

Badische Landesbibliothek Karlsruhe

Digitale Sammlung der Badischen Landesbibliothek Karlsruhe

Theoretische Maschinenlehre

in 4 Bänden

Theorie der Getriebe und der mechanischen Messinstrumente

Grashof, Franz

Leipzig, 1883

VI. Instrumente zur Messung mechanischer Arbeiten

[urn:nbn:de:bsz:31-282938](https://nbn-resolving.org/urn:nbn:de:bsz:31-282938)

VI. Instrumente zur Messung mechanischer Arbeiten.

§. 186. Uebersicht.

Die zur Messung mechanischer Arbeiten, bezw. Arbeitstärken dienenden Instrumente werden oft auch als Dynamometer bezeichnet, indem die Kraftmessung bei ihnen die Hauptsache oder gar der alleinige Zweck zu sein pflegt, während die gleichzeitige Messung des Weges, bezw. der Geschwindigkeit des Angriffspunktes der Kraft als verhältnissmässig leicht an Bedeutung zurücktritt oder durch besondere Instrumente (Zählwerke und Uhren) vermittelt wird. Sie können eingetheilt werden in momentan wirkende und in totalisirende, erstere in Arbeitsmesser mit indirecter und in solche mit directer Kraftmessung.

Die üblichsten Arbeitsmessinstrumente mit indirecter Kraftmessung sind die sogenannten Bremsdynamometer. Bei denselben wird die Transmission von einer gewissen Stelle an, wo die von ihr übertragene Arbeitstärke gemessen werden soll, ausgerückt und an dieser Unterbrechungsstelle, nämlich an der letzten mit der Arbeitsquelle in Verbindung bleibenden Transmissionswelle ein messbarer Reibungswiderstand erzeugt, dessen Arbeit die Widerstandsarbeit der ausgerückten Transmission ersetzt. Aus den gemessenen Grössen dieser Reibung $= R$ und der relativen Geschwindigkeit $= v$ beider Reibungsflächen ergibt sich die gesuchte Arbeitstärke $= Rv$. Dergleichen Bremsdynamometer finden nur bei rotirender Bewegung Anwendung, indem die Reibung am Umfange einer runden Bremsscheibe hervorgerufen wird, die coaxial mit der betreffenden Welle fest verbunden ist. Sie eignen sich vorzugsweise zur Messung der Arbeitstärken, welche von Kraftmaschinen bei verschiedenen Geschwindigkeiten (Peripheriegeschwindigkeiten v der Bremsscheibe, zu- oder abnehmend mit ab- oder zunehmender Grösse R der regulirbaren Reibung) entwickelt werden. Im Princip können sie zwar auch zur Messung der von einer Arbeitsmaschine verbrauchten Betriebsarbeit dienen, indem dieselbe ausgerückt und die Reibung des Bremsdynamometers so regulirt wird, dass die durch jene Ausrückung zunächst vergrösserte Geschwindigkeit derjenigen wieder gleich wird, welche bei eingerückter Arbeitsmaschine stattfand; allein man müsste sich dann darauf verlassen können, dass mit der Geschwindigkeit auch die Arbeitstärke der Kraftmaschine unverändert blieb. Wenn letztere gar verschie-

dene Arbeitsmaschinen gleichzeitig zu treiben hätte, von denen nur eine durch die Bremse ersetzt wird, so würde solche Messung ihres Arbeitsbedarfes ausserdem auf der zweifelhaften Voraussetzung unveränderlicher Grösse des gesammten Arbeitsbedarfes aller übrigen beruhen.

Zur Messung der Betriebsarbeit von Arbeitsmaschinen sind deshalb die Arbeitsmesser mit directer Kraftmessung in der Regel geeigneter. Sie können auch als Transmissionsdynamometer bezeichnet werden, indem sie meistens darauf beruhen, dass die Theilrisskraft P eines beständig in der Transmission vorhandenen oder nur zeitweilig eingeschalteten Zahn- oder Riemenrades, welches die ganze zu bestimmende Arbeit überträgt, auf irgend eine Weise gemessen wird; durch Multiplication mit der betreffenden Theilrissgeschwindigkeit v ergibt sich dann die Arbeitstärke $= Pv$. Für im Betriebe befindliche Kraftmaschinen ist zwar dasselbe Messungsverfahren nicht ausgeschlossen, falls nur jener Druck P an einer solchen Stelle gemessen wird, dass die zwischen ihr und der Kraftmaschine vorkommenden Widerstände leicht und mit genügender Sicherheit veranschlagt werden können, um ihre Gesamtarbeit in Abzug zu bringen; sofern es aber darauf ankommt, die Arbeitstärke der Kraftmaschine unter möglichst verschiedenen Umständen zu ermitteln, sind dazu die Bremsdynamometer, abgesehen von ihrer meistens grösseren Einfachheit, besonders wegen der leichten Regulirbarkeit ihres Reibungswiderstandes R mehr geeignet und gebräuchlich.

Bei beiden besprochenen Arten von Arbeitsmessinstrumenten findet man die Arbeitstärke in einem gewissen Augenblicke während des Ganges der betreffenden Maschine, und wenn sie im Laufe der Zeit sich ändert, so giebt sich diese Veränderlichkeit ohne Weiteres nicht so zu erkennen, dass daraus die totale Arbeit oder die mittlere Arbeitstärke für einen gewissen Zeitraum sicher gefunden werden könnte. Zu letzterem Zwecke dienen sogenannte totalisirende Arbeitsmesser, nämlich Arbeitsmessinstrumente mit meistens directer Kraftmessung und Registrirapparat. Die directe Kraftmessung kann dann statt durch Messung (Abwägung) eines Theilrissdruckes, insbesondere auch vermittels der Deformation eines in die Transmission eingeschalteten elastischen Körpers geschehen, indem mit demselben ein Schreibstift verbunden ist, an welchem eine die Spur desselben zu beliebig späterer Benutzung sichtlich machende Fläche mit einer der Geschwindigkeit der Maschine proportionalen Geschwindigkeit nach geeigneter Richtung entlang bewegt wird.

Ihrer Eigenthümlichkeit wegen besonders hervorzuheben sind dabei sogenannte Indicatoren, nämlich Instrumente zu totalisirender Arbeits-

messung in solchen Fällen, in welchen die bewegende Kraft oder der zu bewältigende Widerstand durch eine Flüssigkeit (tropfbare, Dampf- oder luftförmige Flüssigkeit) übertragen wird. Wegen allseitig gleichmässiger Fortpflanzung solchen Flüssigkeitsdruckes können die betreffenden Instrumente an beliebiger Stelle seitlich fest aufgestellt und durch Abzweigung eines Theiles der die Kraft übertragenden Flüssigkeit in Function gesetzt werden.

§. 187. Bremsdynamometer.

Die Anordnung und der Gebrauch eines Bremsdynamometers zur Messung der Arbeitstärke einer Kraftmaschine sind im Wesentlichen folgende. Auf der betreffenden rotirenden Welle (Wasserrad- oder Turbinenwelle, Schwungradwelle einer Dampfmaschine etc.), welche zunächst als horizontal liegend gedacht werden möge, wird, falls sie nicht schon an sich eine dazu geeignete Riemscheibe, ein Schwungrad von genügend glatter Umfläche oder dergl. trägt, eine runde eiserne (früher auch wohl weniger zweckmässig hölzerne) Scheibe oder Trommel (Bremsscheibe) coaxial befestigt, gegen deren Umfang ein verschieden beschaffener Bremskörper so stark angepresst wird, dass, während er selbst an der Rotation verhindert ist, durch die Reibung $= R$ der relativ gleitenden Bewegung zwischen ihm und der Bremsscheibe, deren Radius $= r$ sei, die Umdrehungszahl $= n$ der Welle pro Minute derjenigen nahe gleich wird, für welche die Arbeitstärke gefunden werden soll. Letztere ist

$$= \frac{n}{60} R \cdot 2\pi r = 0,1047 n R r$$

Meterkilogramm pro Secunde, falls R in Kilogrammen, r in Metern ausgedrückt ist, oder in Pferdestärken:

$$N = \frac{1}{75} \frac{n}{60} R \cdot 2\pi r = \frac{n R r}{716,2},$$

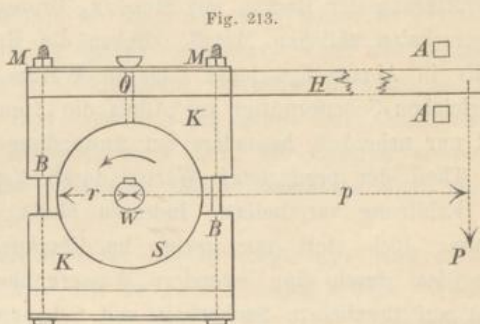
so dass es nur noch der Messung des Reibungsmomentes $R r$ durch ein ihm gleiches bekanntes Kraftmoment $P p$ bedarf, um die gesuchte Arbeitstärke

$$\left. \begin{aligned} &= 0,1047 n P p \text{ Meterkgr. pro Sec.} \\ \text{bezw. } N &= \frac{n P p}{716,2} \text{ Pferdestärken} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (1)$$

zu finden. Um behufs jener Messung von $R r$ durch $P p$ das Gleichgewicht dieser Momente erkennen zu können, welche um die Bremsscheibe

herum in entgegengesetztem Sinne den Bremskörper zu drehen streben, muss letzterer hinsichtlich dieser Drehung etwas Spiel haben, begrenzt durch Stricke oder feste Anschläge.

Fig. 213 zeigt ein Bremsdynamometer von einfachster ursprünglicher Form, einen Prony'schen Zaum (dynamomètre à frein), so genannt nach dem französischen Ingenieur Prony, der die erste Anwendung (1821) zu technischen Zwecken in grösserem Massstabe von dem Instrumente gemacht zu haben scheint. Die mit ihrer Welle W



im Sinne des Pfeils rotirende Bremsscheibe S wird von hölzernen Backen (Sätteln) K umfasst, die durch Drehung der Muttern M, M der Schraubenbolzen B, B mehr oder weniger angepresst werden können. Der hier mit dem oberen Sattel K verbundene Hebel H wird am Ende so belastet (bezw. es werden die Schraubenmuttern bei gegebener Belastung des Hebels so angezogen), dass er zwischen den Anschlägen A, A in horizontaler Lage frei spielt. Das Gewicht P , in welches auch das auf seinen Angriffspunkt am Hebelende reducirte (ein für allemal experimentell zu bestimmende) Eigengewicht der unbelasteten Bremse selbst einzurechnen ist, wird als Aggregat von Gewichtstücken entweder auf eine über H befindliche oder besser auf eine an H hängende Waagschale aufgesetzt oder auch einfach mit Stricken und Haken angehängt. Die Drehung der Muttern M, M zur Erhaltung des durch die Gleichung $Rr = Pp$ charakterisirten und am freien Spiel des Hebels mitten zwischen den Anschlägen A, A erkennbaren Gleichgewichtszustandes ist nicht nur nach jeweiliger Aenderung von P (um durch Vergrösserung oder Verkleinerung von P einen langsameren oder schnelleren Gang der zu prüfenden Maschine herbeizuführen), sondern beständig wegen schwankender Grösse der Reibung erforderlich. Um diese Regulirung zu erleichtern und in sehr feinen Abstufungen ausführen zu können, dienen namentlich bei grösseren Instrumenten besondere mechanische Hilfsmittel; insbesondere können die Muttern M, M zu Schraubenrädern ausgebildet werden, in welche entsprechende Schraubengänge einer gemeinsamen durch Handrad drehbaren Welle eingreifen.

Zur Vermeidung übermässiger Abnutzung und Erhitzung, die bei längerer Versuchsdauer bis zur Verkohlung der hölzernen Bremsbacken sich steigern kann, dient die Schmierung der Reibungsflächen (in Fig. 213 bei *O* angedeutet) mit Oel oder Seifenwasser, event. auch die Ausfütterung der Backen mit Messing, Bronze oder einem sonstigen für Lagerschalen üblichen Metall. Indem die Reibungsarbeit unvermeidlich theils in Abnutzungsarbeit, theils in Wärme sich umsetzt, wird durch dergleichen Schmiermittel vor Allem die Abnutzung möglichst vermieden und nur nebenbei, besonders bei Anwendung von Seifenwasser, zugleich ein Theil der producirtten Wärme durch Verdampfung gebunden, also die Erhitzung vermindert. Indessen bleibt diese Art der Wärmeentziehung doch stets nur gering im Vergleich mit derjenigen, welche ausserdem durch eine besondere Wasserkühlung oder besser mit Rücksicht auf thunlichste Sauberkeit und Schonung aller Theile durch eine kräftige Luftkühlung zu bewirken ist, um der Erhitzung entgegenzuwirken, mit welcher nicht nur die Abnutzbarkeit und der Oelverbrauch wachsen, sondern welche auch namentlich durch entsprechende Deformationen periodische Aenderungen von *R* und somit Störungen des Gleichgewichtes der Momente *Rr* und *Pp* bewirken kann.

