke sich hinziehenden industrie- und verkehrsreichen Stadtteil aus.

In den Centralstationen, die sich in der Nähe genannter Brücken befinden, wird das Themsewasser durch Pulsometer in etwa 10 m über Maschinenhausflur gelegene Klärbassins, zum Absetzen der groben Verunreinigungen, gepumpt; hierauf zur weiteren Reinigung durch Schwammfilter gepresst und den Druckpumpen zugeführt. Die vertikalen Pumpmaschinen von je 160 indicirten Pferdestärken und einer Wasserpressung von 50 Atmosphären sind als Dreicylinder-Compoundmaschinen mit Zweifachexpansion und Oberflächenkondensation ausgeführt (ein Hochdruckcylinder von 475 mm und zwei Niederdruckcylinder von 625 mm Durchmesser). Mit den Kolbenstangen der Dampfzylinder sind unmittelbar die Plunsker (125 mm Durchmesser) der einfach wirkenden Druckpumpen verbunden. Umdrehungszahl der Maschine = 60 in der Minute.

Die gusseisernen Hauptleitungsrohre sind durchweg 150 mm weit und haben 30 mm Wandstärke; in Entfernungen von 400 bis 500 m sind Absperrventile eingeschaltet. Eine Rückleitung des gebrauchten Wassers findet nicht statt. Der Wasserverbrauch an den einzelnen Verbrauchsstellen wird durch Wassermesser, die in die Ablaufrohre für das gebrauchte Wasser eingeschaltet sind, bestimmt. Der Einheitspreis für die Wasserabgabe ist veränderlich je nach dem gesamten jährlichen Kraftbedarf der einzelnen Motoren oder Arbeitsmaschinen.

Neue Hafenanlagen in Bremen. Für die im Freibezirk des neuen Bremer Hafens nötigen Hebevorrichtungen sind 50 Uferkrane und 120 Winden und Aufzüge in den Speichern und zwei Kohlensturzvorrichtungen in Aussicht genommen. Der Gesamtwasserbedarf ergibt sich zu 2700 l pro Minute und ist hierfür eine Anlage von vier vertikalen Pumpmaschinen mit je drei einfach wirkenden Plunskern von 108 mm Durchmesser und 600 mm Hub angenommen. Die Anordnung der Maschinen ist übereinstimmend mit der der London Hydraulic Power Co. Das Rohrnetz besteht nur aus einer Druckleitung von vorläufig 4 km Länge und 125 mm

innerem Durchmesser; in Entfernungen von 200 m sind Absperrschieber in die Leitung eingeschaltet. Die Hauptdruckleitungen sind zum größten Teile in einen Kanal der Ufermauer verlegt, siehe Fig. 1 u. 5, Taf. XV, wodurch sie jederzeit bequem zugänglich und leicht zu überwachen sind. Eine Rückleitung des gebrauchten Wassers findet nicht statt, da das aus den Hafenbassins entnommene Betriebswasser als genügend rein sich erwiesen hat. Den Druckpumpen wird das Betriebswasser aus den Oberflächenkondensatoren durch die Cirkulationspumpen zugeführt; dadurch ist eine vorhergehende Erwärmung des Druckwassers zum Schutze gegen Frost während des Winters angestrebt; außerdem ist aber eine Erwärmung des Wassers vor Eintritt in die Druckpumpen mittels direkten Dampfes in den hochgelegenen Saugbehältern möglich.

Hydraulische Anlage des Frankfurter Centralbahnhofes. Diese Anlage betreibt einerseits eine Reihe hydraulischer Motoren (System Hoppe) zum Betriebe der elektrischen Lichtmaschinen für die Bahnhofbeleuchtung, außerdem 22 Gepäckaufzüge, 8 hydraulische Winden für das Rangiren der Güterwagen, verschiedene Drehscheiben, Kohlenbühnen, zwei Güterwagenaufzüge u. dergl. m. Die am Tage beim Stillstand des elektrischen Betriebs zur Verfügung stehende Kraft soll zum Betriebe hydraulischer Hebezeuge im städtischen Hafen sowie für den Kleinbetrieb abgegeben werden.

In der Centralstation wird das Betriebswasser dem Main teils aus einem Sickerbrunnen, teils aus einer Reserveleitung entnommen. Zwei Saugpumpen von je 3,5 cbm Leistung pro Minute führen zunächst das Wasser einem 40 m hoch liegenden Reservoir des turmartig gebauten Maschinenhauses zu. Von hier aus fließt das Wasser durch Filterpressen in ein darunter liegendes Hauptreservoir von 800 cbm Inhalt, aus welchem die Druckpumpen gespeist werden und nach welchem auch das gebrauchte Wasser wieder geleitet wird. Zur Erzeugung des Druckwassers dienen zwei vertikale Pumpmaschinen mit drei Dampfeylindern (ein Hochdruck-, zwei Niederdruckeylinder), deren Kolbenstangen direkt mit den Plunschern der einfach wirkenden Druckpumpe gekuppelt sind. Bei 60 minutlichen Umdrehungen werden 900 indicirte Pferdestärken geleistet und 3,8 cbm Wasser auf 50 Atmosphären gedrückt. Die Druckleitung ist zur Sicherung des Betriebs in der Nähe der Centralstation dreifach, im weiteren Verlaufe doppelt ausgeführt und bildet ein Netz von ungefähr 14 km Länge. Die lichte Weite beträgt 160 mm bei 28 mm Wandstärke. Das Betriebswasser durchströmt im Winter die Oberflächenkondensatoren der Pumpmaschine.

Betrieb der Wasserdruckaufzüge in Städten. Für den Betrieb der Wasserdruckaufzüge in Städten wird meist Leitungswasser genommen und bei genügendem Druck desselben ohne weiteres zum Speisen des Treibeylinders benutzt. Dabei ist aber der unmittelbare Anschluss des Treibeylinders an die Wasserleitung zu vermeiden wegen der in letzterer durch den Aufzugsbetrieb sonst entstehenden gefährlichen plötzlichen Druckschwankungen. Zwischen Leitung und Hebevorrichtung ist stets ein offener Wasserbehälter in einer dem verfügbaren Wasserdruck entsprechenden Höhe anzubringen, von welchem aus der Treibeylinder versorgt wird. Der hierbei zur Verfügung stehende Druck ist jedoch meist gering (veränderlich zwischen 1 bis 5 Atmosphären); infolge dessen erhalten die Cylinder bei Benutzung des Wassers aus der Straßenleitung große Abmessungen, welcher Umstand großen Wasserverbrauch und kostspieligen Betrieb im Gefolge hat.

Dieser Nachteil wird vermieden durch Aufstellung besonderer kleiner Druckpumpen, welche das Leitungswasser auf höheren Druck bringen und dann erst dem Cylinder zuführen. Um in diesen Fällen den Verbrauch an Leitungswasser möglichst zu vermindern, wird das gebrauchte Wasser in einen Rücklaufbehälter geführt, aus welchem die Druckpumpen ihren Wasserbedarf wieder entnehmen. Infolge dieser wiederholten Benutzung wird das Wasser jedoch durch die Schmiermaterialien in den Pumpen und Presscylindern unrein und es muss daher wenigstens wöchentlich ein teilweises Ablassen des Wassers aus den Behältern und vollständige Leerung und Füllung mit reinem Wasser viertel- oder halbjährlich erfolgen.

Die Druckpumpen drücken, um ihren Betrieb unabhängig von der Thätigkeit der Aufzüge zu erhalten, nicht unmittelbar in den Treibcylinder des Aufzuges, sondern durch Vermittelung eines geschlossenen Druckbehälters, der entweder unter dem Dach oder behufs bequemer Zugänglichkeit und Beaufsichtigung in der Nähe der Pumpen und Aufzugsmaschinen in den Kellerräumen des betreffenden Gebäudes sich befindet. Der Gang der Pumpmaschinen ist vom Druck und Wasserstand dieses Behälters durch geeignete Übertragungsvorrichtungen abhängig gemacht. — Eine Anlage solcher Art zeigt beistehende Fig. 60.

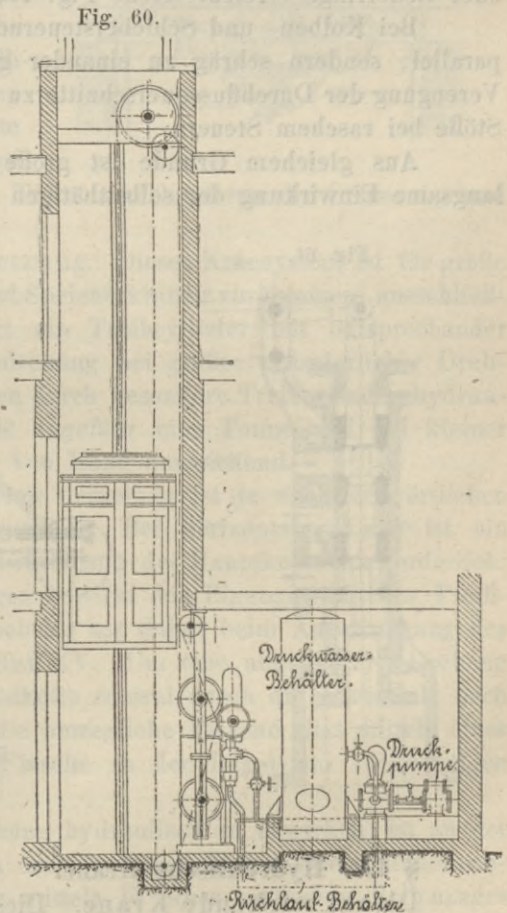
§ 46. Triebwerke der hydraulischen Hebevorrichtungen.

Das Triebwerk bilden Treibcylinder mit Kolben, auf welche das Druckwasser einwirkt. Die hierbei entstehende Bewegung des Treibkolbens wird entweder unmittelbar oder mittelbar zum Vertikal- oder Horizontaltransport der Last benutzt. Nach dieser Wirkungsweise werden direkt wirkende hydraulische Hebevorrichtungen und solche mit Rollenübersetzung unterschieden.

Die direkt wirkenden Krane und Aufzüge erhalten als Treibkolbenhub den Lasthub und können daher in der Regel nur für geringe Förderhöhen Verwendung finden. Bei großen Hubhöhen der Last hat die Rollenübersetzung den Zweck, beliebig kleinen Treibkolbenhub ausführen zu können, wozu im allgemeinen der Faktorenflaschenzug (vergl. § 10) am geeignetsten sich erweist.

Steuerungsorgane. Die Technik besitzt bis jetzt noch kein den praktischen Anforderungen entsprechendes Steuerungsorgan für Druckwasser. Anwendung finden alle gebräuchlichen Abschlussorgane, wie Flach- und Drehschieber, Hähne, Ventile und Kolben.

Flach- und Drehschieber sind, wenn nicht entlastet, nur für kleine



Dimensionen anwendbar. Wegen des eintretenden starken Verschleißes der Gleitflächen wird zweckmäßig der Schieberspiegel aus Metall eingesetzt, um denselben bequem erneuern zu können; siehe Fig. 18, Taf. XV. Um ein Abdrücken des Schiebers vom Schieberspiegel bei eintretenden Stößen zu verhindern, kann im Einstromungskanal ein Sicherheitsventil angebracht werden.

Bei den hydraulischen Hebevorrichtungen des Hamburger Freihafenquartiers sind entlastete Drehschieber, bei denjenigen des neuen Bremer Hafens Rundschieber angewendet.

Ventile. Dieselben werden als einsitzige Tellerventile ausgeführt und mittels Gegenkolben entlastet; zur Vermeidung von Stößen beim Eröffnen und Schließen derselben ist für allmähliche Erweiterung bzw. Kreuzung des Durchflussquerschnittes im Ventilsitz durch einen an das Ventil angesetzten Konus Sorge zu tragen.

Kolben lassen sich leicht vollkommen entlastet ausführen; die Abdichtung an Umfang wird entweder durch Metallringe, häufiger durch Ledermanschetten oder Lederringe erreicht; siehe Fig. 17, Taf. XV, und Fig. 61.

Bei Kolben- und Schiebersteuerungen werden die steuernden Kanten nicht parallel, sondern schräg zu einander gestellt, um allmähliche Erweiterung und Verengung der Durchflussquerschnitte zu erhalten zur Vermeidung plötzlicher starker Stöße bei raschem Steuern.

Aus gleichem Grunde ist große Übersetzung durch die Steuerhebel und langsame Einwirkung der selbstthätigen Abstellvorrichtungen auszuführen.

Fig. 61.

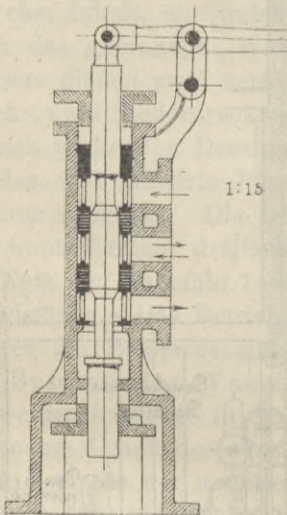
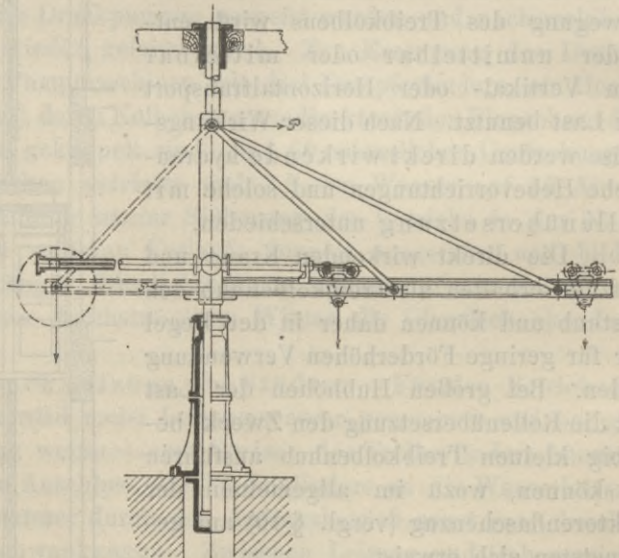


Fig. 62.



§ 47. Hydraulische Krane.

Direkt wirkende Krane. Dieselben finden nur in Gießereien und Stahlwerken ausgedehnte Anwendung.

Der Typus dieser Krane ist durch Fig. 62 dargestellt. In einem vertikal aufgestellten Cylinder bewegt sich ein Plunser, welcher den Kranausleger trägt. Der Hub des Plunser's ist gleich dem Lasthub. Zur Erreichung der notwendigen

Stabilität und um gleichzeitig die Biegebbeanspruchung des Plunschers durch die einseitig wirkende Last zu vermeiden, dient entweder ein Gegengewicht auf der rückwärtigen Verlängerung des Auslegers oder besser eine obere Führung des Plunschers.

Die Bewegung der Katze durch einen besonderen hydraulischen Cylinder, wie Fig. 62 zeigt, ist selten; bei den Ingot-Kranen der Bessemereien geschieht die Katzenbewegung und Krandrehung in der Regel von Hand; bei schweren Pfannenkranen durch Handwindwerke.

Zu den hydraulischen Windwerken ohne Rollenübersetzung sind noch die hydraulischen Spills zu rechnen; siehe Fig. 63. Dieselben dienen zur Horizontalbewegung von Lasten, wie beispielsweise zum Rangiren von Eisenbahnwagen, zum Bugsiren von Schiffen etc. Die vertikale Trommelwelle wird durch eine hydraulische einfach wirkende Dreicylindermaschine entweder unmittelbar oder mittels Zahnradübersetzung angetrieben. Treibcylinder und Steuerapparat sind unterhalb der Windetrommel in einem verdeckten Schachte untergebracht; über die Deckplatte ragt die Steuerstange, deren Ende als Knopf ausgebildet ist, soweit hervor, dass durch Treten auf letzteren die Steuerung und damit die Winde bethätigt werden kann.

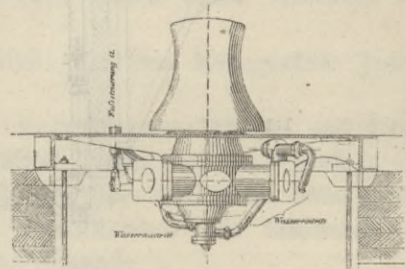
Krane mit Flaschenzugübersetzung. Dieses Kransystem ist für große Hubhöhen der Last, wie solche bei Ufer- und Speicherkranen vorkommen, ausschließlich ausgeführt. Die Lasthebung besorgt ein Treibcylinder mit entsprechender Rollenübertragung; ebenso wird die Krandrehung bei großer erforderlicher Drehgeschwindigkeit und bei bedeutenden Lasten durch besondere Treibcylinder hydraulisch bewirkt; nur bei kleinen Lasten bis ungefähr eine Tonne und bei kleiner Drehgeschwindigkeit ist die Krandrehung von Hand ausreichend.

Lasthebecylinder. Die Aufstellung desselben ist je nach den örtlichen Verhältnissen horizontal, geneigt oder vertikal. Bei horizontaler Lage ist ein zweiter kleiner Treibcylinder für den Rückwärtsgang des Hauptkolbens erforderlich; bei geneigter oder vertikaler Lage dagegen bewirkt das Eigengewicht des Treibkolbens selbst den Rückgang. Die Lasthebung hat daher beim Aufwärtsgang des Treibkolbens zu geschehen; Fig. 4 u. 5, Taf. XV. Um eine ungehinderte Drehung des Kranes zu ermöglichen, muss die Lastkette central durch die Kransäule nach den Flaschenzugsrollen geführt werden; die bewegliche Flasche sitzt mittels eines Querhauptes am Treibkolben, die feste Flasche in der Regel am rückwärtigen Cylinderende.

Dreheylinder. Um die Krandrehung hydraulisch zu bewirken, ist an der Kransäule eine Kettenrolle befestigt, an welcher zwei kleine Dreheylinder abwechselnd für Links- und Rechtsdrehung mittels je eines einfachen Rollenzuges angreifen; siehe Fig. 2, Taf. XV. Krandrehungen von Hand siehe Fig. 4 u. 9 der genannten Tafel.

In Lagerhäusern ist die Aufstellung der Lasthebe- und Dreheylinder für Winden und Krane so zu treffen, dass kein nutzbarer Raum verloren geht; dieselbe

Fig. 63.



erfolgt daher entweder an der Wand, siehe Fig. 64, oder noch zweckmäßiger an den Dachsparren, wie Fig. 65 zeigt. Die Montirung seitwärts in der Nähe des Auflagers der Sparren ist der Lagerung in der Mitte der Dachkonstruktion vorzuziehen. Um zu vermeiden, dass bei Undichtheiten der Anschlussflanschen oder Cylinderstopfbüchsen Wasser in den Lagerraum tropft, sind besondere Wasserablauffrinnen anzubringen.

Fig. 64 a. u. 64b.

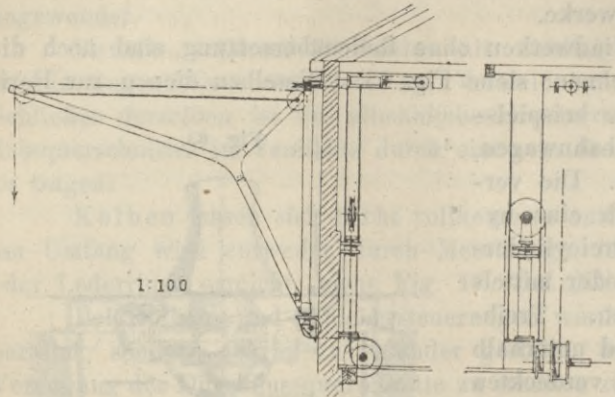
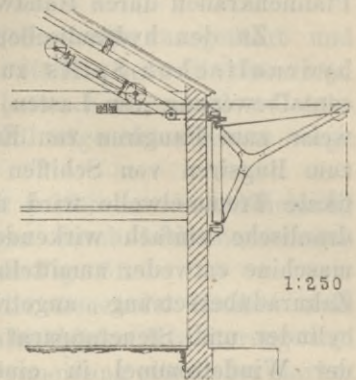


Fig. 65.



Besondere Anordnungen. Für Uferkrane sind je nach den Raumverhältnissen zwischen Ufermauer und Lagerhaus und je nach den Betriebsverhältnissen besondere Konstruktionen ausgebildet.

Liegt das Lagerhaus unmittelbar an der Quaimauer, so können Drehkrane verwendet werden; hinderlich für deren allgemeine Anwendung erweist sich der für Aufstellung und Drehbewegung des Kranes erforderliche Lagerraum.

Zur Vermeidung des bezeichneten Nachteils der gewöhnlichen Drehkrane sind u. a. im Hafen von Liverpool für die unmittelbar an der Quaimauer gelegenen Lagerschuppen Drehkrane ausgeführt. Kranausleger und Strebe, samt dem hydraulischen Hebewerke sind mit einem Gerüst verbunden, das auf Schienen am Dachfirst und der vorderen Schuppenmauer fahrbar ist.

Sind die Lagerhäuser durch einen breiten Uferweg und durch Bahngleise von der Quaimauer getrennt, so werden die Drehkrane zweckmäßig auf feststehenden oder fahrbaren Gerüsten, die in der Regel ein Bahnprofil unter sich freilassen, gelagert.

Die fahrbaren Gerüste laufen auf Schienen mit entsprechender Spurweite, werden durch Rohrgelenke mit der Druckwasserleitung verbunden und an den betreffenden Arbeitsstellen zur Verhinderung einer Weiterbewegung mittels Druckschrauben auf die Schienen gestützt. Um zahlreiche Rohrgelenke, welche zu häufigen Undichtheiten Veranlassung geben würden, zu vermeiden, ist eine genügend große Beweglichkeit der Krane auf den Schienen durch kurze Entfernung der Anschlussflanschen an der Druckleitung erreicht.

Die Treibeylinder für Lasthebung und Krandrehung sind am Krangerüst gelagert. Der Maschinenstand ist so anzuordnen, dass bequeme Handhabung des Kranes und leichte Übersicht beim Betrieb erreicht ist.

Diese Gattung fahrbarer Uferkrane ist sehr verbreitet und in den meisten Häfen zu finden. Ein empfindlicher Nachteil derselben besteht aber darin, dass

diese Krane beim Fahren sehr viel freien Raum benötigen. Im neuen Bremer Freihafen ist daher von Civilingenieur Neukirch eine Gerüstkonstruktion in Anwendung gebracht, bei welcher von der wertvollen und für den Verkehr nötigen Quaifläche für die Kranbewegung sehr wenig Platz beansprucht wird. Die Konstruktion dieser Uferkrane ist durch die Fig. 1, 2, 5 u. 6, Taf. XV, veranschaulicht. Mit den beiden Lagerschuppen sind an der Uferseite fahrbare Krangerüste verbunden, die über zwei Eisenbahngleise reichen und so je zwei Bahnprofile freilassen. Das Krangerüst hat eine rechtwinklige Form und ruht auf vier Rädern, von denen zwei auf einer Schiene der Ufermauer, die beiden andern auf einer am Schuppen oberhalb der Schiebethüren gelagerten Schiene laufen. Beide Laufäderpaare sind durch Wellen und Zahnräderübersetzung zwangläufig mit einander verbunden und kann die Fortbewegung des Kranes mittels eines Griffrades von unten bewirkt werden.

An der Rückseite der Lagerschuppen sind dieselben Krangerüste jedoch feststehend angeordnet.

Was die Tragfähigkeit der ausgeführten hydraulischen Winden und Krane betrifft, so ist dieselbe für Speicherwinden im Mittel 600 kg bei 1,5 m Hub in der Sekunde; für gewöhnliche Uferdrehkrane veränderlich von 750 kg bis 5000 kg bei 0,6 m Hub in der Sekunde; für Drehkrane an feststehenden oder fahrbaren Gerüsten 750 kg bis 1500 kg bei 1,0 m Hub in der Sekunde.

§ 48. Veränderlicher Wasserverbrauch bei veränderlichen Lasten. Der einfache Treibkolben für den Lasthebecylinder hydraulischer Krane hat in ökonomischer Beziehung den empfindlichen Nachteil, dass der Druckwasserverbrauch innerhalb der Grenze der Tragfähigkeit unabhängig ist von dem Gewichte der zu hebenden Last. Für kleine Lasten muss daher die im Druckwasser enthaltene Maximalarbeitsleistung durch Drosselung in den Steuerkanälen getötet werden, wodurch nicht nur ein bedeutender Effektverlust, sondern auch gleichzeitig ein starker Verschleiß der Steuerorgane hervorgerufen wird.

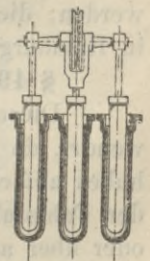
Diese Übelstände lassen sich durch folgende Konstruktionen vermindern: Gruppenkolben; siehe Fig. 66. Es sind drei Treibeylinder angeordnet, deren Kolben gemeinschaftlich an der Traverse, welche die lose Flasche des Rollenzuges trägt, angreifen. Hierdurch wird eine dreifache Abstufung des Wasserverbrauches erreicht: alle drei Cylinder werden beaufschlagt für die größte Last, die beiden äußeren bei $\frac{2}{3}$, der mittlere allein bei $\frac{1}{3}$ Belastung.

Teleskopkolben. Um eine gedrängtere Anordnung der Gruppenkolben zu erhalten, werden letztere mit verschiedenem Durchmesser ausgeführt und teleskopartig in einander gesteckt. Nebenstehende Skizze, Fig. 67, zeigt die principielle Anordnung der von Ingenieur Neukirch für die hydraulischen Hebezeuge des neuen Bremer Hafens konstruirten Teleskop-Treibeylinder. Drei Cylinder *A*, *B*, *C* stecken in einander und sind durch Stopfbüchsen gegenseitig abgedichtet und geführt; *A* und *C* stehen fest, während der die losen Rollen tragende Cylinder *B* beweglich ist; durch die Röhren *a* und *b* kann Wasser zu- oder abgeführt werden.

Durch bezeichnete Kombination können drei Abstufungen im Wasserverbrauch in Übereinstimmung mit der Krafterleistung erreicht werden:

Wird durch das Rohr *a* Druckwasser eingelassen, während *b* mit dem Ab-

Fig. 66.



laufrohr verbunden ist, so kommt die Differenz der Kolbenflächen von *B* und *C* zur Wirkung; wird durch *b* Druckwasser ein- und durch *a* abgelassen, dann ist nur die Kolbenfläche *C* wirksam, und tritt durch beide Röhren *a* und *b* Druckwasser ein, dann arbeitet die ganze Kolbenfläche *B*.

Diesem Schieber wird das Druckwasser von dem in der üblichen Weise konstruirten Steuerungsapparat durch das Rohr *e* zugeführt. Das Rohr *d* ist Ablaufrohr. Die skizzirte Stellung des Schiebers bedingt die für die volle Wirkung der Kolbenfläche *B* nötige Wasserbewegung; wird der Schieber nach unten geschoben, so tritt die Ringfläche zwischen *B* und *C*, wird er nach oben geschoben, die Kolbenfläche *C* in Wirksamkeit. Der Handhebel des Schiebers erhält einen Führungsbogen, mit Feststellvorrichtungen für die drei Stellungen. Weiteres giebt Fig. 2, Taf. XV, die konstruktive Anordnung des Teleskoptreibkolbens an der Säule des Auslegers der durch Fig. 5, Taf. XV, dargestellten Uferkrane. Das Druckwasser wird durch den durchbohrten unteren Drehzapfen mittels eines schmiedeisernen Rohres eingeführt.

Die genannten Wasserbewegungen werden bei der Bremer Anlage durch einen Rundschieber hervorgebracht; siehe Fig. 16, Taf. XV.

Differentialkolben. Dieselben werden entweder als Plunsker in Verbindung mit massivem Kolben oder als Doppelplunsker von verschiedenem Durchmesser angewendet. Durch beide Anordnungen kann der Wasserverbrauch nur zwei Abstufungen der Nutzlast d. i. gewöhnlich der vollen und der halben Last angepasst werden; die Kolbenquerschnitte sind danach zu bemessen.

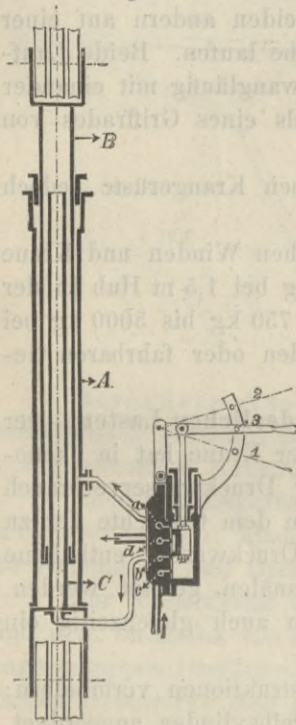
Durch Verbindung zweier Treibcylinder derart, dass der Plunsker des großen Cylinders als Differentialkolben ausgebildet ist, können fünf Abstufungen im Wasserverbrauch erreicht werden; diese Anordnung ist bei den Drehkränen im Freihafen-Speicher-Quartier in Hamburg ausgeführt.

