

Setzt man die in dem Zuge enthaltene lebendige Kraft gleich der auf dem Wege gleich 250 m verrichteten Arbeit der Widerstände und der Bremsen, so folgt der Bremsdruck R aus

$$\frac{300\,000 \cdot 16^2}{2 \cdot 9,81} = 250 (0,005 \cdot 300\,000 + 0,25 R) \text{ zu } R = 56\,632 \text{ kg.}$$

Da jede Axe von 7500 kg Belastung höchstens einen Bremswiderstand von $0,2 \cdot 7500 = 1500$ kg äußern kann, daher der Bremsdruck nur wirksam sein kann, so lange er den Betrag von

$$\frac{1500}{0,25} = 6000 \text{ kg}$$

nicht übersteigt, so folgt hieraus, daß im vorliegenden Falle mindestens

$$\frac{56\,632}{6000} = 10 \text{ Axen,}$$

d. h. mindestens fünf Wagen mit Bremsen zu versehen sind. Die Zeit des Bremsens bestimmt sich aus

$$\frac{16}{2} t = 250 \text{ zu } t = 31,25 \text{ Secunden.}$$

Bandbremsen. Dieselben finden wegen ihrer Einfachheit und großen §. 178. Wirksamkeit bei verhältnißmäßig kleinem Bremsdrucke häufige Verwendung bei Windwerken und Fördermaschinen. Der Bremswiderstand am Umfange der Brems Scheibe wird hierbei durch die Reibung eines biegsamen Stahl- oder Eisenbandes E , Fig. 715, dargestellt, welches, um die Brems Scheibe A

Fig. 715.

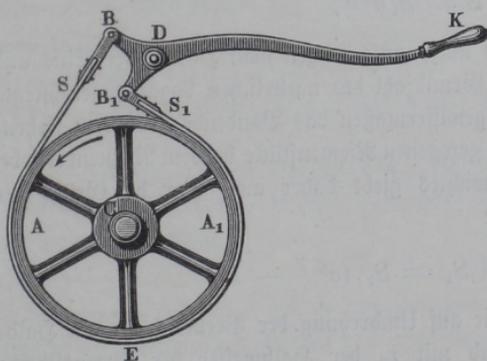
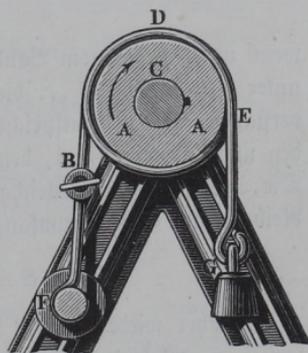


Fig. 716.



gelegt, an den Enden B und B_1 durch Zugkräfte angespannt werden kann. Das Anspannen geschieht meistens durch einen Hebel, welcher um D drehbar, an seinem Ende von der Bremskraft K ergriffen wird. Die Brems Scheibe A ist in der Regel auf ihrem Umfange mit einer der Breite des Bandes entsprechenden Ruth oder Rinne versehen, deren vorstehende Ränder

dem Bande eine sichere Führung geben. Auf demselben Principe beruht die in Fig. 716 (a. v. S.) dargestellte Drahtbremse, bei welcher anstatt des flachen Bandes ein runder Draht D zur Verwendung kommt, welcher in mehrfacher Windung die Welle A umschlingt, und dessen eines Ende mittelst des Gelenkstücker FB bei F am Gestelle der Winde befestigt ist, während die erforderliche Spannung des Drahtes durch ein an dessen anderem Ende hängendes Gewicht G erzeugt wird. In allen Fällen muß bei einer Drehung der Axe oder Scheibe A die Reibung zwischen deren Umfange und dem Bande überwunden werden, und man kann daher auch hier durch geeignete Regulirung dieser Reibung die Bewegung nach Bedürfnis mäßigen oder ganz aufheben. Eine ähnliche Wirkung wie bei der Drahtbremse, Fig. 716, findet auch in denjenigen Fällen statt, wo man schwere Lasten, z. B. Fässer, auf geneigter Bahn in Keller hinabläßt, indem man ein mit der Last verknüpftes Seil einige Male um ein festliegendes rundes Querholz schlingt und an dem freien Ende des Seils das Sinken der Last regulirt. Hier dient in einfachster Weise die Reibung zwischen dem Lastseile und dem festen Querbaume zur Regulirung der Bewegung.