Die Wirksamkeit der Luftkühlung ist bedingt durch die Grösse der die Wärme abgebenden Oberfläche = *F*, vor Allem föglich durch genügende Grösse der eisernen Bremscheibe. Eine solche von Holz ist in dieser Hinsicht fast ohne alle Wirkung. Ist *t* der Ueberschuss der Temperatur der Bremscheibe, event. auch des Bremskörpers an jener Oberfläche über die Lufttemperatur, *k* der betreffende Wärmeübergangscoefficient, verstanden als die stündlich pro Quadratmeter Oberfläche und für jeden Grad Celsius Temperaturdifferenz an die Luft abgegebene Wärmemenge, so ist die stündliche Wärmeabgabe im Ganzen = *kFt*. Indem sie im Beharrungszustande = der stündlich producirtten Wärme, also nahe = dem Wärmeäquivalent der stündlichen Reibungsarbeit ist, ergibt sich die Gleichung:

$$kFt = \frac{75 \cdot 3600}{424} N = 637 N \dots\dots\dots (2).$$

Durch Beobachtung an zwei als Bremscheiben benutzten schmiedeisernen Riemscheiben fand E. Brauer* für *t* = 75° und 35°, unter *F* die Oberfläche des Scheibenkranzes verstanden, *k* = 62 und 66, im Mittel

* Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, Jahrg. 1881, S. 326.

$k = 64$, und leitet daraus die vorläufige Regel ab, thunlichst

$$F = 0,1 N \text{ Quadratmeter} \dots\dots\dots (3)$$

zu machen, entsprechend t nahe $= 100^\circ \text{ C}$. Wegen der sehr geringen Wärmeleitungsfähigkeit des Holzes ist im Falle eines hölzernen Bremskörpers mit oder ohne Metallfutter der davon berührte Theil der Bremscheibe nicht in F einzubegreifen; gilt zwar Letzteres auch für einen Bremskörper aus Metall, so trägt dagegen seine ganze freie Oberfläche zur Vergrößerung der Abkühlungsfläche F bei, die dadurch grösser werden kann, als die wirksame Oberfläche der Bremscheibe allein einschliesslich ihrer Reibungsfläche.

Nicht unwesentlich ist die relative Höhenlage des Angriffspunktes von P gegen die Axe der zu bremsenden Welle. Wenn dieser Punkt, wie es meistens der Fall und in Fig. 213 angenommen ist, über der Wellenaxe liegt, so ist das Gleichgewicht labil und eine genügend ruhige Lage des Bremshebels schwer zu erzielen. Wenn z. B. die Reibung R aus irgend einem Anlasse etwas wächst, also den Bremskörper im Sinne der Rotation der Welle mitnimmt, so bewegt sich im genannten Falle der Angriffspunkt in solchem Sinne, dass p abnimmt und somit das Moment Rr noch mehr Pp übertrifft. Der Hebel wird mit zunehmender Beschleunigung gegen den oberen Anschlag geschleudert, ebenso umgekehrt gegen den unteren bei geringfügigster Abnahme von R . Besser ist deshalb eine solche Anordnung, bei welcher der Angriffspunkt von P tiefer, als die Wellenaxe liegt, wenn auch nur sehr wenig, so dass etwa in der höchsten Lage des Hebels jene Höhendifferenz $=$ Null ist. Denn je tiefer der Angriffspunkt gelegt, je stabiler also das Gleichgewicht gemacht wird, desto kleiner wird die Schwingungsdauer der nie ganz vermeidlichen Hebelschwingungen (analog einer sehr stabilen und unempfindlichen Waage) und desto weniger genau ist der Hebelarm p wegen seiner verhältnissmässig erheblichen Veränderlichkeit bei diesen Schwingungen bestimmbar.

Um dasselbe Instrument bei Wellen von verschiedenen Durchmessern benutzen und um die Bremscheibe leicht auf der Welle befestigen zu können, unbehindert durch solche zugehörige Theile der letzteren, die es unmöglich machen, ohne Weiteres vom Wellenende her die Bremscheibe aufzubringen, wird dieselbe oft als sogenannte Universal-Bremscheibe aus zwei halbkreisförmigen Ringen zusammengeschaubt und so um die jeweils zu bremsende Welle herum ein voller Bremsring ohne Arme von genügender Weite für die grössten in Betracht kommenden

Wellendurchmesser gebildet. Derselbe ist an beiden Rändern mit je drei Vorsprüngen versehen, die als Muttern für 2 mal 3 radial gerichtete starke Schraubenbolzen zu coaxialer Festklemmung auf der Welle dienen; diese Schraubenbolzen vertreten somit die Stelle der Arme, der Nabe und des Befestigungskeiles eines gewöhnlichen ungetheilten Bremsrades. —

Zahlreiche Modificationen des Bremsdynamometers unterscheiden sich vor Allem theils durch die Art, wie die Reibung gemessen, so zu sagen abgewogen wird, theils durch die Beschaffenheit des Bremskörpers. In ersterer Hinsicht sind alle im §. 165 unterschiedene Wägungsarten vertreten, nämlich ausser dem Princip der Hebelwaage im engeren Sinne (veränderliches Gegengewicht P an unveränderlichem Angriffspunkte, wie bei Fig. 213 zunächst angenommen wurde) auch das der Laufgewichtswaage (unveränderliches Gegengewicht an einem längs dem Bremshebel verschieblichen Angriffspunkte), das der Neigungswaage (unveränderliches Gegengewicht an unveränderlichem Angriffspunkte) und das der Federwaage, entsprechend dem Anschlusse des Bremshebels an ein andrerseits fest angehängtes Federdynamometer (§. 182). Auf dem Princip der Neigungswaage beruht insbesondere das Bremsdynamometer von Barrois, welches seinem Wesen nach (abgesehen von der abweichenden constructiven Ausführung) aus dem Prony'schen Zaum, Fig. 213, dadurch hervorgeht, dass unter Beseitigung der Anschläge A, A der Hebel H abwärts gerichtet wird, so dass der Angriffspunkt von P erheblich tiefer, als die Wellenaxe zu liegen kommt, dass ferner mit ihm eine eingetheilte Kreisskala und in deren Mittelpunkte ein Stift verbunden wird, um welchen ein auf die Skala weisender, vertical abwärts hängender Zeiger leicht drehbar ist. Indem dieser den Winkel anzeigt, unter welchem das Perpendikel vom Angriffspunkte des Belastungsgewichtes P auf die Wellenaxe gegen die Lothrechte geneigt ist, ergiebt sich daraus der Hebelarm p von P und somit das Moment $Pp = Rr$. Bei diesem Instrument ist ebenso wie bei den auf dem Princip der Federwaage beruhenden das Gleichgewicht in hohem Grade stabil, damit aber auch die Empfindlichkeit nicht gross, wozu hier noch der Umstand kommt, dass die Ablesungen des Pendelzeigerstandes an der Kreisskala durch die stattfindenden Schwingungen von kurzer Dauer sehr erschwert werden.

Hinsichtlich der Beschaffenheit des Bremskörpers können die Bremsdynamometer unterschieden werden als solche, die auf dem Princip der Backenbremse (§. 89), und als solche, die auf dem Princip der Bandbremse (§. 90) beruhen, wobei im Einzelnen noch manche Abarten sich finden. So geht der wesentliche Charakter der Backenbremse des

Prony
dem
grös
Führ
den u
sind
radge
press
(1828
Sattel
ersetz

Backe
dem
oder
sei d
zusam
Eisen
geset
der
auflat
= S_p

zu er
dicke
Um
hinde
zusta
Vorg
schalt
unter
Ende
zwar
nung
belast

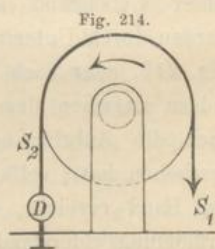
Taf.

Prony'schen Zaumes, Fig. 213, dadurch nicht verloren, dass, wie bei dem Bremsdynamometer von W. Theis,* der Bremskörper in eine grössere Zahl von Holzklötzen aufgelöst wird, die in entsprechenden Führungen eines die Bremsscheibe an und für sich reibungslos umgebenden und mit dem Bremshebel verbundenen starren Ringes radial beweglich sind und durch Zugstangen gemeinschaftlich mit Hülfe eines Schraubengradgetriebes ringsum mehr oder weniger gegen die Bremsscheibe angepresst werden können; ebenso ist auch das Bremsdynamometer von Egen (1828)** als Abart der Backenbremse zu betrachten, obschon der untere Sattel des Prony'schen Zaumes, Fig. 213, durch ein Eisenblechband ersetzt ist.

Wesentlich in ihren Eigenschaften als Bremsdynamometer von der Backenbremse verschieden ist die eigentliche Bandbremse, entsprechend dem vollen Ersatze der starren Bremskörper des Prony'schen Zaumes oder seiner Abarten durch ein biegsames (schmiedeisernes) Bremsband, sei dieses ein gegliedertes Band, auf dessen charnierartig durch Bolzen zusammenhängenden Gliedern Holzklötze befestigt sind, sei es ein stetiges Eisenblechband, die Bremsscheibe unmittelbar oder auch mittels aufgesetzter Holzklötzchen berührend. Ist das Band offen mit einem von der Bremsscheibe relativ ablaufenden und einem auf dieselbe relativ auflaufenden Ende, so müssen seine Spannungen an beiden Enden bezw. $= S_1$ und S_2 gemessen werden, um in ihrer Differenz die Kraft

$$P = S_1 - S_2$$

zu erhalten, während p nur wenig $> r$ ist, nämlich um die halbe Banddicke, event. vermehrt um die Dicke der aufgesetzten Holzklötze, grösser. Um das Abrutschen des offenen Bandes zu verhindern und einen stabilen relativen Gleichgewichtszustand desselben herzustellen, pflegt es nach dem Vorgange von Navier am einen Ende mit Einschaltung eines Federdynamometers D , Fig. 214, unten am Boden befestigt und nur am anderen Ende durch ein Gewicht belastet zu werden, und zwar ist es zweckmässig, die grössere Endspannung S_1 durch diese zuverlässigere Gewichtsbelastung zu messen, vorbehaltlich ihrer Ausübung vermittels eines



* Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, Jahrg. 1869, S. 647 und Taf. XXII.

** Rühlmann's „Allgem. Maschinenlehre“, Bd. I, 2. Aufl., Fig. 162.

ungleicharmigen Hebels im Falle sehr grosser Kräfte. Nach §. 83, Gl. (1) stehen die Spannungen S_1 und S_2 in der Beziehung:

$$S_1 = S_2 e^{\mu\alpha},$$

unter e die Basis der natürlichen Logarithmen, μ den Reibungscoefficienten, α das Verhältniss des umspannten Bogens zum Radius verstanden. Bei dem Navier'schen Bandedynamometer gemäss Fig. 214 ist $\alpha = \pi$. — Ist das Band geschlossen und mit einer gewissen gleichförmigen Anfangsspannung um die Bremsscheibe gelegt, so ergibt sich P unmittelbar = der an irgend einer Stelle tangential an diesem Bandringe angreifenden äusseren Kraft. Der dieser Angriffsstelle einerseits (im Sinne von P) angrenzende Bandquerschnitt ist hier als auflaufendes Ende mit der Spannung S_2 , der andererseits angrenzende als ablaufendes mit der Spannung $S_1 = P + S_2$ zu betrachten, während $\alpha = 2\pi$ ist.