§ 49. Hydraulische Aufzüge mit Rollenübersetzung.

Dieselben werden in neuerer Zeit für große Hubhöhen ausschließlich angewendet, da die Rollenübersetzung in einfacher Weise die Umsetzung des Lastseilhubs auf einen geringen Hub des Treibcylinders ermöglicht. Die Plattform oder der Fahrstuhl hängt an Seilen, die entweder über einen gewöhnlichen Flaschenzug oder über andere mit dem Treibcylinder verbundene Rollensysteme führen.

Die Treibcylinder werden entweder stehend oder liegend angeordnet, wobei konstruktive Gründe oder die Raumverhältnisse maßgebend sind. Liegende Cylinders haben den Vorteil gleichbleibender Wasserpressung während des ganzen Kolbenhubs und leichter Zugänglichkeit der einzelnen Teile, stehende Cylinders dagegen zeigen geringe Abnutzung und ermöglichen bequemes Ausgleichen des Fahrstuhlgewichtes vermittels des Kolbengewichtes; dagegen vermindert sich beim Aufsteigen des Kolbens der nutzbare Wasserdruck. Zur Verminderung des letzteren

Fig. 67.



Druckverlustes kann das gebrauchte Wasser beim Kolbenniedergang in einen in entsprechender Höhe gelegenen Behälter zurückgedrückt werden.

Einige amerikanische Aufzugskonstruktionen seien in folgendem hervorgehoben:

Otis Brothers & Co. in New-York führen der Raumersparnis wegen ausschließlich stehende Treibcylinder aus, welche einfach in einer zugänglichen Nische des Fahrshaechtes aufgestellt werden; siehe Fig. 68. Der Kolben des Hubcylinders ist mittels zweier Kolbenstangen mit einem Rollengehänge verbunden, in welchem eine oder mehrere Rollen gelagert sind, je nach der notwendigen Übersetzung von Kolbenhub zur Förderhöhe der Plattform; die Gegenrollen des Flaschenzuges sind oberhalb auf einem besonderen Träger festgelagert. In der Skizze ist nur eine lose Rolle vorhanden, entsprechend einer Hubhöhe des Fahrstuhles gleich dem doppelten Kolbenhube. Die Zahl der Tragseile ist für Personenaufzüge, aus Gründen der Betriebssicherheit, in der Regel vier; bei Warenaufzügen zwei. Das Gewicht des Fahrstuhles ist durch Gegengewichte teilweise ausgeglichen und zwar soweit, dass noch eine selbständige Abwärtsbewegung des ersteren durch Wirkung seines Eigengewichtes mit genügender Geschwindigkeit erfolgt.

Fig. 68.

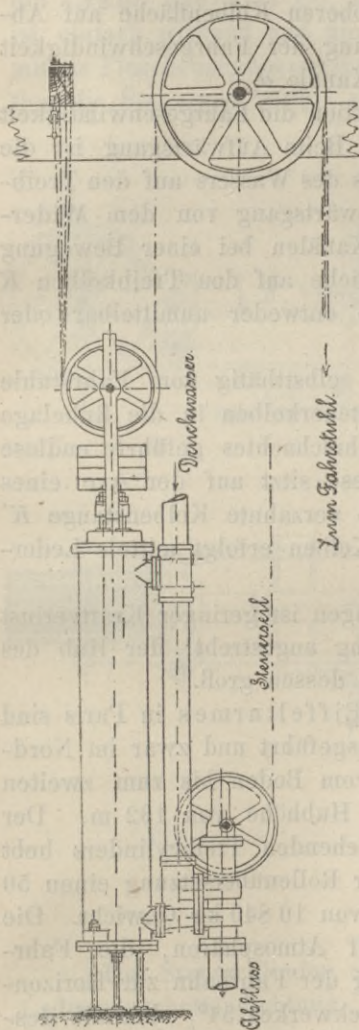
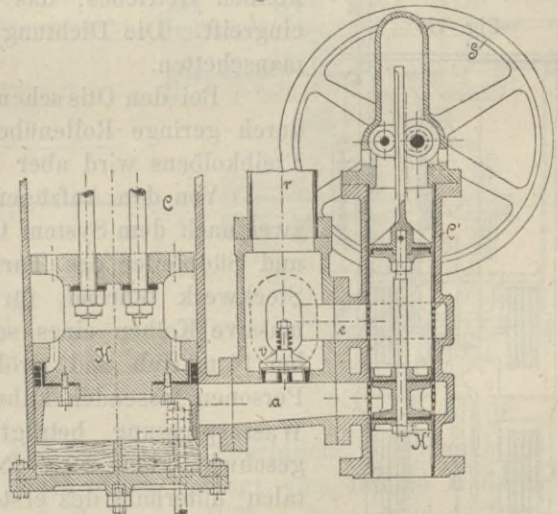


Fig. 69.



Die Steuerung des Treibcylinders bei der Bewegung des Aufzuges ist nach Fig. 69 folgende:

Das Druckwasser tritt vom Zuführungsrohr r durch einen unteren Kanal c in den Steuerzylinder C' und durch den oberen Kanal geradenwegs in den Treibcylinder oberhalb des Kolbens. Die gezeichnete Stellung des Treib- und Steuerkolbens entspricht der obersten Ruhelage des Aufzuges; soll letzterer sich abwärts

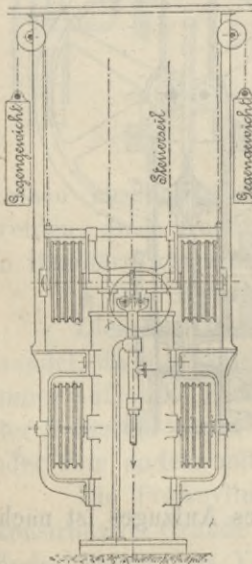
bewegen, so muss der Kolben K sich heben, was durch Verschieben des Steuerkolbens K' unter die gezeichnete Ruhelage ermöglicht wird. Die Kanäle a und e treten alsdann in Verbindung und das Druckwasser tritt von dem oberen Cyllinderraum in den unteren über. Der Treibkolben wird dadurch entlastet und seine Aufwärtsbewegung erfolgt lediglich durch die Gewichtswirkung des sinkenden Fahrstuhles.

Das Heben des Fahrstuhles erfolgt bei abwärts gehendem Treibkolben; zu diesem Zwecke muss der Steuerkolben K' oberhalb des Kanales a geschoben werden. Der Raum unterhalb des Treibkolbens tritt mit dem Ablaufrohr in Verbindung und dadurch wird das Druckwasser auf der oberen Kolbenfläche auf Abwärtsbewegen des Kolbens K wirksam. Die Regelung der Fahrgeschwindigkeit erfolgt durch Drosselung der Durchgangsöffnung im Kanale a .

Wie leicht zu erkennen, ist bei dieser Konstruktion die Fahrgeschwindigkeit bei Auf- und Abwärtsgang des Aufzuges begrenzt. Beim Aufwärtsgang ist die Höchstgeschwindigkeit abhängig vom Drucküberschuss des Wassers auf den Treibkolben über das Gewicht des Fahrstuhles, beim Abwärtsgang von dem Widerstande des Wassers im Verbindungsrohr und den Kanälen bei einer Bewegung vom oberen nach dem unteren Cyllinderraum. Plötzliche auf den Treibkolben K übertragene Stöße werden von der Druckwassersäule entweder unmittelbar oder durch Vermittelung des Stoßventiles v aufgenommen.

Die obere und untere Hubbegrenzung erfolgt selbstthätig vom Fahrstuhle durch Bewegen des Steuerseiles derart, dass der Steuerkolben in die Ruhelage verschoben wird. Das durch die ganze Höhe des Fahrschachtes geführte endlose Steuerseil schlingt sich um die Steuerscheibe S ; diese sitzt auf der Axe eines kleinen Getriebes, das in die verzahnte Kolbenstange K' eingreift. Die Dichtung der Kolben erfolgt mittels Leder-manschetten.

Fig. 70.



Bei den Otis'schen Aufzügen ist geringer Kraftverlust durch geringe Rollenübersetzung angestrebt; der Hub des Treibkolbens wird aber infolge dessen groß.

Von den Aufzügen des Eiffelturmes in Paris sind zwei nach dem System Otis ausgeführt und zwar im Nord- und Südpfeiler des Turmes, vom Boden bis zum zweiten Stockwerk führend, für eine Hubhöhe von 132 m. Der massive Kolben eines schräggestellten Treibeylinders hebt bei 11 m Hub und zwölfacher Rollenübersetzung einen 50 Personen fassenden Fahrstuhl von 10 840 kg Gewicht. Die Wasserpressung beträgt zwölf Atmosphären, die Fahrgeschwindigkeit 2 m. Neigung der Fahrbahn zur Horizontalen unterhalb des ersten Stockwerkes 54° , oberhalb desselben 80° .

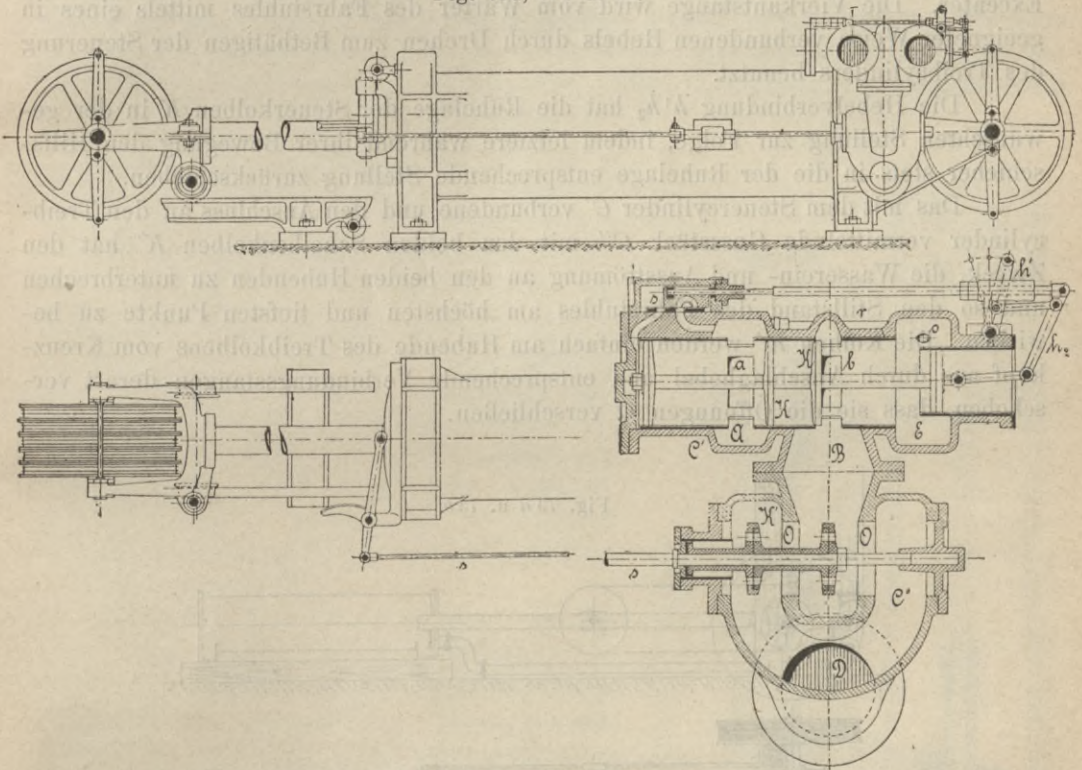
Um Raumersparnis durch geringen Kolbenhub zu ermöglichen, führt die Whittier Machine Co. in Boston acht- bis zehnfache Flaschenzugübersetzung aus, Fig. 70, was dann aber auf Kosten des Kraftbedarfs geschieht. Die festen Rollen des Flaschenzuges sind am Treibeylinder gelagert, wodurch die Aufstellung des Aufzuges sich wesentlich vereinfacht und die Summe der Seilspannungen zwischen

den Rollen nicht von der Fundirung des Treibeilinders aufgenommen zu werden braucht. Kolbenstangen, Tragseile und damit auch die Flaschenzüge sind doppelt angeordnet. Mit Aufgang des Kolbens erfolgt Hebung des Fahrstuhles.

Die Konstruktion ist unzweckmäßig, weil die bewegten Teile sehr schwer werden und keineswegs als Gegengewichte für den Fahrstuhl wirken; vielmehr ist deren Ausgleichung noch durch besondere Gegengewichte notwendig, damit beim Herablassen des Fahrstuhles zuverlässiges Abwickeln der Seile von den Rollen stattfindet.

Als Typus der Anordnung horizontaler Treibeilinder kann die Konstruktion der Crane Elevator Co. in Chicago dienen; siehe Fig. 71. Der Treibeilinder ist einfach wirkend und die Übertragung der Kolbenbewegung auf den Fahrstuhl mittels Flaschenzugübersetzung bewirkt. Eigenartig ist bei vorstehender Konstruktion die Steuerung mittels entlasteter Scheibenkolben.

Fig. 71 a, 71 b u. 72.



Der Steuercylinder enthält vier in Fig. 72 ersichtliche Scheibenkolben mit Ledermanschettdichtung. Das Druckwasser gelangt vom Raume *E* durch die Öffnungen *b* bei der gezeichneten Stellung der Kolben *K* nach dem Raume *B* bzw. *C''* und von diesem durch den Rohranschluss *D* nach dem Treibeilinder. Der Kolben *K'* ist aus den Öffnungen *O* verschoben vorausgesetzt; es erfolgt alsdann Aufwärtsbewegen des Fahrstuhles. Bei der Abwärtsbewegung befinden sich die Kolben *K* rechts von *b* und das Wasser entweicht aus dem Treibeilinder durch die Öffnungen *ab* hindurch nach *A* und von da nach dem Rücklaufbehälter. Die Ruhestellung des Treibkolbens tritt ein, wenn die beiden mittleren Kolben *K*

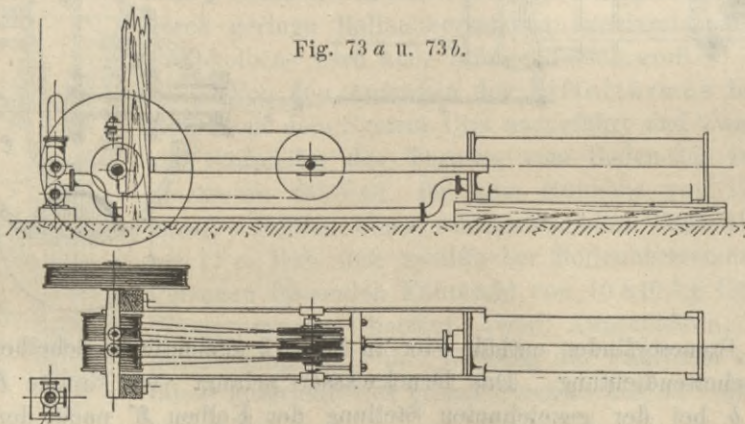
zu beiden Seiten der Öffnungen b sich befinden. Das Verschieben in diese einzelnen Kolbenstellungen geschieht durch den in der betreffenden Bewegungsrichtung erzeugten Überdruck des Druckwassers auf die verschiedenen großen Steuerkolben und zwar vermittelt des Hilfsschiebers s . Derselbe bewegt sich in einer Kammer, die mit Druckwasser gefüllt ist, welches durch das bei o an den Druckraum des Steuerzylinders sich anschließende Rohr r eintritt.

In der gezeichneten Schieberstellung erfolgt Rechtsbewegung der Steuerkolben; bei einer Stellung des Schiebers derart, dass die beiden Kanäle im Steuerzylinder in Verbindung treten nach dem Abflussraum hin, würde Linksbewegung entstehen; Ruhelage dagegen, wenn beide Kanäle vom Schieber überdeckt sind.

Die Steuerung des Hilfsschiebers erfolgt vom Fahrstuhl aus durch Bewegen des Hebels h^1 in folgender Weise: Im Fahrschachte befindet sich seiner ganzen Länge nach eine vierkantige Stange, die zugleich durch den Fahrstuhl hindurch führt; am unteren Ende dieser Stange befindet sich ein mit dem Hebel h^1 verbundenes Excenter. Die Vierkantstange wird vom Wärter des Fahrstuhles mittels eines in geeigneter Weise verbundenen Hebels durch Drehen zum Bethätigen der Steuerung des Treibzylinders benutzt.

Die Hebelverbindung $h^1 h_2$ hat die Ruhelage der Steuerkolben K in der gewünschten Stellung zur Folge, indem letztere während ihrer Bewegung den Hilfsschieber stets in die der Ruhelage entsprechende Stellung zurückschieben.

Das mit dem Steuerzylinder C' verbundene und den Anschluss an den Treibzylinder vermittelnde Gussstück C'' mit den beiden Scheibenkolben K' hat den Zweck, die Wasserein- und Ausströmung an den beiden Hubenden zu unterbrechen und so den Stillstand des Fahrstuhles am höchsten und tiefsten Punkte zu bewirken. Die Kolben K' werden einfach am Hubende des Treibkolbens vom Kreuzkopf aus durch Anschlaghebel und entsprechende Verbindungsstangen derart verschoben, dass sie die Öffnungen O verschließen.



Eine Aufzugsvorrichtung, bei welcher die Bewegungübertragung vom Treibkolben zum Fahrstuhle nicht mittels Flaschenzug allein, sondern durch Verbindung von Rollen und Windtrommeln geschieht, zeigt Fig. 73 a u. 73 b. Die Kolbenstange ist mit einem Kreuzkopf, der als Lager zweier Rollenpaare dient, versehen; um diese Rollen sind zwei Seile gewunden, deren Enden auf der Windtrommel befestigt und in einer dem Kolbenhub entsprechenden Zahl von Windungen aufge-

wickelt sind. Von den Rollen des Kreuzkopfes aus ist jedes Seil noch über eine Leitrolle zur Ausgleichung des Zuges in den einzelnen Seilen geführt, wodurch vier tragende Seile entstehen.

Die beiden Seile sind je links- und rechtsgängig aufgewunden, um eine symmetrische Zugwirkung beim Auf- und Abwickeln der Seile zu erhalten. Auf der Axe der Windetrommel ist eine Seilscheibe von größerem Durchmesser befestigt, auf welche sich die den Fahrstuhl tragenden Seile aufwickeln.

Diese Konstruktion ermöglicht große Übersetzung des Kolbenhubes bei kleiner Rollenzahl und gleichmäßige Beanspruchung der Seile. Gegenüber Flaschenzugübersetzung sind Kraftverbrauch und notwendige Seillänge geringer.

Bei stehender Anordnung des Treibeylinders werden zwei Kolbenstangen ausgeführt, das Rollengehänge alsdann ohne Führung, die Windetrommel nebst Übersetzungsrolle am oberen Ende des Fahrschachtes angebracht.

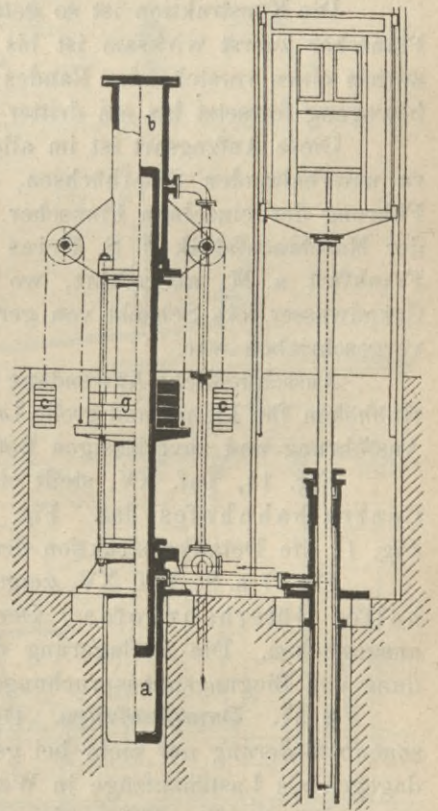
§ 50. Direkt wirkende Aufzüge. Bei den direkt wirkenden Aufzügen ist der Treibkolben stets als Plunsker ausgeführt, welcher unmittelbar die Plattform oder den Fahrstuhl trägt. Der Hub des Kolbens muss infolge dessen gleich der Förderhöhe der Last gemacht werden. Bei solider Verbindung des Plunskers mit der Plattform ist große Betriebssicherheit erreicht, weshalb früher fast ausschließlich Personenaufzüge mit direkt wirkenden Plunskern selbst für große Hubhöhen konstruiert wurden. Die Ausführung dieser Konstruktionen ist aber stets umständlich und kostspielig, weil die langen Treibeylinder in Brunnen oder Bohrlöchern von einer Tiefe gleich der Aufzugshöhe versenkt werden müssen. Gegenwärtig sind sie daher für große Förderhöhen durch die hydraulischen Aufzüge mit Rollentübersetzung verdrängt, bei welchen die nötige Betriebssicherheit durch gleichzeitige Anwendung mehrerer Aufhänge-seile für den Fahrstuhl zu erreichen gesucht wird.

Fig. 10, Taf. XV, stellt einen direkt wirkenden Personenaufzug für drei Stockwerke dar. Fahrstuhl und Plunsker sind durch Gegengewichte, die seitlich im Aufzugsschacht geführt sind, teilweise ausgeglichen; dabei lässt sich gleichzeitig der beim Aufsteigen des Plunskers sich vermindern Wasserdruck ersetzen durch die Zugwirkung der auf der Gegengewichtsseite sich verlängernden Gegengewichtskette. Zu diesem Zwecke muss das Gewicht der Kette und der Wassersäule des Treibeylinders einander gleich gemacht werden.

Statt der Gegengewichte lässt sich die Ausgleichung auch hydrostatisch bewirken, wie durch Fig. 74 veranschaulicht.

Mit dem Treibeylinder des Fahrstuhles ist ein Cylinder verbunden, in welchem

Fig. 74.



ebenfalls ein Plunser mit dem gleichen Hubvolumen des ersteren sich bewegt. Dieser Gegenplunser gleicht durch sein Eigengewicht die tote Last des Fahrstuhles und des Hauptplunserers zum größten Teile aus. Auf die obere Fläche des Gegenplunserers wirkt in einem zweiten Cylinder der Druck der Zu- oder Abflussleitung. Lässt man Druckwasser auf den Gegenplunser wirken, so sinkt er und drückt den Treibkolben mit Fahrstuhl in die Höhe. Beim Ablassen des Druckwassers bewirkt umgekehrt das nicht ganz ausgeglichene Gewicht der letzteren das Sinken und Steigen des Gegenplunserers.

Der veränderliche Auftrieb des Hauptplunserers kann durch Ketten und Gegengewichte am Gegenplunserer ausgeglichen werden oder ebenfalls hydrostatisch. Zu letzterem Zwecke wird mit dem Gegenplunserer ein System von schwingenden Cylindern verbunden, deren Wasserdruck je nach ihrer Stellung das Eigengewicht des Kompensatorplunserers vermehrt oder vermindert, entsprechend der durch den Auftrieb vermehrten oder verminderten Gewichtswirkung des Treibkolbens.

Teleskop-Aufzüge. Um bei direkt wirkenden Aufzügen für große Aufzugshöhe die Länge des Treibcylinders und damit die Bohrlochtiefe für denselben klein zu erhalten, werden hohle Plunserer von verschiedenen großen Durchmessern und einer Gesamtlänge gleich der Aufzugshöhe in einander gesteckt und durch Stopfbüchsen gegen einander abgedichtet; siehe Fig. 3, Taf. XV.

Die Konstruktion ist so getroffen, dass beim Heben der Plattform der kleine Plunserer zuerst wirksam ist bis zu seinem Hubende; dann fasst er im Innern mittels eines vorstehenden Randes den größeren Plunserer, der nun die Aufwärtsbewegung fortsetzt bis ein dritter Plunserer eventuell wirksam wird u. s. w.

Diese Aufzugsart ist im allgemeinen nicht zu empfehlen wegen der vielen zu unterhaltenden Stopfbüchsen, der schwierigen Centrirung und umständlichen Führung der einzelnen Plunserer. Die hier dargestellte Konstruktion wurde von der Maschinenfabrik J. S. Fries Sohn in Sachsenhausen für die Markthalle in Frankfurt a. M. ausgeführt, wo aus lokalen Rücksichten, insbesondere wegen Grundwasser, ein Schacht von geringer Tiefe für die Unterbringung des Aufzuges vorgeschrieben war.

Ausschließliche Anwendung finden die direkt wirkenden Aufzüge bei geringen Hubhöhen für kleine und große Lasten; sie ermöglichen in diesen Fällen einfachste Ausführung und zuverlässigen Betrieb.

Fig. 14, Taf. XV, stellt einen Packetaufzug des neuen Frankfurter Centralbahnhofes dar. Fig. 12 gibt die Anordnung des Aufzugsschachtes, Fig. 11 die Detailkonstruktion des Hubcylinders. Fig. 13 zeigt das Regulirventil.

Fig. 7 u. 8, Taf. XV, zeigen den Güterwagenaufzug des Berlin-Anhalter Güterbahnhofes. Der Fahrstuhl ist durch Gegengewichte zum Teil ausgeglichen. Die Auflagerung der Plattform auf dem Plunserer ist zur Vermeidung von Biegungsbeanspruchungen des Plunserers mittels Kugelhaube bewirkt.

§ 51. Dampfaufzüge. Die Dampfaufzüge werden gegenwärtig zur Personenbeförderung nur mehr bei geringer Hubhöhe und mäßigem Verkehr, häufiger dagegen als Lastenaufzüge in Werkstätten, Stahl- und Eisenhüttenwerken u. a. O. verwendet; in allen Fällen aber nur dann, wenn der Wasserbetrieb mittels besonderer Dampfpumpen, Wasserbehälter und Dampfkesselanlage zu umständlich oder bei unmittelbarer Benutzung des Wassers städtischer Leitungen mit niederem Druck wegen zu großen Wasserverbrauches zu teuer wird.

Außergewöhnlich zahlreiche Anwendung finden die Dampfaufzüge auch heute noch in New-York infolge des weitverzweigten Straßen-Dampfleitungsnetzes der New-York Steam Co.

Der unmittelbare Anschluss der Antriebsmaschinen an diese Leitungen vereinfacht wesentlich die Anlage und den Betrieb der Dampfaufzüge, da Aufstellung und Betrieb eines Dampfkessels vollkommen entfallen. Als Antriebsmotor dient in der Regel — behufs Erreichung gleichmäßigen Ganges — eine Zwillingmaschine, die vermittels Stirnräder- oder Schneckenradgetriebes eine Seiltrommel oder Seilrollen bewegt, auf welchen die Tragseile des Fahrstuhls sich auf- und abwinden.

Fig. 75 u. 76 zeigen zwei Aufzugsmaschinen der Crane Elevator Co. in Chicago mit Seilrollen an Stelle von Seiltrommeln. Das Seil ist zur Erzeugung der nötigen Reibung je zweimal um die Rollen geschlungen und seine Enden tragen unmittelbar den Fahrstuhl und das Gegengewicht. Es ist hierdurch eine sehr gedrängte Konstruktion der Aufzugsmaschine erreicht. Die Umsteuerung erfolgt, wie allgemein gebräuchlich, mittels Doppelschiebers.

Um bei Schneckenradantrieb den Axialdruck in der Schnecke zu vermeiden, führt die Whittier Machine Co. in Boston zwei in einander greifende Schneckenräder aus, die von zwei auf der Antriebswelle befestigten Schnecken mit Links- und Rechtsgewinde angetrieben werden. Die Seiltrommel befindet sich auf der Axe eines

Fig. 75.

