

I. Kapitel.

K r a f t m a s c h i n e n .

Erster Teil.

Bearbeitet von **F. Lincke,**

Professor an der technischen Hochschule in Darmstadt.

(Hierzu Tafel I und 18 Holzschnitte.)

§ 1. Übersicht. Dem allgemeinen Entwicklungsgang des Maschinenwesens entsprechend ging auch in der Bautechnik der Anwendung der Kraftmaschinen die Entstehung von Arbeitsmaschinen und dieser vor Allem die Erfindung und Ausbildung spezieller Werkzeuge voraus. Nachdem zwischen dem Arbeiter und dem Werkzeug das vermittelnde Triebwerk, d. h. die Arbeitsmaschine, geschaffen war, welche einerseits die Bewegung des ihr anvertrauten, sonst mit der Hand geführten Werkzeugs in der durch den Arbeitsvorgang geforderten Weise bedingt, andererseits dem die Maschine treibenden Menschen die vorteilhaftere Ausübung seiner Muskelkraft ermöglicht, mußte aus dem Bedürfnisse der Steigerung ihrer Leistung und der Entlastung des Menschen von körperlicher Arbeit die Lösung der Aufgabe hervorgehen, die Kraft der Tiere nutzbar zu machen und weiterhin die elementaren Naturkräfte heranzuziehen. Für den Betrieb der Baumaschinen sind die Dampfmaschinen am wichtigsten, indem bei der örtlichen Bestimmtheit der Bauunternehmungen Wasserkräfte, deren Ausnutzung übrigens in der Regel speziell für die gegebenen lokalen Verhältnisse konstruierte Motoren erfordert, nur in selteneren Fällen verwendet werden können.

Obwohl die für die gesamte Entwicklung des Maschinenwesens charakteristische und hauptsächlich in der industriellen Thätigkeit hervortretende, successive Ablösung des Menschen von der Maschine, welcher sich vom Treiber zum Lenker derselben erhebt, auch im Bauwesen sich geltend gemacht hat, begegnet man doch bei den Bauarbeiten mehr als anderswo neben hoch entwickelten Maschinen mit Elementarbetrieb noch den einfachsten und ältesten Werkzeugen, und nirgends wie hier ist die direkte Anwendung der Kraft von Menschen und Tieren so häufig geboten, indem für manche vorübergehende Arbeiten die Benutzung von Maschinen nicht lohnend, in nicht seltenen Fällen aber wegen örtlicher oder anderer Schwierigkeiten kaum möglich sein würde. Es erscheint deshalb zweckmäßig, das Nötige über die Kraft der Menschen und Tiere, sowie über die zu ihrer Aufnahme dienenden Maschinen den eigentlichen Kraftmaschinen voranzuschicken.

Hinsichtlich des Zusammenhangs der Kraftmaschinen mit den Arbeitsmaschinen sind folgende Fälle zu unterscheiden:

1. Die centrale Kraftmaschinenanlage mit Kraftverteilung nach den Arbeitsstellen hin, wie sie bei größeren Tunnel- und anderen Bauten in Verbindung mit pneumatischen oder hydraulischen Kraftleitungen zur Ausführung gekommen ist, die in einfacher, wenig Raum erfordernder und zuverlässiger Weise die Transmission von Triebkräften auf bedeutende Entfernungen ermöglichen. Nicht selten kommen auch leicht zu montierende Wellenleitungen, Drahtseiltransmissionen und andere Triebwerke in Anwendung.

2. Transportable (fahr- oder versetzbare) Kraftmaschinen. Bietet die Konzentration der Kraftmaschinenanlage den Vorteil, diese selbst rationeller ausbilden und ökonomischer betreiben zu können, so sind andererseits die Herstellungskosten und Arbeitsverluste der Triebwerksanlage in Rechnung zu ziehen. Deshalb werden bei kleineren Betriebskräften und größeren Entfernungen der verschiedenen Arbeitsstellen, besonders wenn diese auch noch veränderlich sind, einzelne, getrennt wirkende Kraftmaschinen zweckmäßiger erscheinen. Als solche sind hauptsächlich die Lokomobilen verbreitet, welche, meistens mit Riemtrieb arbeitend, in möglichster Nähe der Arbeitsmaschine aufgestellt werden, nicht selten in größerer Anzahl zerstreut thätig sind, nötigenfalls aber auch rasch zusammengebracht werden können, um gemeinsam eine bestimmte Arbeit, z. B. die Entwässerung einer Baugrube bei gefahrdrohendem Wassereinbruch, zu forcieren.

3. Die Kombination der Kraftmaschine mit der Arbeitsmaschine. Wo der verfügbare Raum eine für sich bestehende Kraftmaschine nicht gestattet, oder die Kraftmaschine von vornherein nur für einen speziellen Zweck bestimmt ist und für diesen möglichst zweckmäßig eingerichtet werden soll, wird dieselbe mit der Arbeitsmaschine zu einer Maschine vereinigt, wie dies bei Hebmachines, Rammen, Bagger- und anderen Baumaschinen mit Dampftrieb gewöhnlich geschieht. Insbesondere werden die Kraftmaschinen direkt wirkende dann genannt, wenn sie das Werkzeug ohne Vermittlung von Zwischenorganen treiben, welche Einrichtung die Dampfpumpen, Stofsbohrmaschinen, Dampfrahmen u. s. w. zeigen.

4. Einrichtung für Handbetrieb als Reserve neben der Kraftmaschine. Nicht selten kommen vorübergehende Verwendungen der Arbeitsmaschinen auf nur kurze Zeit vor, für welche es nicht lohnend sein würde, den für den normalen Betrieb dienenden Dampfkessel anzuzünden, oder es könnte dies unter Umständen bei dringenden Arbeiten gar nicht rasch genug geschehen. Um für solche Fälle, sowie auch bei Reparaturen der Kraftmaschine die Arbeitsmaschine stets betriebsfähig zur Verfügung zu haben, ist es zweckmäßig, neben ersterer den Handbetrieb vorzusehen, von welchem Gebrauch gemacht werden kann, sobald die Kraftmaschine ausgekuppelt ist.

Neuerdings finden bei Bauten in Städten mit Wasserversorgung und Gasbeleuchtung die kleinen transportablen hydraulischen Motoren (Kolbenmaschinen oder Turbinen) und die Gasmaschinen häufig vorteilhafte Anwendung, indem sie innerhalb der Leitungsgebiete, welche hier dem Falle 1. entsprechend als Kraftverteilungsanlagen erscheinen, irgendwo mit geringen Kosten angeschlossen werden können.

Windräder können ihres nur zeitweisen, unzuverlässigen Betriebes wegen für den eigentlichen Baumaschinenbetrieb nicht wohl dienen, eignen sich jedoch recht gut für Entwässerungs- oder Wasserversorgungsanlagen. Hingegen ist von Wasser-

kräften für die stationären Maschinenanlagen von Tunnelbauunternehmungen der ausgedehnteste und mit Rücksicht auf den teuren Kohlentransport nach den meistens sehr entlegenen Baustellen hin der vorteilhafteste Gebrauch gemacht worden.

Schließlich ist noch die Verteilung motorischer Kraft durch den Transport von Arbeitsvorräten in Gefäßen zu erwähnen¹⁾, wie sie bei der Verwendung des Pulvers zur Sprengarbeit vorliegt und neuerdings von dem Amerikaner Schaw für den Betrieb von Rammen benutzt wurde. Im Gotthardtunnel dient komprimierte Luft in fahrbaren Behältern für den Lokomotivbetrieb, und hat das System periodisch zu füllender Arbeitsbehälter bei den feuerlosen Lokomotiven für städtische Verkehrszwecke (vergl. Kap. II) besondere Ausbildung erfahren.

Animalische Motoren.

§ 2. Allgemeine Gesetze für die Kraft der Menschen und Tiere. Die motorische Leistungsfähigkeit von Menschen und Tieren ist von der Beschaffenheit der Individuen und der Art der zu verrichtenden Arbeit abhängig. Obgleich Klima, Rasse, Geschlecht²⁾, Alter, Nahrung³⁾ und Übung große Verschiedenheiten der Arbeitsstärke bedingen, dieselbe beim Menschen insbesondere von seiner Willenskraft und beim Tiere vom Ansporn desselben, ferner von der Lage des Körpers, den bethätigten Muskeln und der Form und Größe der auszuführenden Bewegung abhängt, so lassen sich doch der Erfahrung entsprechend für die Beziehungen zwischen Kraft, Geschwindigkeit und Arbeitszeit für die in der Regel vorkommenden speziellen Arbeiten (Tragen, Heben, Drücken, Ziehen, Steigen u. s. w.) Gesetze aufstellen, welche bei praktischen Rechnungen zu Grunde gelegt werden dürfen.

Bouguers Formel. Die Arbeitszeit eines animalischen Motors zunächst konstant angenommen, wird die ausgetübte Kraft P (in Kilogrammen) eine Funktion der Geschwindigkeit v (in Metern pro Sekunde) sein und sich durch eine nach Potenzen von v geordnete Reihe ausdrücken lassen, von welcher jedoch für praktische Zwecke die Form

$$P = a + b v \dots \dots \dots 1.$$

hinreicht. Für $v = 0$ wird P den Maximalwert P_m haben, woraus

$$a = P_m,$$

$$\text{also } P = P_m + b v \text{ resultiert.}$$

¹⁾ Hierher sind auch die elektrischen Batterien zu rechnen. Faures Accumulator von der Gesellschaft La Force et la Lumière in Paris soll im Stande sein, mit 6 Elementen von ca. 25 kg Gewicht ein Fuhrwerk mit zwei Personen sechs Stunden lang zu treiben.

²⁾ Die Kraft von Frauen ist ungefähr zu 0,6–0,8 derjenigen von Männern zu veranschlagen.

³⁾ Die Arbeitsleistungen der Menschen im Verhältnis zu den von ihnen eingenommenen Nahrungsmitteln sind Gegenstand zahlreicher und eingehender physiologischer Untersuchungen geworden, s. Redtenbachers Maschinenbau, Mannheim 1862. I. Bd. S. 431 (Der Mensch und die Tiere als Motoren), ferner Rühlmanns Allgemeine Maschinenlehre, Braunschweig 1875. I. Bd. S. 263, wo auch litterarische Hinweise auf Arbeiten über den Mechanismus des Menschen in kinematischer Beziehung zu finden sind. In dem Hannoverischen Wochenblatt für Handel und Gewerbe, Jahrg. 1880 S. 465 und 485, teilt Rühlmann eine Untersuchung mit, nach welcher die Arbeitsleistung eines Infanteristen, dessen Körpergewicht zu 70 kg und dessen Belastung durch Kleidung, Tornister und Waffen zu 30 kg angenommen ist, bei der horizontalen Fortbewegung des Gesamtgewichts von 100 kg mit der normalen Marschgeschwindigkeit von 1,33 m pro Sekunde 29 mkg, also nahezu 0,4 Pferdestärke erreichen soll, und berechnet den Wirkungsgrad, d. h. das Verhältnis dieser mechanischen Arbeit zu derjenigen, die sich aus der Ernährungswärme der vorschriftsmäßigen Nahrungsmittel bei vollkommener Verbrennung ergibt, bei täglich dreistündigem horizontalen Marsch zu 0,28. Es gehen also ungefähr 70% der in den Nahrungsmitteln disponiblen Wärme teils durch Nebenarbeiten, teils absolut verloren.

Ebenso wird bei $P = 0$ die größte Geschwindigkeit v_m erreicht, demnach

$$b = - \frac{P_m}{v_m}$$

und durch Einsetzen in die Grundformel:

$$P = P_m \left(1 - \frac{v}{v_m} \right) \dots \dots \dots 2.$$

P_m und v_m sind durch Versuche zu bestimmen.⁴⁾

Gerstner's Formel.⁵⁾ Durch Einführung der normalen (mittleren) Geschwindigkeit $v_n = \frac{v_m}{2}$ liefert die Bouguer'sche Formel:

$$P = P_m \left(1 - \frac{v}{2v_n} \right) \dots \dots \dots 3.$$

Hiernach entspricht der mittleren Geschwindigkeit v_n eine Kraft:

$$P = \frac{P_m}{2},$$

d. h. auch die mittlere oder normale Kraft, welche mit P_n bezeichnet werden möge, sodafs sich nach diesen Mittelwerten P_n und v_n die Beziehung zwischen P und v

durch die Formel:
$$P = P_n \left(2 - \frac{v}{v_n} \right) \dots \dots \dots 4.$$

ausdrücken läfst.

In ganz analoger Weise unter Voraussetzung konstanter Geschwindigkeit die empirische Abhängigkeit der Kraft P von der täglichen Arbeitszeit t (in Sekunden) annähernd durch:

$$P = \alpha + \beta t \dots \dots \dots 5.$$

ausgedrückt und die maximale Arbeitszeit mit t_m bezeichnet, die mittlere Arbeitszeit mit $t_n = \frac{t_m}{2}$ eingeführt, gelangt man zu den Formeln:

$$P = P_m \left(1 - \frac{t}{2t_n} \right) \dots \dots \dots 6.$$

und
$$P = P_n \left(2 - \frac{t}{t_n} \right) \dots \dots \dots 7.$$

Endlich liefert die Verbindung der Formeln 4 und 7 den Ausdruck:

$$P = P_n \left(2 - \frac{v}{v_n} \right) \left(2 - \frac{t}{t_n} \right), \dots \dots \dots 8.$$

d. i. die Gerstner'sche Formel, nach welcher sich auf Grund empirisch festgestellter Werte P_n , v_n und t_n für beliebige Annahmen von v und t die entsprechende Kraft P berechnen läfst, welche der animalische Motor leisten kann.

Die normale Arbeitszeit wird in der Regel zu acht Stunden, also

$$t = 8.60.60 = 28800 \text{ gesetzt.}$$

Das absolute Maximum der Kraft ergibt sich für $t = 0$ zu $P_m = 4 P_n$.