Die Ausfütterung des Bandes mit Holz hat zwar den Vortheil, dass der grössere Reibungscoefficient μ eine kleinere Bandspannung zur Erzeugung einer gewissen Reibungsgrösse R erfordert, dagegen den Nachtheil, dass dadurch die oben mit F bezeichnete Abkühlungsfläche vermindert wird; denn soweit die Umfläche der Bremsscheibe von dem schlecht leitenden Holzfutter berührt wird, hört ihre Wirksamkeit als Abkühlungsfläche fast vollständig auf. Vor der Backenbremse empfiehlt sich die Bandbremse ausser durch geringeres Raumbedürfniss besonders dadurch, dass solche in kurzen Perioden sich wiederholende Aenderungen der Reibung R und daraus folgende Schwankungen des Bremskörpers, welche durch unrunde Beschaffenheit der Bremsscheibe verursacht werden, fast gänzlich fortfallen. Einigermassen kann zwar dieser Uebelstand auch bei dem Backenbremsdynamometer beseitigt werden durch Unterlagscheiben von Gummi unter die Spannmuttern M, M , Fig. 213, oder nach Prof. K. Wersin durch die Einschaltung von Stahlfedern zwischen dem Hebel H und dem oberen Sattel K (wobei dann auch die Anbringung der Schmierbüchse in diesem Zwischenraume zu geschehen hat); vollkommener und einfacher wird aber der Zweck durch ein Band erreicht, welches sich der Bremsscheibe ohne wesentlichen Krümmungswiderstand anschliesst. —

Ausser durch unrunde Beschaffenheit der Bremsscheibe können jene störenden und die Genauigkeit der Messung beeinträchtigenden Gleichgewichtsschwankungen des Bremskörpers besonders durch Aenderungen des Reibungscoefficienten verursacht werden, der u. A. vom Zustande der Schmierung, von der Temperatur und von der relativen Geschwindigkeit

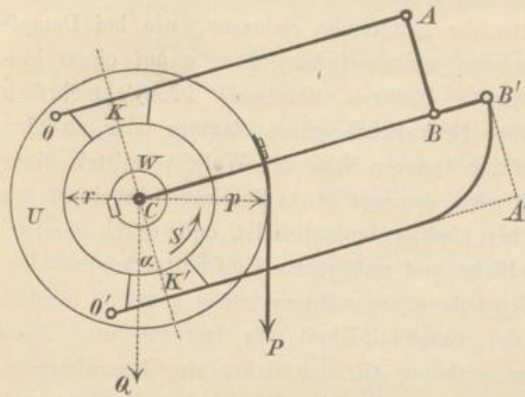
beider Reibungsflächen, also von Umständen abhängt, auf deren Unveränderlichkeit nicht zu rechnen ist; die Geschwindigkeit der Bremsscheibe kann selbst im Beharrungszustande periodisch veränderlich sein bei solchen Kraftmaschinen, bei welchen die motorische Substanz, wie bei Dampfmaschinen, mit im Allgemeinen veränderlichem Drucke auf einen hin- und hergehenden Kolben wirkt. Dadurch, dass nach Prony's mehrfach befolgtem Vorschlage an den Bremshebel seines Zaumes oder an eine Verlängerung desselben auf der anderen Seite der Welle vermittels einer Stange ein Kolben gehängt wird, der mit etwas Spielraum in einem mit Wasser gefüllten cylindrischen Gefässe beweglich ist, oder durch ähnliche mehr oder weniger umständliche und unbequeme Hülfsmittel können dergleichen Schwankungen höchstens etwas weniger heftig gemacht werden, zudem nur auf Kosten der Empfindlichkeit des Instrumentes. Auch jene Ausgleichung, die bei stabilem Gleichgewichte des Bremskörpers, z. B. bei der Messung der Reibung R eines Prony'schen Zaumes nach dem Princip der Neigungs- oder Federwaage durch entsprechende Aenderung des Momentes Pp bewirkt wird, ist insofern unvollkommen, als diese Aenderung von Pp bei bestimmter Grösse der Arbeitstärke N nach Gl. (1) eine gleichzeitige Aenderung von n bedingt. Ebenso hat auch z. B. bei dem Navier'schen Bremsdynamometer, Fig. 214, jede Aenderung des Reibungscoefficienten eine solche von $S_1:S_2 = e^{\mu\pi}$, also, da S_1 gegeben ist, eine Aenderung von S_2 und von $P = S_1 - S_2$, somit bei gegebenem Werthe von N eine Aenderung von n zur Folge.

Behufs einer vollkommeneren Selbstregulirung ohne Aenderung des Momentes $Rr = Pp$ sind verschiedene Einrichtungen vorgeschlagen und bewährt gefunden worden sowohl im Falle einer Backen-, als namentlich einer Bandbremse. Dem ersteren Falle entspricht das Bremsdynamometer von Marcel Deprez*, bei welchem der Zweck dadurch erreicht wird, dass der Druck der Bremsbacken gegen die Scheibe von einem besonderen Gewichte Q herrührt, dessen Moment in Bezug auf die Wellenaxe beständig = Null ist und dessen jenen Druck bedingende Componente sich selbstthätig so regulirt, dass das Moment der entsprechenden Reibung einem constanten Kraftmomente Pp gleich bleibt. Um die auf der Welle W festgekeilte Bremsscheibe S , Fig. 215, ist nämlich der ringförmige Körper U lose drehbar, an welchem sich die Drehungsaxen O, O' der Bremshebel $OA, O'B'$ befinden. Von letzteren ist $O'B'$ unmittelbar, OA durch Vermittlung der Zugstange AB gelenkig

* Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, Jahrg. 1881, S. 334.

mit dem Zwischenhebel CBB' verbunden, der (senkrecht zur Ebene der

Fig. 215.



Figur) so gebogen ist, dass, während die Bremsscheibe auf dem Ende der Welle festsetzt, sein mit dem Gewichte Q belasteter Endpunkt C in die Wellenaxe hineinfällt. Ist dann α der Winkel, um welchen die verticale Richtungslinie von Q gegen die Normale KCK' zu CB geneigt ist, so werden die Bremsbacken K, K' gegen die Bremsscheibe S bzw. im Sinne $KC, K'C$ mit den Kräften:

$$D = Q \cos \alpha \frac{CB'}{BB'} \frac{OA}{OK'}, \quad D' = Q \cos \alpha \frac{CB}{BB'} \frac{O'A'}{O'K'} \dots (4)$$

angedrückt, welche durch passende Hebelverhältnisse auch bei mässiger Grösse von Q beliebig gross gemacht werden können und übrigens vom Winkel α abhängig sind. Wenn also z. B. infolge wachsender Grösse des Reibungscoefficienten das Gleichgewicht zwischen dem Reibungsmoment Rr und dem constanten Moment Pp des am cylindrischen Umfange des Ringes U angehängten Gewichtes P gestört, nämlich U im Sinne des Pfeiles S mitgenommen wird, so wächst damit α , nehmen also D und D' nach Gl. (4) so lange ab, bis die Reibung auf ihre der Belastung P entsprechende Grösse zurückgebracht ist. — Weshalb von den zwei Bremshebeln der eine unmittelbar, der andere durch ein Zwischenglied AB mit dem Belastungshebel CBB' verbunden ist, bedarf kaum näherer Begründung; mit Rücksicht auf die nach BC gerichtete Kraftcomponente $Q \sin \alpha$ und auf die Eigengewichte aller Theile dürften in der That ebenso wenig beide Bremshebel durch Zwischenglieder mit CBB' verbunden sein, wie sie mit Rücksicht auf die Abnutzbarkeit der Bremsbacken und auf das Erforderniss unveränderlicher Entfernung BB' beide unmittelbar mit diesem Hebel verbunden sein dürften.

Diese selbstregulirende Backenbremse lässt zwar bei guter Ausführung grosse Genauigkeit der Resultate erwarten; einfacher jedoch und

Figur) so gebogen ist, dass, während die Bremsscheibe auf dem Ende der Welle festsetzt, sein mit dem Gewichte Q belasteter Endpunkt C in die Wellenaxe hineinfällt. Ist dann α der Winkel, um welchen die verticale Richtungslinie von Q gegen die Normale KCK' zu CB geneigt ist, so werden

s.
nar
die
kul
reg
br
ein
ist,
ode
sen
Gr
Enp
vom
sen
bar
auf
zwe
ein
and
BC
Wi
Ral
Um
CB
ber
Ral
Das
am
We
die
sich
glei
arm
der
fäh
bei

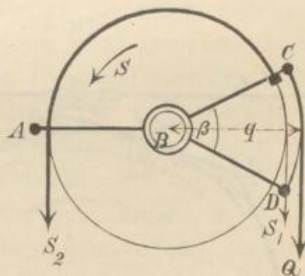
namentlich auch mit Benutzung grösserer vorhandener Bremscheiben, die wegen genügender Luftkühlung die Vermeidung unbequemer Wasserkühlung gestatten, kann der hier in Rede stehende Zweck der Selbstregulirung auf constantes Widerstandsmoment $Rr = Pp$ durch Bandbremsen von entsprechender Einrichtung erzielt werden. Indem bei einer solchen

$$S_1 = S_2 e^{\mu\alpha}, \text{ also } Rr = (S_1 - S_2)p = S_2(e^{\mu\alpha} - 1)p \dots (5)$$

ist, kann die Selbstregulirung entweder so eingerichtet werden, dass α oder so, dass S_2 bzw. die gleichmässige Anfangsspannung eines geschlossenen Bremsbandes bei Aenderungen von μ , aber constant bleibender Grösse von $Rr = Pp$ selbstthätig der Gleichung (1) sich anpasst.

Ersteres ist der Fall bei dem in England gebräuchlichen Bremsdynamometer vom Imray: Fig. 216. Um die zu bremsende Welle B ist ein Rahmen lose drehbar, welcher die Bremscheibe umfassend auf beiden Seiten derselben durch einen zweiarmigen Hebel gebildet wird, dessen einer Arm AB einfach stabförmig, dessen anderer aber in zwei Winkelschenkel BC, BD gespalten ist, einem mässig grossen Winkel $CBD = \beta$ entsprechend; beide

Fig. 216.



Rahmentheile sind bei A, C und D durch Bolzen verbunden, die den Umfang der Bremscheibe nicht berühren. Die gespaltenen Hebelarme CBD sind durch eine die Bremscheibe coaxial umgebende, aber nicht berührende materielle Cylinderfläche CD verbunden. Die Masse des Rahmens ist so vertheilt, dass sein Schwerpunkt in der Wellenaxe liegt. Das Bremsband ist an die Schenkel BC des Rahmens angeschlossen und am Ende durch ein Gewicht S_2 belastet im Sinne der Drehung der Welle; seine grössere Spannung S_1 am anderen Ende bei C wird durch die Belastung Q eines auf die cylindrische Wand CD des Rahmens sich auflegenden, bei C befestigten Bandes herbeigeführt und ist also gleichfalls constant, nämlich mit Rücksicht auf die betreffenden Hebelarme $= Q \frac{q}{p}$. Wenn nun beim Gebrauche zuerst ein solches Verhältniss

der Belastungen Q und S_2 hergestellt wird, dass der Rahmen bei ungefähr horizontaler Lage des Armes AB ins Gleichgewicht kommt, so kann bei unverändertem Verhältnisse $Q : S_2$ jede dieser Belastungen so geändert

werden, dass die entsprechend geänderte Differenz

$$P = S_1 - S_2 = Q \frac{q}{p} - S_2$$

eine verlangte Umdrehungszahl n der Welle bedingt. Eine Aenderung von μ innerhalb gewisser Grenzen hat dann weiter keine Folge, als dass sich durch Drehung des Rahmens auch der Centriwinkel α des vom Bremsbande umspannten Bogens zwischen den Grenzen π und $\pi - \beta$ entsprechend so ändert, dass Rr nach Gl. (5) constant $= Pp$ bleibt.

Durch Spannungsänderung des Bremsbandes wird die Selbstregulirung vermittelt bei den Bremsdynamometern von Balk und von E. Brauer.* Letzteres ist besonders einfach und empfehlenswerth, wenn als Bremscheibe ein abgedrehtes Schwungrad oder eine grosse Riemscheibe ringsum zugänglich, also nicht etwa theilweise in das Fundament hineinragend

vorhanden ist: Fig. 217.

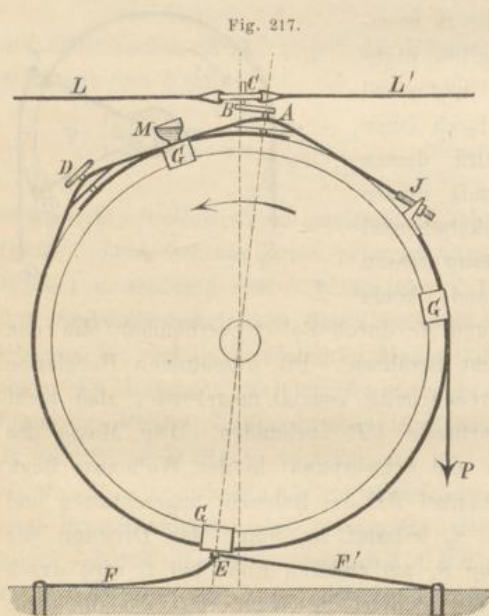


Fig. 217.