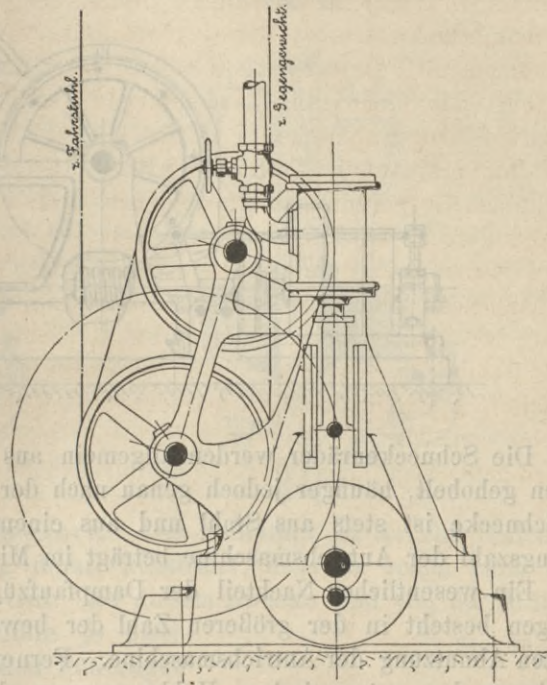
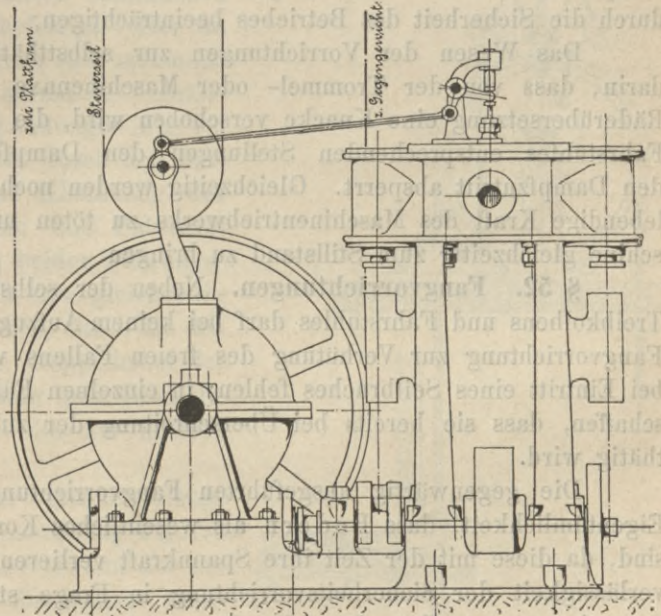
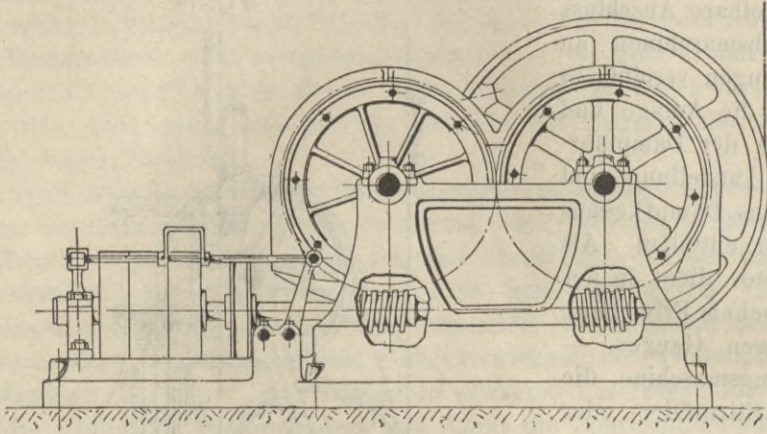


Fig. 76.



der beiden Schneckenräder. Fig. 77 zeigt die gleiche Anordnung für Transmissionsaufzüge.

Fig. 77.



Die Schneckenräder werden allgemein aus Bronze gegossen und die Zahnflanken gehobelt, häufiger jedoch genau nach der eingreifenden Schnecke gefräst. Die Schnecke ist stets aus Stahl und aus einem Stück mit der Axe. Die Umdrehungszahl der Antriebsmaschine beträgt im Mittel 250 in der Minute.

Ein wesentlicher Nachteil der Dampfaufzüge gegenüber den Wasserdruckaufzügen besteht in der größeren Zahl der beweglichen Teile und der dadurch erhöhten Abnutzung der Antriebsmaschine. Ferner bedürfen die Dampfaufzüge zur Erreichung der automatischen Hubbegrenzung des Fahrstuhles stets besonderer komplizierter Mechanismen, die jedoch Störungen unterworfen sein können und dadurch die Sicherheit des Betriebes beeinträchtigen.

Das Wesen der Vorrichtungen zur selbstthätigen Hubbegrenzung besteht darin, dass von der Trommel- oder Maschinenaxe aus mittels Schrauben oder Räderübersetzung eine Knacke verschoben wird, die bei ihren den Hubenden des Fahrstuhles entsprechenden Stellungen den Dampflasschieber verstellt und den Dampfzutritt absperrt. Gleichzeitig werden noch Bremsen eingerückt, um die lebendige Kraft des Maschinentriebwerks zu töten und damit Fahrstuhl und Maschine gleichzeitig zum Stillstand zu bringen.

§ 52. Fangvorrichtungen. Neben der selbstthätigen Hubbegrenzung des Treibkolbens und Fahrstuhles darf bei keinem Aufzuge mit Rollenübersetzung eine Fangvorrichtung zur Verhütung des freien Fallens von Fahrstuhl oder Plattform bei Eintritt eines Seilbruches fehlen; in einzelnen Fällen ist sie sogar derart beschaffen, dass sie bereits bei Überschreitung der zulässigen Fahrgeschwindigkeit thätig wird.

Die gegenwärtig ausgeführten Fangvorrichtungen zeigen ausnahmslos die Eigentümlichkeit, dass Federn als wesentliches Konstruktionselement vermieden sind, da diese mit der Zeit ihre Spannkraft verlieren und infolge dessen die Zuverlässigkeit der Sicherheitsvorrichtung in Frage stellen. Die Anordnung wird nunmehr so getroffen, dass die Fangvorrichtung entweder durch die Gewichtswirkung des fallenden Fahrstuhles oder durch seine beim Fallen eintretende Steigerung der lebendigen Potenz sich bethätigt.

Verschiedene Fangvorrichtungen wurden bereits in § 39 beschrieben. Einige der bei amerikanischen Aufzügen gebräuchlichen Fangvorrichtungen seien im Nachstehenden kurz erläutert.

Fig. 78.

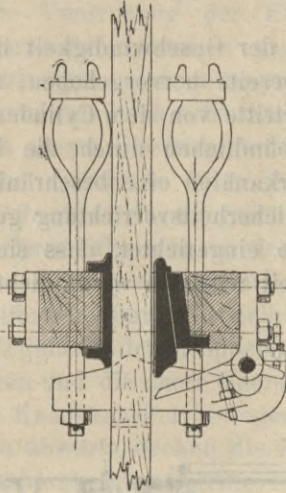
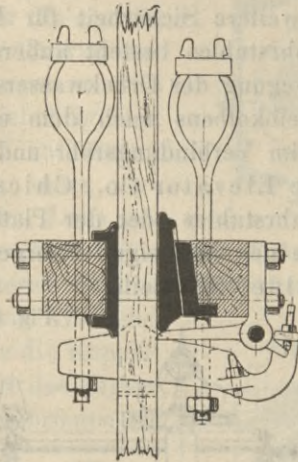


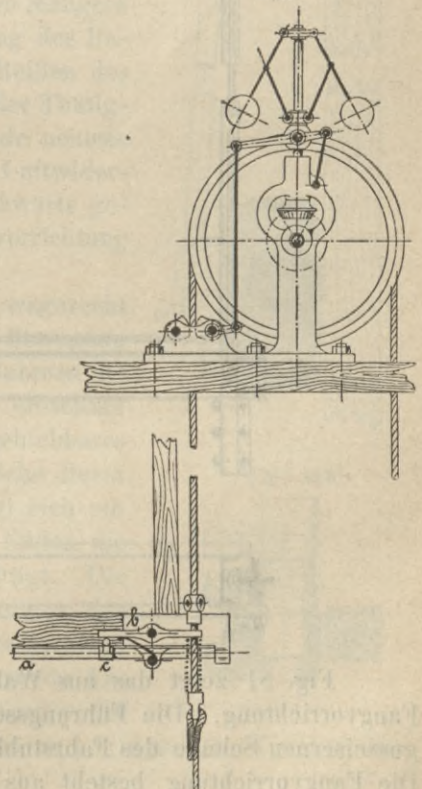
Fig. 79.



Otis Brother & Co., New-York. Der Fahrstuhl ist an vier Seilen aufgehängt und die Fangvorrichtung derart konstruiert, dass sie schon beim Bruch eines dieser Seile in Thätigkeit tritt. Zu diesem Zwecke sind von der Mitte des oberen Querbalkens des Fahrstuhles je zwei Seile über Rollen an seinen beiden Führungsseiten heruntergeführt und deren Enden in den Osen der am unteren Querbalken befindlichen Keilklemme (Fig. 78 u. 79) befestigt. Der an die Unterfläche des Querbalkens sich stützende Doppelhebel bewirkt unter normalen Verhältnissen den Ausgleich der Seilspannungen (Fig. 78) und im Falle eines Seilbruches durch den entstehenden einseitigen Zug die Klemmung des Bremskeiles zwischen Führung und Fahrstuhl (Fig. 79). Damit die an den beiden Führungsseiten befindlichen Keilbremsen stets gleichzeitig zur Wirksamkeit kommen können, sitzen die den Bremskeil hebenden kleineren Doppelhebel der beiden Führungsseiten auf einer gemeinschaftlichen Axe *a*, siehe Fig. 80, die am unteren Querbalken entlang geht.

An den Fahrstühlen der Personenaufzüge ist außerdem noch die Hebelanordnung Fig. 80 angebracht, welche beim Überschreiten der zulässigen Fahrgeschwindigkeit die Bremse wirksam werden lässt. Das mit dem einen Arme des Doppelhebels *b* durch eine Spiralfeder endlos verbundene Seil bewegt am oberen Ende des

Fig. 80.



Fahrshachtes einen einfachen Centrifugalregulator, der bei erhöhter Geschwindigkeit die Klemmung dieses vom Fahrstuhl bewegten Seiles bewirkt. Ist dieses Seil festgehalten, während der Fahrstuhl sich noch weiter bewegt, so erfolgt eine Drehung des Hebels *b*, damit eine solche der Axe *a*, und die Fangvorrichtung wird eingertückt.

Eine weitere Sicherheit für Begrenzung der Geschwindigkeit des abwärts gehenden Fahrstuhles besteht außerdem, wie bereits hervorgehoben, noch darin, dass die Bewegung des Druckwassers beim Übertritte von dem Cylinderraum oberhalb des Treibkolbens nach dem unterhalb befindlichen durch die Bewegungswiderstände im Verbindungsrohr und den Steuerkanälen eine beschränkte ist.

Crane Elevator Co., Chicago. Die Sicherheitsvorrichtung gegen Herabfallen des Fahrstuhles oder der Plattform ist so eingerichtet, dass sie sofort bei Überschreiten der zulässigen Fahrgeschwindigkeit wirksam wird, nicht aber beim Bruch einzelner Tragseile.

Fig. 81a, 81b u. 81c.

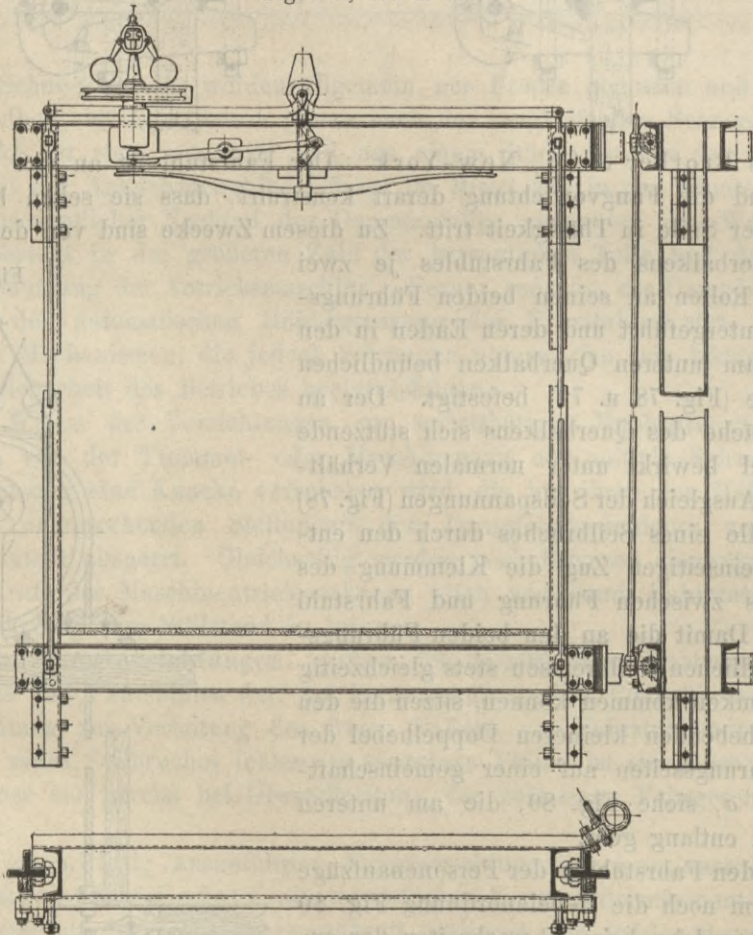


Fig. 81 zeigt das aus Walzeisen bestehende Gerüst eines Fahrstuhles mit Fangvorrichtung. Die Führungsschienen sind aus I-förmigem Walzeisen, und die gusseisernen Schuhe des Fahrstuhles gleiten mittels Metallfutter auf ihnen (Fig. 82). Die Fangvorrichtung besteht aus einem Paar kräftiger Knacken, die im oberen

und unteren Querträger so angeordnet sind, dass sie im Fall ihrer Wirksamkeit in eine Holzschiene eingreifen, sich daselbst festsetzen und den Fahrstuhl zum Stillstande bringen. Der stärkeren Wirkung wegen greift dabei die obere Knacke tiefer als die untere (Fig. 83). Die entsprechende Verdrehung der Knacken erfolgt gemeinschaftlich vermittels einarmiger ungleich langer Hebel, die durch Verbindungsstangen gekuppelt sind. Die Querverbindung dieser nahezu senkrecht hängenden Stangen wird in der Mitte des oberen Querträgers durch ein Kniehebelgelenk getragen, das vermittels eines Doppelhebels, auf dessen einen Arm ein Centrifugalregulator einwirkt, unter normalen Betriebsverhältnissen in der gezeichneten Lage gehalten wird. Erhöht sich jedoch die Fahrgeschwindigkeit des Fahrstuhles, sei es durch Seilbruch sämtlicher Seile oder rascheren Gang der Antriebsmaschine, so rückt der Regulator den Doppelhebel aus, der Kniehebel fällt zusammen und die obere Querschienen sowie die Kuppelstangen der Knackenhebel bewegen sich durch das Eigengewicht nach abwärts, drehen die Knacken und bringen sie an der Holzschiene zum Angriffe.

Den Regulatorantrieb bewirkt beim Auf- und Abwärtsgehe des Fahrstuhles ein feststehendes, durch den Fahrstuhl der Länge nach führendes Seil, das mit Hilfe von Leitrollen um die Antriebsrolle des Regulators geschlungen ist.

Diese Anordnung ist jedoch mit wesentlichen Mängeln insofern behaftet, als eine regelmäßige Schmierung des Regulators und der Leitrollen nötig ist und beim Reißen des feststehenden Seiles die Sicherheitsvorrichtung außer Thätigkeit tritt. Diese Übelstände vermeidet die folgende neueste Konstruktion (Fig. 84), bei welcher der erhöhte Luftwiderstand des mit gesteigerter Fahrgeschwindigkeit abwärts gehenden Fahrstuhles zum Einrücken der Fangvorrichtung benutzt wird.

Unterhalb des Fahrstuhles ist ein Rahmen wagerecht derart aufgehängt, dass ihm eine hebelartige Bewegung um das mittlere Gehänge h möglich ist. Der Rahmen ist teilweise mit einer Blechwand ausgefüllt, deren einseitige Gewichtswirkung auf den Rahmen durch ein verschiebbares Gegengewicht ausgeglichen wird. Auf der Unterfläche dieser Platte befindet sich ein Anschlag a ; gegen ihn legt sich ein Vorsprung, der auf einer Axe sitzt, die an ihren Enden die oben erwähnten Knacken der Fangvorrichtung trägt. Die Anordnung ist derart justirt, dass bei Überschreitung der normalen Fahrgeschwindigkeit der erhöhte Luftwiderstand die Platte hebt, wobei der an der Unterfläche sitzende Anschlag den Wellenvorsprung verlässt; die Kuppelstangen der Knackenhebel fallen durch ihr Eigengewicht herab und bringen die Knacken zum Eingriffe in die Holzleiste.

Fig. 82.

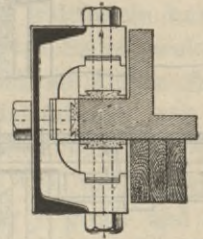


Fig. 83 a.

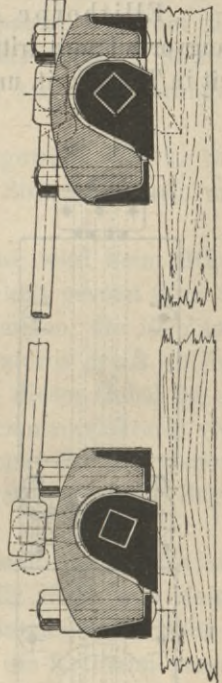
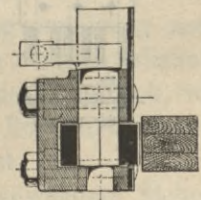
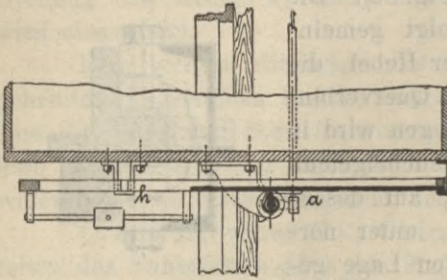


Fig. 83 b.



Eine plötzliche Betriebsstörung bei Eintritt eines Seilbruches verhindert die durch Fig. 85 dargestellte Aufhängung des Gegengewichtes. Letzteres ist zwei-

Fig. 84.



teilig und wird getragen von den beiden äußeren Gewichtsseilen. Die Treibseile des Fahrstuhles sind lose durch das Gegengewicht hindurch geführt und ober- und unterhalb des letzteren mit Klemmen versehen. Treibseile und Gegengewicht gehen mit einander auf und nieder. Bei Eintritt eines plötzlichen Bruches der Treibseile oder Gegengewichtsseile wird sich die obere oder untere Klemme an das Gegengewicht anlegen und dadurch eine Unterbrechung des Zusammenhanges zwischen Fahrstuhl und Antriebsmaschine oder zwischen Fahrstuhl und Gegengewicht verhindern. Die Anordnung gewährt gleichzeitig den Vorteil der Raumersparnis durch Hinwegfall einer besonderen Gegengewichtsbahn.

Ellithorpe Air-Brake Co., Chicago. Die von dieser Firma ausgeführte Fangvorrichtung tritt ebenfalls bei Überschreitung der zulässigen Fahrgeschwindigkeit in Thätigkeit, und zwar unter Einwirkung des Luftwiderstandes (Fig. 86 bis 88).

Fig. 85.

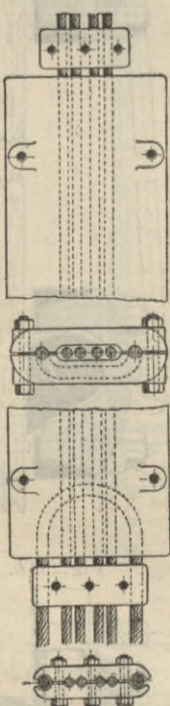


Fig. 86.

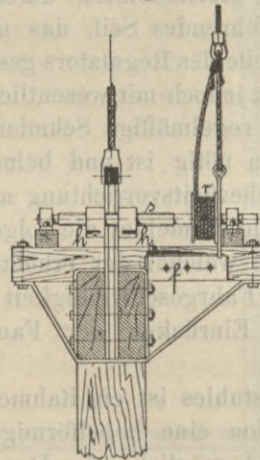
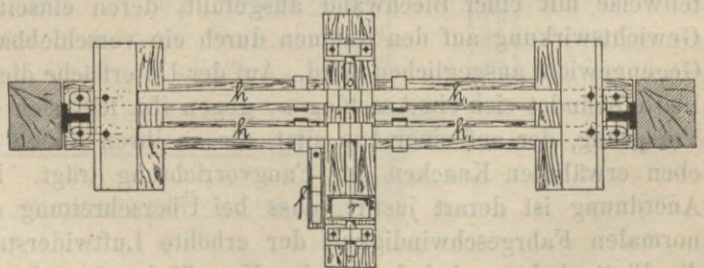


Fig. 87.



Fig. 88.



Mit den beiden Enden des oberen oder unteren Querbalkens des Plattformgerüsts sind nächst den I-förmigen Führungen gusseiserne Gehäuse verbunden, in welchen je zwei ungleicharmige Hebel $h h_1$ gelagert sind. Der kurze Arm trägt

die Bremschuhe, am langen Hebelarm wirken in der Mitte des Querbalkens symmetrisch nach beiden Seiten Muttern, die von einer Schraubenspindel s mit Links- und Rechtsgewinde einander genähert oder von einander entfernt werden können.

Auf der Axe der Schraubenspindel sitzt eine Rolle r , über welche ein kurzes Seil geschlungen ist; dieses hängt lose in der Öse eines zweiten Seiles, welches im oberen Teile des Fahrstuhles über eine Rolle führt, und an dessen Ende ein Holzprisma hängt. Dieses Prisma bewegt sich in einer Holzführung (150 bis 200 mm im Quadrat) mit geringem Zwischenraum (3 mm auf jeder Seite) entgegen der Fahrrichtung der Plattform auf und nieder. Ein von der Öse nach abwärts gehendes Seilstück trägt einen Haken, der unter eine Plattefeder f greift und dadurch das seitlich der Führungsbalken geführte Holzprisma mit der Plattform verbindet.

Überschreitet der abwärts gehende Fahrstuhl die zulässige Geschwindigkeit, so bewirkt in der geschlossenen Führung der erhöhte Luftwiderstand auf die obere Fläche des Prismas einen vermehrten Seilzug und damit das Auslösen des Hakens aus der Feder; das ursprünglich lose Seilstück wird angespannt, verdreht die Schraube derart, dass die Muttern und damit die Hebelarme aus einander bewegt werden, wodurch ein gesteigertes Anpressen der Bremschuhe an die Führungen und schließlich der Stillstand der Plattform hervorgerufen wird.

Nach Versuchen mit einem Warenaufzuge (850 kg Eigengewicht, 500 kg Belastung) tritt bei Seilbruch und freiem Fall der Plattform der Stillstand nach ungefähr 2 m Fallhöhe ein.

Whittier Machine Co., Boston. Die Fangvorrichtung wird beim Bruch der Treibseile durch den Zug des Gegengewichtsseiles in Thätigkeit gesetzt (Fig. 89 u. 90). Das Treibseil ist am Fahrstuhl über eine Rolle geschlungen, die in einem vom oberen Querträger unabhängigen Gehäuse gelagert ist; letzteres greift an den langen Armen zweier zweiarmliger Hebel an. Der kurze Arm dieser Hebel ist an seinem Ende mit der am unteren Querbalken befindlichen Klemmvorrichtung verbunden und dient in der Nähe des Drehpunktes als Angriffspunkt für das Gegengewichtsseil. In der Nähe des Rollengehäuses am Querträger befestigte Bügel hindern eine störende freie Beweglichkeit der Hebel.

Bei einem Bruche beider Tragseile fällt das Gehäuse samt Rolle nach abwärts, das Gegengewichtsseil zieht den kurzen Hebelarm in die Höhe und damit die nach abwärts gehende Zugstange; diese hebt unten eine kleine geriffelte Rolle r , die sich alsdann keilförmig zwischen die Führungsschiene und die Keilbahn presst, mit welcher das am unteren Querträger befestigte kräftige Gusseisengehäuse versehen ist, und ruft dadurch den Stillstand des Fahrstuhles hervor.

Beim Reißen eines Trums des Treibseiles wird die Fangvorrichtung noch nicht wirksam, sondern der Betrieb des Fahrstuhles noch dadurch möglich erhalten, dass die Rolle, um welche sich das Seil schlingt, excentrisch (nicht centrisch, wie in Fig. 89) gelagert ist. Bei einseitigem Seilbruch dreht sich die Rolle und klemmt das Seil durch Keilwirkung zwischen sich und dem Gehäuse fest.

Eine von Clem u. Morse für Transmissionsaufzüge angewendete Sicherheitsvorrichtung, welche bei plötzlicher Hemmung der Plattform das Windwerk abstellt und ein Schlawwerden des Tragseiles verhindert, möge hier wegen ihrer allgemeinen Verwendbarkeit noch angeführt werden.

Bei plötzlichem Stillstande der Plattform — und damit auch der Seiltrommel — dreht sich der auf der Trommelachse festgekeilte Arm a mit Sperrklinken weiter, wobei sich letztere sofort in das lose sitzende Sperrrad einhakt und es verdreht. Diese Drehbewegung des Sperrrades dient alsdann sofort zur Verschiebung des Treibriemens auf die Losscheibe. Die kräftige Spiralfeder f_2 soll bei Wiedereingangssetzung des Windwerkes eine stossfreie Annäherung des Armes an den Anschlag am Trommelkranze bewirken.

Fig. 89 u. 90.

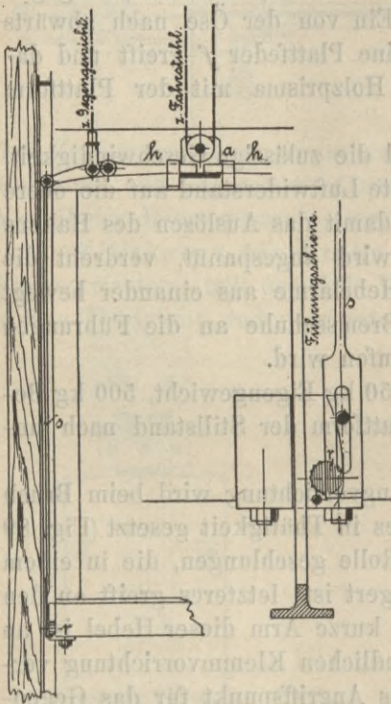
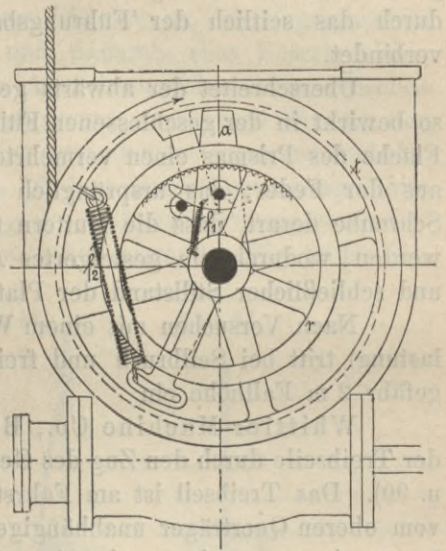


Fig. 91.



Neben den vorbeschriebenen und anderen Fangvorrichtungen ist bei den neueren Aufzugsanlagen der verschiedenen Systeme noch eine weitere Sicherheitsvorkehrung getroffen durch Anbringung der der Ellithorpe Air-Brake Co. patentirten Luftkammer. Sie besteht aus einer luftdicht ausgemauerten Fortsetzung des Fahrschachtes unterhalb des Erdgeschosses, die den Zweck hat, für einen freifallenden Fahrstuhl ein Luftkissen zum Auffangen zu bilden. Der in diese Kammer einfallende Fahrstuhl drückt die darin befindliche Luft zusammen und wird hierdurch zu allmählichem und stoßfreiem Stillstand gebracht. Das zuverlässige Erreichen dieser Wirkung ist durch zahlreiche Versuche an Aufzugsanlagen, die mit derartigen Luftkammern ausgestattet sind, bei Fallhöhen des Fahrstuhles bis zu 40 m erprobt.

Line von Olem u. Morse für Transmissionsaufzüge angewandte Sicherheitsvorrichtung, welche bei plötzlicher Hemmung der Plattform das Windwerk absetzt und ein Schalten des Trägchens verhindert, möge hier wegen ihrer allgemeinen Verwendbarkeit noch angeführt werden.

Litteratur.

I. Selbständige Werke.

- Uhland, W. H. Die Hebeapparate. Jena 1882.
Ernst, Ad. Die Hebezeuge. Berlin 1883.
Uhlich, P. Die Hebemaschinen. Dresden 1886.
Weisbach's Ingenieur- u. Maschinenmechanik. III. Teil. II. Abteilung: Die Maschinen zur Ortsveränderung. Braunschweig 1880.
Rühlmann. Allgemeine Maschinenlehre. 4. Band. Leipzig 1888.
Gutermuth, M. F. Skizzen zu den Vorlesungen über Lasthebe-Maschinen, nach Prof. A. Riedler's Vorlesungen bearbeitet. Aachen 1885.
Riedler, A. Winden und Aufzüge. Maschinenskizzen. Wien 1877.
Riedler, A. Bericht über die Weltausstellung in Philadelphia 1876. Personen- und Lastenaufzüge und Fördermaschinen. Wien 1877.
Appleyby's handbook of machinery. (Hoisting machinery.) London 1877.
Colyer, F. Hydraulic lifting and pressing machinery. London 1881.
Des Ingenieurs Taschenbuch „Hütte“. 14. Aufl. Berlin 1890. S. 561—597.
Franzius, L. Neue Hafen-Anlagen zu Bremen. Hannover 1888.
Braun, E. Die Kettenförderung auf horizontaler und geneigter Schienenbahn. Freiberg 1886.
Eichenauer, A. Die Seilscheibengerüste der Bergwerks-Förderungsanlagen. Leipzig 1877.
Dietrich, E. Gewinnung der Baumaterialien für die Steinstraßen. Festschrift der Techn. Hochschule Berlin 1884.