Die Reibung der Bandbremsen berechnet sich in ähnlicher Weise wie diejenige beim Riemenbetriebe nach den in Thl. I, §. 199 angegebenen Regeln der Seilreibung. Bezeichnet man bei der durch den Pfeil in Fig. 715 angedeuteten Drehungsrichtung der Scheibe A die Spannungen in den beiden an B und B_1 angehängten Bandenden bezw. mit S und S_1 , so hat man für den Fall des Gleitens der Scheibe in dem Bande die Beziehung

$$S = S_1 e^{\varphi\gamma},$$

wenn unter γ der vom Bande umspannte Bogen vom Halbmesser Eins und unter $e = 2,71828 \dots$ die Grundzahl des natürlichen Logarithmensystems verstanden ist. Es entspricht gewissermaßen das Bandende BA dem ziehenden und dasjenige B_1A_1 dem gezogenen Riemenstücke bei dem Riemenbetriebe. Die Bedingung des Gleichgewichtes giebt daher auch hier die Größe der Reibung am Scheibenumfange

$$F = S - S_1 = S_1 (e^{\varphi\gamma} - 1).$$

Ist daher wieder mit P die auf Umdrehung der Bremscheibe am Halbmesser r_1 wirkende Kraft und mit r_2 der Halbmesser der Bremscheibe bezeichnet, so gilt für die gleichmäßige Bewegung die Gleichung

$$P r_1 = F r_2 = S_1 r_2 (e^{\varphi\gamma} - 1),$$

oder

$$S_1 = P \frac{r_1}{r_2} \frac{1}{e^{\varphi\gamma} - 1}.$$

Nimmt man z. B. für Eisen auf Eisen einen Reibungscoefficienten $\varphi = 0,18$ an, so erhält man bei der Bandbremse, Fig. 715, bei welcher das Band etwa 0,7 des Scheibenumfanges umschlingt,

$$e^{\varphi\gamma} = 2,71828^{0,18 \cdot 0,7 \cdot 2 \cdot 3,14} = 2,21,$$

also

$$S_1 = \frac{1}{2,21 - 1} P \frac{r_1}{r_2} = 0,826 P \frac{r_1}{r_2}.$$

Für die Drahtbremse dagegen, Fig. 716, ist bei anderthalbfacher Umwindung des Drahtes

$$e^{\varphi\gamma} = 2,71828^{0,18 \cdot 1,5 \cdot 2 \cdot 3,14} = 5,45,$$

und daher

$$S_1 = \frac{1}{5,45 - 1} P \frac{r_1}{r_2} = 0,225 P \frac{r_1}{r_2}.$$

Man ersieht hieraus, wie schnell die Reibung mit dem umspannten Bogen zunimmt, und daß in dem Falle der Drahtbremse, Fig. 716, ein verhältnißmäßig kleines Gewicht $G = 0,225 P \frac{r_1}{r_2}$ zum Bremsen ausreicht, sobald die Anordnung so getroffen ist, daß die durch die Kraft P beanspruchte Drehung die Richtung des Pfeiles hat. Bei der entgegengesetzten Drehung indessen wäre das Gewicht G gleich der Spannung

$$S = S_1 e^{\varphi\gamma} = 5,45 \cdot 0,225 P \frac{r_1}{r_2} = 1,225 P \frac{r_1}{r_2}$$

anzunehmen. Es ergibt sich daraus die Regel, daß man bei Bremsen, wie man zu sagen pflegt, mit der Bewegung, nicht gegen dieselbe bremsen soll, d. h. daß man durch die Bremskraft die Spannung S_1 im gezogenen Bandende, nicht diejenige S im ziehenden erzeugen soll.