Sein Bremsband ist ein geschlossener Ring von Bandeisen, indem die Verschraubung bei J nur zu genauerer Anpassung der Länge und zur Erleichterung des Aufbringens dient. Durch Klammern G, G, G , die an diesem Bandringe befestigt sind und welche den Radkranz mit etwas Spiel umfassen, wird einem seitlichen Abrutschen vorgebeugt. Die untere Klammer G dient zugleich dazu, die Beweglichkeit des Bremsbandes auf einen kleinen Betrag von etwa 10 bis 12 Centi-

meter zu beschränken vermittels zweier Stricke F, F' , die einerseits mit der an dieser Klammer befindlichen Oese E verknotet und andererseits am Fussboden befestigt werden. An die in der Figur rechts befindliche Klammer kann der mit den Gewichten P zu belastende Riemen ange-

* Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, Jahrg. 1881, S. 329.

geschlossen werden, während die obere, nebst dem Bremsbande entsprechend gelochte Klammer zugleich das Oelgefäß M trägt und mit einem besonderen Bandeisenstücke vernietet ist, gegen welches sich die Schrauben A und D stützen, um das Schleifen derselben auf der Bremscheibe zu verhindern. Von diesen zwei Schrauben, deren Muttern als segmentförmige Sattelstücke mit dem Bremsbande vernietet sind, dient die mit einem Handrädchen versehene Schraube D zur Anspannung des Bremsbandes entsprechend der Belastung P , dagegen die mit einem Kurbelarme versehene Schraube A zu selbstthätiger Regulirung dieser Spannung während eines Versuches. Zur Vorbereitung eines solchen wird, nachdem das Bremsband aufgebracht und bei J mässig angezogen, auch ihr Spiel durch die Stricke F, F' so begrenzt ist, dass sich die Oese E nur etwa 5 bis 6 Centimeter links und rechts von der Verticalebene durch die Wellenaxe entfernen kann, die Kurbelschraube A so weit vorgeschraubt, dass einige Windungen unter dem als Mutter dienenden Sattelstücke hervorragen, und dann durch seitlich befestigte straff gespannte Schnüre L, L' der aufwärts gerichtete Kurbelzapfen C vertical über der Wellenaxe so festgehalten, dass (bei Voraussetzung von Rechtsgewinde der Schraube) der Kurbelarm von etwa 12 Centimeter Länge gerade nach vorn gegen den, den Tragriemen des Gewichtes P rechts von sich sehenden, Beobachter hin gerichtet ist, falls die der Schraube A diametral gegenüber liegende Oese E sich in der mittleren Lage befindet, die Stricke F, F' folglich beide gleichmässig schlaff sind. Diese Feststellung des Zapfens C wird erleichtert durch ein Brettchen B mit 3 Löchern, in deren äusseren die Schnüre L, L' eingeknotet sind, während durch das mittlere der Zapfen C von unten her mit etwas Spielraum hindurchreicht. Wird jetzt die zu bremsende Maschine angelassen, während das Gewicht P noch nicht angehängt ist, so genügt die schon vorhandene mässige Reibung, um den Bremsring in die Grenzlage mit herumzunehmen, welche der in Fig. 217 dargestellten entgegengesetzt und wobei also der Strick F gespannt ist. Durch die folgende Belastung mit dem Gewichte P wird dann aber die in der Figur gezeichnete Lage herbeigeführt, bis durch Anziehen der Handradschraube D die Spannung so vermehrt ist, dass das Reibungsmoment Rr dem Kraftmomente Pp Gleichgewicht hält, was die beiderseits schlaff gewordenen Stricke F, F' erkennen lassen. Die weitere Regulirung der Spannung besorgt jetzt die Kurbelschraube A von selbst. Bewegte sich etwa das Bremsband wegen Abnahme der Reibung R gegen die in Fig. 217 dargestellte Grenzlage hin, so würde dadurch A etwas einwärts geschraubt, also die Spannung und somit R bis zur

Wiederherstellung des Gleichgewichtes vergrössert; umgekehrt ist die regulirende Wirkung im entgegengesetzten Falle. Zeigt sich beim Fortgange des Versuches einer der Stricke F, F' dauernd gespannt, so muss mit der Schraube D nachgeholfen werden. Sind aber diese Stricke abwechselnd gespannt, so ist es ein Zeichen, dass die regulirende Wirkung der Schraube A nicht ausreicht. Dieselbe kann dann dadurch verstärkt werden, dass nach Lösung der Schraube D und Abhebung des Brettchens B vom Kurbelzapfen C diese Schraube A um einen oder einige Gänge weiter angezogen (einwärts geschraubt), dann das Brettchen wieder auf den Zapfen geschoben und D bis zu freiem Spiel des Bremsbandes wieder angezogen wird. Durch die genannten Aenderungen ist der stumpfe Winkel DAJ etwas weniger stumpf geworden, und hat infolge dessen eine bestimmte Radialbewegung des Scheitelpunktes A eine vergrösserte Längenänderung der Schenkel AD, AJ zur Folge.

Streng genommen bedarf das angehängte Gewicht P behufs seiner Einsetzung in Gl. (1) kleiner Correctionen wegen des Eigengewichtes des Bremsbandes mit zugehörigen Theilen und wegen der Spannungsdifferenz der Schnüre L, L' . Um erstere zu bestimmen, kann man nach Entfernung des Gewichtes P und nach Abhebung des Schnurbrettchens B vom Zapfen C , nachdem ferner alle Schrauben gelöst sind, die Kräfte $= P_1$ und P_2 ermitteln, welche tangential am Bremsbande wirkend erforderlich sind, um es beim Stillstande der Bremsscheibe aus seiner mittleren Lage heraus bezw. rechts und links herum zu drehen. Ist dann X der Betrag der noch übrig gebliebenen Reibung und P' der gesuchte Betrag, um welchen P wegen des Eigengewichtes des Bremsbandes zu vergrössern ist, so ergibt sich:

$$X = P_1 + P' = P_2 - P', \quad \text{also } P' = \frac{P_2 - P_1}{2}.$$

Die Spannungen der Schnüre L, L' wechseln mit den Schwankungen des Bremsbandes, im Mittel ist aber die Spannung von L etwas grösser, als die von L' , weil die Rechtsdrehung der Kurbelschraube einer grösseren Kraft bedarf, als ihre Linksdrehung. Würden diese Kräfte $= P_1$ und P_2 etwa durch Ueberführung der Schnüre über Leitrollen und Anhängung von Gewichten beim Stillstande des Bremsrades ermittelt, so wäre

$$P'' = \frac{P_1 - P_2}{2},$$

vergrössert im Verhältniss der betreffenden Hebelarme, die subtractiv an P anzubringende Correction. Uebrigens sind beide zusammen in der

Regel zu nur etwa $\frac{1}{2}$ Procent zu veranschlagen und deshalb zu vernachlässigen.

Der Querschnitt des Bandeisens bei dem Brauer'schen Bremsdynamometer ist mit Rücksicht auf die Maximalspannung S_1 zu bemessen, die oberhalb der Anschlussstelle des Gewichtriemens stattfindet. Dieselbe ist, unter S_2 die Minimalspannung unterhalb dieser Stelle verstanden, bei Abstraction von den kurzen Unterbrechungen der ringsum laufenden Berührungsfläche am Umfange der Scheibe:

$$S_1 = S_2 e^{2\pi\mu} = (S_1 - P) e^{2\pi\mu}$$

oder

$$S_1 = \frac{e^{2\pi\mu}}{e^{2\pi\mu} - 1} P = 2,15 P \text{ Kgr.},$$

wenn mit Brauer hier $\mu = 0,1$ angenommen wird. Bei einer zugelassenen specifischen Spannung von etwas über 5 Kgr. pro Quadratmillimeter wäre also der Querschnitt des Bandeisens:

$$F = 0,4 P \text{ Quadratmillimeter}$$

und bei 2 Millimeter Dicke seine Breite:

$$b = 0,2 P \text{ Millimeter}$$

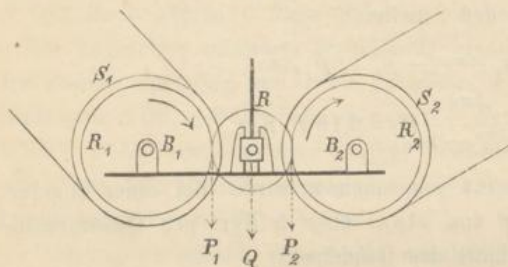
anzunehmen. Brauer benutzte bisher sein Instrument bis zu $P = 500$ Kgr., entsprechend $b = 100$ Millimeter. —

Die im Vorhergehenden vorausgesetzte horizontale Lage der Welle ist behufs möglichster Ausschliessung von störenden Nebenumständen am vortheilhaftesten. Ist aber die zu bremsende Welle vertical, so ist es bei Benutzung eines Prony'schen Zaumes mit Hebel vor Allem nöthig, den letzteren zur Vermeidung von Klemmungen mit seinem Ende an einem möglichst hoch darüber liegenden festen Punkt aufzuhängen. Zur Abwägung der Reibung R durch Gewichte P kann man dann entweder am Ende des Hebels ein Seil befestigen, welches, in horizontaler Richtung über eine feste Rolle geleitet, am herabhängenden Ende belastet wird, oder man kann dieses Seil mit dem verticalen Arme eines Winkelhebels verbinden, dessen horizontaler Arm die Belastungsgewichte trägt. Letzteres ist besser, weil dadurch nur ein sicherer in Rechnung zu stellender Zapfenreibungswiderstand und nicht zugleich ein Seilbiegungswiderstand eingeführt wird. Uebrigens ist in solchen Fällen vorzugsweise die Benutzung einer Federwaage am Platze, indem sie die Berücksichtigung solcher Nebenwiderstände entbehrlich macht.

§. 188. Transmissionsdynamometer.

1. Ein älteres, indessen nach wie vor recht brauchbares Instrument dieser Art ist die sogenannte dynamometrische Waage von Hachette:

Fig. 218.



fallen. Die Räder R_1, R_2 sind mit dem kleineren Zwischenrade R in Eingriff, dessen Lager in verticalen Führungen gleitbar und mittels einer gegabelten Stange an einer Waage so aufgehängt sind, dass, wenn letztere einspielt, die Axe von R in der Axenebene $B_1 B_2$ liegt. Geht dann die Bewegung von $S_1 R_1$ im Sinne des beigezeichneten Pfeiles aus, so sind die Theilrissdrucke P_1 und P_2 , mit welchen R_1 und R_2 auf R wirken und welche der Reibungen wegen etwas verschieden gross sind, vertical abwärts gerichtet, so dass mit der Waage (mit Berücksichtigung des verhältnissmässig kleinen Eigengewichtes von R nebst Zubehör) die Summe $P_1 + P_2 = Q$ gemessen werden kann. Die Anwendung dieses Instrumentes setzt zwei horizontale Wellen A_1, A_2 voraus, die durch ein Riemenge triebe verbunden sind, um die bewegende Kraft von A_1 auf A_2 und dadurch auf eine Arbeitsmaschine zu übertragen, deren Betriebsarbeitstärke ermittelt werden soll. Dazu wird das Instrument so aufgestellt, dass die Mittelebene der Scheiben S_1, S_2 mit der Mittelebene der Riemscheiben S', S'' auf A_1 und A_2 zusammenfällt, dann nach Beseitigung des gewöhnlichen Betriebsriemens S' mit S_1 und S'' mit S_2 je durch einen besonderen Riemen verbunden. Indem nun die von der Riemen spannung herrührende Zapfenreibung der Welle B_2 derjenigen von A_1 bei unmittelbarer Verbindung zwischen A_1 und A_2 nahe gleich geachtet werden kann, so ist, unter v die Theilrissgeschwindigkeit der Räder R_1, R, R_2 und unter P den um den Betrag der Zahnreibung zwischen R und R_2 verminderten Theilrissdruck P_2 verstanden, Pv die

Fig. 218. Es enthält zwei gleiche Zahnräder R_1, R_2 , fest verbunden bzw. mit den gleichen Riemscheiben S_1, S_2 und auf den Wellen B_1, B_2 fest sitzend, die in gleichen Höhen so gelagert sind, dass die Mittelebenen von R_1 und R_2 , desgleichen die von S_1 und S_2 zusammen-

Arbeitstärke, welche bei directer Verbindung von A_1 abgegeben wird, um die Welle A_2 mit der betreffenden Arbeitmaschine zu treiben. Zur Bestimmung von P ist zu bedenken, dass P_2 etwas $< P_1$ ist wegen der Zahnreibung zwischen R_1 und R , sowie wegen der Zapfenreibung des Zwischenrades R , entsprechend dem Zapfendrucke $Q = P_1 + P_2$. Ist also r der Theilrisshalbmesser, ρ der Zapfenhalbmesser von R , μ der Zapfenreibungcoefficient, z die Zähnezahl von R , z_1 dieselbe von R_1 und R_2 , μ' der Zahnreibungcoefficient, so ist zu setzen:

$$P_2 = P_1 (1 - m) - \mu \frac{\rho}{r} Q \quad \text{mit} \quad m = \left(\frac{1}{z} + \frac{1}{z_1} \right) \pi \mu'$$

nach §. 76, Gl. (4), oder mit $P_1 = Q - P_2$:

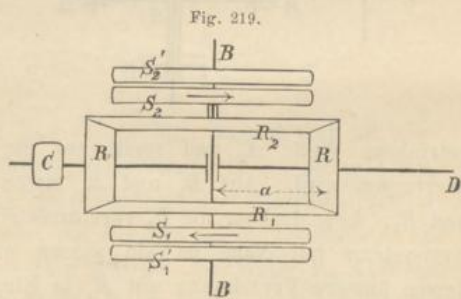
$$P_2 (2 - m) = Q \left(1 - m - \mu \frac{\rho}{r} \right)$$

oder mit Rücksicht darauf, dass m ein kleiner Bruch ist:

$$P_2 = \frac{Q}{2} \left(1 - \frac{m}{2} - \mu \frac{\rho}{r} \right)$$

$$P = P_2 (1 - m) = \frac{Q}{2} \left(1 - \frac{3}{2} m - \mu \frac{\rho}{r} \right) \dots \dots \dots (1).$$

2. Das Dynamometer von White, verbessert von Batchelder*, unterscheidet sich vom vorigen dadurch, dass die Cylinderräder durch Kegerräder ersetzt sind, und dass der Apparat durch seine engere Verbindung mit dem Waagebalken compendiöser gemacht ist. Auf der Welle BB , Fig. 219, sitzt die Riemscheibe S_1 fest, S_2 lose; S_1' und S_2' sind Leerscheiben dicht daneben. Das Kegelrad R_1 ist mit S_1 fest auf BB , R_2 mit S_2 fest verbunden, also auch lose auf BB . CD ist ein um BB lose drehbarer Hebel, um welchen ihrerseits die Räder R, R lose drehbar sind; C ist ein Gegengewicht, durch welches der Schwerpunkt des Hebels in die Axe BB gebracht wird. Am Ende D



* Verhandlungen des Vereins zur Beförderung des Gewerbflusses in Preussen, Jahrg. 1843, S. 216.

wird der Hebel durch Gewichte belastet oder an eine Federwaage angeschlossen, so dass er, während die von den Maschinenwellen A_1 und A_2 herkommenden Riemen auf S_1 und S_2 liegen und diese Scheiben im Sinne der beigezeichneten Pfeile (von oben gesehen) rotiren, horizontal schwebend im Gleichgewicht ist.