II. Zeitschriftenlitteratur.

a. Aufsätze über Hebemaschinen.

- Ernst, Ad. Hebezeuge auf der Ausstellung in London. Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1885. S. 738.
Gollner. Über Lasthebemaschinen. Dingler's polytechn. Journ. 1886 IV. Bd. 262. S. 493, 433. — 1887 I. Bd. 263. S. 214, 309, 401. — 1887 II. Bd. 264. S. 97, 305, 465.
Triebwerktheile für Hebemaschinen. Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1884. S. 600.

b. Aufsätze über specielle Gegenstände des Hebemaschinenbaues.

A. Zugorgane.

- Hutzelsieder. Über die Arbeit der Zugelasticität. Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1884. S. 341.
Tetmajer. Versuche mit Hanfseilen. Eisenbahn. 1881 H. S. 24.
Hanftaue. Versuche auf der Ausstellung in Arnheim. Verh. d. Ver. z. Befördg. d. Gewerbfl. in Preußen. Sitzungsber. 1879. S. 165.
Cable making on the East-River Bridge. Scientific American. 1878. S. 303.
Taper ropes of uniform tensile strength throughout. Engineer. 1880 I. S. 267.
Drahtseile. Dingler's polytechn. Journ. 1888 I. Bd. 267. S. 302.
Über das Tragvermögen von Förderseilen. Mitth. d. Böhm. Arch. u. Ing. Ver. 1875. S. 111.
Meyer, D. Förderseilerreiβungsversuche. Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1886. S. 344.
Hermann, E. Berechnung der Förderseile. Prakt. Maschinenkonstr. 1889. S. 150.
Hrabák, J. Berechnung der Förderseile. Österr. Zeitschr. für Berg- u. Hüttenwesen. 1881.
— Wie wird man aus Tiefen über 1000 m bis selbst 2000 m fördern können.
— Flachseile für Seilgewichts-Ausgleichung. Österr. Zeitschr. f. Berg- u. Hüttenwesen. 1884.
Riehn. Berechnung der Förderdrahtseile und Seilkörbe. Zeitschr. f. Berg-, Hütten- u. Sal.-Wesen. 1872. S. 239.
Die tiefsten Förder- u. Wasserhaltungsschächte der Erde. Hannov. Wochenbl. f. Handel u. Gewerbe. 1876. S. 109.
Note sur les cables d'extraction employés en Westphalie. Revue univ. 1877 II. S. 513.
Lang's wire rope. Engineering. 1883 II. S. 537.
Riemen. Dingler's polytechn. Journ. 1889 I. Bd. 271. S. 254.
Keller, K. Neue Theorie der Gelenkketten. Zeitschr. d. Oesterr. Arch. u. Ing. Ver. 1878.
Goubet u. Monrocy. Transmissionskette. Revue ind. 1875. S. 457. — Prakt. Maschinenkonstr. 1876. S. 295.
Gautier, F. Casting steel chains. Engineering. 1886 II. S. 414.
Chaines sans soudure en acier forgé. System David et Demoizeau. Revue univ. 1877 II. S. 391. —
Dingler's polytechn. Journ. 1878 II. S. 296.

Herstellung von Gussstahlketten. Glaser's Ann. 1880 II. Bd. 7. S. 67.

Hegenscheidt's Maschine zum Biegen von Kettengliedern. Dingler's polytechn. Journ. 1884 I. Bd. 251. S. 441.

Engelmann's Seilkuppelungen. Dingler's polytechn. Journ. 1885 IV. Bd. 258. S. 486.

Seilverbindungen für Förderkörbe. Engineering. 1880 II. S. 118. — Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1879. S. 419.

Gottlob. Konstruktion der Daumenrolle u. Kettennuss für kalibrierte Ketten. Techn. Blätter. 1883. S. 235.

Mitnehmer-Stirnzapfen für Förderketten. Centralbl. d. Bauverwaltg. 1888. S. 108.

Bagge, E. Berechnung der Kettenhaken. Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1885. S. 11

Simon. Haken. Prakt. Maschinenkonstr. 1889. S. 3. 13. 19.

Über die praktische Ausführung von Kettengetrieben mittels adjustirter Flaschenzugketten. Organ f. d. Fortschr. d. Eisenbahnw. 1881. 6. Heft.

Riemer. Anwendung eines Drahtseiles an Stelle der Lastkette bei einem maschinell betriebenen Laufkrane. Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1884. S. 708.

B. Flaschenzüge.

Haedicke. Berechnung der Rollenzüge. Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1882. S. 19. 230.

Pichler. Über Differentialflaschenzüge. Zeitschr. d. Oesterr. Arch. u. Ing. Ver. 1875. S. 340.

— Differentialflaschenzüge mit Zahnradmechanismus. Zeitschr. d. Oesterr. Arch. u. Ing. Ver. 1875. S. 340.

Moore's Flaschenzug. Engineering. 1875 II. S. 230.

Bohn, C. Über den Differentialflaschenzug. Ann. d. Phys. u. Chem. 1882. No. 1.

Differentialflaschenzug mit neuer Parallelführung. (R. Kühn.) Prakt. Maschinenkonstr. 1883. S. 179.

Flaschenzug. Glaser's Ann. 1889 I. Bd. 24. S. 185.

Wilke u. Lappe's Seilflaschenzug mit Bremsvorrichtung. Der Maschinenbauer. 1875. S. 266.

Cherry's Kettenflaschenzug. Engineering. 1876 II. S. 33.

— Rollenzug mit Selbstsperrung. Der Maschinenbauer. 1877. S. 2.

Williams' Flaschenzug mit Klemmbacken. Dingler's polytechn. Journ. 1878 I. Bd. 227. S. 434.

Freerk's Schnappkloben. Dingler's polytechn. Journ. 1884 IV. Bd. 254. S. 106.

Bell & Co. Rope pulley friction brake. Engineering. 1884 I. S. 501.

Speidel's hoisting apparatus. Scientific American. 1881 II. S. 38.

Cherry's oscillirender Flaschenzug. Engineering. 1872 I. S. 200.

Becker, E. Schraubenflaschenzüge mit Drucklager. Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1881. S. 166.

C. Fußwinden.

Fußwinden für Eisenbahnzwecke. Engineering. 1879 I. S. 459.

Meyer's Hebewerk mit Selbstbremsung. Dingler's polytechn. Journ. 1885 II. Bd. 256. S. 152.

Reinsperg. Hebelade mit Reibungsgesperre. Dingler's polytechn. Journ. 1886 IV. Bd. 262. S. 64.

Meter, E. Wagen-Winde. Prakt. Maschinenkonstr. 1886. S. 469.

Wagenwinde mit Klemmgesperre. Centralbl. d. Bauverwaltg. 1889. S. 202.

Traversing screw-jack. Engineering. 1866 II. S. 357.

Windebaum für Werkstücke. Baugewerkszeitg. 1876. S. 297.

D. Räderwinden.

Entwicklung der Winden. Glaser's Ann. 1887 I. Bd. 20. S. 29.

Berechnung und Konstruktion der Bauwinden. Prakt. Maschinenkonstr. 1886. S. 263.

Ernst, Ad. Bestimmung des Güteverhältnisses von Keilfrictionsrädern für Winden. Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1882. S. 243. 360.

Neuere Bremsen für Hebemaschinen. Dingler's polytechn. Journ. 1886 III. Bd. 261. S. 154.

Ernst, Ad. Neuere Bremsen und Sicherheitskurbeln. Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1882. S. 187. 478. 504. 564. 666.

Sicherheitskurbel mit Geschwindigkeitsbremse. Glaser's Ann. 1889 II. Bd. 25. S. 148.

Mohr's Kuppelung und Bremse für Hebezeuge. Dingler's polytechn. Journ. 1885 II. Bd. 256. S. 154.

Veränderung der Übersetzung durch schiebbare Kuppelung. Zeitschr. f. Baukunde 1879. S. 220.

Berliner Bauwinde. Zeitschr. f. Bauhandw. 1874. S. 33.

Bazile, M. Système d'échafaudage. Bull. de la soc. d'enc. 1876. Sept.

Portable winding engine. Engineering. 1876 II. S. 444.

Bourgougnon's Winde mit selbstthätiger Bremse. Revue univ. 1879 I. S. 258.

- Blauel. Zahnradwinde. Glaser's Ann. 1882 I. Bd. 10. S. 163.
 Winding engine at the Paris exhibition. Engineering. 1879 I. S. 178.
 Briegleb, Hansen u. Co. Hebezeug. Prakt. Maschinenkonstr. 1881 II. S. 368.
 Winde, System Dujour u. Bianchi. Prakt. Maschinenkonstr. 1884. S. 19.
 The Kingston trawl winch. Engineer. 1883 II. S. 223.
 Portable winding machinery. Engineer. 1885 I. S. 383.
 Oldenburger. Spiral-Frachtwinde. Prakt. Maschinenkonstr. 1885. S. 248.
 Maerz's Kettentriebwerk mit doppelter Schraubentrommel. Dingler's polytechn. Journ. 1886 IV. Bd. 262. S. 107.
 E. Langen's Stellwinde und Stellkehrgetriebe. Dingler's polytechn. Journ. 1883 IV. Bd. 250. S. 195.
 Seelig's Wendegetriebe. Dingler's polytechn. Journ. 1882 I. Bd. 243. S. 23.
 Kölle, Ad. Aufzug mit Riffelscheiben-Kuppelung. D. R. P. Nr. 11 275.
 Dampfwinde mit Friktionskuppelung. Der Maschinenbauer 1875. S. 269.
 Dampfwinde für Bauzwecke. Prakt. Maschinenkonstr. 1878. S. 161.
 Winde mit Dampfkapselfwerk als Kraftmaschine. Engineer. 1878 II. S. 414. — Prakt. Maschinenkonstr. 1879. S. 368.
 Steam windlass. Engineer. 1886 II. S. 117.

E. Aufzüge

(Mit Ausschluss der hydraulischen Aufzüge und Dampfaufzüge).

- Freissler. Über Aufzüge. Vortrag. Zeitschr. d. Oesterr. Arch. u. Ing. Ver. 1874. S. 194.
 Morgenstern, K. Über Fahrstühle. Deutsche Ind. Zeitg. 1883. S. 395.
 Personenaufzüge in Nordamerika. Centralbl. d. Bauverwaltg. 1884. S. 333.
 Wyngaert, van den. Ausstellung von Fahrstühlen in Chemnitz. Sitzungsber. d. Ver. z. Beförderg. d. Gewerbl. in Preussen. 1887. S. 133.
 Gutermuth, M. F. Personen- und Lastenaufzüge. Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1888. S. 774. 793.
 Berlin-Anhaltische Maschinenbau-Aktiengesellschaft. Aufzüge. Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1889. S. 630.
 Aufzüge auf der allgemeinen Ausstellung für Unfallverhütung. Glaser's Annalen. 1889 II. Bd. 25. S. 143.
 Über Anwendung von Aufzugsmaschinen bei Hochbauten. Hannov. Zeitschr. 1878. S. 306.
 Aufzug beim Bau des Postgebäudes in Hannover. Wochenschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1879. S. 147.
 Hebeegerüst für Baumaterialien. Scientific American. 1872. S. 262.
 Die bewegliche Treppe. Prakt. Maschinenkonstr. 1882. S. 201.
 Personenaufzug mit stetigem Betriebe. Centralbl. d. Bauverwaltg. 1886. S. 66.
 Lorimier. Fahrkunst. Revue univ. 1879 I. S. 130.
 Aufzug, System Lacroix. Prakt. Maschinenkonstr. 1879. S. 368.
 Voyacek. Differentialaufzüge. Die Eisenbahn. 1876 II. S. 161. — Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1876. S. 754.
 Ormerod's Safety-link. Iron. 1875. S. 613.
 The River Weaver navigation. Anderton lift. Engineering. 1884 II. S. 241.
 Attwood's hoists and lifts. Engineering. 1885 I. S. 382.
 Steven's and Major's Lift. Engineering. 1885 II. S. 271.
 Hamm. Formenaufzug mit Seilbetrieb durch Handkraft. Prakt. Maschinenkonstr. 1887. S. 224.
 Der Hissen in Stockholm. Centralbl. d. Bauverwaltg. 1886. S. 166.
 Ascenseur Mégy d'Escheverria et Bazan avec moteur hydraulique. Nouv. ann. de la constr. 1876. S. 22.
 Hastie's Wassersäulenmaschine für Aufzüge. Engineering. 1878 II. S. 368.
 Mayer's Aufzug mit hydraul. Motor. Engineering. 1880 II. S. 209.
 Wassersäulenmaschine für Fahrkünste. Centralbl. d. Bauverwaltg. 1889. S. 444.
 Waarenaufzüge. Verordnungen in Sachsen. Civilingenieur. 1884. S. 189.
 Der Unglücksfall bei dem Aufzug des Grand Hôtel in Paris. Prakt. Maschinenkonstr. 1878. S. 117.
 Unglücksfall mit einem Fahrstuhl. Deutsche Bauzeitg. 1883. S. 339. 351.
 Controlling the action of hoisting machinery. Engineering. 1880 II. S. 479.
 Martens. Seilverbindungen für Fahrstuhlbetrieb. Sitzungsber. d. Ver. z. Beförderg. d. Gewerbl. in Preussen. 1888. S. 233.
 Fahrstühle mit Fangvorrichtung. Revue univ. 1882 I. S. 7.
 Self-sustaining hoist and crab. Engineering. 1887 I. S. 442.
 Keilbremse für Aufzüge. Dingler's polytechn. Journ. 1886 III. Bd. 261. S. 324.
 Lifts and hoists (Sicherheitsbremse). Engineering. 1881 II. S. 565.

F. Fördermaschinen.

- Hauer. Die Fördermaschinen der Bergwerke. Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1885. S. 848.
 Borgsmüller's Fördereinrichtung mit Unterseil. Dingler's polytechn. Journ. 1885 II. Bd. 256. S. 151.
 Pohl. Fördervorrichtung mit endloser Kette. Centralbl. d. Bauverwaltg. 1888. S. 284.
 Fördermaschinen mit Pferdegepöpel. Oppermann. Portef. écon. d. mach. 1877. T. 49, 50.
 Fahrbare Fördermaschine von der Soc. anon. de Marcinelle et Couillet. Engineering. 1881 I. S. 301.
 Über die Ausgleichung des Seilgewichtes bei Fördermaschinen. Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1876. S. 189.
 Sprenger. Hydraulische Bremsvorrichtungen für Fördermaschinen. Prakt. Maschinenkonstr. 1887. S. 272.

G. Sicherheitsvorrichtungen.

- Sicherheitsvorrichtungen an Fahrstühlen. Glaser's Annalen. 1887 II. Bd. 21. S. 33.
 Sicherheitsvorrichtungen an Aufzügen. Dingler's polytechn. Journ. 1884 II. Bd. 252. S. 228.
 Busse, D. Sicherheitsvorrichtung für Fahrstühle. Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1879. S. 422.
 Pelzer's Fangvorrichtung. Dingler's polytechn. Journ. 1886 I. Bd. 259. S. 158.
 Leonardt's safety apparatus. Engineering. 1880 I. S. 58.
 Hertrich, A. Fangvorrichtung für Fahrstühle und Aufzüge. Prakt. Maschinenkonstr. 1885. S. 30.
 Castendyck und Haniel u. Lueg. Fangvorrichtungen. Dingler's polytechn. Journ. 1887 I. Bd. 263. S. 172.
 Förder- und Fangvorrichtungen. Dingler's polytechn. Journ. 1889 IV. Bd. 274. S. 203. 313. 394.
 Pelzer, Fr. Der gegenwärtige Stand der Fangvorrichtungen. Berg- u. Hüttenm. Zeitg. 1886. Nr. 44—47.
 Nitzsch, Dr. F. Über Fangvorrichtungen für Bergwerksförderung. Verh. d. Ver. z. Befördg. d. Gewerbl. in Preußen. 1879. S. 345.
 Fangvorrichtungen für Förderschalen. Dingler's polytechn. Journ. 1884 III. Bd. 253. S. 494.
 Fangapparat für Förderkörbe. Bayr. Ind. u. Gewerbebl. 1878. S. 315. — Prakt. Maschinenkonstr. 1879. S. 368.
 Fangvorrichtung für Becherwerke. Dingler's polytechn. Journ. 1887 I. Bd. 263. S. 505.
 Cousin's Sicherheitsvorrichtung für Fördermaschinen-Seilbrüche. Auslösung gegen Überwinden. Engineering. 1878 II. S. 389.
 Abfang- und Aufsatzvorrichtungen für Bremsschächte. Dingler's polytechn. Journ. 1888 I. Bd. 267. S. 195.
 Aufsatzvorrichtung für Fördergestelle. Dingler's polytechn. Journ. 1885 II. Bd. 256. S. 343.
 Selbstthätige Aufsetz-Vorrichtungen an Förderkörben. Glaser's Ann. 1883 II. Bd. 13. S. 57.
 Ernst, Ad. Zwangläufige Thürverschlüsse für Fahrschächte. Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1888. S. 155. 176. 199. 234.
 Improved hatchway-doors der Chambers Elevator Comp. Scientific American. 1881 II. S. 295.
 Sicherheitshaken für Förderschalen. Dingler's polytechn. Journ. 1887 II. Bd. 264. S. 603.
 Wolf. Fangvorrichtung. Schraubenbremse bez. Auslösehaken. Dingler's polytechn. Journ. 1888 II. Bd. 268. S. 254.

H. Krane.

- Verwendung eines Kranes bei Erdbauten. Deutsche Bauzeitg. 1882. S. 549.
 Sautter, Lemonnier et Co. Cranes at the Paris Exhibition. Engineering. 1889 II. S. 299.
 Laufkran-Konstruktionen. Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1881. S. 493.
 Laufkran für Seil- und Handbetrieb. Dingler's polytechn. Journ. 1888 IV. Bd. 270. S. 516.
 Travelling crane. Engineer. 1882 II. S. 59.
 Hoisting and traversing crane. Engineer. 1885 II. S. 314.
 The Thwaite-Neville hoisting and traversing crane. Engineering. 1885 II. S. 611.
 Traversing warehouse crane. Engineer. 1887 I. S. 97.
 Davy Brothers. Driving gear for travelling cranes. Engineering. 1889 II. S. 364.
 Aveling and Porter. Combined traction engine and crane. Engineering. 1888 II. S. 55.
 Exhibits at the international inventions exhibition. Cole's crane. Engineering. 1885 I. S. 502.
 Schwimmender Lastkran. Glaser's Ann. 1885 I. Bd. 16. S. 28.
 Floating crane. Engineer. 1885 II. S. 7.
 Floating crane (Tilbury dock). Engineer. 1886 II. S. 352.
 Wake, H. 50-ton radial block-setting crane. Engineering. 1886 II. S. 379.
 Knapman. Accident crane for railway service. Engineering. 1889 II. S. 11.
 Thomson and James. 120-ton sheerlegs at Clydebank shipbuilding yard. Engineering. 1888 II. S. 629.
 Stückenholz, L. 80-ton sheer legs. Engineering. 1881 I. S. 194.

- Lyster. Portable combined grain elevator and crane. Engineering. 1886 I. S. 346.
 Hart's cyclic elevator. Engineer. 1883 I. S. 61.
 Wyngaert, J. van den. Die neueren Einrichtungen von Getreidespeichern. Verh. d. Ver. z. Befördg. d. Gewerbfl. in Preußen. 1889. S. 443.
 Smith and Stevens. Elevator with safety gear. Engineering. 1889 I. S. 217.
 Coles. 25-ton Goliath Crane. Engineering. 1887 II. S. 478.
 Smith. 10-ton steam „Goliath“ for Sydney. Engineering. 1886 II. S. 169.
 Schwimmender Dampfkran im Hafen von Ruhrort. Erbkam's Zeitschr. f. Bauw. 1887. S. 429.

J. Verschiedene Hilfsapparate.

- Eine einfache Hebemaschine. Deutsche Bauzeitg. 1886. S. 468.
 Mechanische Schrotleiter. Prakt. Maschinenkonstr. 1886. S. 68.
 Hebe- und Verteilungsvorrichtung für Mörtel und Ziegel. Scientific American. 1872 II. S. 35.
 Schwimm- und Hebevorrichtung für Steinblöcke. Zeitschr. f. Baukunde. 1881. Taf. 21.
 Machinery for lowering concr. blocks. Engineering. 1877 I. S. 421.
 Block-setting machine constr. by Stothert and Pitt. Engineering. 1884 II. S. 270.
 Teleskopische Hebemaschinen für Bessemerböden. Glaser's Ann. 1881 I. Bd. 8. S. 414.
 Vorrichtungen zum Überladen von Kohlen aus Wagen in Seeschiffe. Zeitschr. d. Hannov. Arch. u. Ing. Ver. 1887. S. 535. 575. 669.
 Fisher's apparatus for loading and unloading colliery cages. Engineering. 1882 II. S. 10.
 Hebewerke für Schiffe. Dingler's polytechn. Journ. 1889 II. Bd. 272. S. 593.
 Hebeschleuse auf dem Great-Western-Kanal. 1837. Malézieux. Cours. de Navigation Pl. 99.
 Anlagen zur Schiffshebung mittels senkrecht bewegter Schleusenammern. Centralbl. d. Bauverw. 1882. S. 26.
 Swing bridge at Niederbaum Dock, Hamburg. Engineering. 1883 I. S. 290.
 American shaft-sinking machinery. Engineer. 1885 I. S. 114.
 Appliances for sinking the foundations of the piers of the new Tay Bridge. Engineering. 1885 I. S. 689.
 Skizzen von New-Yorker Bauplätzen. Deutsche Bauzeitg. 1883. S. 42.
 Hebung des Nationaldenkmals a. d. Kreuzberg in Berlin. Deutsche Bauzeitg. 1878. S. 402.
 Der Elbing-Oberländische Kanal. Erbkam's Zeitschr. f. Bauw. 1885. S. 63.

K. Hydraulische Hebemaschinen.

Aufsätze über hydraulische Hebemaschinen.

- Hydraulische Hebevorrichtung. Der Maschinenbauer. 1876. S. 293.
 Ernst, A. Hydraulische Hebewerke. Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1883. S. 329.
 Leisner. Hydraulische Hebevorrichtungen. Glaser's Ann. 1884 II. Bd. 14. S. 63.
 Hydraulische Hebezeuge. Prakt. Maschinenkonstr. 1889. S. 11.
 Ernst, A. Beiträge zur Entwicklung der Hebewerke mit Druckwasserbetrieb in Deutschland. Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1890. S. 869.
 Hoppe. Hydraulische Hebevorrichtungen in deutschen Hafenanlagen. Glaser's Ann. 1887 II. Bd. 21. S. 219.
 Hydraulische Hebemaschinen in Antwerpen. Zeitschr. f. Baukunde. 1880. S. 569.
 Hydraulische Verladevorrichtung am Güterbahnhofe der Holl. Eisenbahn an der »Nieuwe Vaart« zu Amsterdam. Zeitschr. d. Österr. Ing. u. Arch. Ver. 1882. S. 48.
 Die hydraulischen Anlagen in Bremen. Deutsche Bauzeitg. 1886. S. 620.
 Neue Hafenanlagen in Bremen. Zeitschr. d. Arch. u. Ing. Ver. zu Hannover. 1889. S. 37. 187. 265. 422.
 Hydraulische Anlage des Frankfurter Centralbahnhofes. Journal f. Gasbel. u. Wasservers. 1887. S. 190.
 Packhofsanlage in Berlin. Centralbl. d. Bauverwaltg. 1886. S. 293.
 Quasowski. Die hydraulischen Hebevorrichtungen auf dem Bahnhofe der Berlin-Potsdam-Magdeburger Eisenbahn. Erbkam's Zeitschr. f. Bauw. 1875. S. 351.
 Tiefbauten und Hebewerke der neuen Packhofanlage in Berlin. Erbkam's Zeitschr. f. Bauw. 1887. S. 505.
 Hamburger Freihafen-Speicher-Quartier. Journal f. Gasbel. u. Wasservers. 1888. S. 434.
 Boston docks. Hydraulic machinery. Engineer. 1885 I. S. 63.
 Brown brothers. Hydraulic machinery on shipboard. Engineering. 1884 I. S. 337.
 Daelen, R. M. Die Hydraulik in den Bessemer Stahlwerken. Glaser's Ann. 1881 I. Bd. 8. S. 341.
 Hull Hydraulic Power Company. Engineering. 1876 II. S. 279.

- Hydraulic Power Co., London. Min. of proc. of the inst. of civ. eng. 1888. Bd. 94. S. 1.
 Tangye's hydraul. Hebezeuge. Engineering. 1870 I. S. 413.
 Über wagerechte Führung hydraulischer Hebevorrichtungen. Deutsche Bauzeitg. 1885. S. 272, 277, 286.
 Gutermuth. Mitteilungen über eine Studienreise nach Nordamerika. Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1888. S. 774, 793.
- Hydraulische Aufzüge.
- Hydraulische Aufzüge für Post- und Passagiergut. Erbkam's Zeitschr. f. Bauwesen. 1875. Taf. 61 u. 62.
 Hydraul. Kohlen-Aufzug in Dresden. Salbach, Das Wasserwerk der Stadt Dresden. 1876. Taf. 14 u. 15.
 Hydraulische Aufzugs-Vorrichtung im Hotel Marquardt in Stuttgart. Zeitschr. f. Baukunde. 1878. S. 567.
 Hydraulischer Aufzug von Elsner u. Stumpf. Prakt. Maschinenkonstr. 1878. S. 81.
 Cherry's hydraulischer Aufzug. Rev. ind. 1880. S. 163.
 Mayer's hydraulische Aufzüge. Engineering. 1880 II. S. 209.
 Tangye's hydraulischer Aufzug. Iron. 1881 I. S. 290.
 Hydraulischer Aufzug des Bahnhofes Elberfeld-Steinbeck. Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1877. S. 505.
 Hydraulischer Güterwagenaufzug auf dem Anhalter Bahnhof in Berlin. Centralbl. d. Bauverwaltg. 1882. S. 29, 50, 68.
 Blum. Hydraulische Aufzüge im Eisenbahnhotel Berlin. Verhandlungen d. Ver. f. Gewerbfl. 1880. S. 16.
 Blum u. Oesten. Hydraulische Aufzüge. Journ. f. Gasb. u. Wasservers. 1883.
 Hydraulische Personenaufzüge. Glaser's Ann. 1883 II. Bd. 13. S. 18.
 Freißler, A. Die hydraulischen Personenaufzüge in den Arkadenhäusern der Union-Baugesellschaft in Wien. Wochenschr. d. Österr. Ing. u. Arch. Ver. 1883. S. 173.
 Edoux. Fahrstuhl auf dem Eiffelturm. Dingler's polytechn. Journ. 1889 III. Bd. 273. S. 251.
 Personenaufzüge im Eiffelturm. Dingler's polytechn. Journ. 1889 IV. Bd. 274. S. 400.
 Neukirch, Fr. Hydraulischer Press- und Hebe-Apparat. D. R. P. Nr. 36580.
 Ascenseur hydraulique, Système Edoux. Nouv. ann. de la constr. 1871. S. 57, 58.
 Hydraulic stock hoist. Engineering. 1877 II. S. 199.
 Bayzand Elington. Hydraulic lifts for passengers and goods. Engineering. 1882 I. S. 128, 153.
 Hydraulic balanced lift. Engineer. 1882. II. S. 386.
 Stevens and Major's hydraulic hoist. Engineering. 1882 II. S. 107.
 Powell's mud receiver and Hydraulic lift. Engineering. 1885 I. S. 19.
 Boston Docks. Hydraulic coal hoist. Engineer. 1885 I. S. 32.
 The hydraulic passenger lifts at the underground stations of the Mersey railway. Min. of proc. of the inst. of civ. eng. 1886. Bd. 86. S. 60.
 Hydraulic passenger lift. Engineer. 1888 I. S. 402.
 Hydraulic balance lift. Engineer. 1888 II. S. 428.
 La Louvière hydraulic canal lift. Engineering. 1885 II. S. 103.
 Hydraulic lift at Louvière. Engineering. 1888 I. S. 201.
 Hydraulic canal lift. Engineer. 1888 II. S. 518.
 Aufzüge des Eiffelturms. Engineer. 1889 I. S. 416. — 1889 II. S. 59. — Engineering. 1889 I. S. 429. — 1889 II. S. 40, 76. — Le Genie Civil. Bd. 13. S. 273. — Dingler's polytechn. Journ. 1889 III. Bd. 273. S. 251. — Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1890. S. 334.
 Clerc and Bouisson. Wagon hoists at the St. Lazare station, Paris. Engineering. 1889 II. S. 29, 48.
 Hydraulische Aufzüge und deren Betrieb durch Wasserleitungen. Journal f. Gasbel. u. Wasservers. 1883. S. 763.
 Hydraulischer Aufzug für Bauten. Zwick's Jahrbuch f. Baugewerbe. 1870. S. 313.
 Edoux. Hydraulischer Apparat zum Heben von Baumaterial. Allg. Bauzeitg. 1865.
 Bruhns, O. Hydraulische Verlade-Vorrichtungen am Güterbahnhofs zu Amsterdam. Zeitschr. d. Österr. Arch. u. Ing. Ver. 1882. S. 48.
 Les ascenseurs hydrauliques pour bateaux. Revue univ. 1886 I. S. 549.
 Blum. Sicherheitsvorrichtungen an hydraulischen Aufzügen. Sitzungsber. d. Ver. z. Befördg. d. Gewerbfl. in Preußen. 1884. S. 291.
 Otis' Umsteuerung für hydraulische Aufzüge. Dingler's polytechn. Journ. 1886 II. Bd. 260. S. 53.
 Hoppe, C. Stellsteuerung für hydraulische Pressen zum Bewegen von Lasten. Centralbl. d. Bauverwaltg. 1888. S. 300.