Bei dem Anzuge des Bandes, Fig. 715, muß an dem Hebel bei K eine Kraft ausgeübt werden, welche, abgesehen von den Zapfenreibungen bei B , B_1 und D sich durch

$$Ka = Sb + S_1 b_1$$

ergiebt, wenn mit a , b und b_1 die Hebelsarme, d. h. die normalen Abstände des Drehpunktes D von den bezw. Kraftrichtungen bezeichnet werden. Siernach hätte man bei der getroffenen Anordnung

$$K = \frac{Sb + S_1 b_1}{a} = S_1 \frac{b e^{\varphi\gamma} + b_1}{a},$$

oder

$$S_1 = P \frac{r_1}{r_2} \frac{1}{e^{\varphi\gamma} - 1}$$

eingeführt:

$$K = P \frac{r_1}{r_2} \frac{b e^{\varphi\gamma} + b_1}{a (e^{\varphi\gamma} - 1)},$$

welcher Ausdruck für den Fall $b = b_1$ übergeht in

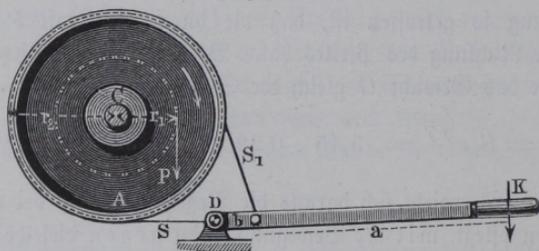
$$K = P \frac{r_1}{r_2} \frac{b e^{\varphi\gamma} + 1}{a e^{\varphi\gamma} - 1}.$$

Um nun das Bremsen bequem, d. h. mit möglichst kleiner Bremskraft K vornehmen zu können, kann man die Anordnung so treffen, daß einer der Summanden in dem Ausdrucke

$$K = \frac{Sb + S_1 b_1}{a}$$

zu Null wird, indem man b oder b_1 zu Null werden läßt, d. h. die betreffende Krafttrichtung durch den festen Drehpunkt D hindurchgehen läßt. In der Fig. 717 ist eine solche Bremse gezeichnet, und zwar ist dabei $b = 0$ ge-

Fig. 717.



macht, d. h. die größere Spannung S des ziehenden Bandes durch den Drehpunkt D des Hebels gerichtet angenommen worden. Man hat daher in diesem Falle einfach

$$K = \frac{S_1 b_1}{a},$$

oder

$$K = P \frac{r_1}{r_2} \frac{b_1}{a} \frac{1}{e^{\varphi\gamma} - 1}.$$

Die zum Bremsen auszuübende Kraft K läßt sich aber bei der Bandbremse noch bedeutend, ja bis zu Null reduciren, wie die Momentengleichung

$$Ka = Sb + S_1 b_1$$

ergiebt. Man hat dazu nur $Sb = -S_1 b_1$ zu setzen, d. h. eine Anordnung zu wählen, bei welcher die Spannungen der beiden Bandenden den Hebel DK in entgegengesetzten Richtungen mit gleichen Mo-

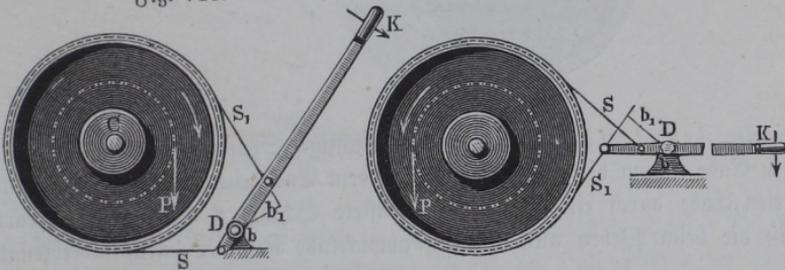
menten zu drehen streben. Es erhellt leicht, daß die in Figur 718 und 719 gezeichneten Bremsen diesen Bedingungen entsprechen, sobald nur der Gleichung Genüge geleistet wird:

$$\frac{b_1}{b} = \frac{S}{S_1} = e^{\varphi \gamma}.$$

In diesem Falle würde theoretisch die geringste Kraft K am Bremshebel ein Bremsen auch bei jedem noch so großen Kraftmomente Pr_1 erzeugen können, doch wird in Wirklichkeit nur in einer ganz bestimmten Stellung des

Fig. 718.

Fig. 719.



Hebels die Gleichung $Sb - S_1 b_1 = 0$ erfüllt sein. Denkt man sich nämlich den Hebel DK aus dieser in Fig. 718 und 719 gezeichneten Lage im Sinne der Kraft K ein wenig gedreht, so erkennt man, daß b_1 größer und b kleiner wird, die Differenz $Sb - S_1 b_1$ daher einen gewissen Werth annimmt. Immerhin wird aber die Kraft K , deren Moment Ka jener Differenz $Sb - S_1 b_1$ gleich ist, nur gering sein, und man kann etwa das Gewicht des Hebels DK selbst zur Ausübung der Bremskraft benutzen, indem man die Einrichtung so trifft, daß zur Auslösung der Bremse der Hebel angehoben wird. Diese von Napier angegebene Bremsen der Namen Differentialbremse (s. darüber Civil-Ingenieur 1863, S. 223).

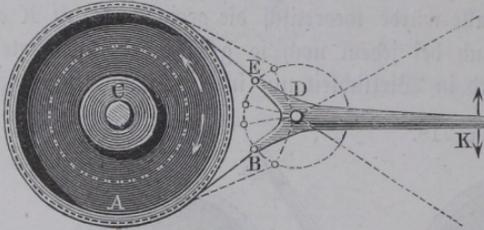
Die in Fig. 717 bis 719 angeführten Bremsvorrichtungen sind nur bei der durch die Pfeile angedeuteten Drehungsrichtung der Axe C von günstiger Wirkung, indem bei der entgegengesetzten Drehung der auf den Hebel auszuübende Druck K wegen des Wechsels von S und S_1 beträchtlich größer ausfällt. Bei den gewöhnlichen Windwerken ist auch immer die Bewegung nur nach der einen Richtung zu bremsen. Anders ist das Verhalten bei den Fördermaschinen und Sichtaufzügen, wo ein Bremsen der Bewegung nach jeder der beiden Richtungen erforderlich ist. Für diese Fälle eignet sich besonders die von Reuleaux angegebene Anordnung des Bremshebels, Fig. 720 (a. f. S.) (siehe darüber Civil-Ingenieur, Bd. IX, S. 220).

Zur Ausübung einer kräftigen Bremswirkung pflegt man bei Fördermaschinen auch wohl das Band oder den Bremsbacken durch den Druck

des Dampfes auf einen besonderen kleinen Dampfkolben anzudrücken, Fig. 721.