Denkt man sich das Rad R links bei C , welches eigentlich nur als Gegengewicht dient, beseitigt, so erkennt man, dass die Wirkung des Instrumentes und seiner gleich bezeichneten Theile ganz dieselbe ist wie die der dynamometrischen Waage von Hachette, Fig. 218; nur fallen hier die dort mit B_1 und B_2 bezeichneten Drehungsachsen in der Geraden BB zusammen, und sind die Theilrissdrucke P_1 und P_2 der Räder R_1 und R_2 auf das rechts dazwischen liegende Rad R hier vertical aufwärts gerichtet. Es gilt hier wie dort die Gleichung (1), wenn unter Q die auf den Hebelarm a , Fig. 219, reducirte Belastung des Hebels verstanden wird. Dass die Mittelebenen von S_1 und S_2 nicht zusammenfallen, kann bei der Aufstellung und Benutzung des Instrumentes zuweilen störend sein.

3. Das Instrument, welches Prof. Hartig zur Messung der Betriebsarbeitstärke von Arbeitsmaschinen mehrfach mit gutem Erfolg benutzt hat, ist seinem Wesen nach durch Fig. 220 angedeutet.* Auf den

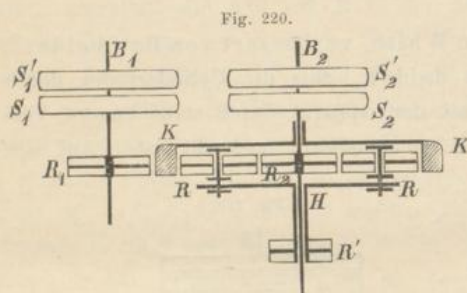


Fig. 220.

horizontal in gleicher Höhe liegenden Wellen B_1 und B_2 sind die Riemscheiben S_1 und S_2 fest, S_1' und S_2' lose; ebenso wie bei den vorbesprochenen Instrumenten empfängt S_1 die Bewegung von der treibenden Transmissionswelle A_1 , während sie durch S_2 auf die

getriebene Welle A_2 und somit auf die zu prüfende Arbeitsmaschine übertragen wird. Auf B_1 und B_2 sitzen fest bezw. die Zahnräder R_1 und R_2 . Lose drehbar um B_2 mittels eines seitlich damit verschraubten Armsystems mit Nabe ist ein aussen und innen verzahnter Kranz K , dessen äussere Verzahnung mit R_1 in Eingriff ist. Zwischen der inneren und dem Rade R_2 , mit beiden in Eingriff, sind zwei Räder R eingeschaltet von einerlei Radius $=r$ mit R_2 ; sie sind drehbar um Bolzen, die von den diametral entgegengesetzten Armen einer um B_2 lose dreh-

* Rühlmann: „Allgemeine Maschinenlehre“, Bd. I, 2. Aufl., S. 232.

baren langen Hülse H getragen werden. Indem ferner der Theilriss-halbmesser der äusseren Verzahnung von K zu dem des Rades R_1 in demselben Verhältnisse $= 3$ steht wie der innere Theilriss-halbmesser von K zum Radius r von R_2 , so sind, wenn die Hülse H festgehalten wird, die Winkelgeschwindigkeiten der Wellen B_1 und B_2 gleich gross, nämlich beide dreimal so gross, wie die des Zahnkranzes K . Ist nun, abgesehen zunächst von Reibungswiderständen, P der Theilrissdruck des Rades R_2 an seinen zwei gegenüber liegenden Eingriffstellen zusammen $=$ dem gesammten Theilrissdrucke der inneren Verzahnung von K , so erfahren die Bolzen, um welche die Räder R drehbar sind, zusammen den Druck $Q = 2P$, der zur Hälfte auf den einen, zur Hälfte im entgegengesetzten Sinne auf den andern Bolzen ausgeübt wird. Die durch das Moment $Q \cdot 2r$ angestrebte Drehung der Hülse H wird nun aber dadurch gehindert und gleichzeitig Q dadurch gemessen, dass diese Hülse an ihrem anderen Ende ein Zahnrad R' trägt, welches in eine vertical geführte, unten an ein Morin'sches Zugdynamometer (§. 182, Fig. 203) angeschlossene Zahnstange eingreift. Ist dann S die durch letztere ausgeübte Zugkraft des Dynamometers, so ist, unter r' den Theilriss-halbmesser von R' verstanden und zunächst wieder abgesehen von Reibung:

$$Q = S \frac{r'}{2r}, \quad \text{also } P = \frac{1}{2} Q = \frac{1}{4} S \frac{r'}{r} \dots \dots \dots (2)$$

und die gesuchte Arbeitstärke A , entsprechend der Peripheriegeschwindigkeit v des Rades R_2 , bzw. der Umdrehungszahl n von B_1 und B_2 pro Minute:

$$A = Pv = \frac{1}{4} S \frac{r'}{r} \frac{n}{60} \cdot 2\pi r = \frac{\pi}{120} n S r' \dots \dots \dots (3)$$

Meterkgr. pro Sec., falls S in Kgr., r' in Mtr. ausgedrückt ist.

Mit Rücksicht auf die Reibungswiderstände ist ebenso wie bei den unter 1. und 2. besprochenen Instrumenten der Theilrissdruck $= P_2$ zwischen R und R_2 etwas kleiner, als derselbe $= P_1$ zwischen K und R , und bleibt auch P_2 nicht ganz zum Antrieb der Welle B_2 verwendbar. Bezeichnet z die Zähnezahle der Räder R , R_2 und $z_1 = 3z$ die der inneren Verzahnung von K , ferner q den Halbmesser der Bolzen, um welche die Räder R drehbar sind, so ist mit

$$m = \frac{2}{z} \pi \mu' \quad \text{und} \quad m_1 = \left(\frac{1}{z} - \frac{1}{z_1} \right) \pi \mu' = \frac{2}{3} \frac{1}{z} \pi \mu' = \frac{m}{3}$$

analog Gl. (1) die zum Antrieb von B_2 am Hebelarme r verfügbare Kraft:

$$P = P_2 (1 - m) = \frac{Q}{2} \left(1 - \frac{m_1}{2} - \mu \frac{Q}{r} \right) (1 - m) \\ = \frac{Q}{2} \left(1 - \frac{7}{6} m - \mu \frac{Q}{r} \right) \dots \dots \dots (4).$$

Was die Beziehung zwischen Q und S betrifft, so ist zu bedenken, dass die Wellen B_1 und B_2 in gleichem Sinne, etwa links herum rotiren, der Zahnkranz K und die Räder R in entgegengesetztem Sinne, also rechts herum, und dass somit auch das Moment $Q \cdot 2r$ rechts drehend auf die Hülse H wirkt, entgegen dem links drehenden Momente Sr' . Letzteres wird unterstützt durch das gleichfalls links drehende Moment der durch S bedingten Reibung zwischen der Hülse und der darin links rotirenden Welle B_2 , deren Radius $= Q'$ sei. Die Gleichgewichtsbedingung ist somit:

$$Q = S \left(1 + \mu \frac{Q'}{r'} \right) \frac{r'}{2r} \dots \dots \dots (5).$$

Die Zahnreibung zwischen R' und der Zahnstange kommt hier nicht in Betracht, weil sie bei den Schwankungen des Gleichgewichtszustandes bald im Sinne von S , bald entgegengesetzt wirksam ist und damit nur die Empfindlichkeit und Genauigkeit der Messung etwas beeinträchtigt. Aus (4) und (5) folgt:

$$P = \frac{1}{4} S \frac{r'}{r} \left[1 - \frac{7}{6} m - \mu \left(\frac{Q}{r} - \frac{Q'}{r'} \right) \right]$$

und ist also
$$\alpha = 1 - \frac{7}{6} m - \mu \left(\frac{Q}{r} - \frac{Q'}{r'} \right) \dots \dots \dots (6)$$

der Factor, mit welchem der Ausdruck (2) von P und somit auch der Ausdruck (3) von A multiplicirt werden muss, um den Reibungswiderständen Rechnung zu tragen. Uebrigens sind hier die Reibungscoefficienten kaum zuverlässig im Voraus zu schätzen, auch ist die Reibung der Welle B_2 in ihren Lagern und in der Hülse H ohne Zweifel grösser, als die von der Arbeitsübertragung auf A_2 herrührende Lagerreibung der Transmissionswelle A_1 . Soll gar der Ausdruck von A nicht sowohl die zum Betriebe der betreffenden Maschine von der Welle A_1 abzugebende, sondern die von A_2 zu empfangende Arbeitstärke darstellen, so wird der Correctionsfactor α wegen des gesammten Widerstandes, welcher dem die Wellen B_2 und A_2 verbindenden Riemengetriebe eigenthümlich ist, noch wesentlich kleiner. Am besten ist er deshalb experi-

mentell im Ganzen zu bestimmen; z. B. fand Hartig für ein solches von ihm benutztes Instrument: $\alpha = 0,893$.*

4. Das Transmissionsdynamometer von Bourdon** benutzt den axialen Seitendruck, welchen zwei in Eingriff stehende Räder R_1, R_2 mit parallelen Axen B_1, B_2 bei der Kraftübertragung auf einander ausüben, wenn ihre Zähne unter einem gewissen Winkel α gegen die Axen geneigt sind. Es zerfällt dann nämlich der in der gemeinsamen Mittelebene wirksame Theilrissdruck P in die Normalcomponente $P \sec \alpha$ (normal zu den sich berührenden Zahnflächen gerichtet) und die Axialcomponente $P \tan \alpha$, aus deren Messung auf P selbst geschlossen werden kann. Zur Ausführung dieses Gedankens ist die das Rad R_2 tragende Welle B_2 des Instruments, durch einen Riemen mit der zu treibenden Welle A_2 der Lastmaschine verbunden, unverschieblich zwischen Spitzzapfen gelagert, dagegen die mit der treibenden Transmissionswelle A_1 durch einen Riemen verbundene Welle B_1 des Rades R_1 mit langen cylindrischen Zapfen versehen, die sich in ihren Lagern verschieben können. Bei dieser infolge der Kraftübertragung stattfindenden Verschiebung stützt sich B_1 mit dem vorderen Zapfen gegen eine Stahlfeder, deren entsprechende Deformation, indem sie durch einen ungleicharmigen Hebel vergrößert von einem Zeiger auf einer empirisch getheilten Skala angezeigt wird, die verschiebende Kraft $P \tan \alpha$ misst. Die Skala lässt sich so theilen, dass sie eine unmittelbare Ablesung des Theilrissdruckes P gestattet. Von den Rädern R_1, R_2 muss eines um den Betrag der Maximalverschiebung von B_1 breiter sein, als das andere.