Hydraulische Krane.

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

- Über die Kosten des Ladebetriebs mit hydraulischen Kranen. *Centralbl. d. Bauverwaltg.* 1882. S. 16.
 Daelen. Hydraulische Krane. *Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing.* 1884. S. 74.
 Göbel, A. Neues System hydraulischer Krane. *Prakt. Maschinenkonstr.* 1876. S. 187.
 Armstrong. 160-ton hydraulic crane. *Engineer.* 1876 I. S. 168. 191.
 Mill's hydraulic crane. *Engineering.* 1877 II. S. 134. — *Dingler's polytechn. Journ.* 1877 IV. Bd. 226. S. 338.
 Hydraulischer Kran von 5000 kg Tragfähigkeit. *Prakt. Maschinenkonstr.* 1877. S. 401.
 Hydraulic overside crane. *Engineer.* 1884 II. S. 91.
 Hydraulic cranes. Port of Buenos Ayres. *Engineer.* 1885 I. S. 103.
 Bulter's coal tips and hydraulic crane at the International Inventions Exhibition. *Engineering.* 1885 I. S. 506.
 Tannett, Walker and Co. 5-ton hydraulic ingot crane. *Engineering.* 1887 I. S. 58.
 Hydraulic wharf crane. *Engineer.* 1888 I. S. 264.
 Hydraulischer Laufkran für den Gotthardtunnel. *Engineering.* 1875 II. S. 490.
 The Fontinettes hydraulic canal lift. *Engineering.* 1885 II. S. 30.
 Clerc et Bouisson. Hydraulic traverser at the Gare Paris. *Engineering.* 1889 II. S. 68.
 Armstrong. Hydraulischer Drehkran. *Armeng. Progr. de l'industrie.* Vol. II. S. 103.
 Daelen, R. Hydraulischer Drehkran. *Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing.* 1878. S. 423.
 Hydraulischer Werkstättenkran. *Dingler's polytechn. Journ.* 1877 IV. Bd. 226. S. 341.
 Bessemer plant at the Bethlehem steel works. *Engineering.* 1881 II. S. 427.

Verschiedene hydraulische Hebevorrichtungen.

- Ellington's fahrbare hydraulische Winde. *Revue ind.* 1878 I. S. 233.
 Hydraulische Kippwinde für Getreidespeicher. *Prakt. Maschinenkonstr.* 1886. S. 198.
 Verwendung hydraulischer Maschinen zum Beladen von Dampfschiffen (Anwendung von mech. Relais).
 Glaser's Annalen. 1884 II. S. 168.
 Angely's hydraulischer Elevator. *Dingler's polytechn. Journ.* 1878 III. Bd. 229. S. 314.
 Clerc and Bouisson. Hydraulic chain elevator at the Gare St. Lazare Paris. *Engineering.* 1889 II. S. 69.
 Elevateur hydraulique d'Anderton. *Nouv. ann. de la constr.* 1881. S. 43. 170.
 Broszus. Hydraulische Leiter. *Prakt. Maschinenkonstr.* 1879. S. 382.
 Note sur l'appareil hydraulique des portes d'écluse. *Ann. d. ponts et chaussées.* 1881 I. S. 540.
 Ernst, A., Die Schiffshebwerke bei Les Fontinettes und La Louvière. *Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing.* 1890. S. 280.
 Über Anlagen zur Schiffshebung mittels senkrecht bewegter Schleusenammern. *Centralbl. d. Bauverwaltg.* 1882. S. 26.
 Anlagen zur senkrechten Schiffshebung in Frankreich. *Centralbl. d. Bauverwaltg.* 1882. S. 395. 406.

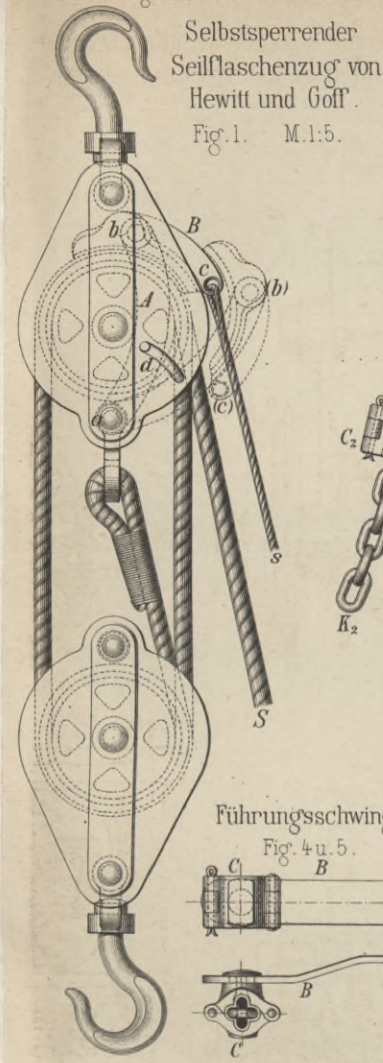
L. Pneumatische Hebevorrichtungen.

- Pneumatic hoist. *Engineering.* 1872 I. S. 296. 343.
 Pneumatischer Hochofenaufzug. *Engineering.* 1878 II. S. 152.
 Pneumatische Förderung in den Kohlenbergwerken zu Epinac. *Engineering.* 1879 I. S. 367.
 Förderung mittels Luftdruck in Epinac. *Bull. de la soc. d'enc.* 1879. S. 521.
 Hebesystem Gonin. *Schweiz. Bauzeitg.* 1886 II. S. 153.
 Hydropneumatischer Aufzug. *Dingler's polytechn. Journ.* 1886 IV. Bd. 262. S. 388.

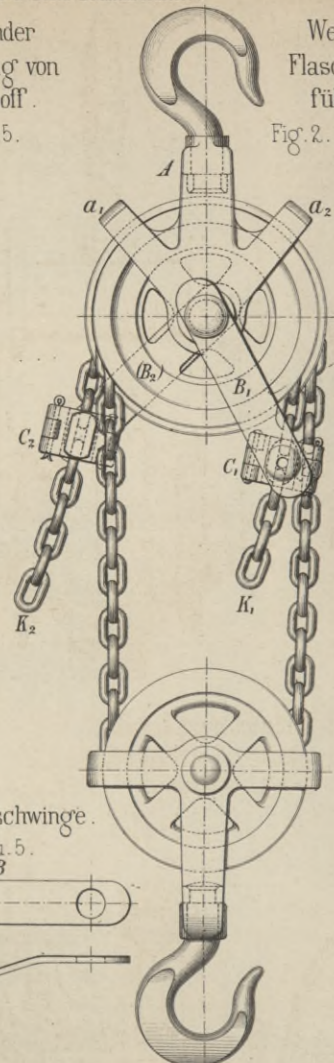
Über Hebemaschinen mit elektrischem Betriebe, insbesondere Aufzüge siehe:

Anhang

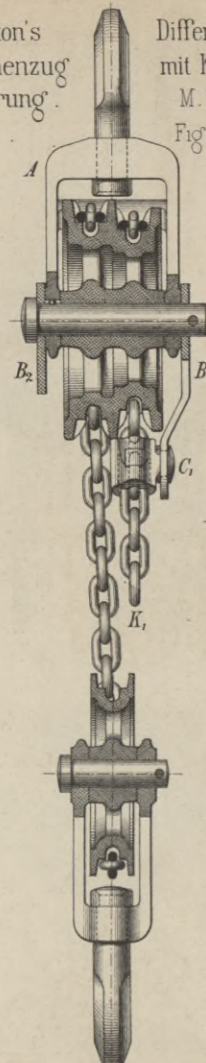
»Die Elektrotechnik in ihrer Anwendung auf das Bauwesen.«



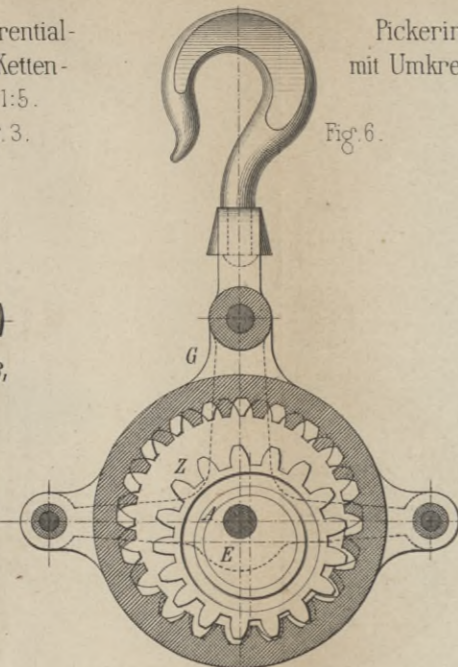
Selbstsperrender Seilflasenzug von Hewitt und Goff. Fig. 1. M. 1:5.



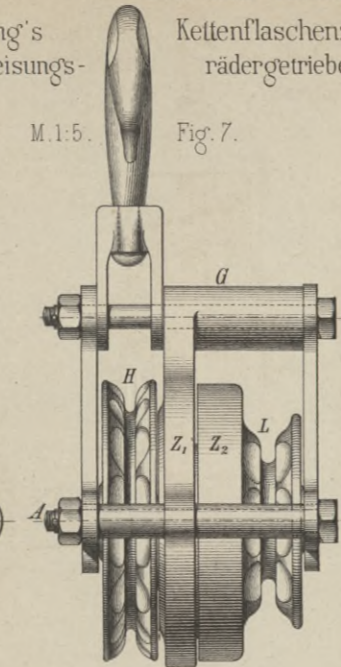
Weston's Flasenzugführung. Fig. 2.



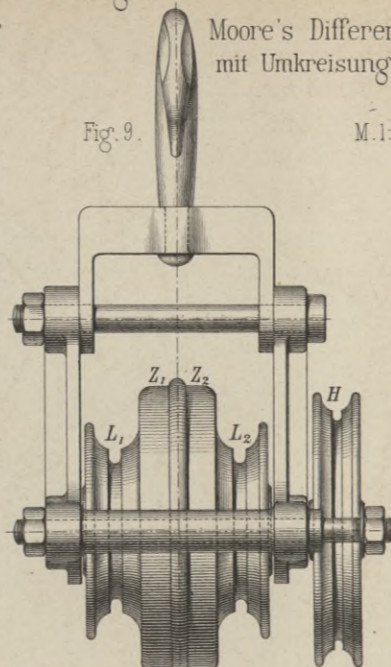
Differential mit Kettenführung. M. 1:5. Fig. 3.



Pickering's mit Umkreisungs-Kettenflasenzugrädergetriebe. M. 1:5. Fig. 6.



Kettenflasenzugrädergetriebe. M. 1:5. Fig. 7.



Moore's Differentialflasenzug mit Umkreisungsrädergetriebe. M. 1:5. Fig. 9.

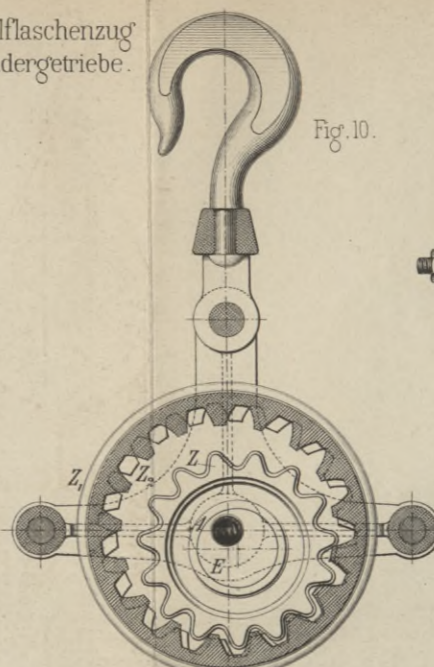
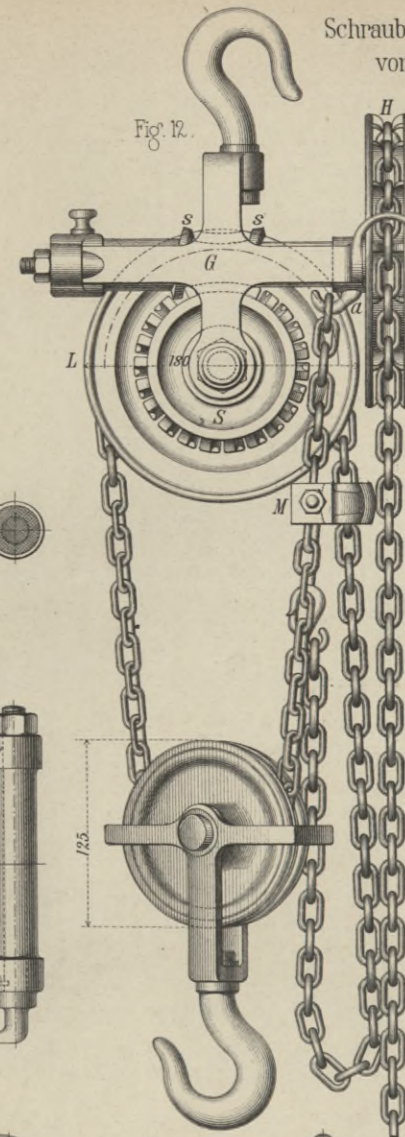


Fig. 10.



Schraubenflasenzug von Verlinde. M. 1:5. Fig. 12.

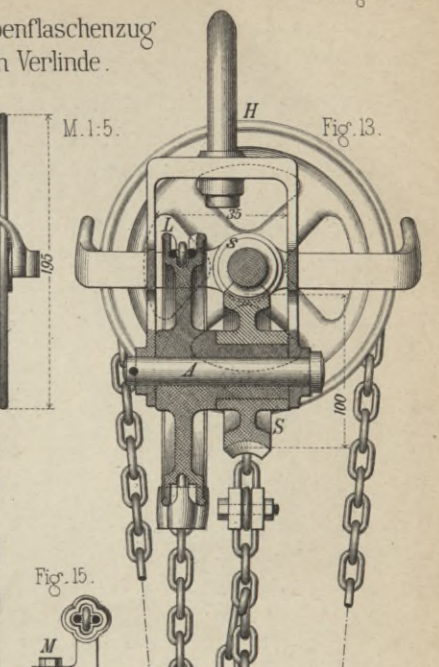
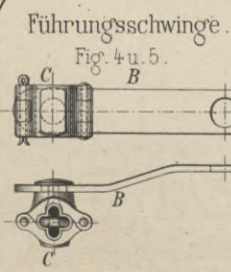


Fig. 13.



Führungsschwinge. Fig. 4 u. 5.

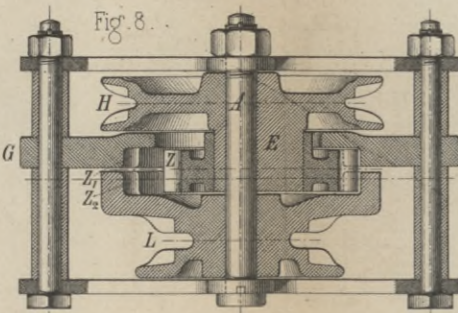
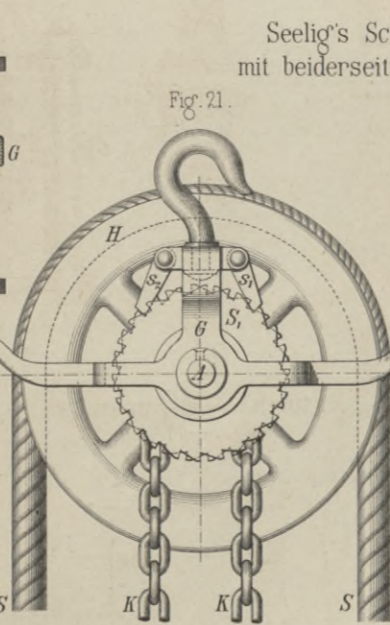
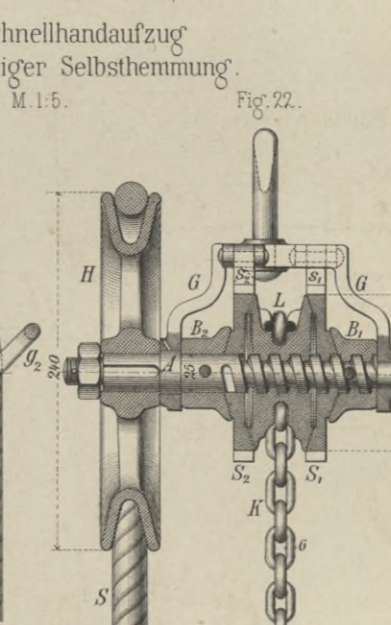


Fig. 8.



Seelig's Schnellhandaufzug mit beiderseitiger Selbsthemmung. M. 1:5. Fig. 21.



Drahtseilverschluss System Kortum. Fig. 22.

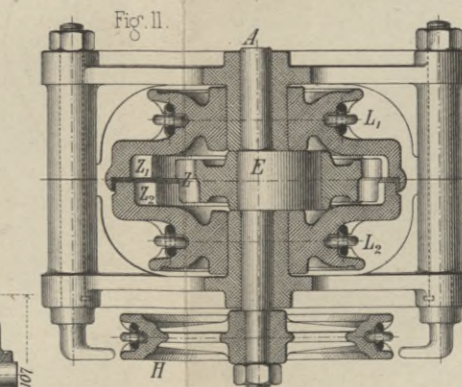


Fig. 11.

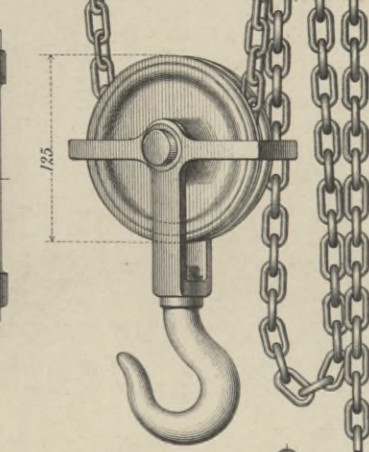


Fig. 14.



Ward's modifizierter Differentialflasenzug. M. 1:5. Fig. 16.

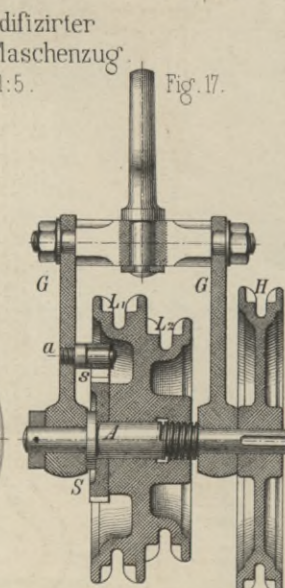
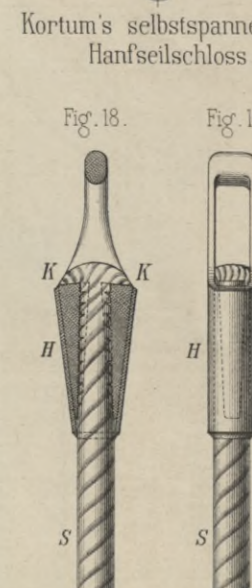
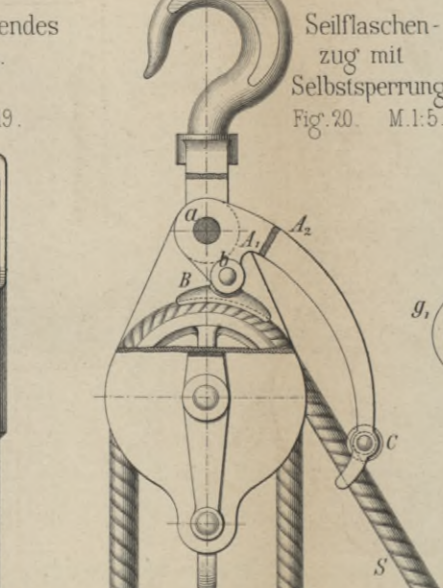


Fig. 17.



Kortum's selbstspannendes Hanfseilverschluss. Fig. 18.



Seilflasenzug mit Selbstsperrung. M. 1:5. Fig. 20.

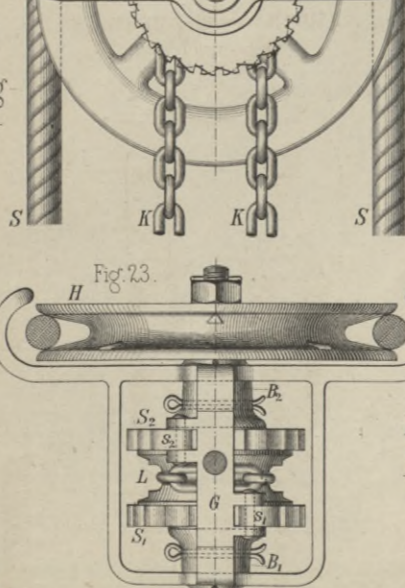


Fig. 23.

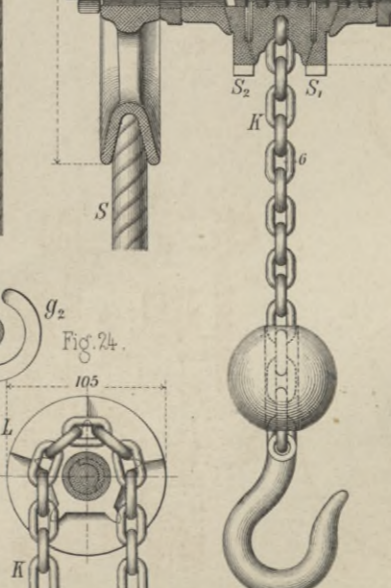


Fig. 24.

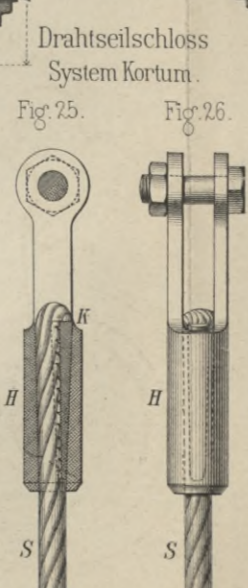


Fig. 25.

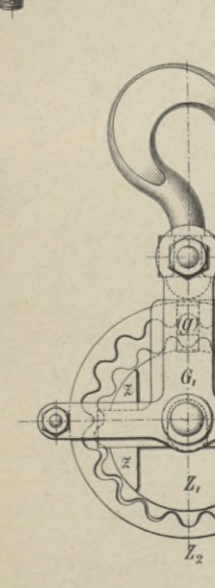
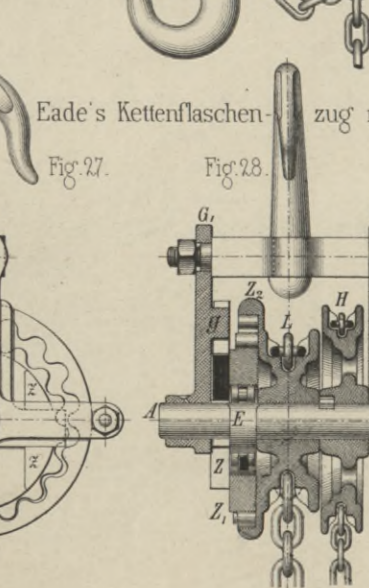


Fig. 26.



Eade's Kettenflasenzug mit Planetenrädergetriebe. Fig. 27.

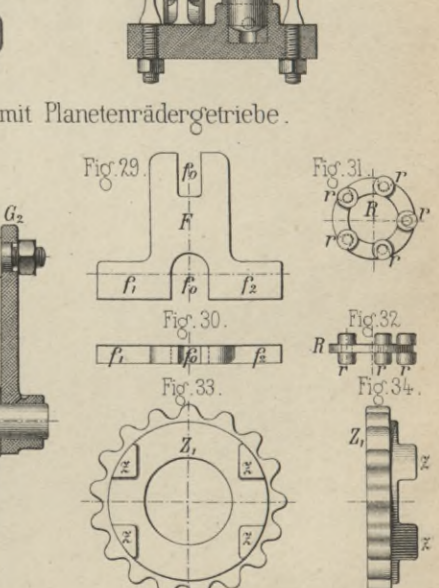
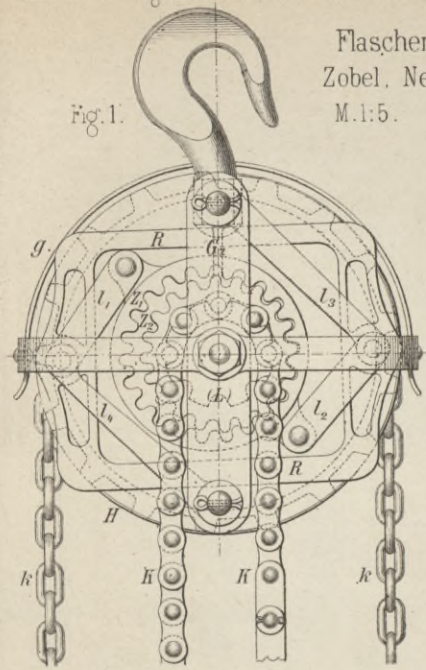
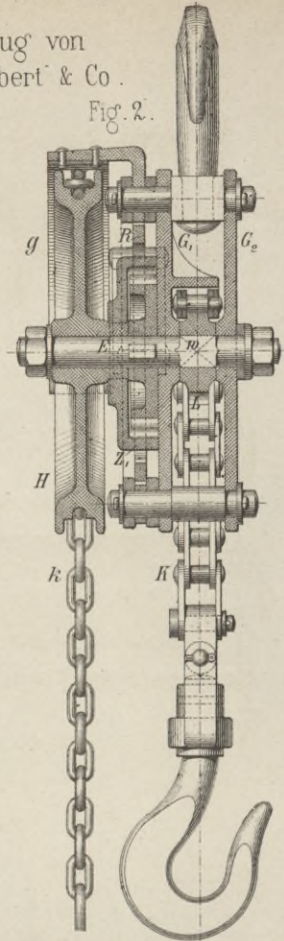


Fig. 28, Fig. 29, Fig. 30, Fig. 31, Fig. 32, Fig. 33, Fig. 34.

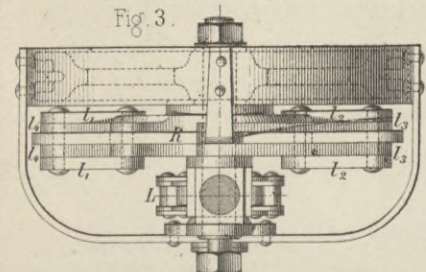
BIBLIOTEKA POLITECHNICZNA
KRAKÓW



Flaschenzug von Zobel, Neubert & Co. M.1:5.



Speidel's Flaschenzug M.1:12.



Archimedischer Flaschenzug von Collet u. Engelhard.

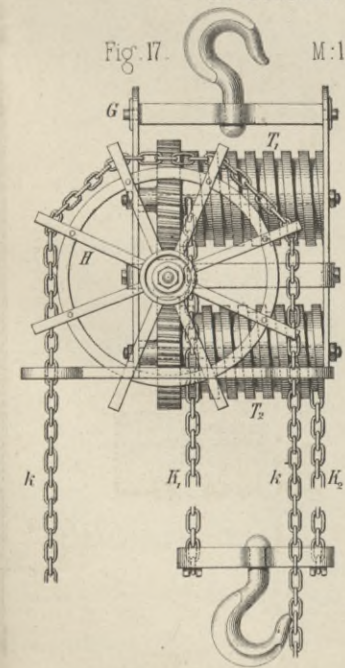
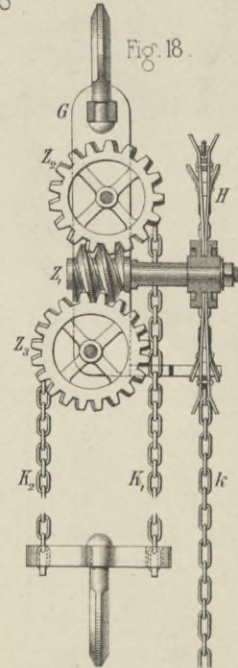


Fig. 17. M.1:8.