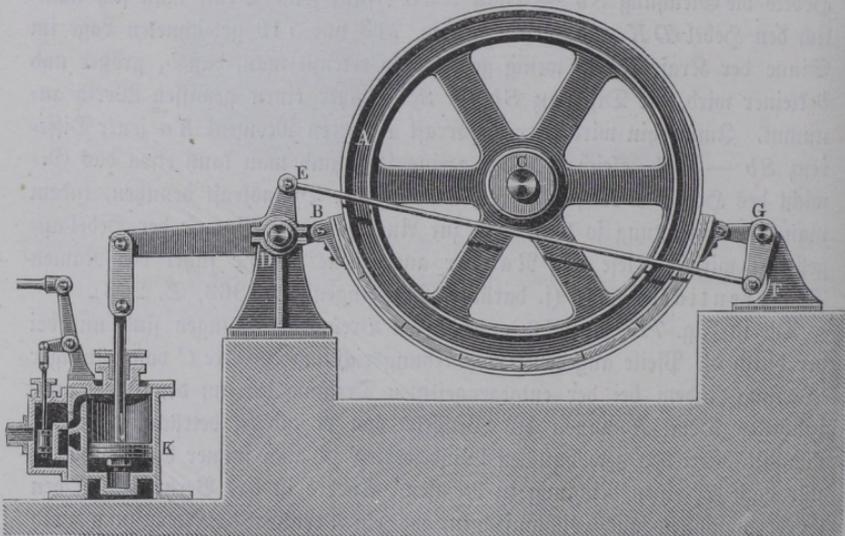
Zu den Bandbremsen hat man auch die Vorrichtungen zu rechnen, welche bei Webstühlen dazu dienen, die auf den Kettenbaum *A*, Fig. 722, ge-

Fig. 720.



wickelte Zeugkette *K* fortwährend in richtiger Spannung zu erhalten. Zu dem Ende ist um den Kettenbaum an jedem Ende eine bei *B* befestigte am freien Ende durch ein Gewicht *G* belastete Schnur *S* geschlungen, derart, daß die beim Weben allmählig sich abwickelnde Kette *K* durch die erzeugte

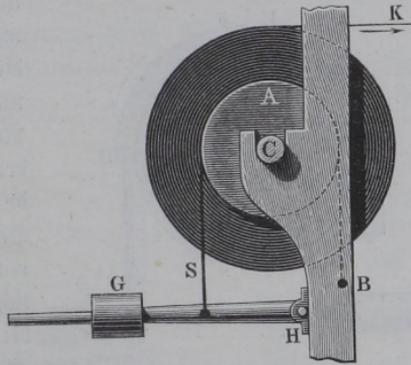
Fig. 721.



Reibung stetig gespannt wird. Da hierbei der Halbmesser *r* des Kettenbaumes fortwährend kleiner wird, so hat man wohl Regulatoren construiert, welche durch selbstthätige Annäherung des Gewichtes *G* an den Drehpunkt *H* des Hebels ebenfalls die Reibung der Schnur *S* entsprechend vermindern.

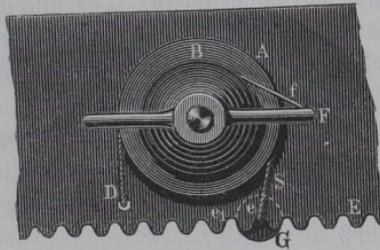
Auch bei den Waterspindeln in Flachsspinnereien erzeugt man die gehörige Spannung des Fadens *f*, Fig. 723, dadurch, daß die Spule *B*, auf welche der Flügel *F* den Faden wickelt, mit einer Scheibe *A* versehen ist,

Fig. 722.



in deren Rinne eine bei *D* befestigte und durch *G* belastete Schnur *S* gelegt ist. Wird durch allmähliche Bewickelung hierbei der Halbmesser *r* des Garnkörpers größer, so kann man bei gleichbleibendem Belastungsgewichte *G* die

Fig. 723.



Reibung der Schnur durch Vergrößerung des umspannten Bogens verändern, indem man die Schnur aus dem Einschnitte *e* der gezahnten Schiene *E* in einen folgenden e_1 legt.

Sonstige Bremsen. Von sonstigen, nur hin und wieder angewendeten §. 179. Bremsvorrichtungen verdienen noch die Glieder-, Regel- und Excenterbremse Erwähnung. Die Gliederbremse, wie sie mehrfach in Windmühlen zum Bremsen der Rutenwelle angewendet wird, unterscheidet sich im Wesentlichen von der Bandbremse nur dadurch, daß anstatt eines Bandes ein aus einzelnen Gliedern wie eine Kette zusammengesetzter halber Ring *AB*, Fig. 724 (a. f. S.), der sogenannte Bremsring oder Preßring gegen die