4) Von den älteren Formeln ist noch die im vorigen Jahrhundert von Leonhardt Euler aufgestellte:

$$P = P_m \left\{ 1 - \left(\frac{v}{v_m} \right)^2 \right\}$$

und die von ihm später dafür gesetzte:

$$P = P_m \left(1 - \frac{v}{v_m} \right)^2$$

zu erwähnen, zwischen deren Ergebnissen diejenigen nach Bouguer die Mitte halten; siehe Weisbach's Ingenieur- und Maschinenmechanik, II. T. 4. Aufl. Braunschweig 1865. S. 319.

5) Vergl. Gerstner, Handbuch der Mechanik. Prag 1833. Bd. I. „Über tierische Kräfte und allgemeine Regeln bei Arbeiten ohne Maschinen“ und „Über die vorteilhafteste Verwendung der tierischen Kräfte bei einfachen Maschinen“.

Für die tägliche Arbeitsleistung (in Meterkilogrammen):

$$L = P v t = \left(2 - \frac{v}{v_n}\right) \left(2 - \frac{t}{t_n}\right) P_n v t, \dots \dots \dots 9.$$

erhält man durch Differentiation hinsichtlich v und t als Maximum:

$$L_m = P_n v_n t_n. \dots \dots \dots 10.$$

Das Maximum der täglichen Arbeitsleistung wird also bei der mittleren Kraft, der mittleren Geschwindigkeit und der mittleren Arbeitszeit erzielt, welche Werte die normalen der gewöhnlichen Praxis sind und sich für die wichtigeren Fälle in den nachfolgenden Paragraphen angegeben finden. Diese zwar rohen und besonders für extreme Verhältnisse nicht zuverlässigen Formeln drücken immerhin die gegenseitige Abhängigkeit von Kraft, Geschwindigkeit und Arbeitszeit beim gewöhnlichen Betriebe von Maschinen durch Menschen oder Tiere mit ziemlich befriedigender Annäherung aus.

Maschek's Formel.⁶⁾ Von den meisten neueren Schriftstellern wird die von Maschek aufgestellte Formel:

$$P = \left(3 - \frac{v}{v_n} - \frac{t}{t_n}\right) P_n \dots \dots \dots 11.$$

als bessere Annäherung an die wirklichen Beziehungen benutzt, nach welcher bei v und t gleich Null das absolute Maximum der Kraft $P_m = 3 P_n$ wird, die maximale tägliche Arbeitsleistung hingegen:

$$L_m = P_n v_n t_n$$

wie bei Gerstner ausfällt.

Die Maschek-Launhardt'sche Formel.⁷⁾ Die bisher aufgestellten Formeln lassen, wenn irgend eine der drei Größen P , v und t bestimmt gegeben ist, noch eine Willkür in der Annahme einer der beiden anderen Größen. Launhardt stellt die zweckmäßige Bedingung, daß, wenn aus praktischen Gründen für irgend eine der drei Größen ein anderer als der normale, sonst vorteilhafteste Wert genommen wird, doch das relative Maximum der täglichen Arbeitsleistung resultiere, wodurch sich für die anderen Größen bestimmte Werte ergeben.

Unter Zugrundelegung der Maschek'schen Formel ist:

$$\frac{t}{t_n} = \left(3 - \frac{v}{v_n} - \frac{P}{P_n}\right),$$

also die tägliche Arbeitsleistung allgemein:

$$L = P v t = \left(3 - \frac{v}{v_n} - \frac{P}{P_n}\right) P v t_n.$$

Nach v und t differenziert, ergibt sich, daß bei irgend welchem P das relative Maximum von L erzielt wird, wenn:

$$\frac{v}{v_n} = \frac{t}{t_n} = \frac{1}{2} \left(3 - \frac{P}{P_n}\right). \dots \dots \dots 12.$$

Dies vorausgesetzt, also stets $\frac{v}{v_n} = \frac{t}{t_n}$ genommen, schreibt sich

$$P = \left(3 - 2 \frac{v}{v_n}\right) P_n = \left(3 - 2 \frac{t}{t_n}\right) P_n. \dots \dots \dots 13.$$

Hiernach lassen sich aber auch für beliebige vorgeschriebene Geschwindigkeiten oder

⁶⁾ Siehe Maschek, Theorie der menschlichen und tierischen Kräfte, Prag 1842.

⁷⁾ Von Prof. Launhardt bei der Bestimmung der günstigsten Steigungsverhältnisse der Strafsen für die Berechnung der Kraft der Zugtiere aufgestellt; siehe: „Die Steigung der Strafsen“, Zeitschrift des Arch.- und Ing.-Ver. zu Hannover, 1880. S. 345; auch als Separatabdruck erschienen.

für irgend welche Arbeitszeiten je die beiden anderen Größen für das relative Maximum der täglichen Arbeitsleistung berechnen. Diese zweckmäßige Beziehung ist den weiteren bezüglichen Rechnungen zu Grunde gelegt worden.

§ 3. Vorteilhafte Kraft und Geschwindigkeit animalischer Motoren mit Rücksicht auf den Leerlaufwiderstand der Maschinen. Die beim Betriebe von Maschinen zu überwindenden schädlichen Widerstände sind von den Kräften abhängig, welche bei der Übertragung der Bewegung zwischen den sich reibenden Maschinenteilen auftreten, und werden im allgemeinen um so geringer sein, je genauer und solider die Maschinen hergestellt sind und unterhalten werden. Insbesondere sind glatte Oberflächen der Zapfen, Lager, Zahnflanken u. s. w., geringes Gewicht der laufenden Teile, gute Schmiervorrichtungen und stabile Gestelle zu fordern. Die die Reibung bedingenden Kräfte setzen sich aus Pressungen zusammen, welche

1. von dem Gewichte der bewegten Teile des Getriebes herrühren,
2. von der ausgeübten Nutzkraft Q abhängig sind.

Geht die Maschine leer d. h. ohne Verrichtung von Nutzarbeit, so wird die Triebkraft nur zur Überwindung der eigenen Widerstände der Maschine selbst, des Leerlaufwiderstands, verbraucht. Dieser Widerstand ist für eine gegebene Maschine als eine konstante Größe anzunehmen, indem die Abhängigkeit des Reibungskoeffizienten von der Geschwindigkeit bei den hier in Frage kommenden geringen Geschwindigkeitsdifferenzen keinen erheblichen Einfluß ausübt. Die von der Nutzkraft abhängige Verlustkraft darf dieser proportional gesetzt werden.

Bedeutet P , Q und W die Triebkraft, Nutzkraft und Verlustkraft, ferner W_0 den Leerlaufwiderstand und α den Koeffizienten, welcher mit Q die proportionale Verlustkraft ergibt, sämtliche Kräfte auf irgend einen bestimmten bewegten Punkt des Triebwerks der Maschine (z. B. Kurbelgriff einer Winde, Schwengelbolzen eines Göpels) reduziert, so gilt:

$$\begin{aligned} P &= Q + W \\ W &= W_0 + \alpha Q \\ P &= W_0 + (1 + \alpha) Q \dots \dots \dots 14. \end{aligned}$$

W_0 und α können zwar nach den Dimensionen der Maschine mit Benutzung der empirischen Reibungs- und Steifigkeitskoeffizienten berechnet werden, doch sind derartige Ergebnisse mit Rücksicht auf die verschiedene Beschaffenheit der Maschinen wenig zuverlässig und deshalb W_0 und α am besten durch direkte Versuche an ausgeführten Maschinen zu bestimmen.

Es soll nun mit Berücksichtigung der eigenen Widerstände der betriebenen Maschinen die Kraft P und Geschwindigkeit v der treibenden Individuen, ferner die tägliche Arbeitszeit t so gewählt werden, daß die Nutzarbeit L_q ein Maximum wird. Nach Maschek-Launhardt ergibt sich unter der Voraussetzung von

$$\frac{v}{v_n} = \frac{t}{t_n}$$

nach Formel 13 das relative Maximum der disponiblen, täglichen Arbeitsleistung L :

$$L = P v t = \left(3 - 2 \frac{v}{v_n}\right) P_n v t$$

und mit Einsetzung des Wertes von P nach Formel 14:

$$L = [W_0 + (1 + \alpha) Q] v t = \left(3 - 2 \frac{v}{v_n}\right) P_n v t,$$

wonach die tägliche Nutzarbeit:

$$L_q = Q v t = \frac{1}{1 + \alpha} \left\{ \left(3 - 2 \frac{v}{v_n}\right) P_n - W_0 \right\} v t.$$

Den Differentialquotienten $\frac{d(Qvt)}{d\left(\frac{v}{v_n}\right)} = 0$ gesetzt, erhält man als Bedingung für die

maximale Nutzarbeit: $v = \left(1 - \frac{1}{3} \frac{W_0}{P_n}\right) v_n, \cdot \left(\frac{3}{4} + \frac{1}{4} \cdot \frac{W_0}{P_n}\right) v_n \dots \dots \dots 15.$

hierauf: $t = \frac{v}{v_n} t_n \dots \dots \dots 16.$

und durch Einsetzung des Ausdrucks für v in die Formel 13 die dem relativen Maximum der totalen Arbeitsleistung und nun auch dem absoluten Maximum der Nutzleistung entsprechende Kraft P , welche die animalischen Motoren auszuüben haben:

$$P = P_n + \frac{2}{3} W_0 \dots \dots \dots 17.$$

Mit diesem P kommt nach Formel 14,

$$Q = \frac{P - W_0}{1 + \alpha},$$

als vorteilhafteste Nutzlast:

$$Q = \frac{1}{1 + \alpha} \left(P_n - \frac{1}{3} W_0\right) \dots \dots \dots 18.$$

und für die maximale Nutzarbeit selbst:

$$L_q = Qvt = \frac{1}{1 + \alpha} \left(P_n - \frac{1}{3} W_0\right) v t = \frac{1}{1 + \alpha} \left(1 - \frac{1}{3} \frac{W_0}{P_n}\right)^3 P_n v_n t_n \dots \dots 19.$$

Endlich erhält man für den Wirkungsgrad der Maschine:

$$\eta = \frac{L_q}{L_p} = \frac{Q}{P} = \frac{1}{1 + \alpha} \frac{1 - \frac{1}{3} \frac{W_0}{P_n}}{1 + \frac{2}{3} \frac{W_0}{P_n}} \dots \dots \dots 20.$$

Behält man hingegen die normale Arbeitszeit t_n bei und beschränkt sich auf die gegenseitig abhängige Änderung von P und v , so ergeben sich nach Maschek ebenso wie nach Gerstner für die Erzielung des nun allerdings geringeren relativen Maximums der täglichen Nutzarbeit in analoger Weise folgende Ausdrücke:

$$v = \left(1 - \frac{1}{2} \frac{W_0}{P_n}\right) v_n \dots \dots \dots 21.$$

$$P = P_n + \frac{1}{2} W_0 \dots \dots \dots 22.$$

$$Q = \frac{1}{1 + \alpha} \left(P_n - \frac{1}{2} W_0\right) \dots \dots \dots 23.$$

$$L_q = \frac{1}{1 + \alpha} \left(P_n - \frac{1}{2} W_0\right) v t_n = \frac{1}{1 + \alpha} \left(1 - \frac{1}{2} \frac{W_0}{P_n}\right)^2 P_n v_n t_n \dots \dots 24.$$

$$\eta = \frac{1}{1 + \alpha} \frac{1 - \frac{1}{2} \frac{W_0}{P_n}}{1 + \frac{1}{2} \frac{W_0}{P_n}} \dots \dots \dots 25.$$

Bei Anwendung der Kraft mehrerer Menschen oder Tiere, deren Anzahl gleich i sei, hat man für P_n in den vorstehenden Formeln $i P_n$ zu setzen. Selbstverständlich ist unter W_0 der totale Leerlaufwiderstand der betriebenen Maschinen, also beispielsweise eines Göpels samt der angehängten Arbeitsmaschinen, zu verstehen.

§ 4. Die Kraft der Menschen und die Einrichtungen zur Aufnahme derselben. Die nachfolgenden empirischen Angaben gelten annähernd für die gewöhnliche Anstrengung von Individuen mittlerer Stärke bei Arbeit im Taglohn. Beträchtlich höhere Werte ergeben sich bei Accorarbeit, für welche Kraft und Geschwindigkeit wenigstens etwa um den vierten Teil größer zu setzen sind, wonach die mechanische Arbeitsleistung in Accord = $1,25^2 \cong 1,56$ der täglichen Lohnarbeit zu rechnen sein würde.

Gehen, Steigen, Tragen und Ziehen. Bezeichnet G das Eigengewicht des Menschen, Q die Nutzlast, s die Schrittlänge und l die Beinlänge, so berechnet sich nach Weisbach für die Fortbewegung auf horizontaler Bahn die auf den durchlaufenen Weg reduzierte ausübende Kraft:

$$P = \frac{s}{l} \frac{G+Q}{8} = \varphi (G+Q) 26.$$

Weisbach nimmt $\frac{s}{l} = \frac{2}{3}$, wonach: $\varphi = \frac{1}{12}$ wird. Andere Schriftsteller geben den Widerstandskoeffizienten $\varphi = \frac{1}{17}$ bis $\frac{1}{22}$ an. Als Mittelwerte, welche die größte tägliche Nutzleistung ergeben, sind für das Tragen auf annähernd horizontaler Bahn bei $G = 70$ kg zu setzen $Q = 18$ kg und $v = 1$ m, bei unbelastetem Rückgang entsprechend mehr. Starke Leute tragen auf den Schultern 160 kg Getreide in Säcken.

Beim Hinansteigen auf einer schiefen Ebene vom Neigungswinkel α ist nach Weisbach mit Benutzung der bisherigen Ausdrücke die auf den durchlaufenen Weg reduzierte Kraft:

$$P = \frac{1}{2} (G+Q) \left(\frac{s}{4l} + \sin \alpha \right) 27.$$

Für das Herabsteigen ist α negativ zu setzen.