Kayser's Windengetriebe. Fig. 19.

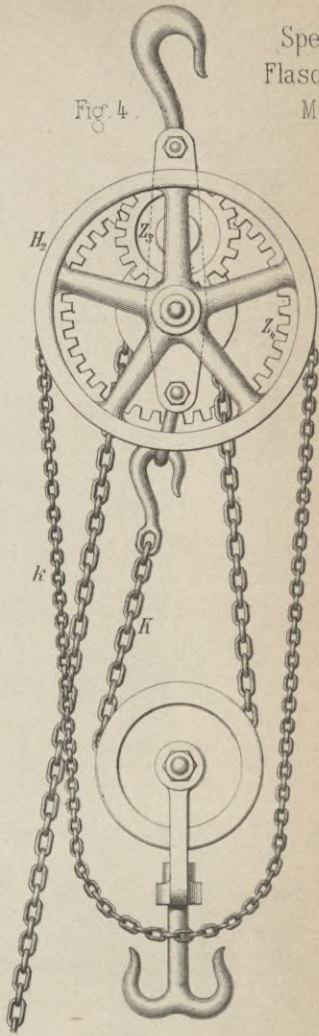
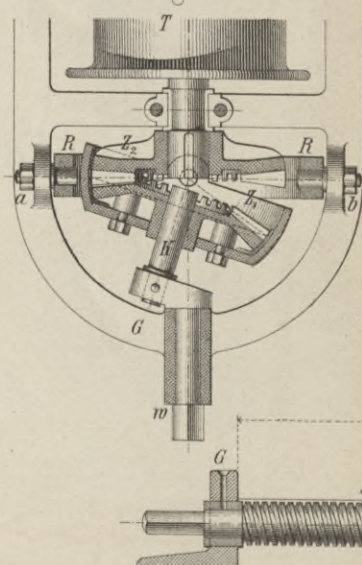


Fig. 4.

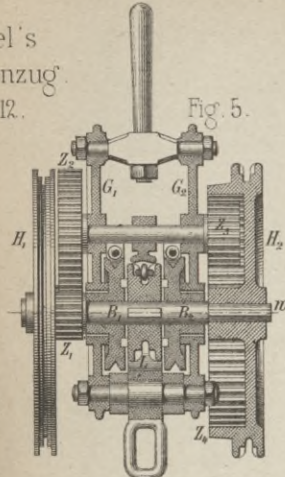


Fig. 5.

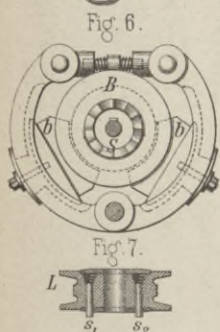


Fig. 6.



Fig. 7.

Schraubenwinde mit Schlitten. Fig. 20. M.1:8.

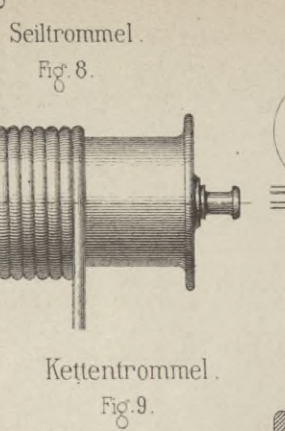
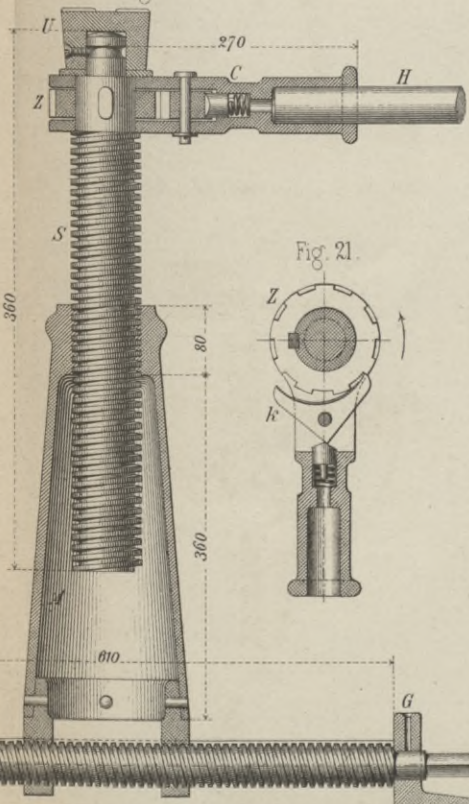


Fig. 8.

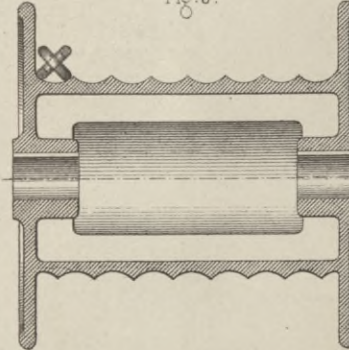


Fig. 9.

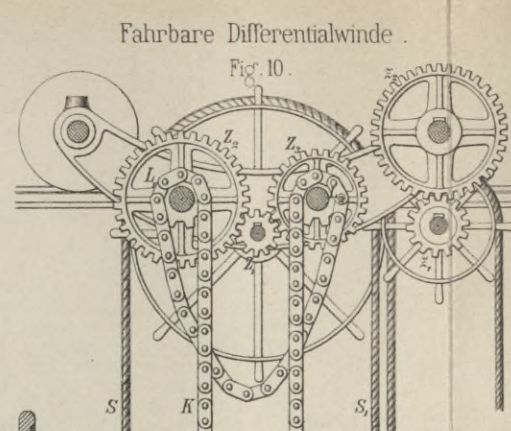


Fig. 10.

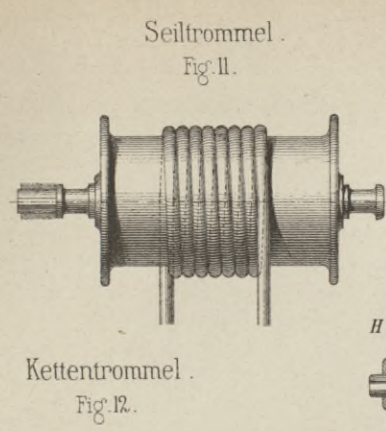
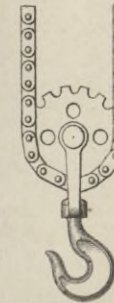


Fig. 12.

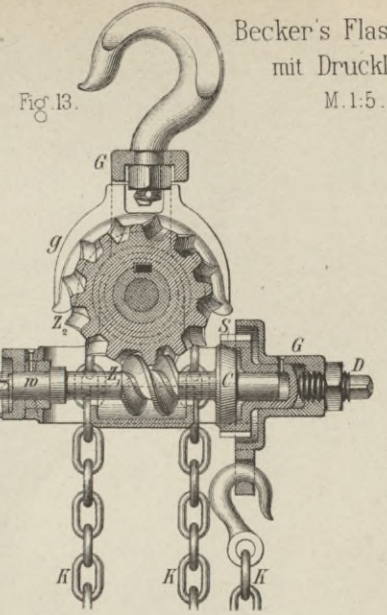
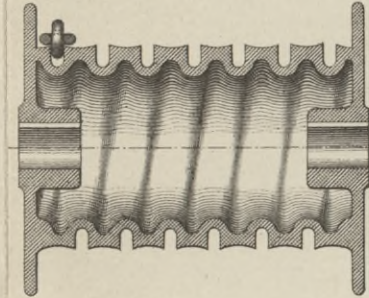


Fig. 14.

Becker's Flaschenzug mit Drucklager. M.1:5.

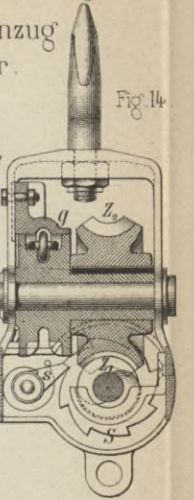
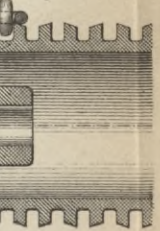


Fig. 15.

Kettentrommel. Fig. 16.



Fußwinde mit Zahnräderbetrieb. M.1:10.

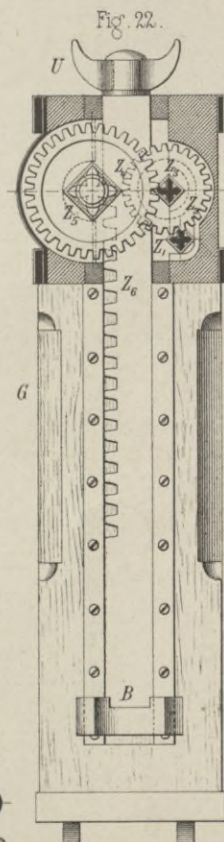


Fig. 22.

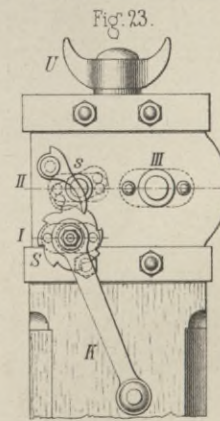


Fig. 23.

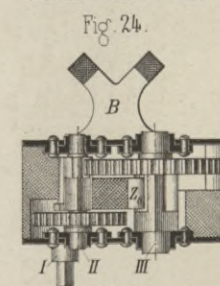


Fig. 24.

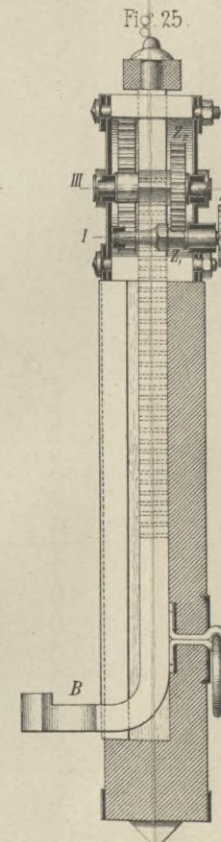


Fig. 25.

Hydraulischer Hebebock.

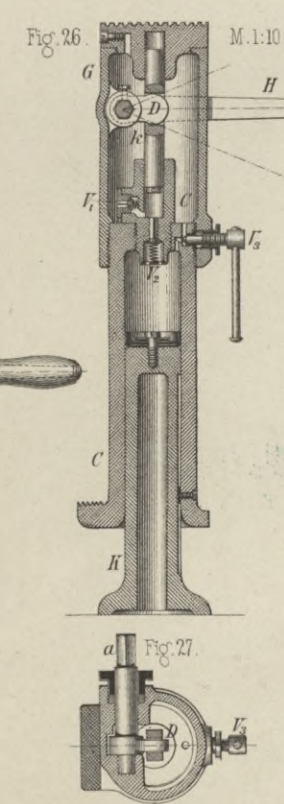


Fig. 26. M.1:10.

Schraubenwinde mit Differentialgetriebe. M.1:10.

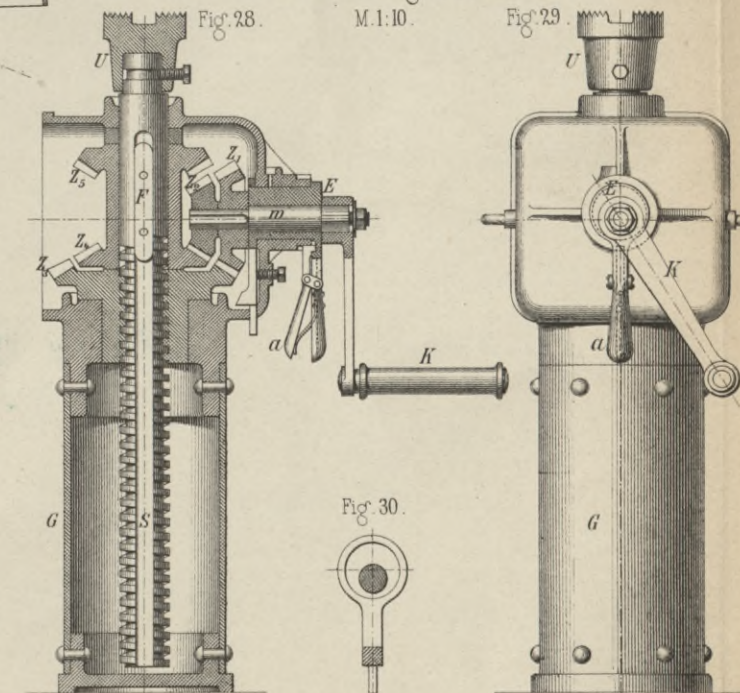
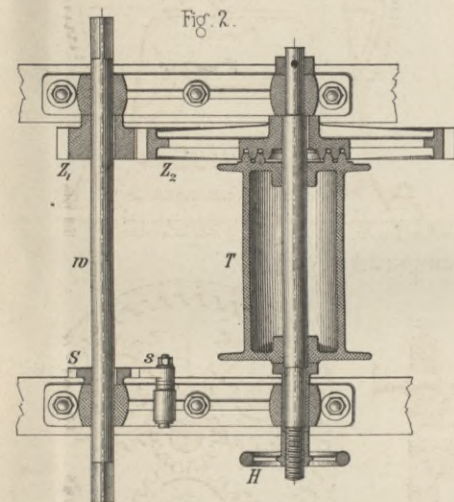
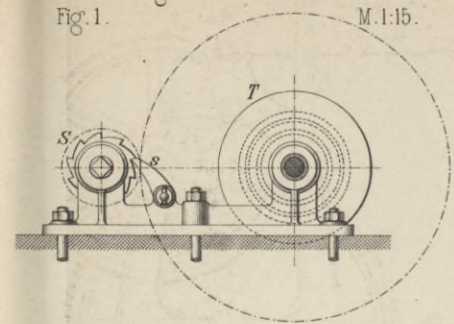


Fig. 28.

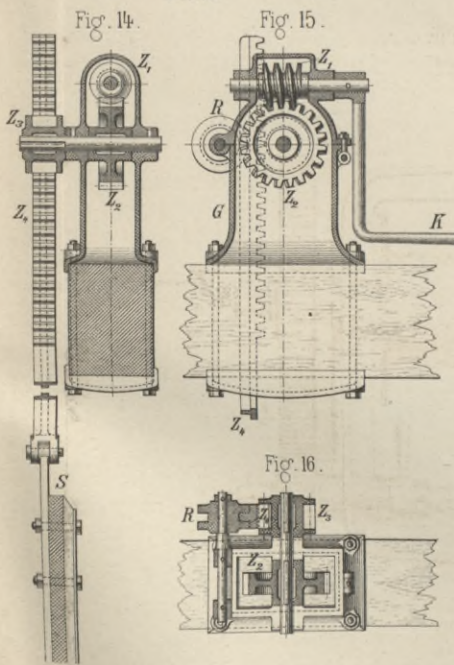
Fig. 29.

BIBLIOTEKA POLITECHNICZNA
KRAKÓW

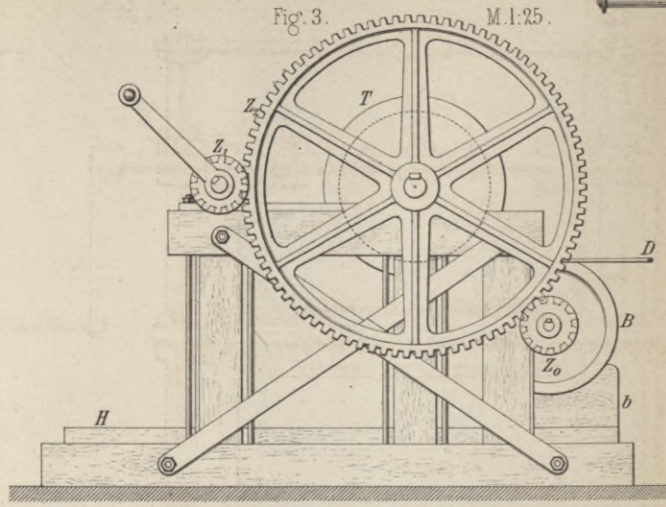
Fig. 1. M. 1:15.



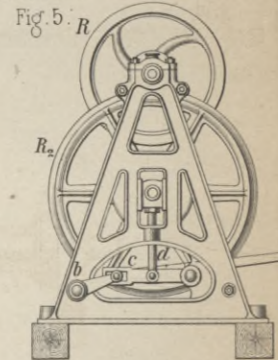
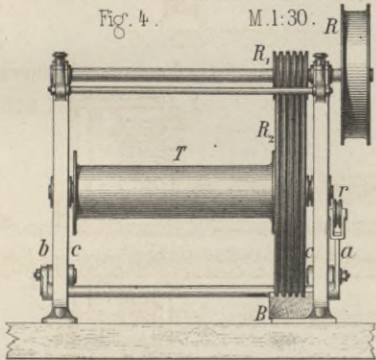
Schützenwinde. M. 1:20.



Frankfurter Bauwinde. Fig. 3. M. 1:25.

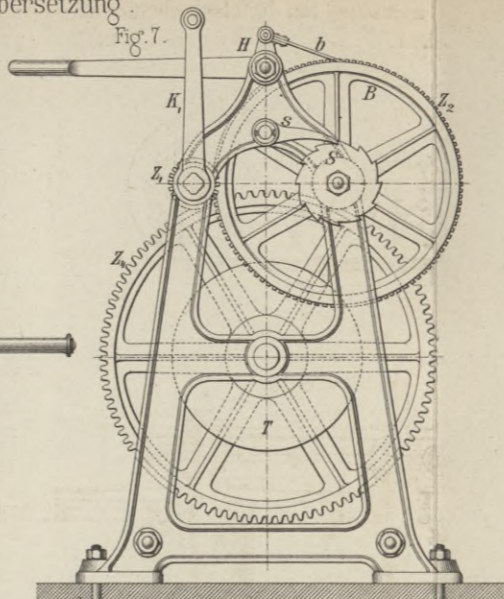
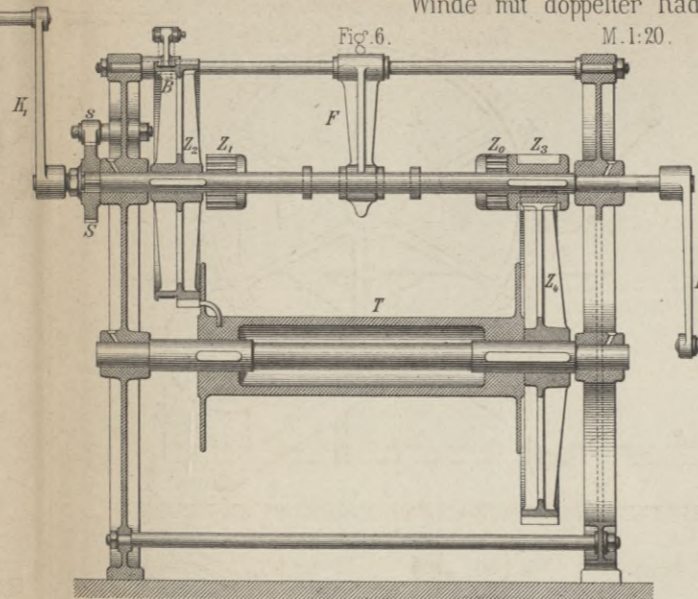


Friktionswinde mit Riemenbetrieb. Fig. 4. M. 1:30.

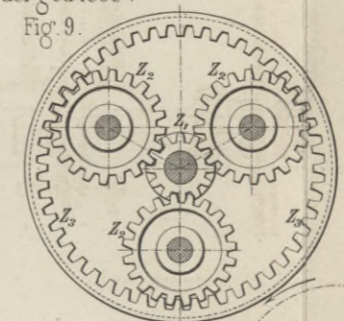
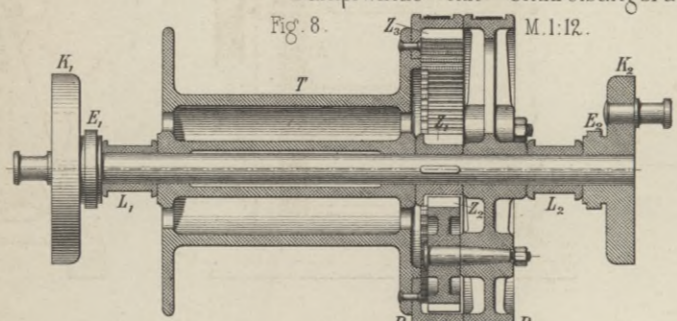


Räderwinden.

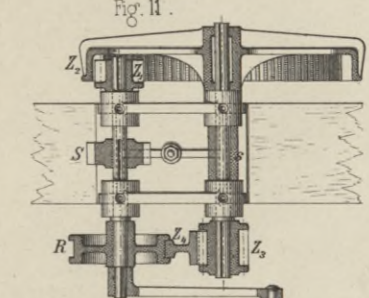
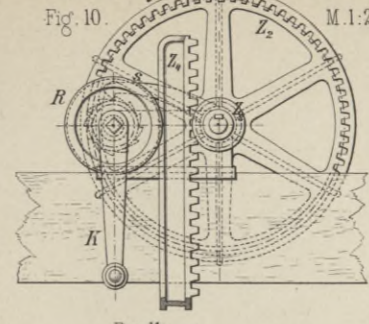
Winde mit doppelter Räderübersetzung. Fig. 6. M. 1:20.



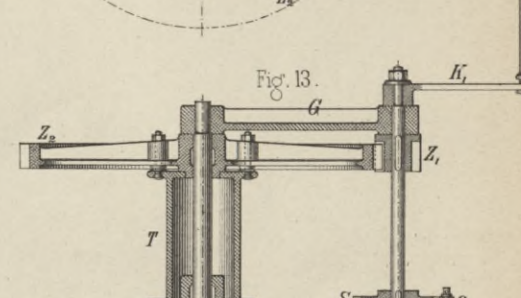
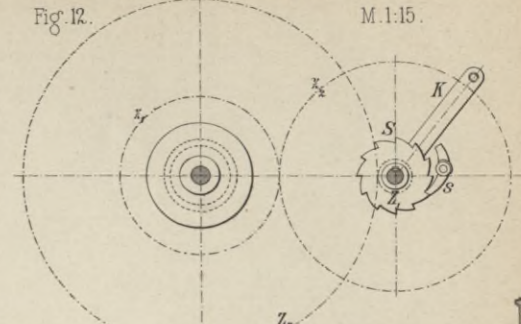
Dampfwinde mit Umkreisungsrädergetriebe. Fig. 8. M. 1:12.



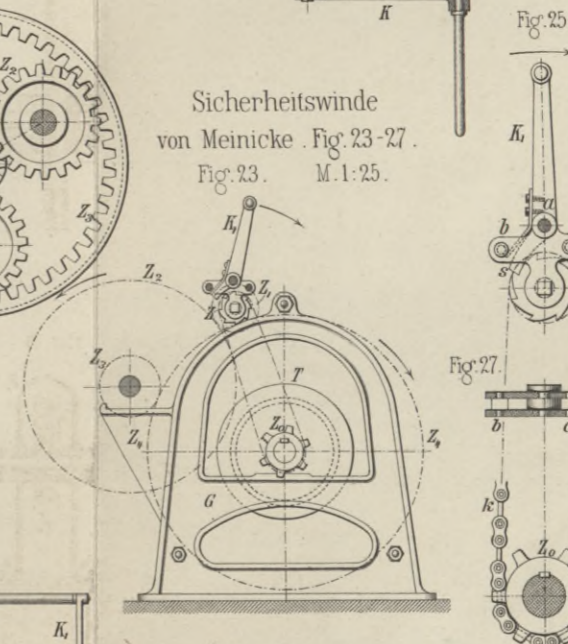
Schützenwinde. Fig. 10. M. 1:20.



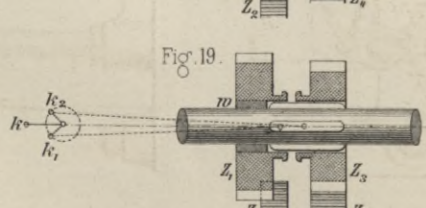
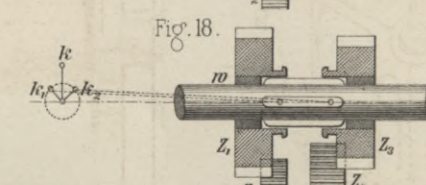
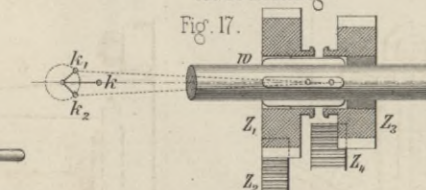
Pechatzek's selbsthemmende Winde. Fig. 12. M. 1:15.



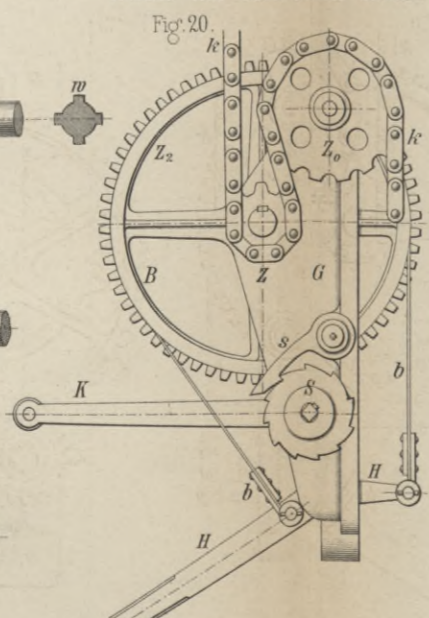
Sicherheitswinde von Meinicke. Fig. 23-27. M. 1:25.



Übersetzungswechsel und Ausrückung. Fig. 17.



Winde mit Galléischer Kette. Fig. 20.



Mauerwinde der Mannheimer Maschinenfabrik. Fig. 21. M. 1:10.

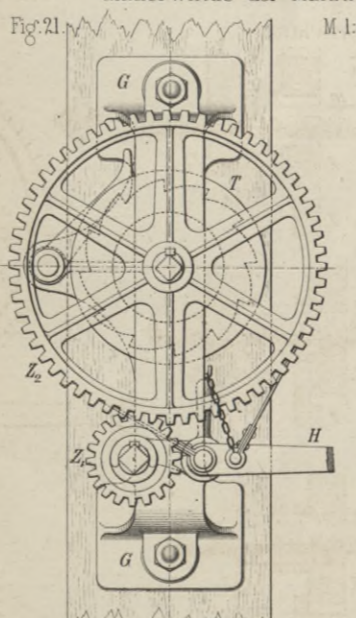


Fig. 22.

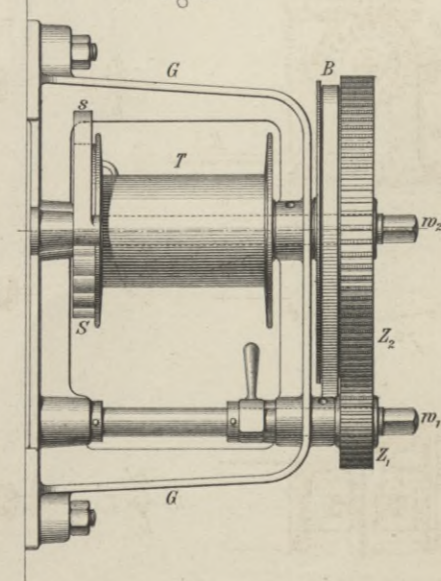
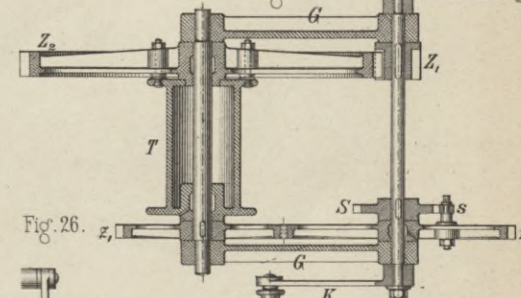


Fig. 13.



Dampfwinde von Möller & Blum. M. 1:25.