So einfach dieses Instrument im Princip ist, lässt sich eine grössere Genauigkeit von demselben kaum erwarten wegen der das Verhältniss der Axialkraft zur Theilrisskraft P erheblich störenden Reibung, die der relativen Verschiebung nach der Breitenrichtung der Zähne entgegen wirkt und bei den Schwankungen des Deformationszustandes der Feder bald im einen, bald im umgekehrten Sinne auftritt. Die nach der Längenrichtung der Zähne gerichtete Reibung wirkt natürlich stets in einerlei Sinn und trägt zur Vermehrung des jeweils in Anschlag zu bringenden Arbeitsverlustes bei, der mit der Kraftübertragung von B_1 auf A_2 verbunden ist. Um es in dieser Hinsicht nur mit einer Uebertragung von B_2 auf A_2 zu thun zu haben, erscheint es besser und

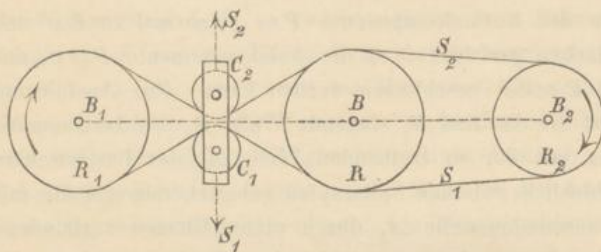
* Versuche über den Kraftbedarf der Maschinen in der Flachs- und Wergspinnerei, Leipzig 1869, nach Rühlmann a. a. O.

** Armengaud, Génie industrielle, Juillet 1860.

ebenso einfach thunlich, bei fester Lagerung von B_1 die Welle B_2 verschieblich einzurichten zur Messung der ihre Verschiebung anstrebenden Axialkraft.

5. Bei dem von Elihu Thomson als Nachbildung eines solchen von v. Hefner-Alteneck beschriebenen Transmissionsdynamometer*

Fig. 221.



ist die Verwendung von Zahnrädern vermieden, indem nach Fig. 221 die horizontalen Wellen B_1 , B_2 , von welchen wieder jene die Bewegung empfängt, um sie

durch diese auf die zu prüfende Lastmaschine fortzupflanzen, durch ein Riemengetriebe verbunden sind unter Einschaltung einer lose mitlaufenden Scheibe R von gleichem Radius r mit der Scheibe R_1 auf B_1 , und deren Welle B in gleicher Höhe mit B_1 parallel ist. Die Entfernung BB_1 ist $= 4r$, so dass die gekreuzten gemeinsamen Tangenten der Umfangskreise R, R_1 sich unter 60° schneiden. Längs diesen Tangenten ist der Riemen durch die Rollen C_1, C_2 geleitet, die um horizontale Axen von entsprechender Entfernung drehbar in einem vertical geführten und oben an eine Waage gehängten Rahmen gelagert sind. Bei dem durch die Pfeile angezeigten Drehungssinne ist die untere Riemenspannung S_1 grösser, als die obere S_2 um den Betrag der Umfangskraft P , welche durch die Waage unmittelbar gemessen wird, indem auf den Rahmen der untere Riemen den Verticaldruck

$$S_1 = 2 S_2 \cos 60^\circ$$

abwärts, der obere ebenso den Verticaldruck S_2 aufwärts ausübt. Ist also v die Riemengeschwindigkeit, so ist abgesehen von Nebenwiderständen, die experimentell zu bestimmen sind, die auf die Welle B_2 übertragene Arbeitstärke $= Pv$.

6. Die im Vorhergehenden unter 1. bis 5. besprochenen Arbeitsmesser setzen das Vorhandensein von Riementransmission voraus, die zur Einschaltung des Instrumentes an irgend einer Stelle jederzeit leicht durch Abschlagung des betreffenden Riemens unterbrochen werden kann.

* Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, Jahrg. 1881, S. 317.

In der That ist bei Rädertransmission die Einfügung eines Messinstruments von der genannten Art ohne umständliche Vorbereitung kaum ausführbar, und kann dann zuweilen das dynamometrische Zapfenlager von Rittinger mit Vortheil gebraucht werden. Ist nämlich AB eine bei A und B gelagerte horizontale Transmissionswelle von der Länge l , von Lagermitte zu Lagermitte gerechnet, und sind R, R_1 zwei auf ihr bezw. in den Abständen a, a_1 von A fest sitzende Zahnräder mit den Theilrisshalbmessern r, r_1 , von denen etwa R den Theilrissdruck P unter dem Winkel α gegen die Verticale geneigt empfängt, um ihn durch R_1 mit der Intensität P_1 und unter dem Winkel α_1 gegen die Verticale geneigt fortzupflanzen, so erfährt hierdurch im Betriebe der verticale Zapfendruck bei B den Zuwachs:

$$Q = \frac{1}{l} (P \cos \alpha \cdot a + P_1 \cos \alpha_1 \cdot a_1)$$

oder mit $P_1 = P \frac{r}{r_1}$ (abgesehen von der Zahnreibung):

$$Q = \frac{P}{l} \left(a \cos \alpha + \frac{r}{r_1} a_1 \cos \alpha_1 \right),$$

woraus umgekehrt folgt:

$$P = \frac{Ql}{a \cos \alpha + \frac{r}{r_1} a_1 \cos \alpha_1} \dots \dots \dots (7).$$

Um die Kraft Q jederzeit während des Betriebes ohne umständliche Vorbereitung messen zu können, wird das Zapfenlager B auf einen Hebel gesetzt, der in einem geschlitzten Ständer geführt und darin gewöhnlich festgekeilt ist. Behufs der Messung sind dann nur die Keile loszuschlagen und ist der Hebel an eine Waage zu hängen. Ist S die im Gleichgewichtszustande beobachtete Kraft am angehängten Hebelende und S_0 der ein für allemal ausprobirte Theil von S , welcher dem Eigengewichte der Welle sammt Rädern, Zapfenlager B und Hebel entspricht, so ist $Q = S - S_0$, multiplicirt mit dem betreffenden Hebelverhältnisse.

Diese Vorrichtung ist zwar einfach und leicht zu gebrauchen, lässt aber meistens nicht eine ebenso grosse Genauigkeit der Messung zu, wie die vorbeschriebenen Instrumente, durch welche die gesuchte Theilrisskraft P allein gemessen wird und nicht, wie hier, in Verbindung mit einer anderen Kraft (obigem S_0 entsprechend), die vielleicht viel grösser als P ist.

§. 189. Totalisirende Arbeitsmesser.

Als solche können alle im Vorhergehenden besprochenen Arbeitsmessinstrumente eingerichtet werden, wenn bei ihnen die Kraftmessung durch eine Federwaage, bezw. ein Federdynamometer, überhaupt vermittels der Deformation eines elastischen Körpers geschieht, der dazu mit einem Schreibstift zu verbinden ist, an welchem ein Papierstreifen mit einer der Maschinengeschwindigkeit proportionalen oder mit constanter Geschwindigkeit entlang bewegt wird. So ist z. B. an der Hülse H des Dynamometers von Hartig, Fig. 220, zwischen dem die Räder R, R tragenden Doppelarme und dem in die verticale Zahnstange eingreifenden Rade R' noch ein längerer Arm befestigt mit einem Zahnsector, der in eine zweite, in grösserer Entfernung von der Hülse vertical geführte Zahnstange eingreift; ein mit dieser verbundener Schreibstift macht also die Verticalbewegungen der ersten Zahnstange in vergrössertem Massstabe mit und verzeichnet sie als Ordinatenfolge einer Curve auf einem Papierstreifen, der durch ein Schneckengetriebe von der Welle B_1 aus und folglich mit einer ihrer Winkelgeschwindigkeit proportionalen kleinen Geschwindigkeit nach horizontaler Richtung am Stifte vorbeigeführt wird.

Unmittelbar ist eine solche totalisirende Messung durch eine elastische Kuppelung zu erreichen, d. h. durch einen federnden Körper, der in die Transmission selbst eingefügt ist und sich mit ihr bewegt, indem er die Betriebskraft überträgt. Während diese Einrichtung wegen der Schwierigkeit, die Deformation des in Bewegung begriffenen Kuppelungskörpers genau zu messen, zu augenblicklichen Ablesungen sich weniger eignet, liefert sie das einfachste, hier ausschliesslich vorausgesetzte Mittel zu totalisirender Messung, nämlich zur Aufzeichnung der betreffenden Deformation vermittels eines mitbewegten Registrirwerkes.

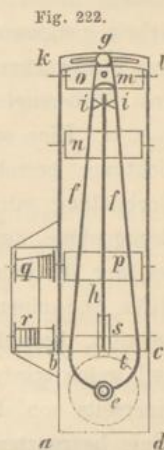
Als Beispiel diene die von Regnier angegebene und von Morin verbesserte dynamometrische Kurbel. Nach einer Ausführung derselben von Clair* in Paris wird auf der Kurbelwelle statt der gewöhnlichen Kurbel eine cylindrische Büchse befestigt, die mit einer Platte

* Rühlmann: Allgemeine Maschinenlehre, Bd. I, 2. Aufl., Fig. 155 und Fig. 156.

abcd, Fig. 222, endigt, von welcher ein mit der Kurbelwelle coaxialer Zapfen *e* hervorrägt. Auf diesen ist die durchbrochene Kurbel *ff* lose drehbar aufgesteckt; innerhalb derselben befindet sich eine gerade Blattfeder *h*, die einerseits an der Platte *abcd* befestigt ist, andererseits von zwei einander zugekehrten Keilschneiden *i, i* der Kurbel zwischen sich gefasst wird. Wird also diese am Handgriffe *g* gedreht, so kann die Kurbelwelle nur mittels der Feder *h*, die sich dabei entsprechend biegt, mitgenommen werden; ein Schlitz am Ende *kl* des an die Platte *abcd* angefügten Rahmens *bklc* dient hierbei dem Kurbelzapfen als Führung. Um nun die Durchbiegung der Feder, somit die nach auszuprobirendem Verhältnisse ihr proportionale Grösse der auf den Hebelarm *ei* reducirten Triebkraft in jedem Augenblicke aufzuzeichnen, trägt die Kurbel bei *m* einen Bleistift, der auf einem in radialer Richtung entlang bewegten Papierstreifen eine

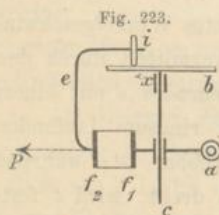
Curve zeichnet, während eine gerade sogenannte Null-Linie von einem zweiten Bleistifte gezeichnet wird, der in der Mitte des Rahmenstücks *kl* seine unverrückbare Führung findet. Der Papierstreifen wickelt sich von der mit einiger Reibung drehbaren Walze *n* ab, geht über die Walze *o* an den Bleistiften vorbei und wird auf die Walze *p* aufgewickelt. Letztere muss also so bewegt werden, dass trotz ihres zunehmenden Umfanges ihre Umfangsgeschwindigkeit, mithin die Geschwindigkeit des Papierstreifens beständig der Winkelgeschwindigkeit der Kurbelwelle proportional bleibt. Analog der durch Fig. 204, §. 182, dargestellten Einrichtung dient dazu der Kegel *q*, durch einen Seidenfaden vom Cylinder *r* in Umdrehung gesetzt. Indem die Conicität von *q* so bemessen ist, dass die Radien von zwei benachbarten Fadenwindungen um die Papierdicke verschieden sind, entspricht der Forderung ein constantes Winkelgeschwindigkeitsverhältniss von *r* und der Kurbelwelle, hier vermittelt durch den Eingriff eines auf der Axe von *r* sitzenden Schraubenrades *s* mit einem entsprechend verzahnten Radkranze *t*, der in einer ringsum laufenden Nuth der cylindrischen Büchse des Instrumentes drehbar ist; während aber thatsächlich diese Büchse mit der Kurbel sich dreht, wird *t* festgehalten, indem z. B. ein am Maschinengestell befestigter starker Draht sich gegen eine seitlich vorstehende Nase des Zahnkranzes *t* stützt. —

Dieses Princip der unmittelbaren Einschaltung eines die Triebkraft übertragenden Federdynamometers findet vorzugsweise dann Anwendung,



wenn es sich nicht sowohl um eine rotirende, als vielmehr um eine Progressivbewegung handelt und die zur Bewältigung des Widerstandes dieser Bewegung für eine gewisse Wegstrecke aufzuwendende Arbeit gemessen werden soll, insbesondere die Arbeit zur Fortbewegung von Fuhrwerken, z. B. eines Eisenbahnwagens oder Eisenbahnzuges auf dem Schienengleise, einer landwirthschaftlichen Maschine auf dem Felde u. s. w. Eine solche, von einem einzuschaltenden Wagen getragene Vorrichtung, bestehend aus einem Morin'schen Blattfederdynamometer in Verbindung mit einem Registrirapparat, wurde schon im §. 182 mit Bezugnahme auf Fig. 204 daselbst besprochen. Die dabei ebenso wie bei der dynamometrischen Kurbel angewendete Registrirung durch Bleistifte und einen bewegten Papierstreifen ist indessen mit Uebelständen behaftet, besonders in feuchter Atmosphäre, wodurch das Papier feucht und weich wird; auch ist die jedesmalige Ausrechnung des Inhaltes der einerseits von der geraden, andererseits von der unregelmässig krummen Linie begrenzten Fläche unbequem.