Nach Navier ist die beim Ansteigen auf sanft geneigter Rampe oder bequemer Treppe durch Hebung des bloßen Körpergewichtes in 8 Stunden geleistete Arbeit $L = 280000$ mkg. Coulomb⁹⁾ giebt unter Voraussetzung von 70 kg Körpergewicht nur 205000 mkg an, während beim Tragen der Nutzlast Q die tägliche nützliche Arbeitsleistung:

$$L = 1000 \cdot \frac{(205 - 1,41 Q) Q}{70 + Q} 28.$$

betrage. Hiernach ergibt sich als maximale Nutzleistung $L \cong 56000$ mkg bei $Q_n \cong 53$ kg und, wenn $205 - 1,41 Q$ gleich Null gesetzt wird, für die größte Last, welche eine kurze Strecke getragen werden kann, $Q_m = 145$ kg, was mit der früheren Angabe über das Tragen von Getreide ziemlich übereinstimmt. Nach Beobachtungen in Bergwerken verrichteten Träger beim Emportragen von Erzen täglich circa 125000 mkg nützliche Hebungsbarbeit.

Für die Zugkraft am horizontalen Seil darf nach Erfahrungen in der Kanalschiffahrt, bei 8 Stunden wirklicher Arbeitszeit

$$P_n = 10 \text{ kg} \quad \text{und} \quad v_n = 0,8 \text{ m}$$

gerechnet werden.

Das Heben von Lasten durch Ziehen am vertikalen, über eine Rolle gelegten Seil geschieht in dauernder Arbeit nach verschiedenen Beobachtungen ungefähr mit

$$P_n = 18 \text{ kg} \quad \text{und} \quad v_n = 0,2 \text{ m}.$$

Die Geschwindigkeit ist wegen des fortwährenden Griffwechsels, bei welchem vorübergehend nur eine Hand angreift, gering und mit Rücksicht auf die Unterbrechungen durch das Niederlassen des Lashakens oder leeren Fördergefäßes die tägliche Arbeitsleistung nur ungefähr 70000—80000 mkg.

Beim Rammen mit der Zugramme bedingt die ungünstige Zusammenwirkung mehrerer Arbeiter und die sehr ermüdende Körperbiegung bei Hublängen von 1 bis

⁸⁾ Siehe H. Fritz, Handbuch der landwirtschaftlichen Maschinen, Berlin 1880, wo auch von der Poisson'schen Formel Gebrauch gemacht wird, nach welcher φ von v abhängt und für $v = 1$ m, $\varphi = 0,11$ berechnet ist.

⁹⁾ Siehe C. A. Coulomb, Théorie des machines simples. Paris 1821. S. 266.

1,6 m häufige Pausen (zwischen den sogenannten Hitzen von 15 bis 30 Schlägen), sodafs, noch mit Berücksichtigung der Unterbrechungen behufs Heranholung der Pfähle, auf die eigentliche Rammarbeit nur ca. 3 Stunden pro Tag kommen und die Arbeitsleistung bis auf 50000 mkg und noch tiefer herabsinkt, siehe Kap. V.

An den Handseilen oder Ketten von selbstsperrenden Flaschenzügen und anderen derartigen Hebemaschinen, welche die Last schwebend erhalten, kann in periodischem Angriff gleichzeitig mit beiden Händen in unterbrochenem Betrieb eine Zugkraft von 40 kg und mehr ohne Schwierigkeit ausgeübt, auf kurze Zeit ausnahmsweise nahezu das ganze Körpergewicht in Anwendung gebracht werden.

Am Hebel wird vorteilhaft vertikal d. h. mit Verwendung des Körpergewichts nach unten drückend oder von oben ziehend, am günstigsten jedoch drückend gearbeitet. Weglänge des Handgriffs 0,75 bis höchstens 1 m. Schwingungswinkel des Hebels kleiner als 60° , um zu große und unbequeme Richtungsveränderungen zwischen Kraft und Hebel zu vermeiden. Zweckmäßige Höhe der Hebelaxe über der Standebene ca. 1 m, bis 1,4 m bei größtem Ausschlag. Die sekundliche Arbeitsleistung werde mit L_s bezeichnet. Für achtstündige Arbeitszeit ist zu setzen nach

$$\begin{array}{llll} \text{Morin} & P_n = 5 \text{ kg} & v_n = 1,1 \text{ m} & L_s = 5,5 \text{ mkg} \\ \text{Weisbach} & P_n = 6 \text{ kg} & v_n = 0,75 \text{ m} & L_s = 4,5 \text{ mkg}. \end{array}$$

Bei einfach wirkenden Handpumpen¹⁰⁾ rechnet man bei einer Arbeitszeit von 5 bis 10 Minuten und Anwendung beider Arme die Kraft zum Niederdrücken 16 kg, zum Aufziehen 5 kg, die Geschwindigkeit 1,7 m, beim Arbeiten mit nur einem Arme, wenn auch abwechselnd, die Kraft zu $\frac{2}{3}$ der angegebenen Werte.

Am Doppelhebel soll die Kraft, wenn sie nur zum Niederdrücken ausgeübt wird, bei mehrstündigem Betrieb mit Pausen nach halbstündigen Schichten zu 15 kg, die Geschwindigkeit zu 1,6 m gerechnet werden dürfen.

Versuche an Feuerspritzen haben bei einer Arbeitsdauer von nur etwa zwei Minuten mit längeren Ruhepausen ergeben nach

$$\begin{array}{llll} \text{Weisbach} & P = 10,53 \text{ kg} & v = 1,57 \text{ m} & L_s = 16,5 \text{ mkg} \\ \text{Rühlmann} & \text{'' '' } 8,77 \text{ ''} & \text{'' '' } 1,94 \text{ ''} & \text{'' '' } 17,0 \text{ ''} \\ \text{Hartig} & \text{'' '' } 12,8 \text{ ''} & \text{'' '' } 1,77 \text{ ''} & \text{'' '' } 22,6 \text{ ''} \end{array}$$

Weit geringer ist die Leistung mit dem Fufse am einfach wirkenden, schwingenden Trittbrett, wie es zur Umsetzung in Drehbewegung in Verbindung mit dem Kurbelgetriebe bei Drehbänken, Schleifsteinen, Ventilatoren u. s. w. vorkommt. Derartige Einrichtungen sind nur da gerechtfertigt, wo die Hände zu anderer Arbeit gleichzeitig gebraucht werden. So finden sich an den belgischen Flachsschwingmaschinen Fufsschaukeln in Anwendung, an welchen der Arbeiter, während er die Maschine bedient, in schaukelnder Bewegung sein ganzes Körpergewicht zur Wirkung bringen kann; siehe H. Fritz, Handbuch des landwirtschaftlichen Maschinenwesens. Jena 1880. Bd. I. S. 30.

Für den Betrieb mittelst Handkurbeln gelten bei achtstündiger Arbeitszeit als Mittelwerte: $P_n = 8 \text{ kg}$, $v_n = 0,8 \text{ m}^{11)}$, $L = 18432 \text{ mkg}^{12)}$,

¹⁰⁾ Vergl. „Lompert, Über die Wasserpumpen, insbesondere die Pumpen für den Hausbedarf“ in der Zeitschrift: Der Rohrleger, 1878. S. 72 und 88.

¹¹⁾ Größere Geschwindigkeiten, $v = 1,25$ — $1,3 \text{ m}$, wurden bei Kunstrammen beobachtet, wo jedoch kaum während der Hälfte der Zeit an der Kurbel gearbeitet wird.

¹²⁾ Die von Rühlmann angegebenen, teils selbst gewonnenen Versuchsergebnisse sind fast sämtlich nicht unwesentlich höher und gehen bis auf $L = 478000 \text{ mkg}$, welche mit $P = 13,28 \text{ kg}$ und $v = 1 \text{ m}$

ferner Kurbelradius $R = 0,4 - 0,45 \text{ m}^{13)}$ und Höhe der Kurbelaxe über dem Fußboden 1 m. Wesentlich höhere Arbeitsleistungen ergeben sich, wie schon S. 20 bemerkt, in Accordarbeit. Für Hebe- und andere Maschinen mit stark unterbrochenem Betrieb darf P bis zu 16 kg angenommen werden. Bei geübten Arbeitern ist die Kurbelkraft während der Umdrehung nahezu konstant, nur in der Nähe des Übergangs vom Ziehen zum Drücken und umgekehrt tritt eine geringe Abnahme derselben ein, weshalb zwei auf gemeinsamer Welle sitzende Kurbeln, wenn sie nicht einfach entgegengesetzt angebracht werden, wohl unter einem Winkel von etwa 135° derart aufgekeilt werden, daß jeweils die eine Kurbel die für die Ausübung der Kraft günstigste Stellung durchläuft, während an der anderen der Kraftwechsel stattfindet. Für den andauernden Betrieb von Maschinen durch einen einzigen Arbeiter, ferner überhaupt bei Maschinen mit wechselnder Widerstandskraft, z. B. einfach wirkenden Pumpen, bedient man sich zweckmäßiger Weise eines Schwungrads mit Kurbelgriff. Die Übertragung der Bewegung vermittelt Lenkstange ist im Vergleich zur direkten Angriffsweise an der Kurbel dynamisch unvorteilhaft.

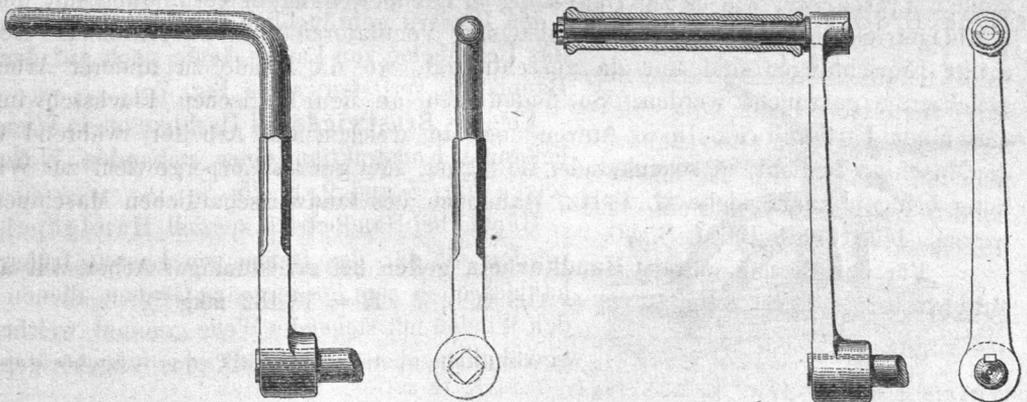
Fig. 1 und 2 zeigen eine einmännige Kurbel in einfachster Ausführung aus Schmiedeisen, mit vierkantig ausgearbeiteter Nabe auf das prismatische Ende der Kurbelwelle gesteckt. Zur Verhütung des gefährlichen Abrutschens der Kurbel beim Treiben und des Abschleuderns derselben während des Zurückschnellens, welches bei Hebemaschinen während des Niederlassens der Last mit Benutzung der Bremse stattfindet, wird wohl auf dem Kurbelwellenende eine Mutter vor die Nabe geschraubt oder durch diese eine Stellschraube geführt, und gegen die Welle gepreßt, am einfachsten jedoch die Kurbel auf der Welle nur festgekeilt, wie in Fig. 3 und 4 dargestellt. Hier ist übrigens als Griff eine hölzerne, beiderseitig mit Metallbüchsen ausgekleidete Hülse drehbar aufgesteckt, wodurch die sonst bei der Drehung der Kurbel stattfindende, in dauerndem Betrieb störende Reibung zwischen den Händen und dem Griff vermieden wird. Aus demselben Grunde werden die Griffhülsen mehrmänniger Kurbeln zweckmäßiger Weise derart geteilt, daß jeder Hand ein besonderes Hülsenstück zukommt und die Arbeiter sich gegenseitig unabhängig bequem bewegen können. Grifflänge für einmännige Kurbeln ca. 300 mm, für zweiarmige Kurbeln ca. 400 mm, Griffdicke 30 bis 50 mm.

Fig. 1. M. 1:10.

Fig. 2.

Fig. 3. M. 1:10.

Fig. 4.

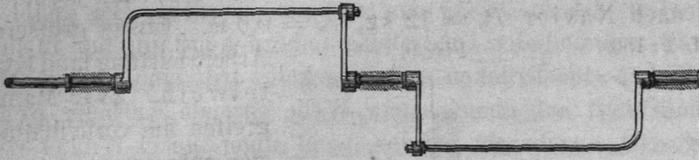


in täglich zehnstündiger Arbeit erreicht wurden. Demnach darf auf die Erreichung der oben angenommenen mittleren Arbeitsleistung nach einiger Einübung der Arbeiter mit Sicherheit gerechnet werden.

¹³⁾ Beim dauernden Zusammenwirken zweier Arbeiter ist man vorteilhaft bis auf $R = 0,6 \text{ m}$ gegangen.

Die Verwendung einer grösseren Zahl von Arbeitern gestatten die mehrfachen Kurbeln, entweder als gekrümmte Kurbelwelle in einem Stücke ausgeführt

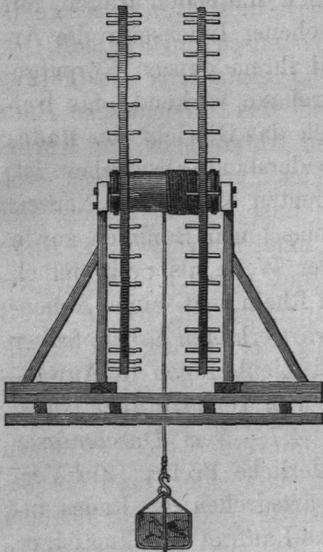
Fig. 5. M. 1:50.



oder als zusammengesetzte Konstruktion wie in Fig. 5.¹⁴⁾ Drei Kurbeln auf gemeinsamer Welle werden um 120° versetzt.