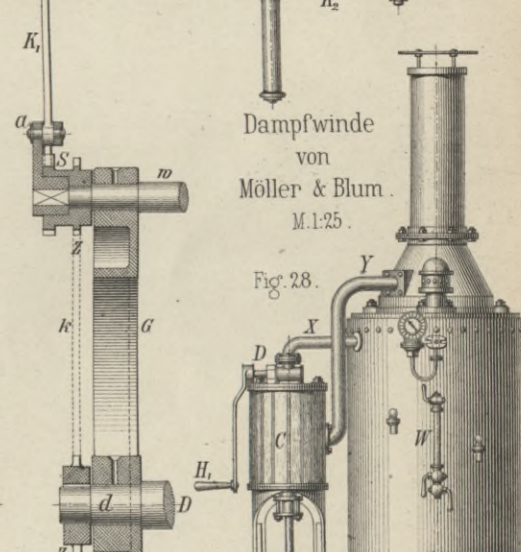
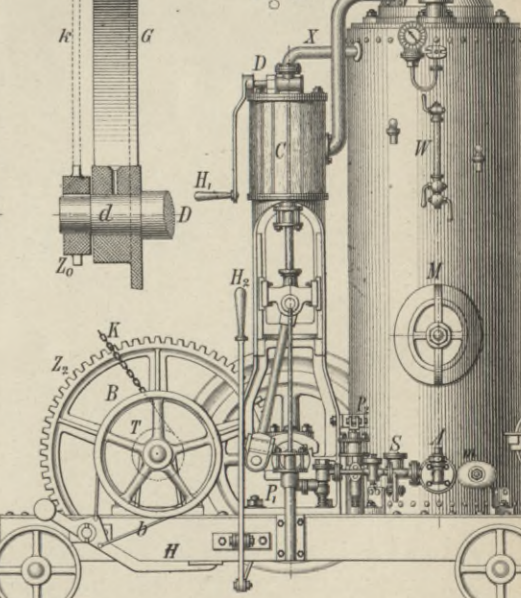


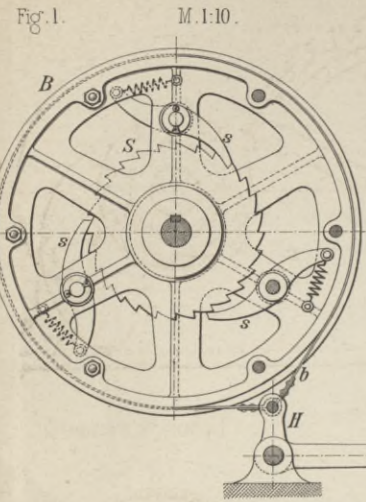
Fig. 28.



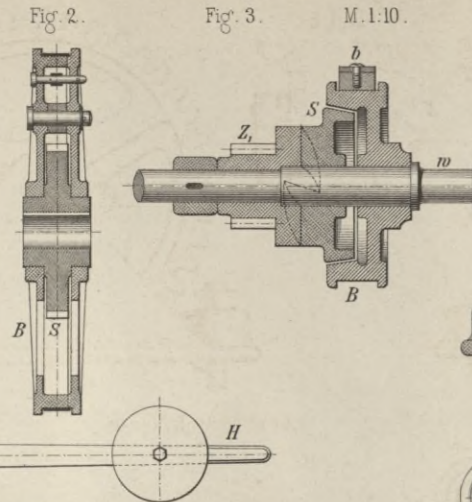
BIBLIOTEKA POLITECHNICZNA
KRAKÓW

Verschiedene Sicherheitskurbeln und Windensysteme.

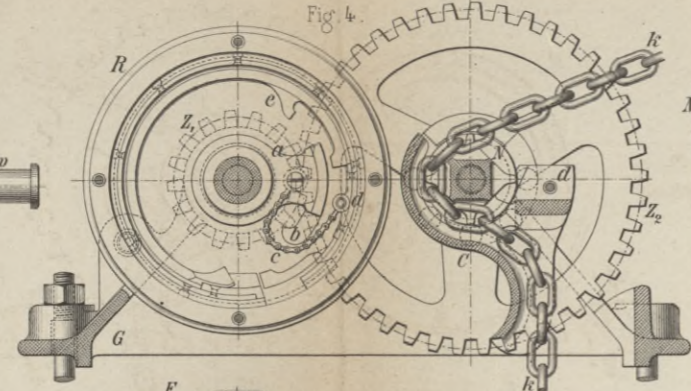
Lösungsbremse.



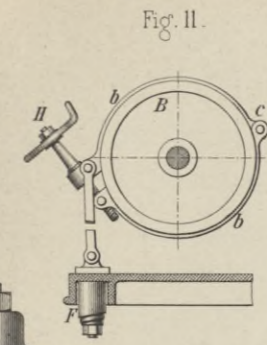
Bourgougnon's Kegelbremse.



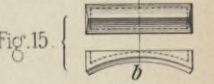
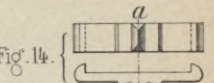
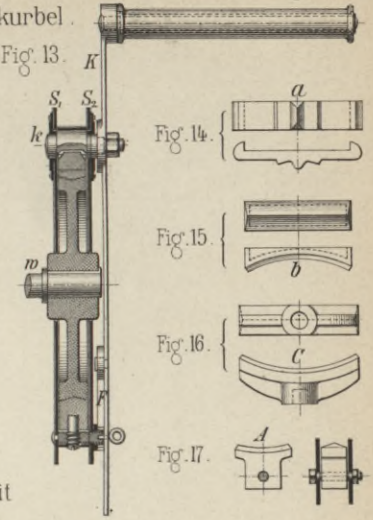
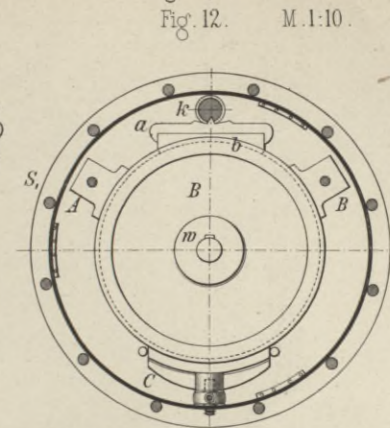
Sicherheitswinde von Briegleb, Hansen & Co. in Gotha.



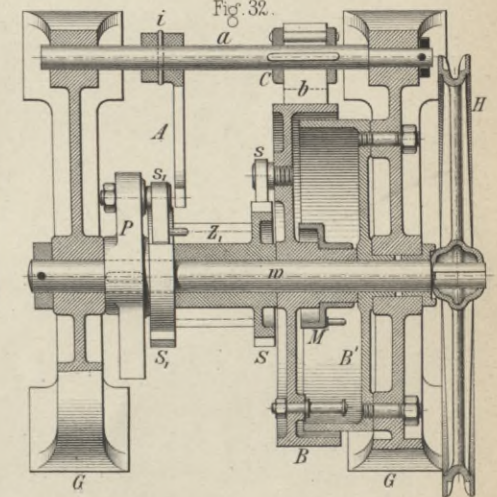
Clark's Bremse.



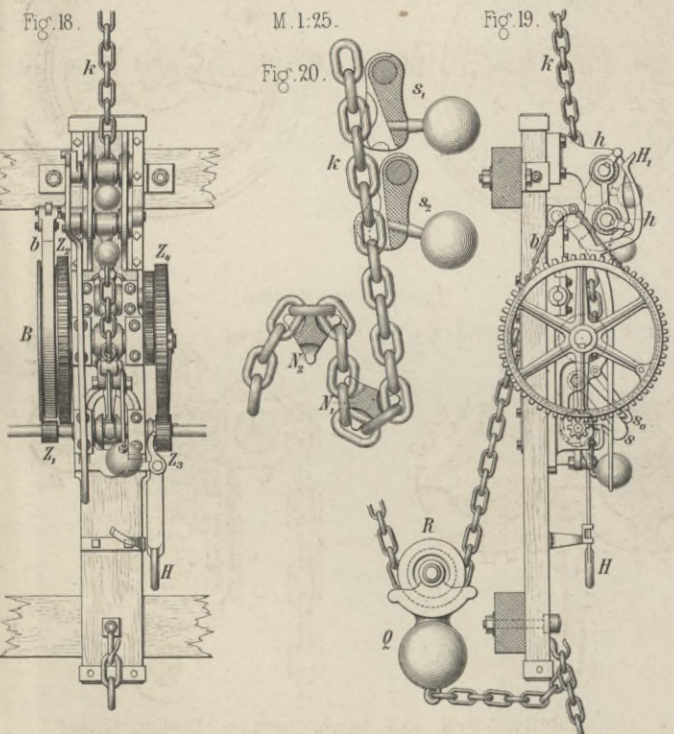
Stegmeyer's Sicherheitskurbel.



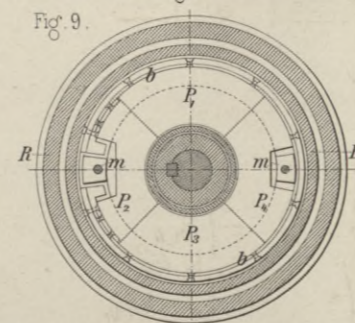
Becker's Sicherheitswinde mit Centrifugalbremse. M. 1:10.



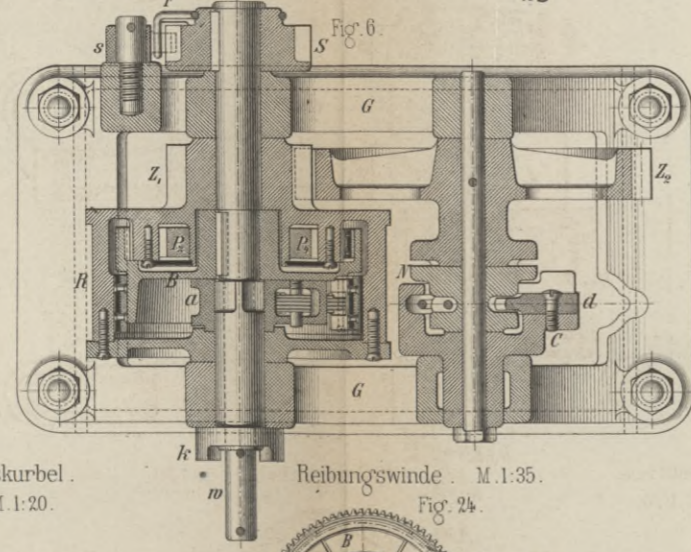
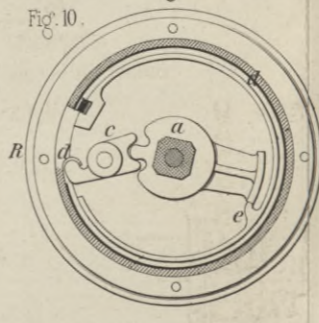
Bauwinde von Bernier.



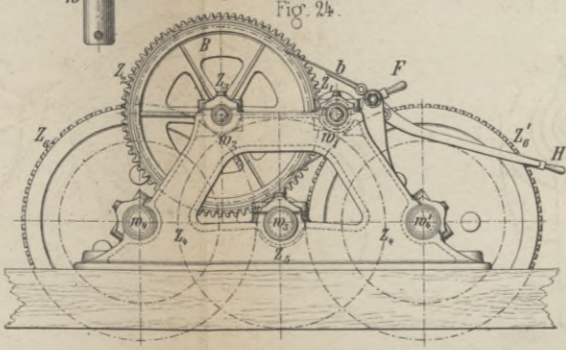
Centrifugalbremse.



Lösungsbremse.



Reibungswinde. M. 1:35.



Lastkettengeräte.

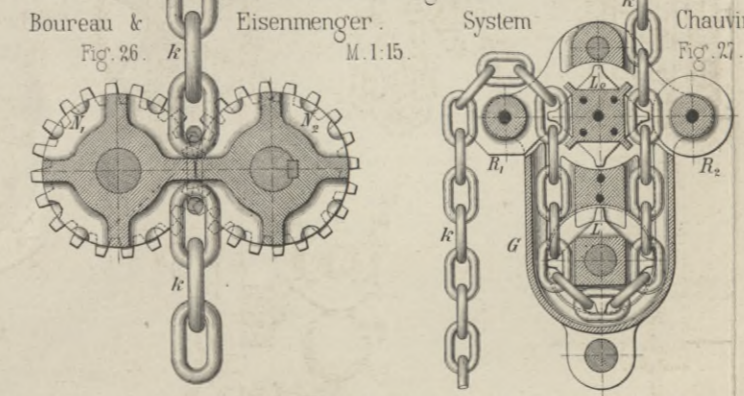


Fig. 31.

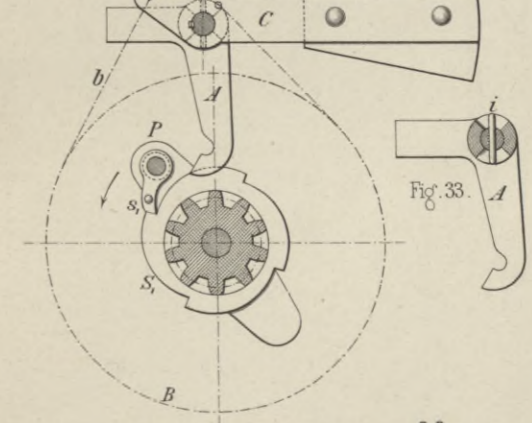
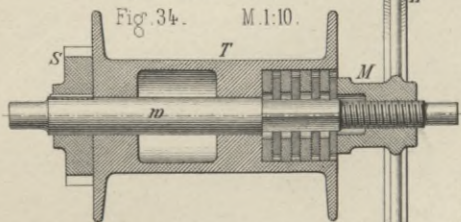
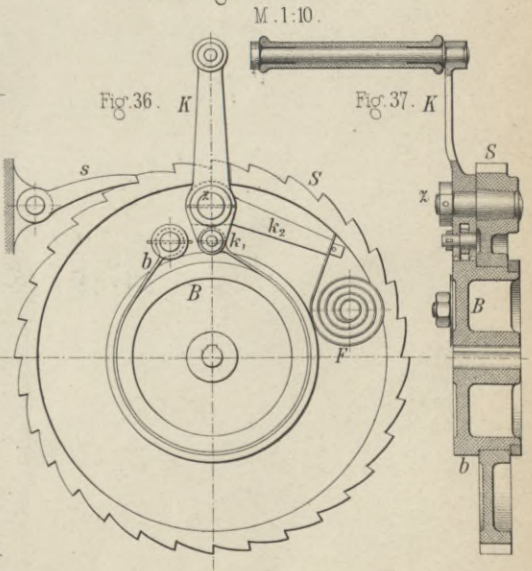


Fig. 33.

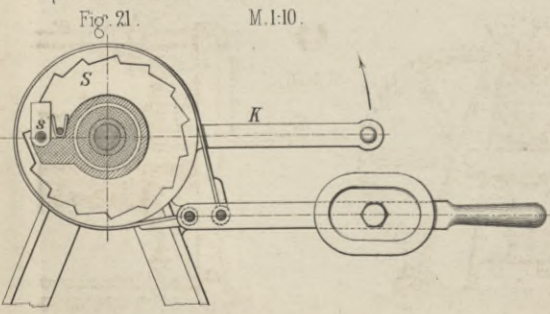
Weston's Winde mit Lamellenbremse.



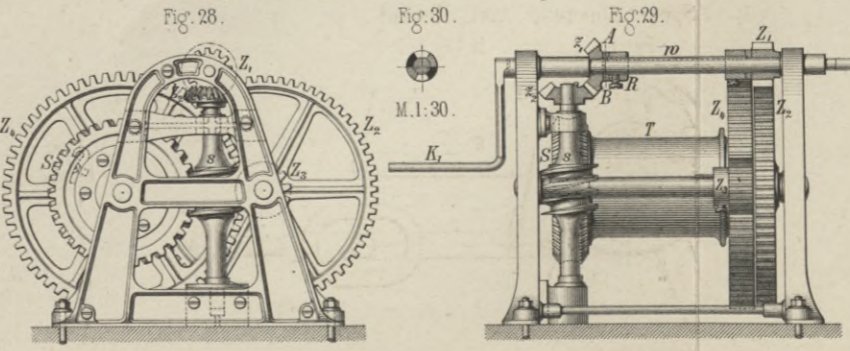
Duisburger Sicherheitskurbel.



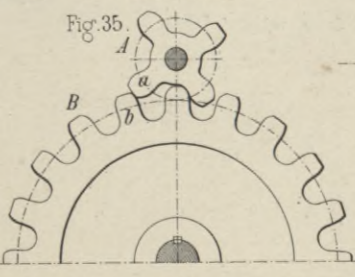
Sperradbremse von Henkel.



Zahnradwinde mit Senkschraube. System Bläuel.



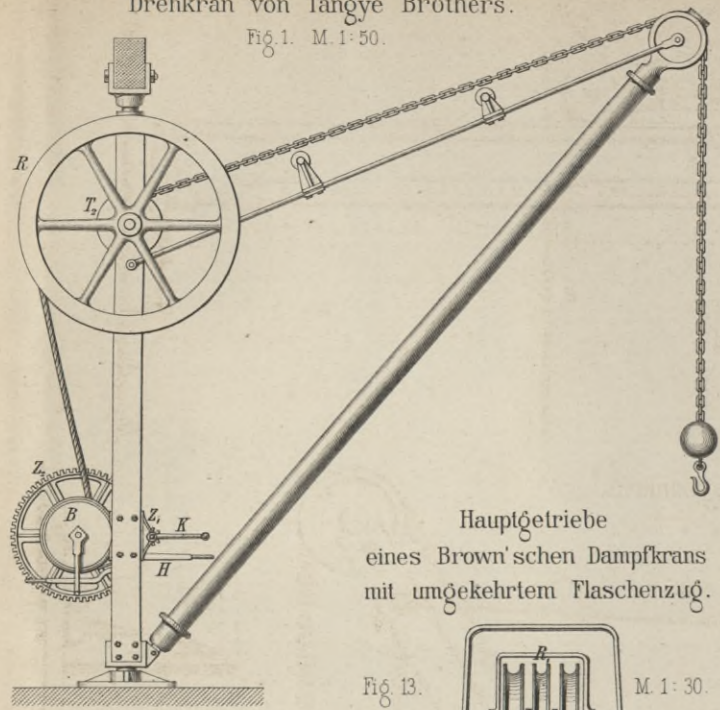
Brauer's Hemmräder.





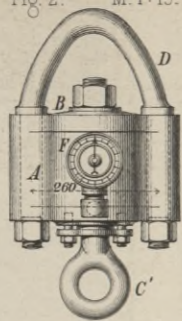
BIBLIOTEKA POLITECHNICZNA
KRAKÓW

Fig. 1. M. 1:50.



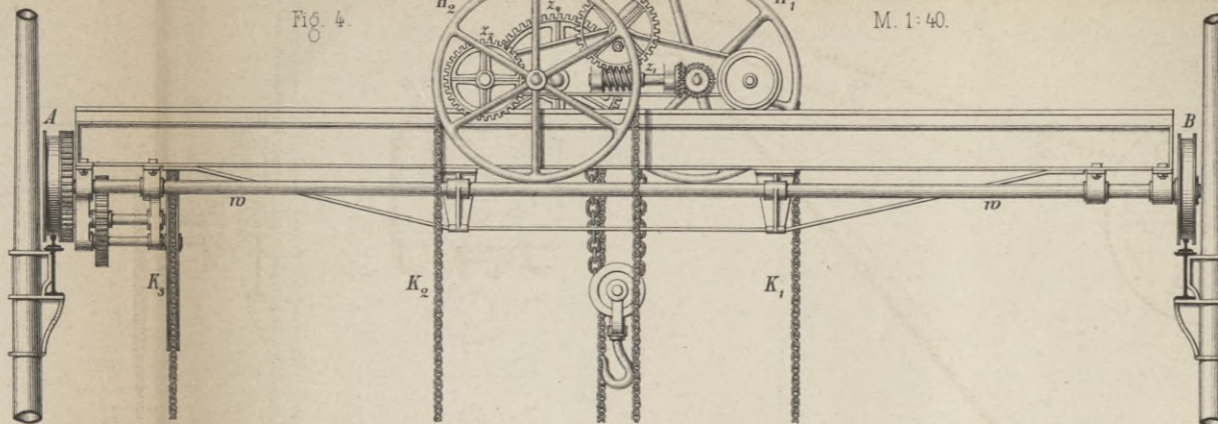
Hydraulische Waage.

Fig. 2. M. 1:15.



Laufkran mit

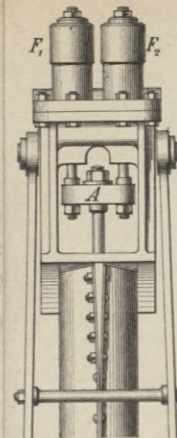
Fig. 4.



Krane.

Handkettenbetrieb.

M. 1:40.

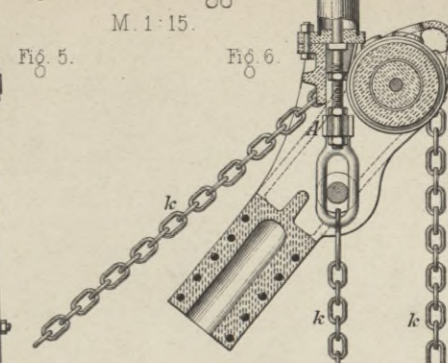


Sicherheitsgesperre.
System Hohenegger.

M. 1:15.

Fig. 5.

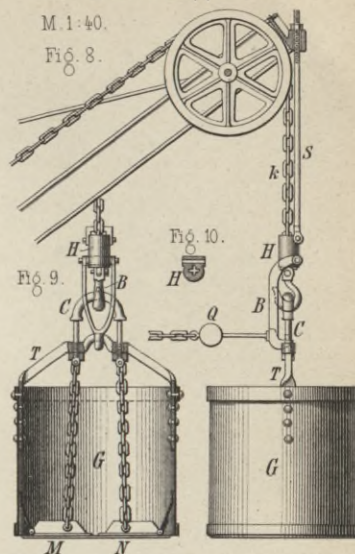
Fig. 6.



Chretien's Ladegefäß
mit Bodenklappen.

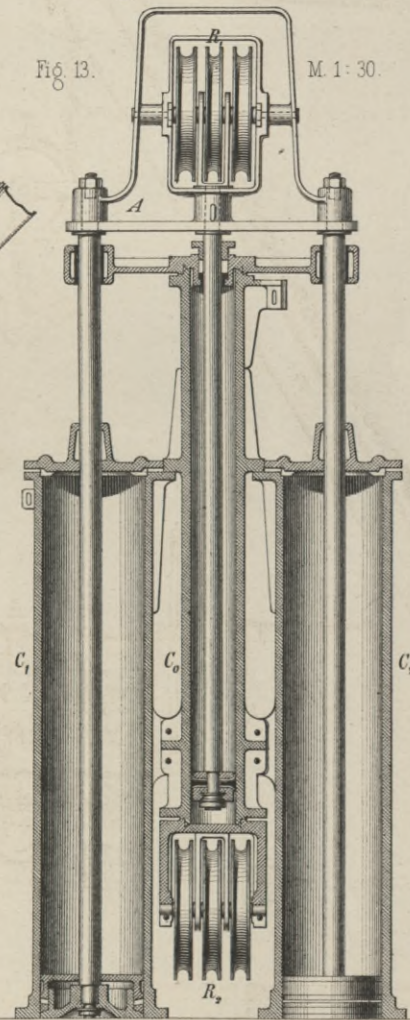
M. 1:40.

Fig. 8.



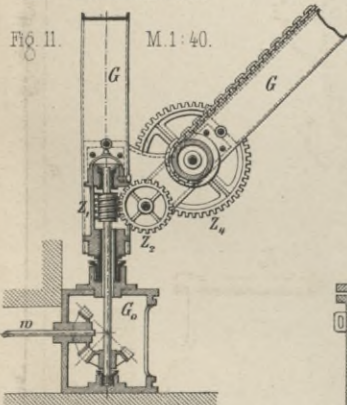
Hauptgetriebe
eines Brown'schen Dampfkranes
mit umgekehrtem Flaschenzug.

Fig. 13. M. 1:30.



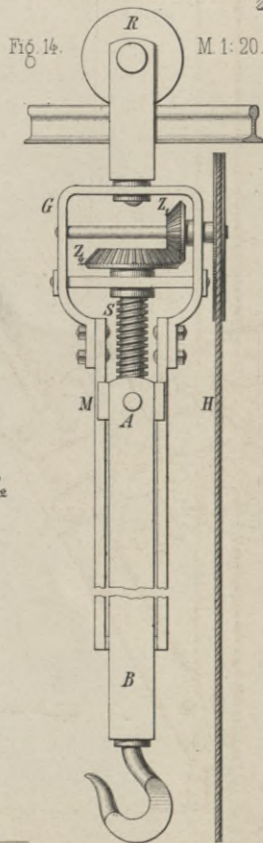
Drehkran
mit Wellenbetrieb.

Fig. 11. M. 1:40.



Fahrbare
Schraubenwinde.

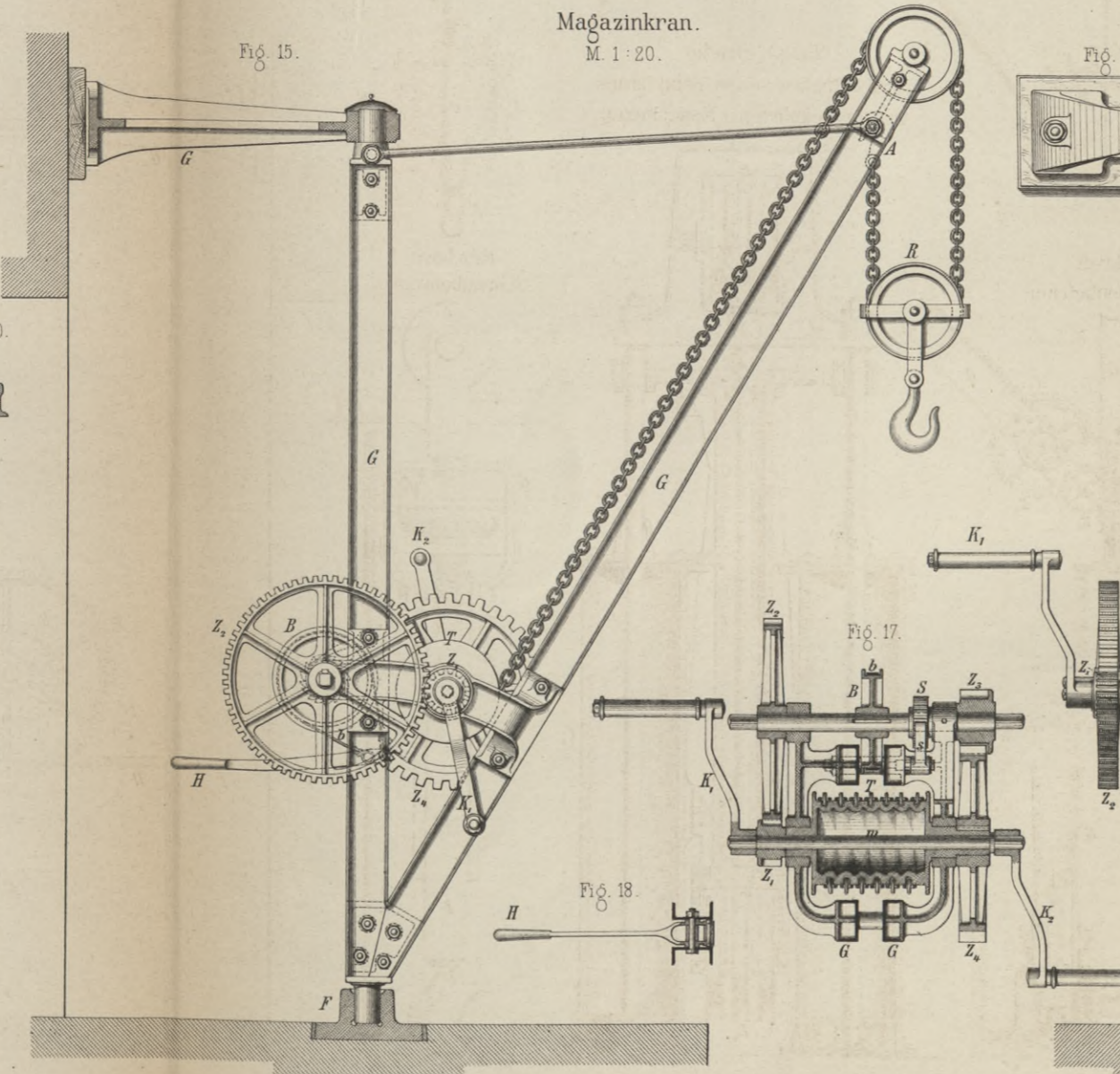
Fig. 14. M. 1:20.



Magazinkran.

M. 1:20.

Fig. 15.

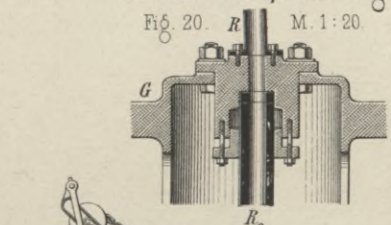


Drehvorrichtung
mit Walzenlager.