Diese Uebelstände werden vermieden durch eine auch von Morin herrührende und von Clair ausgeführte Einrichtung des Instrumentes, welche zur Bestimmung der gesuchten Arbeit lediglich die Ablesung eines Zählwerkes ohne weitere Rechnung, als die Multiplication mit einem constanten Factor erfordert. Das zu Grunde liegende Princip besteht ähnlich wie bei gewissen zur mechanischen Ausmessung von ebenen Flächen dienenden Planimetern (§. 134) darin, dass man eine ebene Scheibe mit einer der Progressivgeschwindigkeit v proportionalen Winkelgeschwindigkeit ω rotiren lässt, während eine auf dieser Scheibe mit rechtwinklig gekreuzter Axe sich abwälzende Frictionsrolle ihren Ort so ändert, dass der Abstand x des Berührungspunktes vom Mittelpunkte der Scheibe stets der aufgewendeten Zug- oder Druckkraft P proportional ist; indem dann die Umdrehungszahl in einer gewissen Zeit proportional $x\omega$ ist, ist sie auch proportional Pv .



In Figur 223 sind f_1 und f_2 die Querschnitte der horizontal liegend gedachten Federn eines Morin'schen Dynamometers, von welchen erstere f_1 mit ihrer Fassung bei a an den eingeschalteten Wagen angehängt ist, während die andere von der bewegenden Kraft P angegriffen wird. Die Scheibe b wird mit ihrer Achse c in eine der Progressivgeschwindigkeit des Wagens proportionale Winkelgeschwindigkeit versetzt, z. B. vermittels einer Schnur,

welche mit Benutzung entsprechender Leitrollen über eine Schnurscheibe auf c und eine andere geführt ist, die auf einer der mit den Rädern fest verbundenen Wagenaxen sitzt. Macht dann c etwa m Umdrehungen bei einer Umdrehung der Wagenaxe und ist d der Durchmesser des Wagenrades, so ist für den Weg w des Wagens die Umdrehungszahl der Scheibe b :

$$n = m \frac{w}{\pi d} = \alpha w \text{ mit } \alpha = \frac{m}{\pi d} \dots \dots \dots (1).$$

Mit der Feder f_2 ist ein die Frictionsrolle i enthaltendes Gehäuse durch einen etwas federnden Arm e verbunden, so dass die aus einem Schlitz im Boden des Gehäuses hervorragende Rolle sanft gegen b angedrückt wird. Die Axe von i ist parallel der Kraft P längs einem Radius von b gerichtet, und es sitzt i an einer solchen Stelle dieser Axe, dass für $P=0$ auch $x=0$, also beständig x proportional P , nämlich nach §. 182, Gl. (1):

$$x = \beta P \text{ mit } \beta = \frac{8 l^3}{E b h^3} \dots \dots \dots (2)$$

ist, unter l die halbe Länge, b die Breite, h die grösste Dicke und unter E den Elasticitätsmodul der Federn verstanden. Nun ist, während der Wagen den Weg w durchläuft, die Umdrehungszahl u der Frictionsrolle i , deren Radius $=r$ sei:

$$u = \frac{x}{r} n = \frac{\beta P}{r} \alpha w \text{ nach (1) und (2),}$$

und folglich die gesuchte Arbeit:

$$A = Pw = \frac{r}{\alpha \beta} u \dots \dots \dots (3).$$

Um A durch Multiplication mit dem ein für allemal bekannten Factor $\frac{r}{\alpha \beta}$ zu finden, braucht also nur u gezählt zu werden, etwa mit Hilfe eines Zählwerkes von der durch Fig. 130, §. 130, angedeuteten Art, welches zugleich mit der Frictionsrolle i in demselben Gehäuse enthalten ist.

Der von dem englischen Mechaniker Bental besonders zu landwirthschaftlichen Zwecken vielfach ausgeführte Arbeitsmesser* unterscheidet sich von dem vorbesprochenen durch die Anordnung der einzelnen

* Rühlmann: Allgemeine Maschinenlehre, Bd. I, 2. Auflage, §. 46, Fig. 148—150.

Theile und dadurch, dass die Blattfedern durch eine kräftige Spiralfeder ersetzt sind; auch ist eine besondere Registrirvorrichtung für die jeweilige Grösse der Zugkraft P mit dem Instrumente verbunden.

Ein Uebel, woran alle diese Instrumente leiden, ist die Schwierigkeit, das zeitweilige Gleiten der Frictionsrolle mit Sicherheit zu vermeiden, eine Schwierigkeit, die um so grösser ist, je mehr sich das Instrument bei seinem Gebrauche unter dem störenden Einflusse von Erschütterungen befindet. Auch ist diese Rolle unvermeidlicher Abnutzung unterworfen; jedenfalls muss ihr Umfang von Zeit zu Zeit sorgfältig gemessen werden, um danach den Factor von u gemäss Gl. (3) zu corrigiren. —

Schliesslich mag noch gewisser Transmissionsdynamometer Erwähnung geschehen, welche zwar, auf dem Princip der elastischen Kuppelung beruhend, dadurch vor Allem zu totalisirender Messung, jedoch auch gleichzeitig mit Hilfe entsprechender Mechanismen zu augenblicklicher Ablesung geeignet sind. Dahin ist u. A. das Dynamometer von Schuckert zu rechnen, welches zwei auf derselben kurzen Welle dicht neben einander befindliche, am Umfange durch Schraubenfedern gekuppelte Riemscheiben besitzt, von welchen die eine als treibende Scheibe fest, die andere als getriebene (durch die Schraubenfedern von jener mitgenommene) lose auf der Welle ist. Letztere ist hohl und enthält in ihrer Höhlung eine Stange, die infolge der relativen Verdrehung der losen gegen die feste Scheibe um eine dieser Verdrehung und somit der Triebkraft proportionale Strecke mit Hilfe eines Schrauben- und Hebelmechanismus axial verschoben wird. Hiernach hatte es weiter keine Schwierigkeit, die stetige Folge dieser Verschiebungsgrössen nicht nur durch einen Schreibstift zu registriren, sondern auch auf einer Skala zu augenblicklicher Ablesung sichtbar zu machen.

Bemerkenswerth ist insbesondere auch das sogenannte Pandynamometer von Hirn,* bekannt geworden durch die Weltausstellung in Wien vom Jahre 1867. Es zeichnet sich dadurch aus, dass es für Maschinen von jeder beliebigen Arbeitstärke, einerlei ob mit Riemen- oder Rädertransmission, gleicher Weise geeignet ist, indem es selbst durch die Triebkraft der Maschine nicht in Anspruch genommen wird, auch zu seiner Benutzung keinerlei Unterbrechung und sonstige vorbereitende

* Le Pandynamomètre, appareil propre à déterminer le travail mécanique produit par un moteur ou consommé par une machine, par M. G. A. Hirn. Paris, 1867.

Aenderung der Transmission erfordert. Es beruht darauf, dass alle Maschinenteile unter dem Einflusse der auf sie wirkenden Kräfte gewissen Deformationen unterliegen, und benutzt insbesondere zur Messung des von einer Welle übertragenen Kraftmomentes an Stelle einer elastischen Kuppelung die durch dieses Moment verursachte Torsion eines möglichst langen Stückes $A_1 A_2$ der mit einer gewissen (gleichzeitig zu messenden) Winkelgeschwindigkeit ω rotirenden Transmissionswelle. Um diese Torsion zu messen, dient eine dem Dynamometer von Batchelder, Fig. 219, ähnliche Vorrichtung, indem die Kegelräder R_1 und R_2 in entgegengesetzte Drehungen mit der Winkelgeschwindigkeit ω versetzt werden durch fein getheilte Cylinderräder R', R'' , welche, aus je zwei Hälften zusammenschraubbar, bei A_1 und A_2 auf der Welle befestigt werden und mit ihnen gleichen, bzw. mit R_1 und R_2 coaxial (in grösseren Entfernungen, als Fig. 219 zeigt) fest verbundenen Rädern S_1, S_2 gepaart sind, und zwar R' mit S_1 durch unmittelbaren Eingriff, R'' und S_2 vermittels eines Zwischenrades. Ein relativer Verdrehungswinkel α der Wellenquerschnitte A_1, A_2 verursacht dann eine ebenso grosse relative Verdrehung der Räder R_1, R_2 und durch Vermittlung des Zwischenrades $R,$

Fig. 219, den Neigungswinkel $\frac{1}{2} \alpha$ des Hebels CD gegen die Lage, welche

ihm beim Leergange oder Ruhezustande der Maschine, also ohne Torsion der Welle $A_1 A_2$ zukommt. Im Gegensatze zu dem früher besprochenen, durch Fig. 219 dargestellten Transmissionsdynamometer kann das Instrument in allen seinen Theilen sehr leicht construiert sein, da es nicht selbst die Betriebskraft zu übertragen hat; unwesentlich und nur die constructive Ausführung betreffend ist es, dass bei dem Pandynamometer von Hirn die Räderpaare R_1, S_1 und R_2, S_2 je auf getrennten coaxialen Wellen B_1, B_2 sitzen, während zwischen ihnen der Hebel CD mit Körnerspitzen coaxial leicht drehbar angeordnet ist. Wesentlich ist aber die

Vergrösserung des stets nur sehr kleinen Neigungswinkels $\frac{1}{2} \alpha$ des

Hebels CD ; herbeigeführt wird sie durch seine Verbindung mit einem zweiten Hebel, der am Ende einen in ein Zahnradchen eingreifenden Zahnsector trägt. Es ist einleuchtend, wie dann ebensowohl der vergrösserte Torsionswinkel an der Stellung eines mit dem Zahnradchen verbundenen Zeigers Z jederzeit beobachtet, als auch stetig registriert werden kann auf einer mit dem Zahnradchen verbundenen Papiertrommel T durch einen Schreibstift, der durch besonderen Mechanismus an dieser Trommel axial entlang geführt wird. Schliesslich bleibt nur übrig,

experimentell die Beziehung zwischen dem Torsionswinkel der Welle, bezw. dem grösseren Drehungswinkel des Zeigers Z oder der Trommel T und einem bekannten Kraftmomente zu ermitteln, welches das Wellenstück $A_1 A_2$ auf Torsion in Anspruch nimmt, indem dazu die Welle, während sie ausser Zusammenhang mit der übrigen Transmission, aber mit dem Messinstrumente durch die Räder R', R'' verbunden ist, dicht ausserhalb der letzteren an aufgeklemmten, entgegengesetzt horizontal gerichteten Hebeln belastet wird. In Betreff der Einzelheiten, die bei der Einrichtung und beim Gebrauch des Instrumentes zur Sicherung der Resultate zu beachten sind, muss hier auf oben genannte Quelle verwiesen werden, desgleichen in Betreff einer anderen Anordnung, bei welcher Hirn einen elektrischen Strom zur Messung des Torsionswinkels benutzt, einer Einrichtung, welcher er indessen selbst die oben beschriebene für den technischen Gebrauch vorzieht.

§. 190. Der Indicator.

Die Benutzung dieses Instrumentes zu totalisirender Arbeitsmessung, falls die bewegende Kraft oder der zu bewältigende Widerstand durch eine Flüssigkeit im weiteren Sinne des Wortes ausgeübt wird, ist in allen solchen Fällen so gleichartig, dass es genügt, hier zu grösserer Einfachheit des Ausdruckes seine hauptsächlichste Verwendung zu Grunde zu legen, nämlich zu graphischer Registrirung der Spannungen, welche im Cylinder einer Dampfmaschine bei den aufeinander folgenden Lagen des Kolbens oder auch anderer bewegter Maschinentheile, insbesondere der Steuerungsorgane stattfinden, um daraus auf die Arbeit des Dampfdruckes auf den Kolben pro Hub desselben und zugleich auf die regelrechte Beschaffenheit der Maschine, namentlich ihrer Steuerung zu schliessen. Es ist eine Erfindung von James Watt und hat ihm für die Vervollkommnung seiner Dampfmaschine wesentliche Dienste geleistet. Constructive Verbesserungen erfuhr der Indicator namentlich durch Hopkinson, Mac Naught, Combes, Garnier, Richards, Thompson und durch die Fabrikanten desselben, unter welchen vor Allen in Deutschland Schäffer & Budenberg in Buckau-Magdeburg, sowie Dreyer, Rosenkranz & Droop in Hannover zu nennen sind.