Am Kreuzhaspel und Spillenhaspel arbeiten die Hände wegen des fortwährenden Griffwechsels weniger vorteilhaft, weshalb sie für dauernden Betrieb nicht zu empfehlen sind, doch finden sich erstere heute noch bei den mit den Zugammen verbundenen Winden zum Heranholen der Pfähle, siehe Taf. XXI, Fig. 19 und 20,

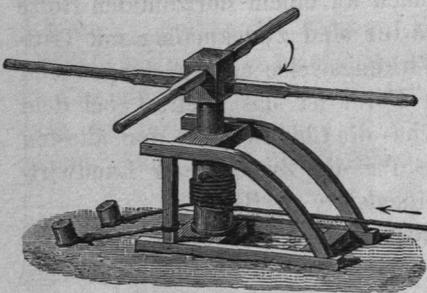
Fig. 6.



sowie bei einfachen Schleusenwinden. Recht gut eignen sich die Spillenräder für Verstellungsgetriebe, besonders für die häufig wiederkehrende Ausführung kleinerer Bewegungen, weshalb sie z. B. bei den Steuerrudergetrieben der Dampfschiffe vorzugsweise benutzt werden. Noch zu Anfang dieses Jahrhunderts waren dieselben bei Hebe­maschinen allgemein gebräuchlich, für welche sie, um grössere Lasten mit einfacher Hebelübersetzung heben zu können, in bedeutenden Durchmessern ausgeführt wurden. Eine einfache Einrichtung dieser Art zeigt Fig. 6.¹⁵⁾ Zwar hat der moderne Maschinenbau durch die gewöhnlich mit Rädergetrieben arbeitenden Kurbeln die etwas schwerfälligen und weniger bequemen Spillenräder fast vollständig verdrängt, doch dürften sie, da ihre Herstellung aus Holz rasch geschehen kann, bei Bauten gelegentlich noch zweckmäßige Anwendung finden.

Die stehende Welle mit zwei ungefähr in Brusthöhe kreuzförmig durchgesteckten Hölzern, an welchen die Arbeiter, im Kreise gehend, schiebend wirken, findet sich als Erdwinde, welche schon bei den Römern gebräuchlich war, besonders für

Fig. 7.



das Heranholen von Lasten heute noch auf den Bauplätzen vertreten; siehe Fig. 7.

Eine als **Brustwinde** bei Hochbauten in Wien bekannte Konstruktion einer stehenden Welle zeigen Fig. 8 und 9, S. 25.

Göpel, bei Handbetrieb speziell Handgöpel, werden die für das Heben von Lasten, früher hauptsächlich zum Fördern aus Gruben, dienenden Winden mit stehender Welle genannt, welche gewöhnlich oben am Gebälk des zugehörigen

¹⁴⁾ Vergl. Armengand, Progrès de l'industrie. Paris 1874. Vol. 2. Pl. 57—58.

¹⁵⁾ Aus J. A. Borgnis, Traité complet de mécanique. Mouvement des fardeaux. Paris 1818. Pl. 12. Die meisten der in diesem Werke dargestellten Hebe­maschinen sind mit derartigen Rädern versehen.

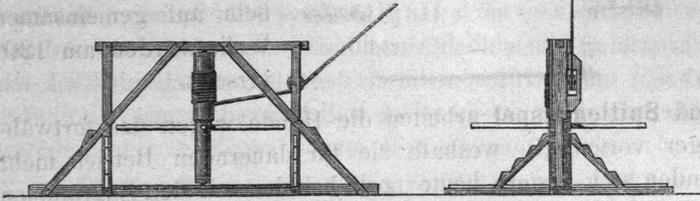
Gebäudes, der Göpelhütte, gelagert und mit längeren, für dauernden Betrieb besser geeigneten Schwengeln versehen sind.¹⁶⁾

Zweckmäßiger Schwengelradius für Handgöpel: $R = 2,5 - 3,5$ m, normale Kraft und Geschwindigkeit nach Navier $P_n = 12$ kg, $v_n = 0,6$ m. Etwas größere

Fig. 8.

M. 1:150.

Fig. 9.



Arbeitsleistung fand Eytelwein. Zwei Mann greifen am vorteilhaftesten entgegengesetzt an, indem auf diese Weise der Axendruck vermieden wird.

Die **Laufräder** bestehen aus zwei mit Armen auf einer horizontalen Welle befestigten Kränzen, welche den cylindrischen trommelartigen Radboden tragen, auf dessen mit Latten (in Abständen von circa 0,45 m) versehener Innenseite die Arbeiter steigend sich bewegen, siehe Fig. 10, wobei sie, mit ihrem ganzen Körpergewichte G im Abstände a von der Vertikalen durch die Drehaxe wirkend, das treibende Moment $G \cdot a$ ausüben, von welchem jedoch der durch das Gewicht des Rades und der Arbeiter bedingte, nicht unbedeutende Reibungswiderstand abzuziehen ist. Sie wurden schon bei den Bauten der Römer benutzt und dienten bis auf die Neuzeit des Maschinenwesens gewöhnlich für Hebmachines, Baggermaschinen, Rammen, sowie für die Bewegung von Schleusenthoren, mit Verwendung der Welle als Seiltrommel. Insbesondere waren sie für den Betrieb von Uferkranen am Rhein und seinen Nebenflüssen, wo sie sich in einzelnen Exemplaren bis zur Gegenwart erhalten haben, früher allgemein verbreitet, finden sich aber jetzt noch häufig bei Ziehbrunnen in Anwendung und werden in Bern bei Hochbauten für den Betrieb von Versetzkranen (siehe Kap. VI) mit Vorliebe gebraucht. Man giebt ihnen dort 4,7—5 m Durchmesser und die zur Aufnahme von vier oder mehr Arbeitern erforderliche Breite. Zur Verhütung von Unglücksfällen, wie solche bei schnellem Rückwärtsdrehen des Rades infolge Überwiegens der Last vorgekommen sind, stellt man das Laufrad zweckmäßiger Weise seitlich offen her und läßt in Brusthöhe horizontal einen aufserhalb befestigten Sparren hineinragen, an welchem sich die Arbeiter nötigenfalls halten können.

An den **Treträdern** wirken die Arbeiter aufserhalb des Kranzes, oben seitlich von der vertikalen Mittellinie mit ihrem Körpergewicht treibend, wobei sie sich behufs Beibehaltung ihres Angriffsortes mit den Armen an einem horizontalen Holze des Radgestells halten. Die sogenannten Stufenräder sind zweckmäßig mit Trittbrettern zwischen den Radkränzen versehen. Ihre Wirkungsweise und Leistungen sind dieselben wie bei den Laufrädern. In primitivster Form ist das Tretrad bei dem Schaufel- oder Paternosterwerk zu finden, welches die Chinesen seit den ältesten Zeiten zum Fördern von Wasser auf geringe Höhe für die Zwecke der Landwirtschaft verwenden; siehe Rühlmann's Allg. Maschinenlehre. 4. Band.

Der zwischen der vertikalen Mittellinie und dem nach der Trittstelle gehenden Radius gemessene Winkel, also zugleich der Steigungswinkel der Tangentialebene, auf welcher die Bewegung der Arbeiter gedacht werden kann, siehe Fig. 10, S. 26,

¹⁶⁾ In der Neuzeit hat sich die Bedeutung des Namens „Göpel“ erweitert, indem man darunter, abgesehen von der Verwendung zu Hebearbeiten, die besondere, ein Ganzes bildende Triebwerkseinrichtung versteht, welche dazu dient, die Bewegung animalischer Motoren in die für den Betrieb von Arbeitsmaschinen erforderliche, meistens wesentlich höhere Geschwindigkeit umzusetzen.

beträgt sowohl bei Lauf- als bei Treträdern gewöhnlich $\alpha \cong 24^\circ$. Demnach müßte bei einem Körpergewichte $G = 70 \text{ kg}$ die Umfangskraft $P = G \sin \alpha \cong 25 \text{ kg}$ ausmachen, doch giebt Weisbach für die Nutzleistung (Reibungswiderstände abgezogen) bei achtstündiger Arbeitszeit P_n nur zu 12 kg und als normale Geschwindigkeit $v_n = 0,75 \text{ m}$ an, was eine tägliche Arbeitsleistung von $L = 259\,200 \text{ mkg}$ ergibt.

Höhere Werte citiert Rühlmann, nach Dupin: $L = 342\,528 \text{ mkg}$. Hiernach übertreffen die Lauf- und Treträder hinsichtlich vorteilhafter Ausnutzung der Arbeitskraft des Menschen die Kurbel¹⁷⁾ und verdienen dieser gegenüber, noch mit Rücksicht auf Ersparung von Räderübersetzungen, in manchen Fällen den Vorzug.

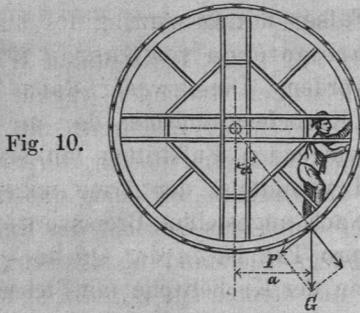


Fig. 10.

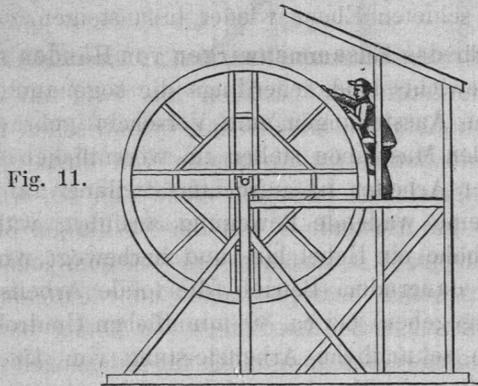


Fig. 11.

Ebenso günstige Resultate sollen mit den jetzt noch in Frankreich verbreiteten **Sprossenrädern** erzielt werden, an welchen die Arbeiter, siehe Fig. 11¹⁸⁾, kletternd, mit den Händen vorgreifend und mit den Füßen auf den Sprossen steigend, mit ihrem Körpergewichte vermöge des großen Hebelarms ein bedeutendes Moment ausüben. Beim Betriebe von Hebemaschinen werden diese Räder mit Sperrklinke und Bremse versehen, deren Bewegung vermittelt eines Tritthebels erfolgt. Für achtstündige Arbeitszeit ist nach Navier $v_n = 0,15 \text{ m}$, also bei einem Körpergewichte $G = 70 \text{ kg}$ die tägliche Arbeitsleistung $L_n = 302\,400 \text{ mkg}$, wovon jedoch die Verluste durch Reibung noch abgehen. Etwas geringere Leistungen ergeben sich, wenn die Arbeiter der Radmitte näher angreifen.

Ferner möge noch auf die von Rühlmann besonders hervorgehobenen, hinsichtlich Nutzleistung nicht minder vorteilhaften **Senkbühnen** hingewiesen werden, an welchen die von den Arbeitern beim Ersteigen einer bestimmten Höhe durch Hebung ihres Körpergewichts geleistete Arbeit beim Niederlassen treibend abgegeben wird. Sie bestehen aus zwei vertikal geführten Plattformen, die durch ein oberhalb über eine Rolle gelegtes Seil zusammenhängen und abwechselnd, einerseits für den Niedergang der Arbeiter, andererseits für die Hebung der Nutzlast verwendet werden. Zur Regelung des Ganges ist oben ein besonderer Arbeiter oder, wie bei den Bremsbergen, eine Bremse erforderlich. Für den Vertikaltransport von Erdmassen sollen derartige Senkbühnen vorteilhafte Anwendung gefunden haben.

Verwandt mit dieser Einrichtung ist die bei Dammaufschüttungen vorteilhaft benutzte Zusammenhängung zweier von Arbeitern bewegten Schubkarren ver-

¹⁷⁾ Über eine sehr vorteilhafte Anwendung eines Laufrades statt der gebräuchlichen Kurbeln zum Betriebe einer Kunstramme berichtet Hagen in seinem Handbuch der Wasserbaukunst nach Civil Engineer and Architects Journal I. S. 150.

¹⁸⁾ Nach Borgnis, *Traité complet du mécanique*. Composition des machines. Pl. 1. Spezielle Konstruktionen für Hebung von Lasten sind in dem schon citierten Bande: „Mouvement des fardeaux“ ausführlicher angegeben.

mittelst eines Seiles, welches oben über eine Rolle gelegt wird. Während der eine Arbeiter von der Stelle des Abtrags den beladenen Karren auf einer schiefen Ebene nach der Abladestelle hinaufstößt, geht der andere Arbeiter mit dem entleerten Karren abwärts.

In primitivster Form liegt die Verwertung der vom Menschen durch seine Vertikalerhebung verrichteten Arbeit beim Löschen der Kohlenschiffe vor, wo die Löscher (Lösser) während des Herabspringens auf einer schiefen Ebene, indem sie das oberhalb über eine feste Rolle gehende Seil abwärts ziehen, den mit Kohlen gefüllten Korb heben und umgekehrt diesen leer von neuem herablassen, wenn sie auf der schiefen Ebene wieder hinansteigen.

Für das **Zusammenwirken von Händen und Füßen** mit Ausnutzung des ganzen Körpergewichts sind neuerdings die sogenannten Baromotoren von Gaston Bozerian auf Ausstellungen zum Vorschein gebracht worden. Diese wenig Raum einnehmenden Maschinen stellen im wesentlichen einen Kurbelmechanismus dar, an welchem der Arbeiter in aufrechter Stellung auf schwingenden Fußstritten mit seinen Füßen eine wadende Bewegung ausführt, während vermittelt der Arme ungefähr in Brusthöhe ein Hebel hin- und herbewegt wird. Nach angestellten Bremsversuchen dürfe in dauerndem Betrieb (die totale Arbeitszeit pro Tag ist in der Quelle leider nicht angegeben) bei ca. 30 minutlichen Umdrehungen der Kurbelwelle mit Sicherheit auf eine sekundliche Arbeitsleistung von 15 mkg gerechnet werden, während auf einige Minuten 25 mkg erzielt werden könnten, siehe *Revue industrielle* 1877, S. 345. Um den Baromotor für Personen verschiedener Größe bequem einrichten und zugleich die Geschwindigkeit ändern zu können, hat Bozerian Verbesserungen getroffen, welche in der Veränderbarkeit des Hubes der Fußstritte und des Ausschlags des Handhebels, sowie in der Hinzufügung einer zweiten Welle mit Rädergetriebe bestehen und bei konstanter Arbeitsleistung von 15 mkg pro Sekunde nach Belieben Tourenzahlen von 20 bis 100 pro Minute ermöglichen sollen, siehe *Revue industrielle* 1878, S. 42. Ähnliche Maschinen werden nun auch in Deutschland gebaut, über den Einfluß dauernder Thätigkeit an derartigen Maschinen auf das Befinden der Arbeiter scheinen jedoch ausreichende Erfahrungen noch nicht vorzuliegen.