Fig. 19.

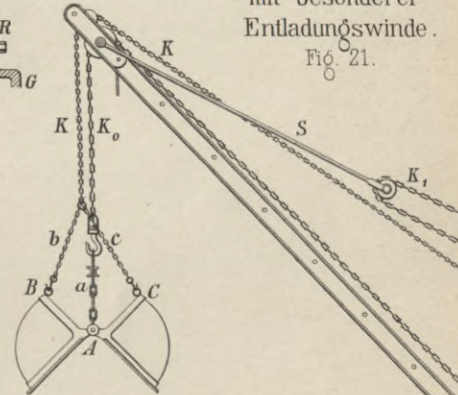
Centrale Dampfzuleitung.

Fig. 20. M. 1:20.



Ladekran
mit besonderer
Entladungswinde.

Fig. 21.

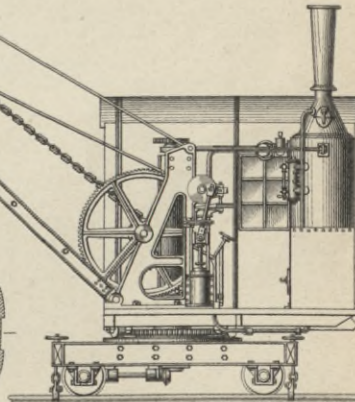
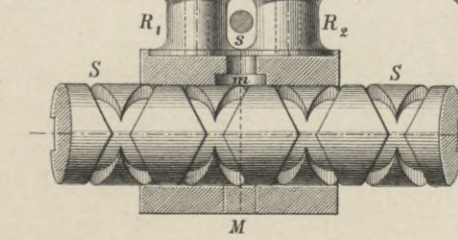


Fahrbarer Dampfkran
von Gebr. Weismüller in Bockenheim.

Fig. 23. M. 1:100.

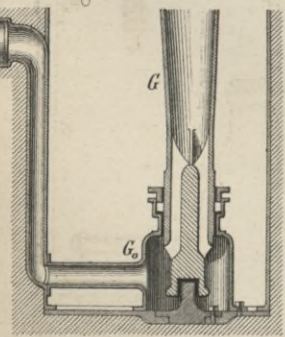
Seilführung.

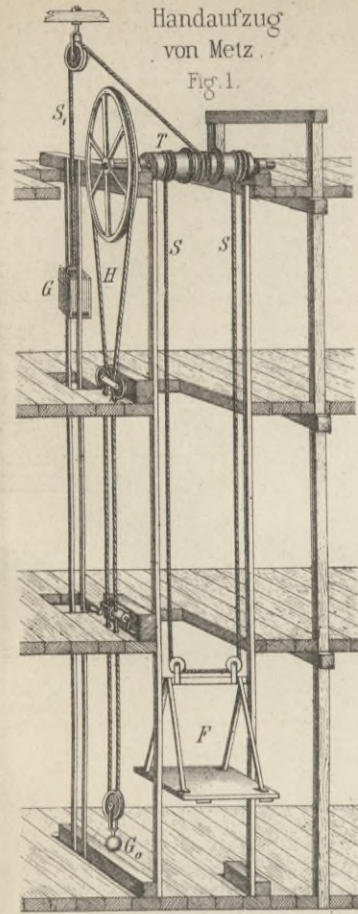
Fig. 22. M. 1:10.



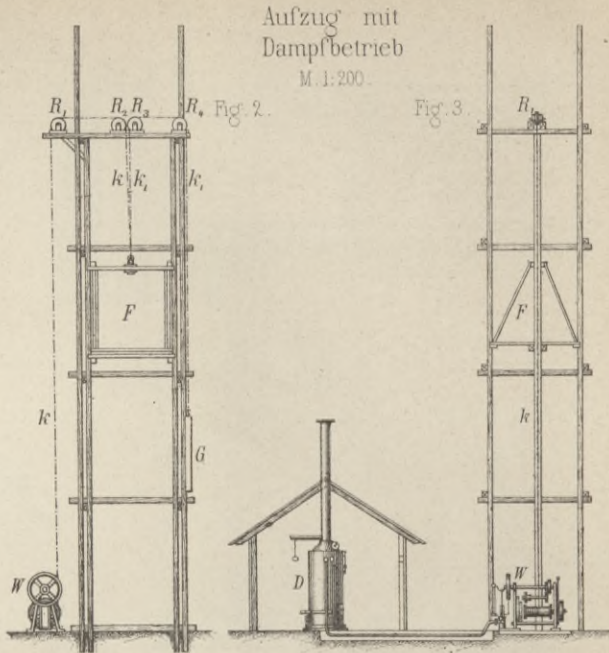
Kranenfußlager
mit Kraftwasserzuleitung.

Fig. 12. M. 1:40.





Handaufzug von Metz Fig. 1.



Aufzug mit Dampftrieb M. 1:200. Fig. 2.

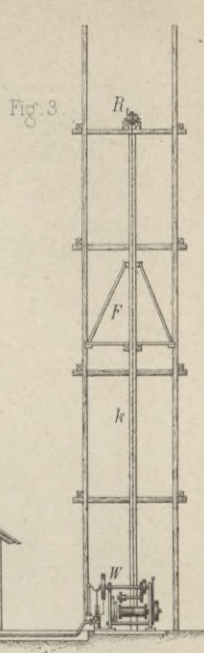
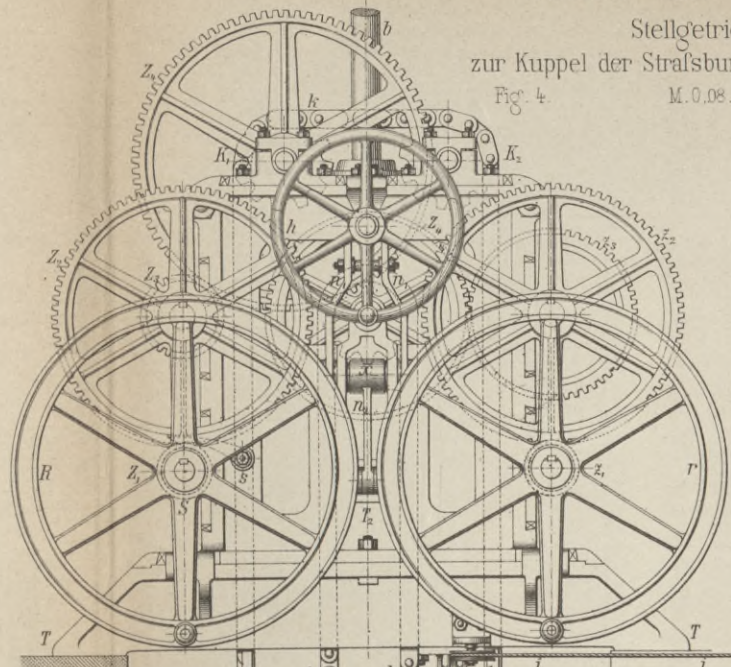


Fig. 3.



Stellgetriebe zur Kuppel der Straßburger Sternwarte. Fig. 4. M. 0.08.

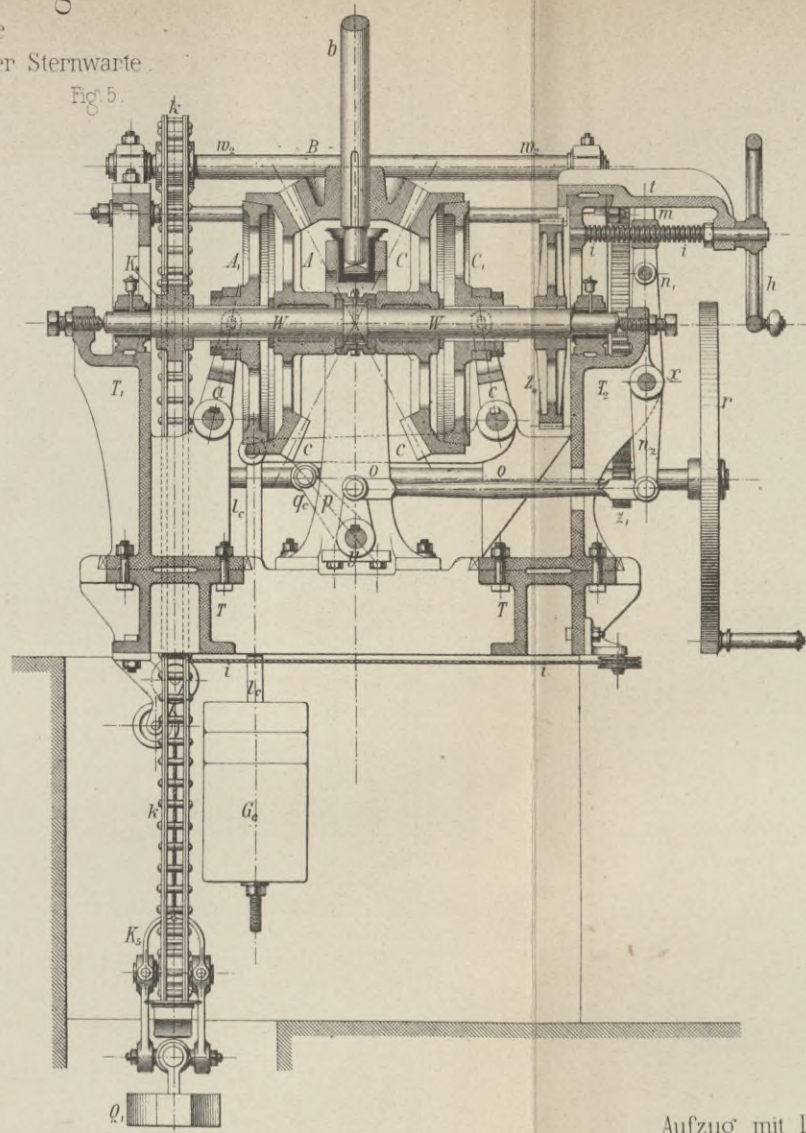


Fig. 5.

Sicherheitsvorrichtung für Aufzüge Fig. 6. M. 1:100.

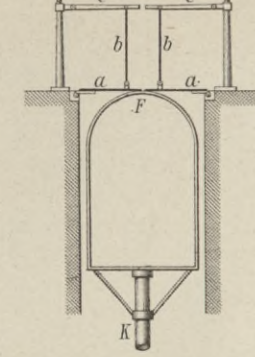
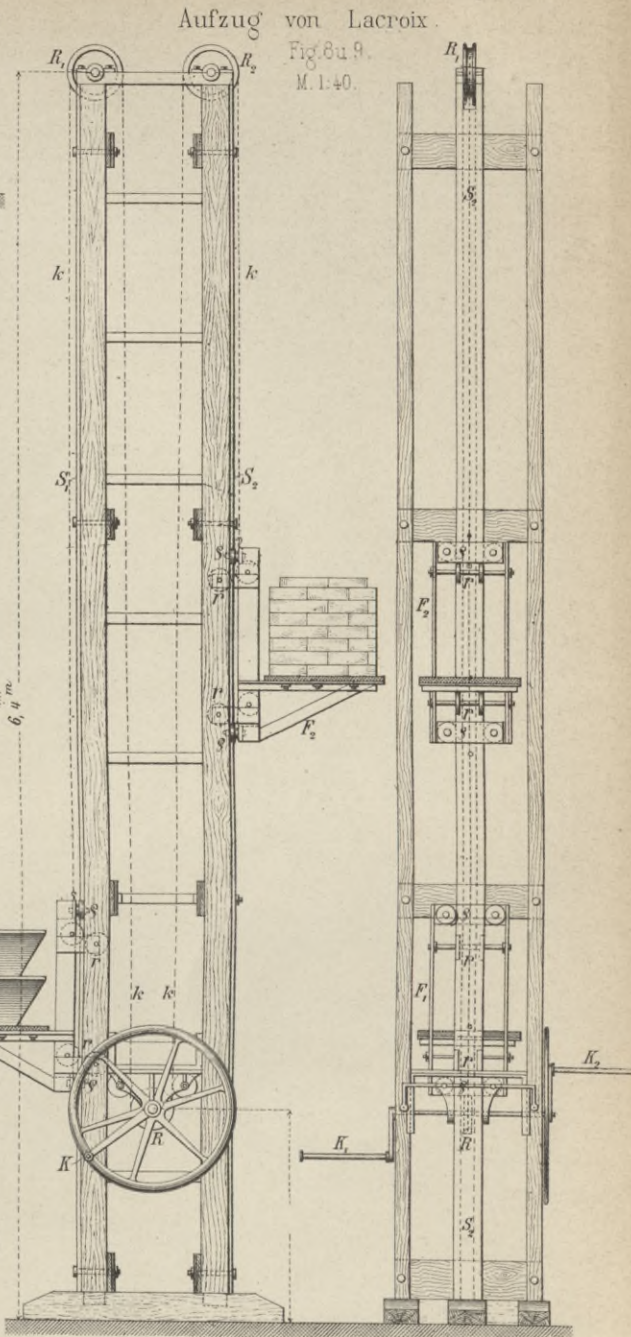
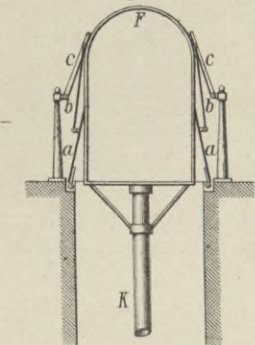
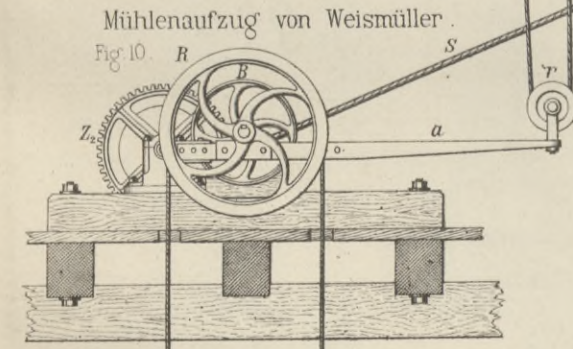


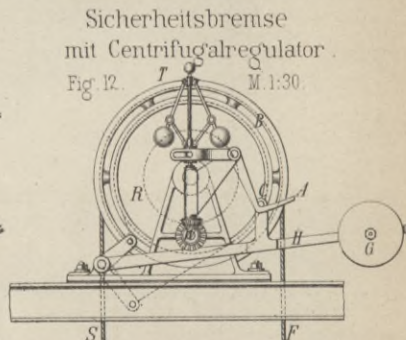
Fig. 7.



Aufzug von Lacroix Fig. 8 u. 9. M. 1:40.



Mühlenaufzug von Weismüller Fig. 10.



Sicherheitsbremse mit Centrifugalregulator Fig. 12. M. 1:30.

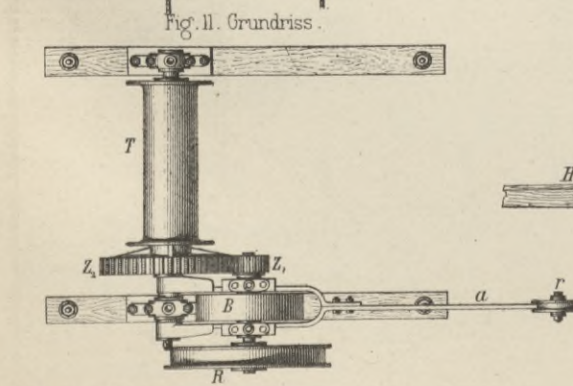


Fig. 11. Grundriss.

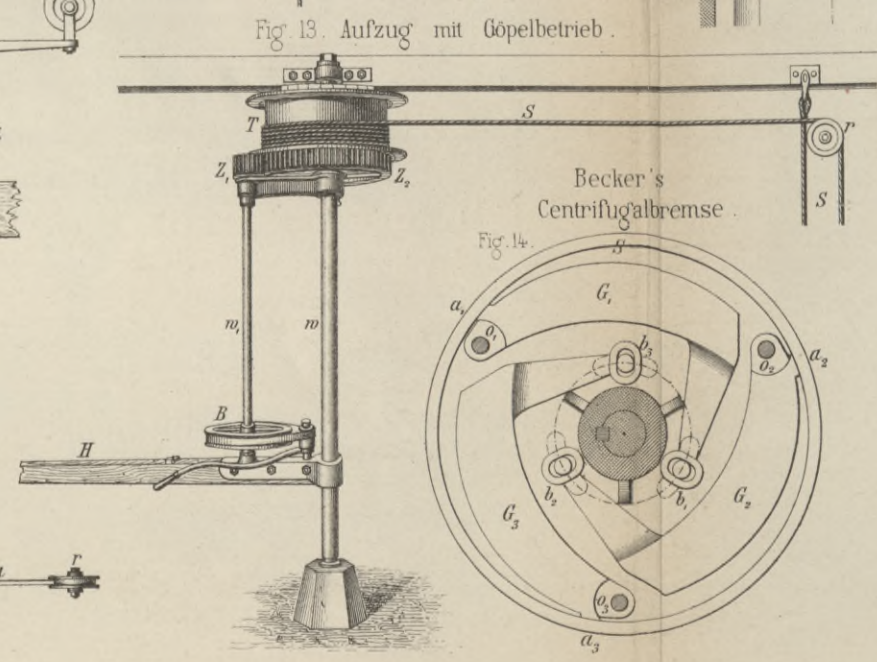
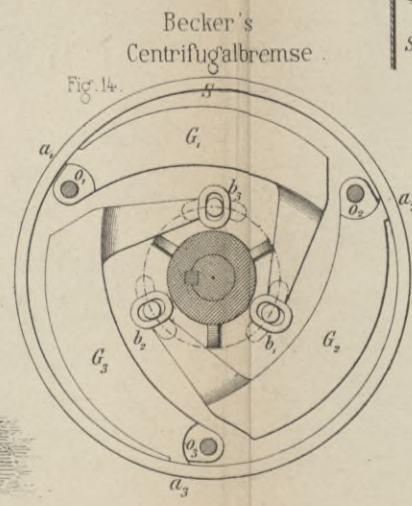
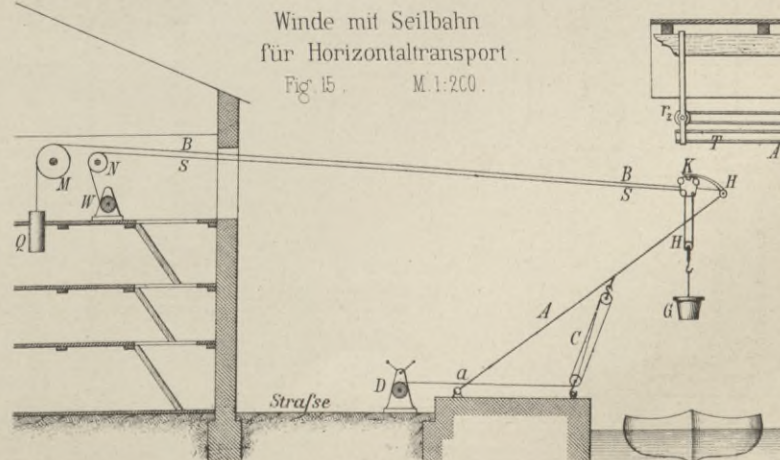


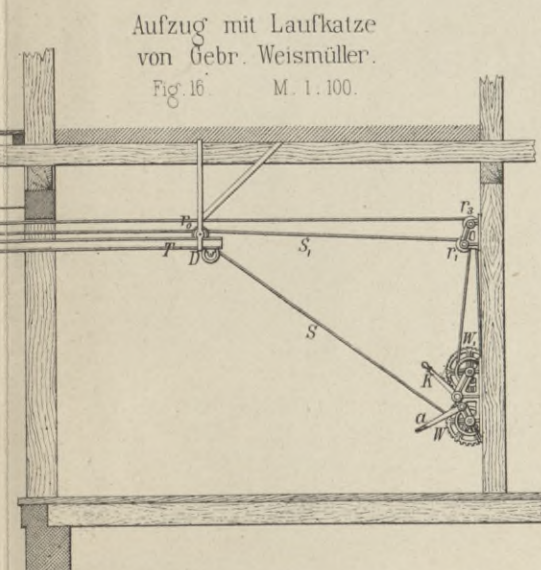
Fig. 13. Aufzug mit Göpelbetrieb.



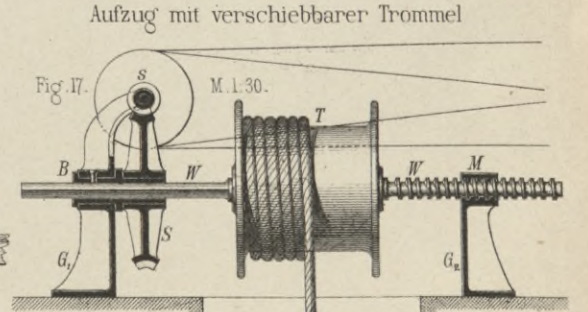
Becker's Centrifugalbrake Fig. 14.



Winde mit Seilbahn für Horizontaltransport Fig. 15. M. 1:200.



Aufzug mit Laufkatze von Gebr. Weismüller Fig. 16. M. 1:100.



Aufzug mit verschiebbarer Trommel Fig. 17. M. 1:30.



BIBLIOTEKA POLITECHNICZNA
KRAKÓW

Hydraulische Hebemaschinen.

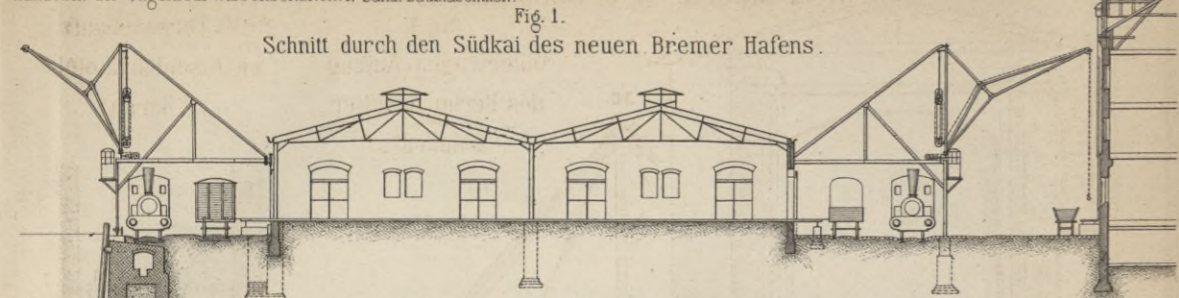


Fig. 1. Schnitt durch den Südkai des neuen Bremer Hafens.

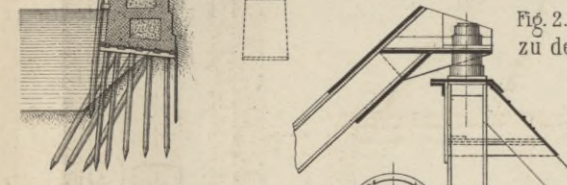


Fig. 2. Hydraul. Lasthubcylinder (System Neukirch). zu den Drehkränen Fig. 5 u. 6.



Fig. 3. Teleskop-Treibkolben für einen direkt wirk. Aufzug.

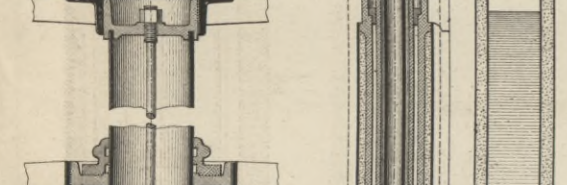


Fig. 4. Drehkran im Zollhafen in Mainz.

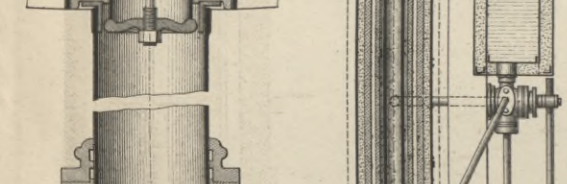


Fig. 5 u. 6. Fahrbarer Uferkran des neuen Hafens in Bremen.

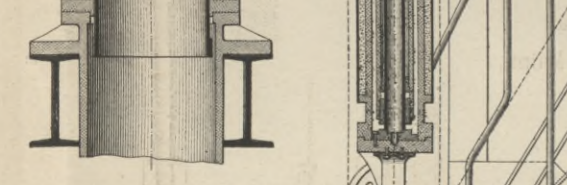


Fig. 7. Güterwagen-Aufzug des Berlin-Anhalter Bahnhofes.

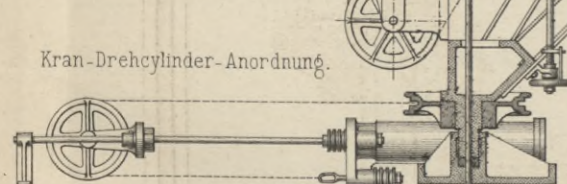


Fig. 8. Verbindung von Plattform mit Plunscher des Aufzuges Fig. 7.

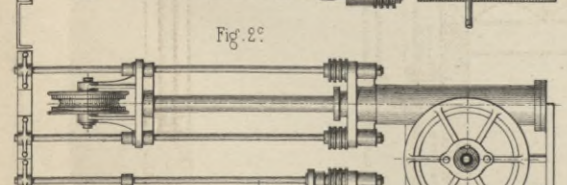


Fig. 9. Drehkran im Zollhafen in Mainz.

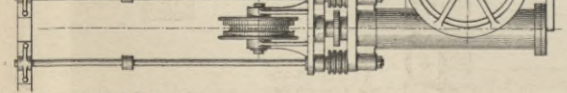


Fig. 10. Personenaufzug im Eisenbahnhotel zu Berlin.

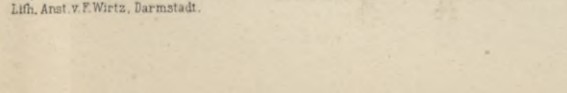


Fig. 11. Treibcylinder des Aufzuges Fig. 14.

Fig. 12. Anordnung der Packetaufzüge im Centralbahnhof zu Frankfurt a/M.

Fig. 13. Regulirventil zu den hydraul. Aufzügen in Fig. 12.

Fig. 14. Packetaufzug

Fig. 15. Steuervorrichtung für die Tunnelaufzüge im Centralbahnhof zu Frankfurt a/M.

Fig. 16. Steuerschieber d. hydraul. Krane des neuen Bremer Hafens.

Fig. 17. Kolbensteuerung.

Fig. 18. Schiebersteuerung.

Kran-Drehcylinder-Anordnung.

Fig. 20.

Fig. 21.

Fig. 22.

Fig. 23.

Fig. 24.

Fig. 25.

Fig. 26.

Fig. 27.

Fig. 28.

Fig. 29.

Fig. 30.

Fig. 31.

Fig. 32.

Fig. 33.

Fig. 34.

Fig. 35.

Fig. 36.

Fig. 37.

Fig. 38.

Fig. 39.

Fig. 40.

Fig. 41.

Fig. 42.

Fig. 43.

Fig. 44.

Fig. 45.

Fig. 46.

Fig. 47.

Fig. 48.

Fig. 49.

Fig. 50.

Fig. 51.

Fig. 52.

Fig. 53.

Fig. 54.

Fig. 55.

Fig. 56.

Fig. 57.

Fig. 58.

Fig. 59.

Fig. 60.

Fig. 61.

Fig. 62.

Fig. 63.

Fig. 64.

Fig. 65.

Fig. 66.

Fig. 67.

Fig. 68.

Fig. 69.

Fig. 70.

Fig. 71.

Fig. 72.

Fig. 73.

Fig. 74.

Fig. 75.

Fig. 76.

Fig. 77.

Fig. 78.

Fig. 79.

Fig. 80.

Fig. 81.

Fig. 82.

Fig. 83.

Fig. 84.

Fig. 85.

Fig. 86.

Fig. 87.

Fig. 88.

Fig. 89.

Fig. 90.

Fig. 91.

Fig. 92.

Fig. 93.

Fig. 94.

Fig. 95.

Fig. 96.

Fig. 97.

Fig. 98.

Fig. 99.

Fig. 100.

Fig. 101.

Fig. 102.

Fig. 103.

Fig. 104.

Fig. 105.

Fig. 106.

Fig. 107.

Fig. 108.

Fig. 109.

Fig. 110.

Fig. 111.

Fig. 112.

Fig. 113.

Fig. 114.

Fig. 115.

Fig. 116.

Fig. 117.

Fig. 118.

Fig. 119.

Fig. 120.

Fig. 121.

Fig. 122.

Fig. 123.

Fig. 124.

Fig. 125.

Fig. 126.

Fig. 127.

Fig. 128.

Fig. 129.

Fig. 130.

Fig. 131.

Fig. 132.

Fig. 133.

Fig. 134.

Fig. 135.

Fig. 136.

Fig. 137.

BIBLIOTEKA POLITECHNICZNA
KRAKÓW