§ 5. Die Kraft der Pferde und deren vorteilhafte Anwendung. Von den zum Treiben von Maschinen verwendbaren Tieren kommt für die Baupraxis vorzüglich das Pferd in Betracht, welches, wie die Zugtiere überhaupt, die größte mechanische Arbeit beim Ziehen zu leisten im stande ist. Für Pferde von mittlerer Stärke darf bei achtstündiger Arbeitszeit die normale Zugkraft $P_n = 60 \text{ kg}$ (im allgemeinen ungefähr $\frac{1}{10}$ des Körpergewichts), die Geschwindigkeit $v_n = 1 \text{ m}$, also die tägliche Arbeitsleistung $L_n = 1728000 \text{ mkg}$ gerechnet werden. Höhere Werte ergeben sich bei Accorarbeit.

Für den Ochsen ist als normale Zugkraft $P_n = 60 \text{ kg}$ und die Geschwindigkeit $v_n = 0,8 \text{ m}$ zu setzen. Am Göpel beträgt v_n nur $0,6 \text{ m}$.

In einfachster Weise wird von der Zugkraft der Pferde häufig bei Bauten zum Aufziehen von Baumaterial Gebrauch gemacht¹⁹⁾, indem man sie an das Zugseil

¹⁹⁾ Ferner im Erdbau beim Aufschütten von Dämmen zum Heraufziehen der Schubkarren auf schiefen Ebenen; siehe Bilderatlas von Brockhaus, Ingenieurwesen von Prof. Dr. Fränkel, Taf. 2. Beim Bau der Brücke von St. Martin wurde der Vertikaltransport von Erdmassen in Förderkästen mittelst eines oben über eine Rolle gelegten und horizontal abgehenden Seils direkt mit angeschirrten Pferden ausgeführt. — Vergl. übrigens 2. Bd. IV. Kap. des Handbuchs d. Ingw. „Ausführung und Unterhaltung der steinernen Brücken.“

eines Flaschenzugs spannt, welches von dem oben am Baugertüste befestigten Rollen- kopf herab und unten in geeigneter Höhe über eine Leitrolle geführt wird. Bei dieser mit gröfseren Unterbrechungen verbundenen Arbeit (auf das eigentliche Ziehen entfällt selbst bei fleißiger Arbeit nur etwa ein Viertel der ganzen Zeit) entwickeln die Pferde einzeln auf die Dauer von einigen Minuten mit einer Zugkraft von ungefähr zwei Zehntel ihres Körpergewichts eine sekundliche Arbeitsstärke von 100—150 mkg.²⁰⁾ Bei gleichzeitigem Vorspann von zwei Pferden sinkt die Leistung des einzelnen Pferdes auf ca. 0,95, bei vier Pferden auf ca. 0,8, bei zwölf Pferden etwa auf die Hälfte des Wertes herab, der für die Einzelverwendung gilt. Deshalb ist es auch im allgemeynen nicht zweckmäfsig und gebräuchlich, Göpel für mehr als vier Pferde zu bauen.

Am Göpel geht ein Teil der vom Tiere aufgewendeten Arbeit durch seine mit jeder Umdrehung des Schwengels erfolgende Wendung verloren²¹⁾, weshalb es zweckmäfsig ist, den Schwengelradius $R \geq 5$ m oder jedenfalls nicht unter 4 m zu nehmen. Weisbach giebt $R = 6-9$ m an, welcher letzterer Wert zwar für Förder- maschinen zweckmäfsig sein mag (vergl. Taf. I, Fig. 18), jedoch für den Betrieb raschgehender Maschinen mit Rücksicht auf die Reibungswiderstände in den erforderlichen Räderübersetzungen nicht mehr vorteilhaft sein kann. Als Mittelwerte gelten $P_n = 45$ kg, $v_n = 0,9$, demnach $L_n = 1166400$ mkg; kräftige Pferde leisteten in dauerndem Betrieb pro Tag $L_n = 1400000$ mkg.

Zur gehörigen Ausübung der Zugkraft ist es zweckmäfsig, die Zugleinen nach hinten schief abwärts gehen zu lassen, wodurch der Hebelarm des Zugwider- stands hinsichtlich der Hinterhuft verkürzt und das auf Rückwärtskippen des Pferdes wirkende statische Moment auf das für die Stabilität des Tieres und die vorteilhafte Muskelanspannung erforderliche Mafs beschränkt wird.²²⁾ Nach angestellten Ver- suchen ist der Neigungswinkel der Zugsträhne gegen die Horizontale zu 15 bis 18° zu nehmen, und sollen demnach die Schwengelenden für die geeignete Anspan- nung des Pferdes in der entsprechenden Höhe über der Rennbahn endigen.

²⁰⁾ Vergl. bezügliche Mitteilungen von Sonne in der Zeitschr. d. Arch.- u. Ing.-Ver. zu Hannover. 1858. S. 418. Obige Zahlen berechnen sich aus den Nutzleistungen unter Voraussetzung eines Wirkungs- grades der Hebemaschine gleich 0,8 (beziehungsweise 20% Arbeitsverlust durch Reibung und Seilsteifigkeit).

²¹⁾ Die pro Umdrehung des Schwengels durch die erforderliche Wendung des Tieres verloren- gehende Arbeit L_o ist seinem Gewichte G und dem von den Füfsen bei einer vollständigen Drehung um die eigene vertikale Schwerpunktsaxe zurückgelegten Kreisumfang proportional anzunehmen, sodafs dieselbe, wenn e den diagonalen Beinstand und φ einen Erfahrungskoeffizienten bedeutet, sich schreiben läfst:

$$L_o = \varphi G e \pi .$$

Wird diese Arbeit für das Tier als gleichwertig mit einem ebenso grossen Teile der normalen Arbeit $P_n v_n$ angesehen, welche in geradliniger Bahn pro Sekunde disponibel ist, so ergibt sich die am Göpel mit der Kraft P und der Geschwindigkeit v zum wirklichen Antrieb abgegebene Arbeit:

$$P v = P_n v_n - \frac{\varphi G e \pi}{2 R \pi} v \quad \text{und der Wirkungsgrad des Antriebs:}$$

$$\eta_o = \frac{P v}{P_n v_n} = 1 - \varphi \frac{e}{2 R} \frac{G}{P_n} \frac{v}{v_n} \dots \dots \dots 29.$$

Derselbe fällt um so geringer aus, je gröfser die Länge des Tieres im Verhältnis zum Schwengelradius und je schwerer dasselbe im Verhältnis zu seiner normalen Zugkraft ist. Nach den oben angegebenen Werten für geradliniges Fortschreiten ($P_n = 60$ kg, $v_n = 1$ m) und für Treiben am Göpel ($P = 45$ kg, $v = 0,9$ m) fällt $\eta_o = 0,675$, also sehr gering aus, und liefse sich mit Benutzung zusammengehöriger Werte von e , G und R noch der Faktor φ berechnen.

²²⁾ Näheres hierüber findet sich im III. Bande von Rühlmann's Allg. Maschinenlehre bei den Strafsen- fahrwerken.

Ferner ist die Anspannung des Pferdes so einzurichten, daß es sich tangential auf seiner Kreisbahn bewegt, wie sich dies durch die Bequemlichkeit des Tieres von selbst ergibt, wenn dasselbe, siehe Taf. I, Fig. 18, in einer Gabel steht, die von dem oberhalb befindlichen Zugbaum ausgeht, dessen zur Längsaxe des Pferdes senkrechte Mittellinie mit dem wirksamen Hebelarm der Zugkraft zusammenfällt. Wollte man jedoch das Pferd mit Zugleine und Ortscheit (Wage) senkrecht vor den radialen Schwengel spannen, so würde wegen des erforderlichen Abstands des Pferdes vom Schwengelnagel die Richtung der Zugkraft den vom Schwerpunkt des Tieres beschriebenen Kreis unter einem um so größeren Winkel schneiden, je länger die Leinen im Verhältnis zum Schwengelradius genommen werden, also das Pferd beim Ziehen und Wenden seinen Körper fortwährend mehr oder weniger quer zu seiner mit der Zugrichtung zusammenfallenden Längsaxe zu bewegen haben. Zur Verhinderung dieser ungünstigen Wirkung, sowie sonstiger Unregelmäßigkeiten im Gange des Pferdes, wendet man Lenkstangen an, welche von einem an der Göpelwelle befestigten Bolzen aus nach der Anschirrung des Tieres hin gehen und dessen Längsaxe in tangentialer Richtung zu seiner Kreisbahn erhalten. Demnach ist der Hebelarm R der Zugkraft d. h. der Normalabstand der Längsaxe des Pferdes von der Göpelaxe etwas kleiner als der bis zum Schwengelnagel gemessene Radius R_s , nämlich $R = \sqrt{R_s^2 - l^2}$, wenn l den Abstand der Mitte des Pferdes vom Schwengelnagel bedeutet, wofür im Mittel 1,2 m gesetzt werden darf.

Für die Bemessung der Dimensionen der Göpelkonstruktion auf hinreichende Festigkeit gegen Brechen bei plötzlichem Anrennen des Pferdes ist es von Wichtigkeit, die größte Kraft zu kennen, welche von den Tieren momentan ausgeübt werden kann. Diese Kraft beträgt 400 bis ca. 700 kg und ist im allgemeinen mindestens gleich dem Gewichte des Pferdes anzunehmen.

§ 6. Konstruktion der Göpel. Die Entwicklung der Göpel ging von der Verwendung der Tiere zum Umtreiben von Mühlsteinen aus, in welche die Zugbäume eingesteckt wurden. Schon die ältesten Kulturvölker machten vom Göpel Gebrauch und heute noch ist er in Afrika und Asien zum Betriebe von Mühlen und Wasserhebemaschinen in primitivster Ausführung verbreitet. Ausser den Rundgang-, Zug- oder Kreisgöpeln, im Bergbau Rofskünste genannt, sind die Tretgöpel zu nennen, an welchen das Pferd nicht ziehend im Kreise sich bewegt, sondern durch Ansteigen auf einer beweglichen, eine schiefe Ebene bildenden Trittkette treibend wirkt. Der Zweck der Göpel besteht meistens darin, die Bewegung des Pferdes nach einer Triebwelle hin ins Schnelle umzusetzen, um für den Betrieb rasch gehender Arbeitsmaschinen die geeignete Geschwindigkeit zu erhalten. Zu diesem Zwecke bedient man sich starker Räderübersetzungen, und werden die Göpel nach der Zahl der Rädergetriebe, d. h. Räderpaare, als solche mit einfacher, zweifacher oder mehrfacher Räderübersetzung bezeichnet. Vorzugsweise werden Göpel mit zweifacher Räderübersetzung gebaut. Über die Kombination dreier Räderpaare wird kaum hinausgegangen. Zu weiter erforderlicher Steigerung der Tourenzahl dienen Vorgelege, siehe S. 35 und Fig. 12, Taf. I.

Zur allgemeinen Darlegung der **Geschwindigkeits- und Momentenverhältnisse** möge ein dreifaches Rädergetriebe als Beispiel zu Grunde gelegt werden.

Bedeutend $Z_1, Z_2, Z_3, Z_4, Z_5, Z_6$ die Zähnezahlen der Räder in der Reihenfolge von der reibenden Welle A nach den Wellen B, C und D hin (siehe Fig. 12, S. 30), $R_1, R_2, R_3, R_4, R_5, R_6$ die Teilkreisradien dieser Räder und n_a, n_b, n_c, n_d die minutlichen Tourenzahlen der Wellen, deren Drehmomente M_a, M_b, M_c, M_d seien, so schreiben sich die Übersetzungsver-

hältnisse ψ_1, ψ_2, ψ_3 der Rädergetriebe, d. h. die Verhältnisse der Tourenzahlen oder allgemein der Winkelgeschwindigkeiten der getriebenen Räder zu denjenigen der treibenden Räder,

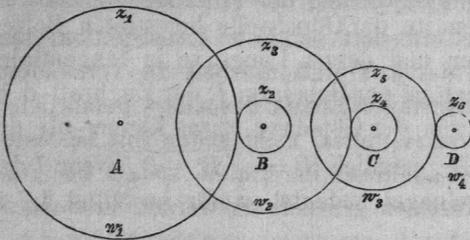
$$\left. \begin{array}{l} \text{von } A \text{ nach } B \quad \psi_1 = \frac{n_b}{n_a} = \frac{Z_1}{Z_2} = \frac{R_1}{R_2} \\ \text{,, } B \text{ ,, } C \quad \psi_2 = \frac{n_c}{n_b} = \frac{Z_3}{Z_4} = \frac{R_3}{R_4} \\ \text{,, } C \text{ ,, } D \quad \psi_3 = \frac{n_d}{n_c} = \frac{Z_5}{Z_6} = \frac{R_5}{R_6} \end{array} \right\} \dots \dots \dots 30.$$

und das totale Übersetzungsverhältnis ψ von Welle A nach Welle D :

$$\psi = \frac{n_d}{n_a} = \psi_1 \psi_2 \psi_3 = \frac{Z_1 Z_3 Z_5}{Z_2 Z_4 Z_6} = \frac{R_1 R_3 R_5}{R_2 R_4 R_6},$$

d. i. gleich dem Produkte aller einzelnen Übersetzungsverhältnisse oder gleich dem Produkte der Zähnezahlen oder Radien aller treibenden Räder dividiert durch das Produkt der Zähnezahlen oder Radien aller getriebenen Räder.

Fig. 12.



Ferner ergibt sich für die Momente der einzelnen Wellen A, B und C :

$$\left. \begin{array}{l} \frac{M_b}{M_a} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{R_2}{R_1} = \frac{1}{\psi_1} \\ \frac{M_c}{M_b} = \frac{Z_4}{Z_3} = \frac{R_4}{R_3} = \frac{1}{\psi_2} \\ \frac{M_d}{M_c} = \frac{Z_6}{Z_5} = \frac{R_6}{R_5} = \frac{1}{\psi_3} \end{array} \right\} \dots \dots \dots 31.$$

und für das totale Momentenverhältnis

$$\frac{M_d}{M_a} = \frac{Z_2 Z_4 Z_6}{Z_1 Z_3 Z_5} = \frac{R_2 R_4 R_6}{R_1 R_3 R_5} = \frac{1}{\psi_1} \cdot \frac{1}{\psi_2} \cdot \frac{1}{\psi_3} = \frac{1}{\psi}, \dots \dots \dots 32.$$

d. h. die Momente der Räder eines Getriebes verhalten sich wie deren Zähnezahlen oder Radien, während die Winkelgeschwindigkeiten ineinandergreifender Räder sich umgekehrt wie ihre Zähnezahlen oder Radien verhalten.

Berücksichtigt man noch die Arbeitsverluste durch Reibung mit Einführung der Wirkungsgrade η_1, η_2, η_3 der einzelnen Rädergetriebe, so ist tatsächlich:

$$\frac{M_b}{M_a} = \frac{\eta_1}{\psi_1}, \quad \frac{M_c}{M_b} = \frac{\eta_2}{\psi_2}, \quad \frac{M_d}{M_c} = \frac{\eta_3}{\psi_3} \dots \dots \dots 33.$$

und das totale effektive Momentenverhältnis:

$$\frac{M_d}{M_a} = \frac{\eta_1 \eta_2 \eta_3}{\psi_1 \psi_2 \psi_3} = \frac{\eta}{\psi}, \dots \dots \dots 34.$$

wenn unter $\eta = \eta_1 \eta_2 \eta_3$ der totale Wirkungsgrad verstanden wird.

Hinsichtlich der Berechnung des Wirkungsgrades ist auf die Zahnräder im zweiten Kapitel dieses Bandes zu verweisen. Im allgemeinen empfiehlt es sich, das totale Übersetzungsverhältnis mit wenigen Räderübersetzungen von möglichst großen Übersetzungsverhältnissen zu erzielen, doch steht der Anwendung der hierbei sich ergebenden größeren Antriebräder die Forderung möglichst geringen Raumbedarfs einschränkend entgegen. Stirnräder sind in der Regel Kegelrädern vorzuziehen, indem sie, abgesehen von ihren geringeren Kosten, vermöge ihrer bequemerer Herstellung eine größere Gewähr exakter Beschaffenheit und ruhigen Ganges bieten, doch ist die Anwendung wenigstens eines Kegelräderpaares bei der hier fast ausnahmslos vorliegenden Aufgabe der Umsetzung der Drehung des Hauptrades an vertikaler Axe in die Drehung einer horizontalen Welle unentbehrlich, wenn nicht, wie z. B. bei dem auf S. 36 beschriebenen Schraubengöpel, von anderen, hinsichtlich des Wirkungsgrades weniger zweckmäßigen Getriebes Gebrauch gemacht werden soll. Bei vertikaler Endwelle des Göpels hingegen sind nur Stirnrädergetriebe erforderlich, wie dies der Pinet'sche Säulengöpel mit Riementrieb zeigt; siehe Litteratur-

verzeichnis am Schlusse des ersten Theils dieses Kapitels. Der Wirkungsgrad pro Übersetzung beträgt bei sorgfältiger Ausführung ca. 0,9, sodafs sich bei zweifacher Übersetzung $\eta = 0,9^2 = 0,81$ ergibt, in Wirklichkeit jedoch bei der gewöhnlichen groben Ausführung der Göpel, die sich aber bei der Kostspieligkeit animalischer Triebkraft durchaus nicht rechtfertigen läfst, eher noch weniger.

Mit Rücksicht darauf, dafs kleinere Göpel im Vergleich mit stärkeren Göpeln für eine gröfsere Zahl von Pferden verhältnismäfsig schwerer ausfallen und somit auch einen relativ gröfseren Leerlaufwiderstand (siehe § 3 dieses Kapitels) haben, ist ihr Wirkungsgrad geringer. Deshalb wird auch ein und derselbe Göpel, solide Ausführung vorausgesetzt, bei vollem Betrieb einen höheren Wirkungsgrad haben als beim Arbeiten mit geringerer Kraft. Nur bei zu schwacher Konstruktion kann, wie die Erfahrung gezeigt hat, der Wirkungsgrad konstant bleiben oder mit wachsender Kraft sogar abnehmen, was sich durch abnorme Steigerung der Vibrationen erklärt.²³⁾

Die unregelmäfsige Wirkung der Tiere erfordert solideste Konstruktion, um häufige Reparaturen und zu grofse Verluste durch Vibrationsarbeit zu vermeiden. Immerhin ist auf bequemen und nicht zu kostspieligen Ersatz besonders gefährdeter Teile Rücksicht zu nehmen. So wird das grofse Hauptrad nicht selten mit besonderem, aus mehreren Teilen zusammengesetzten Zahnkranz hergestellt, sodafs bei vorkommenden Zahnbrüchen nur das defekte Kranzstück erneuert zu werden braucht.

Behufs möglichster Einschränkung der im Getriebe auftretenden Stöße werden die Zahnräder mit sehr geringem, weniger als 1 mm betragenden Flankenspielraum in exakter Weise ausgeführt. Das Formen mit Holzmodellen, welche sich in dem feuchten Formsand, sowie ohnedies im Laufe der Zeit werfen und durch das Klopfen vor dem Herausziehen aus der Form weitere Ungenauigkeiten mit sich bringen, kann solchen Anforderungen nicht genügen. Die Bearbeitung der Zähne von Hand durch Meiseln und Feilen oder auf Spezialmaschinen durch Fräsen oder Hobeln würde, abgesehen von dem Nachteil, dafs damit die besonders dauerhafte Gufskruste beseitigt würde, zu kostspielig sein. Es werden deshalb für kleinere Räder zweckmäfsig eiserne Modelle angefertigt, und geschieht das Formen derselben in der Massenfabrikation auf Formmaschinen, wie auch für die Herstellung der gröfseren Räder Formmaschinen dienen, auf welchen jedoch die Form des Zahnkranzes partienweise eingestampft wird.²⁴⁾

Sowohl für den ruhigen Gang der Göpel als auch zur Schonung der Tiere ist eine möglichst elastische Anspannung derselben zu empfehlen. Behufs Beschränkung des vom Göpel auf die Arbeitsmaschine übertragbaren Momentes auf ein bestimmtes Mafs, welches im Interesse der Sicherheit nicht überschritten werden darf,

²³⁾ Nach Versuchen an einer gröfseren Zahl von Göpeln, über welche in der Zeitschr. des Vereins Deutsch. Ing. 1880. S. 82 berichtet wird, betrug bei Übersetzungsverhältnissen $\psi = 19-84$ der Wirkungsgrad $\eta = 0,66-0,82$, im Mittel 0,74. Von welchem Einflufs die gute Ausführung ist, zeigen folgende Zahlen von einzelnen Göpeln:

$$\psi = 18 \quad \eta = 0,82, \quad \psi = 36 \quad \eta = 0,80, \quad \psi = 70 \quad \eta = 0,80,$$

wonach im letzten Fall trotz ungefähr vier mal gröfserer Übersetzung nahezu derselbe Wirkungsgrad vorliegt, wie beim ersten Fall. Angaben über den Leerlaufwiderstand fehlen leider.

²⁴⁾ Siehe: Giefserei und Formerei. Sachliche Würdigung der in Deutschland erteilten Erfindungspatente, von E. Blum. Zeitschr. des Vereins zur Beförderung des Gewerbflusses in Preussen, 1880. S. 179. — Ferner: Die Schablonensandformerei, von W. Gofferjé in Erfurt. Prakt. Maschinenkonstr. 1878. S. 334.

hat man Friktionskuppelungen benutzt (siehe „Triebwerke“ Kapitel II dieses Bandes).

Nach Art der Aufstellung sind stationäre, transportable und fahrbare Göpel, ferner speziell bei den Zuggöpeln stehende (vertikale) und liegende (horizontale) Bauart zu unterscheiden, welche verschiedenen Systeme durch eine Reihe nachstehend beschriebener Konstruktionen erläutert werden sollen.

§ 7. Beschreibung von ausgeführten Göpeln verschiedener Systeme.
Zweipferdiger liegender Göpel mit zweifacher Räderübersetzung, Taf. I, Fig. 1—3.²⁵⁾
 Das erste Getriebe wird durch ein Stirnräderpaar $Z_1 Z_2$ gebildet, dessen größeres Rad Z_1 , mit den zur Aufnahme der hölzernen Zugbäume dienenden Schuhe versehen, lose auf einem hohlen gusseisernen Zapfen sitzt, welcher mit einem durchgehenden Schraubenbolzen in der kräftigen gusseisernen Grundplatte festgehalten und zur Ansammlung des Schmieröls unten becherartig erweitert ist. Das kleinere Stirnrad Z_2 hingegen macht mit dem Kegelrade Z_3 des folgenden Getriebes Z_3, Z_4 ein Gufsstück aus, um gemeinsam gleichfalls auf einem in die Gestellplatte eingesetzten gusseisernen hohlen Zapfen zu laufen. Die horizontale Welle C mit dem Kegelrade Z_4 ruht in zwei gewöhnlichen Stehlagern. Vermittelst der Gelenkkupplung²⁶⁾ K läßt sich deren Drehung in beliebiger Richtung fortpflanzen. Durchgehende Schrauben verbinden das Göpelgestell mit dem Fundamentstein in solider Weise.

Derartige Göpel werden offene oder auch nach dem Lande, von welchem ihr Bau hauptsächlich ausging, schottische Göpel genannt. Das dargestellte Beispiel hat ein Übersetzungsverhältnis von der Hauptaxe A mit der minutlichen Tourenzahl n_a nach der Triebwelle C hin, deren Umdrehungszahl pro Minute mit n_c bezeichnet werde, von

$$\psi = \frac{n_c}{n_a} = \frac{Z_1}{Z_2} \frac{Z_3}{Z_4} = 5 \cdot 3,2 = 16,$$

sodafs bei $n_a = 2,5$ sich $n_c = 16 \cdot 2,5 = 40$ ergibt. $n_a = 2,5$ entspricht bei einem Schwengelradius $R = 5$ m einer allerdings hohen Umfangsgeschwindigkeit, mit welcher sich das Pferd zu bewegen hätte, von $v = \frac{2 R \pi n_a}{60} \cong 1,3$ m. Das Gewicht des Göpels beträgt 350 kg.

Eine auf die Dauer sich besser bewährende Lagerung der vertikalen Hauptwelle bieten die sogenannten Bügelgöpel. Einen einferdigen Göpel dieser Art von E. R. & F. Turner in Ipswich zeigt Fig. 4, Taf. I. Als eine recht zweckmäfsige weitere Abweichung dieser Göpelkonstruktion von der vorhergehenden ist die Anwendung innerer Verzahnung für das erste Stirnrädergetriebe zu bezeichnen, indem dadurch die Axe B der Hauptaxe A näher gerückt und somit eine kompensiösere Anordnung des ganzen Getriebes gewonnen wird. Zur Sicherung des richtigen Eingriffs des Kegelräderpaars dient eine Führungsrolle, welche auf einem im Gestelle festgeschraubten Bolzen läuft und ausfen nach einem Kegel abgedreht ist, dessen Spitze mit derjenigen der kegelförmigen oberen Lauffläche am Kranze des Kegelrades in der Mittellinie B zusammenfällt. Der auf der Fundamentplatte festgebolzte Gestellbügel geht gabelartig geteilt über das eine der beiden an der Fundamentplatte angegossenen Lager der horizontalen Welle C hinweg, auf welcher wie gewöhnlich eine Gelenkkupplung zu sitzen kommt. Durch die scheibenartige Bildung der beiden

²⁵⁾ Siehe: Prakt. Maschinenkonstr. 1877. S. 382.

²⁶⁾ Näheres über derartige Kupplungen siehe Kap. II. Triebwerke.

großen Zahnräder wird gegen das Hereinfallen von Gegenständen in das Getriebe zweckmäßiger Schutz gewährt.

Vierpferdiger fahrbarer Säulengöpel von H. Lanz in Mannheim; Fig. 7—9, Taf. I. Während bei den bisher beschriebenen liegenden Göpeln die Pferde über die Triebwelle hinweg zu gehen haben, die entweder in einen Graben gelegt oder einfach über Erde gelagert und in der Breite der Rennbahn mit ansteigenden Bohlen überbrückt wird, erfolgt hier die Mitteilung der Bewegung an die zu treibende Arbeitsmaschine vermittels eines über den Tieren hinweg gehenden Riementriebs, wodurch die Aufstellung des Göpels erleichtert wird. Trotzdem giebt man für die Verwendung von vier und mehr Pferden liegenden Göpeln, wegen ihrer größeren Stabilität meistens den Vorzug.

Das als Holzrahmen gebaute Wagengestell W trägt auf der festen Axe A_2 drehbar die Hinterräder H_r , während die Vorderaxe A_1 mit den kleineren und näher stehenden Rädern V_r in der Horizontalebene mit der Deichsel gedreht werden kann. Auf der Gestellplatte G erhebt sich die hohle Säule S . Dem ersten Stirnrädergetriebe Z_1, Z_2 mit innerem Eingriff folgt ein zweites Stirnrädergetriebe Z_3, Z_4 mit äußerem Eingriff (die mit einander verbundenen Räder Z_2 und Z_3 laufen gemeinsam auf dem vertikalen Bolzen B), dann oben das Kegelräderpaar Z_5, Z_6 und schliesslich auf der Welle D die Riemenscheibe R . Die Anwendung des Riementriebs bei Göpeln ist insofern vorteilhaft, als in Fällen starker Beanspruchung, welche bei starrer Bewegungsübertragung einen Bruch des Triebwerks befürchten liefse, der Riemen in der Regel nur abfällt.

Das große Stirnrad läuft auf der unten genau abgedrehten Säule und trägt aufsen am Kranze Vorsprünge zur Aufnahme der vier Schwengel, deren innere Enden noch in der Nabengegend an den Armrippen festgeschraubt werden. Das oben auf einer abgedrehten Partie der Säule sitzende gabelförmige Gestell G_1 kann auf ersterer verdreht und je nach dem Standorte der zu treibenden Maschine mit den angegebenen Hakenschrauben in der gehörigen Winkelstellung festgespannt werden. Sowohl das große Stirnrad als auch die gusseisernen Wagenräder, deren Arme behufs möglicher Vermeidung schädlicher Spannungen gekrümmte Gestalt haben, sind zur Erhöhung ihrer Haltbarkeit mit warm aufgezogenen schmiedeisernen Ringen versehen.

Bemerkenswert ist die von derselben Maschinenfabrik verwendete, **einseitig wirkende Gelenkkupplung**, siehe Fig. 5 u. 6, Taf. I, mit Mitnehmerklinke für Vorwärts- und Rückwärtsdrehung. Die nahe an ihrem Ende in einem Lager ruhende Welle A trägt auf einer mit ihr befestigten gusseisernen Hülse C drehbar die gusseiserne Gabel D mit dem festgekeilten Gelenkbolzen a . Hieran schliessen sich weiterhin die kreuzförmige Kupplungshülse K und mit dem Gelenkbolzen b die Welle B , welche in zweckmäßiger Weise einfach mit einer angeschmiedeten Kupplungsgabel versehen ist. In ein cylindrisches Loch des Gabelkörpers D drehbar eingesteckt und durch Vorstecker gegen Herausschieben gehalten, befindet sich die Mitnehmerklinke S , zu deren Aufnahme aber auch ein auf der linken Seite vorgesehenes Loch dienen kann. Je nachdem nun diese Mitnehmerklinke auf der rechten oder linken Seite angebracht wird, kann der Gabel D und der angekuppelten Welle B von der Welle A aus nur Links- oder nur Rechtsdrehung²⁷⁾ mitgeteilt werden, wobei

²⁷⁾ Die Drehung im Sinne des Uhrzeigers wird Rechtsdrehung oder Drehung in positivem Sinne, die entgegengesetzte Bewegung Linksdrehung oder Drehung in negativem Sinne genannt.

sich die Klinke S in dem entsprechenden Einschnitt gegen den vorspringenden Rand der Hülse C stemmt und durch die Feder F_1 oder F_2 während der Rotation in Eingriff erhalten wird.

Sind nun die Pferde dem beabsichtigten Drehsinn entsprechend auf der einen oder anderen Seite der Schwengel vorgespannt und ist die Klinke richtig eingelegt worden, so wird die getriebene Welle B , wenn die Pferde ihre Geschwindigkeit verzögern, momentan anhalten oder gar fallen sollten, mit der angehängten Maschine vermöge der lebendigen Kraft ihrer in Bewegung befindlichen Massen sich weiter drehen, ohne die Tiere durch Schieben von hinten zu gefährden, denn die Sperrklinke gleitet, indem sie zurückbleibt, rückwärts über die Einschnitte der Hülse C wirkungslos hinweg und das Göpelgetriebe nimmt an dieser voreilenden Weiterbewegung nicht teil. Ebenso kann selbstverständlich eine etwaige entgegengesetzte Bewegung von Seite der Pferde auf die betriebene Maschine nicht übertragen werden. Sobald die Tiere im richtigen Sinne wieder anziehen und zu treiben beginnen, fällt auch die Klinke zur Kraftübertragung wieder ein. Ein wesentlicher Nutzen solcher Kupplungen besteht noch darin, daß die sonst bei unregelmäßigem Gange der Pferde erfolgenden Rückstöße im Getriebe und durch sie verursachten Brüche vermieden werden, weshalb sie auch sehr verbreitet sind.

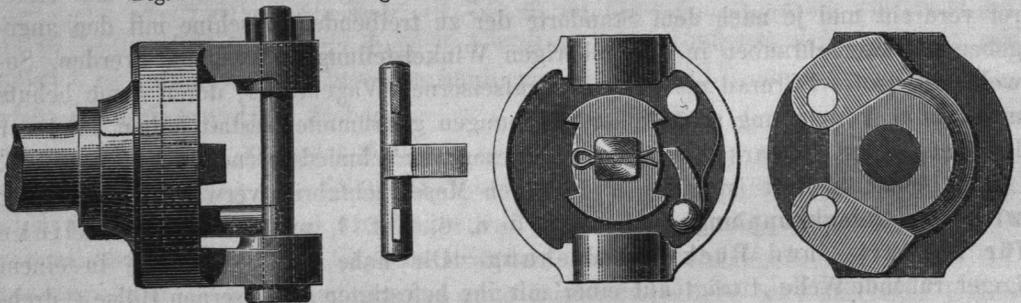
In derselben Weise wirkt die in nachstehenden Figuren 13 bis 16 verdeutlichte **Wellenkupplung der Aktiengesellschaft H. F. Eckert in Berlin**. Die Mitnehmerklinke ist in zweierlei Weise benutzbar, indem sie beiderseitig Zapfen trägt, mit welchen sie nach Bedürfnis für Rechts- oder Linksdrehung in die vorhandenen Löcher der lose auf der Welle sitzenden Kupplung eingesteckt werden kann. Eine am Rücken der Klinke angebrachte Feder, welche sich gegen die Innenseite einer vorspringenden Rippe legt, sichert den Eingriff.

Fig. 13.

Fig. 14. M. 1:5.

Fig. 15.

Fig. 16.



Demselben Zwecke, jedoch mit der Beschränkung auf einen Drehsinn, entspricht die Kupplung in Fig. 17, Taf. I. Hier wird bei normalem Betrieb das lose auf der Welle B sitzende Kegelrad Z_2 vermittle eines in demselben heb- und senkbaren Bolzens von der auf der Welle B befestigten Mitnehmerscheibe S in Drehung gesetzt, indem letzterer sich vor eine vertikale Treibfläche derselben legt, während beim Zurückbleiben dieser Scheibe beziehungsweise beim Voreilen der getriebenen Maschine und des Rades Z_2 der Mitnehmerbolzen, wie in der Figur angedeutet, auf den schraubenförmigen Flächen emporsteigt und auf diese wieder herabfällt. Auf der Welle A sitzt eine Drahtseilscheibe R , deren Kranz mit Holz ausgefüllt ist. Mit der Schraube s , deren Spindel zum Aufstecken einer Kurbel eingerichtet ist, und dem Schraubenrade s_1 , an dem drehbar aufgesetzten gabelförmigen Gestell G läßt sich dieses auf der Säule in jede erforderliche Stellung drehen, übrigens schließlic mit einer Stellschraube noch feststellen.

Vierpferdiger Glockengöpel der Aktiengesellschaft H. F. Eckert in Berlin; Fig. 10 u. 11, Taf. I.²⁸⁾ Mit dem Namen Glockengöpel wird ein Typus liegender Göpel bezeichnet, welche, wie im vorliegenden Beispiele, als Hauptrad ein glockenförmiges Kegelrad besitzen, welches auf einer centralen, in dem Gufsstücke *A* feststehenden Axe läuft und mit seinen hülsenartigen Angüssen *H* die Schwengel *S* aufnimmt. Diese sind zweckmäfsig durch Zugstangen *z* verspannt, jedoch in der Zeichnung nicht in ihrer ganzen Länge dargestellt. Die Aussparungen der Glocke werden in der Regel mit Blechdeckeln geschlossen. Auf der vertikalen Fortsetzung der centralen Axe befindet sich ein Sitz für den Treiber. Zur Erhaltung des richtigen Eingriffs des Kegelräderpaars $Z_1 Z_2$ dient wieder eine konische Rolle *r*. Von der horizontalen Welle *B* wird die Drehung vermittels des Stirnräderpaars $Z_3 Z_4$, zu dessen Schutz ein cylindrisch gekrümmtes Bandeisen unten herumgeführt ist, auf die Welle *C* übertragen und von dieser durch Kreuzgelenkkupplung *K* der Welle *D* mitgeteilt. Es kann jedoch auch mit nur einfacher Räderübersetzung, direkt von der Welle *B* aus, gearbeitet werden, deren Ende zum Aufstecken der Kupplung pyramidal geformt ist. Das ganze Triebwerk ruht auf einem hölzernen Rahmen, welcher in den Erdboden eingebettet und durch eingeschlagene Pflöcke gegen Verdrehung gehalten wird. Die Zähnezahlen der Räder sind: $Z_1 = 120$, $Z_2 = 15$, $Z_3 = 69$, $Z_4 = 13$, also das totale Übersetzungsverhältnis von dem Glockenrade Z_1 mit der minutlichen Tourenzahl $n_a = 2,25$ nach der Welle *C* mit der Tourenzahl n_c :

$$\psi = \frac{n_c}{n_a} = \frac{120}{15} \cdot \frac{69}{13} \cong 42,4, \text{ demnach } n_c = 2,25 \cdot 42,4 = 95,5.$$

Teilung des Hauptrades 40 mm. Gewicht des Göpels 1150 kg.

Die Göpel von Wilh. Bergner in Bergedorf bei Hamburg (D. R. P. 2127. Klasse 45), von welchen Fig. 13 bis 15, Taf. I, ein zweipferdiges Exemplar darstellen, besitzen als Eigentümlichkeit die Unterbringung des Stirnrädergetriebes $Z_3 Z_4$ innerhalb des glockenförmigen Hauptrades Z_1 , um dessen Kranz übrigens zum besseren Abschluß des Getriebes nach aufsen und zugleich zum Schutz gegen Verunglückung von Arbeitern das Gestell als cylindrische Wand herumgeführt ist. Durch eine Öffnung derselben geht die Welle *C*, welche jedoch auch an ihrem anderen Ende mit einer Welle verkuppelt werden kann, für welche sich gleichfalls eine Öffnung in der cylindrischen Gestellwand vorgesehen findet.

Die beschriebenen liegenden Göpelkonstruktionen können ohne Änderung des Getriebes auf einem Wagen fahrbar hergestellt werden, wie der beispielsweise vorgeführte Säulengöpel, und umgekehrt.

Zur Verteilung der Triebkraft von einem Göpel aus nach mehreren zu betreibenden Arbeitsmaschinen hin bedient man sich der sogenannten **Verteilungsständer**, von welchen Fig. 12, Taf. I, ein Beispiel zeigt. Mittels Kupplung *K* wird die Wellenleitung vom Göpel her mit der im Gestelle *G* gelagerten Welle *A* verbunden und von dieser aus durch das Stirnräderpaar $Z_1 Z_2$ mit Übersetzung ins Schnelle, welche bei der verhältnismäfsig geringen Tourenzahl der Antriebwelle für die Arbeitsmaschinen, Kolbenpumpen ausgenommen, meistens erforderlich sein wird, die Welle *B* getrieben. Von dieser aus kann nun mit Benutzung der Riemenscheibe *R*, sowie von Kupplungen auf beiden Enden der Welle *B* die Triebkraft nach drei Richtungen an verschiedene Maschinen abgegeben werden.

²⁸⁾ Siehe Sammlung von Zeichnungen für die Hütte. 1871. Taf. XI. Text S. 16.

Fördergöpel für Schacht- und Tunnelbau; Fig. 18, Taf. I.²⁹⁾ An dem bei L_1 und L_2 gelagerten Tummelbaum A befinden sich zwei Seiltrommeln R_1 und R_2 für die Seile S_1 und S_2 , welche, über die Führungsrollen r und F_1, F_2 in den Schacht gehend, abwechselnd einen beladenen Eimer heraufziehen, während ein leerer hinunter geht. Das zu diesem Zweck nötige jedesmalige Umkehren der Pferde läßt sich mit den drehbar an den Schwengeln angebrachten Gabeln bequem ausführen. Bei der bedeutenden Weite des Schachtes wurde von der sonst zweckmäßigen Anwendung von Führungsschienen für die Fördergefäße abgesehen, doch mußte bei größerer Fördertiefe wegen der seitlichen Schwankungen derselben auf den gleichzeitigen Betrieb zweier Seile verzichtet werden. Die Förderung mit Göpel wurde, nachdem man bis 24 m Tiefe Handwellen benutzt hatte, bis auf 168 m Tiefe fortgesetzt, wobei 12 Pferde in 24 Stunden, d. h. je vier Pferde in achtstündiger Schicht, 20 Eimer von 0,54 cbm Inhalt förderten. Dies macht pro Pferd und Tag eine nützliche Arbeitsleistung von nur circa 300 000 mkg aus. Nach Hebung eines Eimers schieben die Arbeiter, indem sie sich an der horizontalen Leiter L halten, die Schiebep Bühne P mit einem kleinen Transportwagen unter, in welchen der Eimer entleert wird. Der Gerüstbau ist in einem Vertikalschnitt dargestellt. Von dem eigentlichen Fördergerüste links erstreckt sich oben ein die Leitrollen r tragender horizontaler Balkenrahmen rechts nach dem Göpelgestell hin, welches durch den oberen Kopfbalken mit dem Lager L_2 und den ihn tragenden, außerhalb der Rennbahn stehenden Pfosten mit Streben gebildet wird.

Fig. 17.

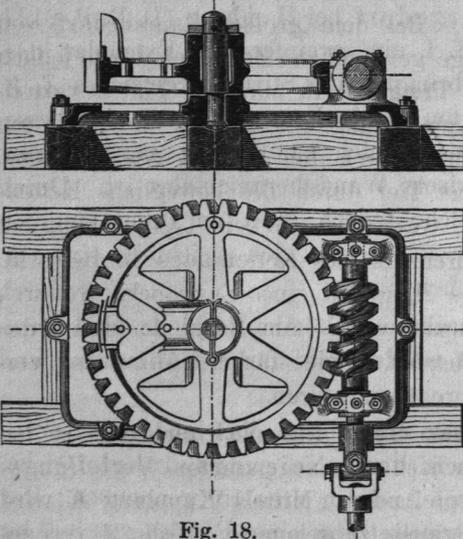


Fig. 18.

Der Schraubengöpel, siehe Figur 17 und 18, bietet in einfachster Weise ein verhältnismäßig großes Übersetzungsverhältnis, kann jedoch wegen seines geringen Wirkungsgrades, welcher selbst bei bester Ausführung kaum mehr als 40% beträgt, nur für kürzere Betriebszeiten als zweckentsprechend in Betracht kommen. Für das Übersetzungsverhältnis $\psi = \frac{Z}{i}$, wobei Z die Zähnezahle des Schraubenrades und i die Anzahl der Schraubengänge der Schraube pro Ganghöhe bedeutet, ergibt sich im vorliegenden Falle

$$\psi = \frac{40}{2} = 20.$$

Die mit Rollen besetzten Schrauben, von welchen man behufs Reduktion des Arbeitsverlustes Gebrauch gemacht hat, haben sich nicht als haltbar bewährt.

Erwähnung verdient noch der Barret'sche Göpel mit cylindrischem Umkreisungsrädergetriebe³⁰⁾, welcher in verbesserter Konstruktion³¹⁾ von dem gräfl. Einsiedel'schen Eisenwerke in Groditz (Königr. Sachsen) geliefert wurde, ferner

²⁹⁾ Aus dem Werke: Der Bau des Hauensteintunnels von W. Pressel und J. Kauffmann. Basel und Biel. 1860. — Ähnliche Hebemaschinen mit Bremse versehen, siehe in Kap. VI dieses Bandes.

³⁰⁾ Sammlung von Zeichnungen für die Hütte, 1859, Taf. X, S. 20.

³¹⁾ Uhland's Handbuch für den praktischen Maschinenkonstrukteur. Leipzig 1881. Liefg. XVI.

Crowley's Göpel mit konischen Umkreisungsrädern³²⁾ und Ledebour's Frik-tionsgöpel von Kabisch in Görlitz.³³⁾

Tretgöpel von H. F. Eckert in Berlin³⁴⁾. Das innerhalb einer Barriere befindliche und oben an einem Querholze des Gestelles G mit seinen Zügeln angehängte Pferd bewegt sich, ohne seinen Ort zu verändern, auf einer endlosen Kette (Trittkette) im Sinne des Ansteigens auf der schiefen Ebene, welche mit ihrem oberen Laufe gebildet wird. Die einzelnen Glieder dieser Kette bestehen je aus zwei Holzlagen, welche auf beiden Seiten mit scharnierartigen Bandeisen versehen sind und mit durchgehenden Scharnierbolzen zusammenhängen, auf deren beiden Enden Laufrollen sitzen. Diese bewegen sich oben auf der geneigten Bahn E abwärts, dann um einen halbkreisförmigen Bügel, der zum Spannen der locker gewordenen Kette mit Stellschraube verstellbar ist, herum, unten horizontal auf dem Geleise E_1 zurück und über das Triebrad Z_1 , dessen Kranz in Aussparungen die als Triebstöcke wirkenden Scharnierbolzen aufnimmt und mit innerer Verzahnung das Rad Z_2 treibt. Auf der Welle des letzteren sitzt eine (in der Zeichnung nicht angegebene) Riemenscheibe, doch befindet sich außerdem die Riemenscheibe R auf der ersten Welle, sodafs je nach erforderlicher Geschwindigkeit für die zu treibende Maschine von der einen oder von der anderen Gebrauch gemacht werden kann. Die Tourenzahlen der beiden Wellen betragen ungefähr 23 und 110 pro Minute, was einer Geschwindigkeit der Trittkette $v = 1$ m entspricht. Neigungswinkel der schiefen Bahn $6\frac{1}{2}^\circ$. Zum Hereinführen des Pferdes in die Barriere dient noch eine ansteigende Brücke, die herangescho-ben wird.

In Deutschland werden derartige Rofswerke nur selten noch gebaut, mehr Verbreitung sollen sie in Nordamerika haben. Bei dem grofsen Raumbedarf von circa 10 m Durchmesser selbst für nur einpferdige gewöhnliche Zuggöpel dürfte jedoch der wesentlich weniger Raum beanspruchende Tretgöpel in manchen Fällen vorteil-hafte Anwendung finden, umso mehr als die Nutzleistung des Pferdes diejenige am Zuggöpel übertreffen soll³⁵⁾, was sich nicht allein durch den Fortfall des Wendens, sondern auch dadurch erklären dürfte, dafs das Tier durch die bewegliche Ketten-bahn zu fortwährender Arbeit gezwungen wird, weshalb auch kein Treiber nötig ist. Außerdem kommt als Vorteil die höhere Tourenzahl des Kettenrades in Betracht, welches etwa zehn mal so schnell läuft als das Hauptrad eines Zuggöpels, wodurch an Räderübersetzungen und Effektverlusten gespart wird. Als Nachteile sind anzu-führen, gröfseres Gewicht und unbequemer Transport, sowie stärkere Abnutzung und vermöge der gröfseren Zahl von Teilen häufigere Reparaturen.

Auf der Pariser Weltausstellung 1878 war eine solche Maschine von Bertin et fils à Montereau (Seine et Marne) zu sehen, deren Neigungswinkel 10° be-trug. Nach Rühlmann wurde dieser Winkel von Anderen circa 15° genommen. Der Neigungswinkel von 10 Graden ergibt unter Voraussetzung eines Pferdes von 350 kg Gewicht für die in der Richtung der Tretbahn ausgeübte Kraft $P = G \cdot \sin \alpha \cong 60$ kg,

³²⁾ Crowley's Patent Horse-Gear. Engineer. 1880 II, S. 192. Dieselbe Konstruktion bildet den Inhalt des deutschen Reichspatents No. 10 625 in Klasse 46.

³³⁾ Deutsche Industriezeitg. 1874. S. 452 und Der Maschinenbauer. 1876. S. 1.

³⁴⁾ Sammlung von Zeichnungen für die Hütte. 1858. Taf. XXIV. Text S. 34.

³⁵⁾ Nach Versuchen von Ingenieur Amos 1859 soll ein Pferd von 492 kg Gewicht (einschließlich Geschirr) am Zuggöpel 60,9 mkg, am Tretgöpel hingegen bei einer Geschwindigkeit von 0,76 m pro Sekunde 72,1 mkg mechanische Arbeit verrichtet haben.

also ebensoviel als die normale Zugkraft auf horizontaler Bahn bei dauernder Arbeit beträgt, demnach dürfte dieser Neigungswinkel zweckmäßig sein. Man richtet ihn wohl auch veränderlich ein, um ihn dem Tiere vorteilhaft anpassen oder die Arbeitsleistung nach Bedarf regulieren zu können.

Zur Inangsetzung, Regulierung und Abstellung besitzt Emery's Tretgöpel eine Bremse. Diese wird erst dann gelöst, wenn das Pferd auf die Kettenbahn geführt worden ist, hingegen entsprechend angezogen, um bei Ausrückung betriebener Maschinen eine für das Pferd nachteilige Geschwindigkeit zu verhüten, und endlich behufs vollständiger Abstellung festgespannt. Einen Schritt weiter ging Hubner, indem er zur Konstanterhaltung der Geschwindigkeit einen selbstthätigen Bremsregulator konstruierte³⁶⁾.

Ähnlich wirken die Tiere auf der Tretscheibe (siehe Weisbach's Ingenieur- und Maschinenmechanik, Bd. II.), welche jedoch, indem sie bei ihrer Drehung die Wendung des Tieres auf der Scheibe erfordert, nicht so günstige Resultate liefern kann und kaum noch in Anwendung zu finden ist.

Die Rofswerke mit besonderen Trittwalzen für Vorderfüße und Hinterfüße, wie solche von d'Heureuse 1828 vorgeschlagen und zur Ausführung gebracht wurden³⁷⁾, sind für die Tiere zu gefährlich.

³⁶⁾ Siehe Parels. Bd. I. S. 68.

³⁷⁾ D'Heureuse. Anleitung zum Bau der Rofsmaschinen mit Stufenwalzen. Berlin 1834.

Litteratur.

Zugleich Quellenverzeichnis.

- Prechtl's technologische Encyklopädie. Bd. VII. Göpel, bearbeitet von J. Hömig. Ausgleichungsmechanismus für vier Pferde. Taf. 129. Stuttgart 1836.
- Karmarsch. Supplemente zu Prechtl's technologischer Encyklopädie. Bd. III. Göpel, bearbeitet von Rühlmann. S. 402. Taf. 81. Stuttgart 1861.
- v. Kaven. Vorträge über Ingenieurwissenschaften. Abt. I. Wegebau. Von den Leistungen der Zugtiere. Hannover 1862.
- Redtenbacher's Maschinenbau. Bd. I. Der Mensch und die Tiere als Motoren. Mannheim 1862.
- Armengand. Publications industrielles. Bd. XIV. S. 456. Taf. 36 u. 37. Göpel von Albaret, Tritschler, Champonnois und Lavie. Paris 1863.
- Der Civilingenieur. Bd. X. Taf. 27 u. 28. Beschreibung der vorgenannten Göpel nach Armengand. 1864.
- Weisbach's Ingenieur- u. Maschinenmechanik. Bd. II. Statik der Bauwerke und Mechanik der Umtriebsmaschinen. Braunschweig 1865.
- Rühlmann. Allgemeine Maschinenlehre. Bd. I. Braunschweig 1875.
- Deutsches Bauhandbuch. Bd. III. Baukunde des Ingenieurs. S. 604. Berlin 1879.
- Wüst. Jahresberichte über die Fortschritte im landwirtschaftlichen Maschinenwesen. Berlin. Wiegand, Hempel u. Parey.
- Fritz. Handbuch der landwirtschaftlichen Maschinen. Berlin 1880.
- Karmarsch u. Heeren's technisches Wörterbuch, neu bearbeitet von F. Kick u. W. Gintl. Bd. IV. Göpel. S. 113. Prag 1880.
- Parels. Handbuch des landwirtschaftlichen Maschinenwesens. Bd. I. Göpel von Emery, Albaret, Pinet u. A. Zweckmäßige Anspannung der Pferde. Jena 1880.
- Hagen. Handbuch der Wasserbaukunst. I. T. Die Quellen. Bd. II. 3. Aufl. Mitteilungen über die Verwendung von Menschenkraft beim Rammen, Wasserschöpfen u. s. w. Berlin 1879.

Uhland's Skizzenbuch für den praktischen Maschinenkonstrukteur. Heft 28. Göpel von Tritschler, Legendre, Pinet. Transportabler Göpel. Leipzig 1880.
 Uhland's Handbuch für den praktischen Maschinenkonstrukteur. Liefg. 16. Göpel. S. 123. Leipzig 1881.

Deutsche Reichspatente auf Göpel und verwandte Maschinen.

- D. R. P. No. 1471. Kl. 45. Friedr. Rodenberg in Minden (Westphalen). Göpel mit Kettentrieb.
 D. R. P. No. 1788. Kl. 45. Fr. Rapp in Göppingen (Württemberg). Gebäudegöpel an feststehender Säule und mit heb- und senkbarem Schwengel.
 D. R. P. No. 2127. Kl. 45. Wilhelm Bergner in Bergedorf bei Hamburg. Neuerungen an Glockengöpeln; siehe Fig. 13 bis 15, Taf. I.
 D. R. P. No. 2694. Kl. 45. Honold & Wagner in Eislingen (Württemberg). Hebelapparat zur Bewegung von Maschinen durch Menschenkraft.
 D. R. P. No. 3627. Kl. 45. Honold & Wagner in Eislingen (Württemberg). Neuerungen an Göpeln; siehe Fig. 17, Taf. I.
 D. R. P. No. 4074. Kl. 46. Fr Rapp in Göppingen (Württemberg). Kompendiöse Anordnung der Rädergetriebe von liegenden Göpeln und Gebäudegöpeln an feststehender Säule.
 D. R. P. No. 4159. Kl. 45. Albert Brocksch in Dramburg (Pommern). Vorrichtung an Rofswerken, um den Radeingriff zu stellen.
 D. R. P. No. 5192. Kl. 45. Victor Royer in Toul & Patout freres in Rigny la Salle. Einrichtung zum Heben und Senken der Schwengel behufs Einstellung in passender Höhe.
 D. R. P. No. 6785. Kl. N. 46. H. Stumpf in Salzdettfurth. Zugbäume mit gekoppelten Winkelhebeln zur Ausgleichung der Zugkraft zweier Pferde.
 D. R. P. No. 7207. Kl. 46. Karl Beermann in Berlin. Rofswerk mit Dreiräderwendegetriebe zur Änderung des Drehsinns der Endwelle.
 D. R. P. No. 8678. Kl. 46. Gebrüder Duchscher & Spoo in Metz. Göpelwerk mit zweifacher Kettenräderübersetzung.
 D. R. P. No. 9374. Kl. 46. R. & T. Elworthy in Elisabethgrad (Rußland). Combination von Kegelrädernetrieben.
 D. R. P. No. 10625. Kl. 46. Ivar G. Hallström in Paris. Pferddegöpel mit Umlaufrädergetriebe. Siehe Fußnote 32. S. 37.
 D. R. P. No. 13600. Kl. 46. B. Koch in Neufs. Tretscheibe mit veränderlichem Neigungswinkel.