Die Einrichtung des Indicators ist im Wesentlichen folgende. In einem beiderseits offenen Hohlcylinder C von höchstens wenigen Centimetern Weite ist ein ungeliederter und möglichst leichter Kolben K

mit so wenig Reibung beweglich, als es mit Rücksicht auf hinreichend dampfdichten Schluss erreicht werden kann. Auf der einen Seite des Kolbens, die zur Unterscheidung und der üblichen Lage beim Gebrauch entsprechend als obere bezeichnet sei, findet beständig atmosphärischer Druck statt, auf der andern, also unteren kann der Cylinder C durch einen Hahn entweder auch mit der Atmosphäre oder mit dem Cylinder- raume einer Dampfmaschine (am einen oder andern entsprechend dazu angebohrten Cylinderdeckel) in Communication gesetzt werden. Auf der obern Seite ist der Kolben K mit einer gleichfalls möglichst leichten Kolbenstange S und mit einer die letztere coaxial umgebenden Schraubfeder F verbunden, die mit ihrem andern Ende am Cylinder C befestigt ist, bzw. an einem fest damit verbundenen und ihn umschliessenden weiteren Cylinder C' , durch dessen Deckel die Kolbenstange S oben geführt wird. Findet nun auf der unteren Seite ein vom Atmosphären- drucke verschiedener Dampfdruck auf den Kolben statt, so wird derselbe in C verschoben und die Feder entsprechend zusammengedrückt oder ausgedehnt um einen Betrag, der in einem experimentell zu ermittelnden Verhältnisse der specifischen Druckdifferenz unter- und oberhalb des Kolbens, ausgedrückt z. B. in Atmosphären oder in Kilogrammen pro Quadratcentimeter, proportional ist. Würde also die Kolbenstange S mit einem Zeiger verbunden, der auf eine entsprechend eingetheilte Skala weist, so wäre das Instrument ein Manometer zur Angabe der betreffen- den Dampfspannung. In der That aber ist die Kolbenstange entweder unmittelbar oder mittelbar, nämlich vermittels eines die Kolbenbewegung in paralleler Richtung vergrößernden Hebelmechanismus mit einem Schreib- stift verbunden, der ein sogenanntes Diagramm, nämlich hier bei perio- discher Wiederholung desselben Aenderungsgesetzes der Dampfspannung eine in sich zurücklaufende Curve auf einer mit Papier bespannten Fläche zeichnet, welche mit einer (sofern es sich um totalisirende Messung der Arbeitstärke handelt) der Kolbengeschwindigkeit der Dampfmaschine in jedem Augenblicke proportionalen Geschwindigkeit senkrecht gegen die Richtung der Indicator Kolbenstange hin und her bewegt wird. Bei dem ursprünglichen Watt'schen Indicator befand sich das Papierblatt auf einer ebenen Tafel, bei den heutigen Einrichtungen ist es leicht lösbar auf der Umfläche eines Cylinders festgeklemmt, der um einen mit dem Indicatoreylinder parallelen Dorn der Bewegung des Maschinen- kolbens oder sonstigen Maschinentheils entsprechend hin und her gedreht wird, und zwar im einen Sinne durch eine mit dem betreffenden Maschin- theile verbundene und andererseits den Papiereylinder in einer Rinne

umschlingende Schnur, im umgekehrten Sinne durch eine zwischen Dorn und Papiercylinder eingefügte und die Schnur beständig gespannt erhaltende Spiralfeder. Die Drehung beträgt im Maximum etwas weniger, als 360° , da die Festhaltung des Papiers einen Theil des Umfanges in Anspruch nimmt.

Es bedarf keiner näheren Erläuterung, wie das erhaltene sogenannte Kolbendiagramm, entsprechend dem Anschlusse der Schnur an einen wie der Maschinenkolben beweglichen Maschinentheil, mit Hülfe der Skala, die der benutzten Feder entspricht, dazu dienen kann, um (zunächst für die Seite des Cylinders, mit welcher das Instrument verbunden wurde) nicht nur die jeder Kolbenstellung entsprechende Dampfspannung zu finden, sondern auch vermittels der Methoden zur Inhaltsbestimmung irgend einer ebenen Fläche die mittlere Spannung hinter und vor dem Kolben und folglich auch die sogenannte indicirte Arbeitstärke, sofern die wirksame Fläche und der Hub des Dampfkolbens bekannt sind und die Hubzahl pro Zeiteinheit gleichzeitig beobachtet wird.

Von den verschiedenen Constructionen des Indicators, hinsichtlich deren Einzelheiten hier auf die betreffenden Specialschriften* verwiesen werden muss, hat z. Z. vorzugsweise der Indicator von Richards die ausgedehnteste Anwendung gefunden. Von älteren Constructionen, z. B. von dem früher sehr verbreiteten Indicator von Mac Naught unterscheidet er sich vor Allem durch die viel geringere Länge der Schraubenfeder, die bei ihm durch einen Ueberdruck auf die untere Kolbenfläche nicht ausgedehnt, wie dort, sondern zusammengedrückt wird, und durch grösseren Durchmesser bei (der kürzeren Feder entsprechend) kleinerem Hub des Kolbens, der deshalb nicht mehr unmittelbar, sondern vermittels eines leichten Geradföhrungs-Hebelmechanismus auf den Schreib-

* Benutzt sind hier namentlich folgende:

Der Indicator. Anleitung zum Gebrauch desselben bei der Prüfung von Dampfmaschinen und zur Ermittlung des Kraftbedarfs von Arbeitsmaschinen; von J. Völckers. Zweite Auflage, 1878, bearbeitet von R. Ziebarth.

Der Indicator und seine Anwendung mit specieller Beziehung auf den Indicator nach Richards. Von P. H. Rosenkranz. Dritte Auflage, 1879.

Vergleichende Bemerkungen über Indicatoren im Allgemeinen und über Neuerungen an Indicatoren von Dreyer, Rosenkranz & Droop in Hannover. Von P. H. Rosenkranz. Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, Jahrgang 1881, S. 170.

Ueber Indicatoren und deren Verwendung bei Prüfung von Dampf- und Arbeitsmaschinen. Von Schäffer & Budenberg, 1882.

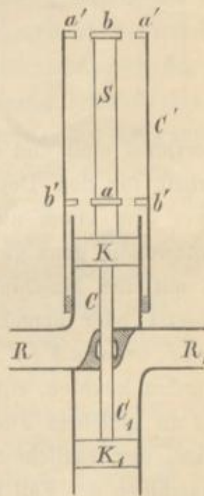
stift übertragen wird. Wenn auch durch diesen Mechanismus und durch den grösseren Kolben (etwa 20^{mm} Durchmesser gegenüber 10^{mm} bei Mac Naught für den Fall eines Dampfmaschinen-Indicators) die Ersparniss an Masse der hin und her gehenden Theile, die durch die kürzere Feder und Kolbenstange erzielt werden, nahe aufgewogen sein mag, so wird doch durch den viel kleineren Hub, und zwar hier im quadratischen Verhältnisse die lebendige Kraft verkleinert, die der hin und her gehenden Masse in periodischer Wiederholung ertheilt werden muss und durch welche besonders die störende gewellte und selbst stellenweise zackige Form mancher Indicatorcurven verursacht wird. Aus demselben Grunde pflegen mehrere ungleich kräftige Federn demselben Instrument beigegeben zu sein, und hat man sich einer um so stärkeren, den Hub um so mehr verkürzenden Feder zu bedienen, je schneller der Gang der zu indicirenden Maschine ist und je plötzlicher die Aenderungen der Dampfspannung bei ihr stattfinden. Die Vergrößerung des Indicatorkolbens vergrössert zwar den Absolutwerth seiner Reibung unter sonst gleichen Umständen im Verhältnisse seines Durchmessers; weil aber der Dampfdruck auf den Kolben im quadratischen Verhältnisse seines Durchmessers steht, ist die verhältnissmässige Grösse der Reibung dem Durchmesser umgekehrt proportional.

Trotz jener Verbesserungen sind mit dem nach Richards construirten Indicator höchstens bis zu der Tourenzahl 300 pro Minute brauchbare Diagramme zu erhalten, und auch das nur dann, wenn die Dampfmaschine, wie bei Locomotiven, mit erheblicher Compression des Vorderdampfes, also sehr allmählicher Zunahme der Spannung bis zu ihrem Maximum arbeitet. Eine Verwendbarkeit bis zu etwa 450 Touren pro Minute ist durch den Indicator von Thompson erzielt worden, bei welchem sich, übrigens ohne principielle Constructionsänderung, die auf den Indicatorkolben reducirte Masse der beweglichen Theile noch mehr beschränkt findet besonders dadurch, dass die Kolbenstange bis zu kleinstmöglicher Wandstärke hohl gedreht und eine andere Art von hubvergrößernder Geradföhrung benutzt, nämlich der Lemniscoidenlenker des Indicators von Richards durch einen sogenannten angenäherten Ellipsenlenker ersetzt worden ist, wobei der Bleistift nicht in der Mitte, sondern am Ende des somit nur etwa halb so ausgedehnten Hebelmechanismus sitzt. Auch wurde (abgesehen von noch anderen, mehr untergeordneten Verbesserungen) die Weite des Dampfzuleitungsrohrs zum Indicatorcylinder, also auch die entsprechende Bohrung des darin befindlichen Hahns von etwa 8 zu 13 Millimeter vergrössert, um die Spannungsänderungen unter

e der Mittelpunkt von ab ist, die Ellipse in einen Kreis mit dem Mittelpunkte o und Radius $oe = ae = be$ übergeht, der somit genau realisirbar ist durch einen Gegenlenker oe , dessen Nachtheil etwas grösserer Länge durch den Vortheil genauerer Geradföhrung des Schreibstiftes reichlich aufgewogen wird.

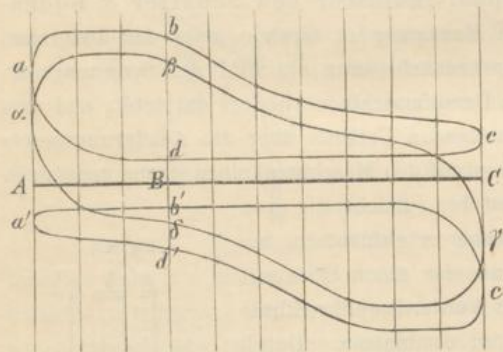
Des Indicators von Ashton & Storey, durch welchen die während einer beliebigen Beobachtungszeit geleistete Arbeit mit Hülfe einer Planimeterscheibe mit Frictionsrädchen analog Fig. 223 registriert werden soll, sei hier nur nebenbei gedacht, da er der für den gewöhnlichen Gebrauch wünschenswerthen Einfachheit und Billigkeit ermangelt und es auch mindestens noch zweifelhaft erscheint, ob nicht jener Vortheil dauernder Registrirung durch die mit solcher Complication verbundenen neuen Fehlerquellen zu theuer erkauft wird. Eine nähere Besprechung verdienende Neuerung ist aber der Doppel-Indicator von Schäffer & Budenberg. Demselben liegt die Erwägung zu Grunde, dass das Diagramm eines gewöhnlichen Indicators zunächst nur ein Bild der Spannungsverhältnisse auf einer Seite des Dampfmaschineneylinders darbietet, und dass es zur Gewinnung eines zutreffenden Urtheils über das Aenderungsgesetz des resultirenden Dampfdruckes auf den Maschinenkolben streng genommen nöthig ist, mit zwei Indicators gleichzeitig von beiden Cylinderseiten Diagramme zu entnehmen, um dann die Hinterdampfdrucklinie der einen Seite mit der gleichzeitig beschriebenen Vorderdampfdrucklinie der andern und umgekehrt zu combiniren. Durch den Doppel-Indicator wird diese Operation vollkommener und ohne Mühe automatisch ausgeführt. Während er im Uebrigen ebenso wie ein Thompson'scher Indicator beschaffen ist, enthält er zwei durch eine Scheidewand getrennte, durch Canäle R, R_1 , Fig. 225, mit der einen und andern Cylinderseite in Communication zu setzende Cylinder C, C_1 , deren Kolben K, K_1 durch eine jene Scheidewand dampfdicht durchdringende leichte Stange verbunden sind. Die hohle Kolbenstange S oberhalb K , die in üblicher Weise durch ein Kugelgelenk mit dem Geradföhrungsmechanismus des Schreibstiftes verbunden ist, hat zwei Vorsprünge a, b entsprechend den Vorsprüngen a', b' des mit C fest verbundenen Hohlcyllinders C' . und zwischen diese Vorsprünge passt bei der durch Fig. 225 angedeuteten

Fig. 225.



mittleren Lage, nämlich bei beiderseitig atmosphärischem Druck auf jeden der Kolben K, K_1 die Schraubenfeder mit ihren Endfassungen im spannungslosen Zustande gerade hinein. Wenn aber C durch R mit der einen und C_1 durch R_1 mit der andern Seite des Maschinencylinders communicirt, so hat, während oberhalb K und unterhalb K_1 nach wie vor atmosphärischer Druck herrscht, ein Ueberschuss des Dampfdruckes auf die untere Fläche von K über denselben auf die obere Fläche von K_1 ebensowohl Zusammendrückung der Feder, zur Folge, wie ein Ueberdruck im umgekehrten Sinne; im einen Falle wird sie durch den aufwärts gehenden Vorsprung a gegen den festen Vorsprung a' , im andern durch den abwärts gehenden Vorsprung b gegen b' gedrückt. Bei einem Doppelhube des Maschinenkolbens zeichnet dann der Schreibstift des Indicators eine geschlossene

Fig. 226.



Curve $\alpha\beta\gamma\delta\alpha$, Fig. 226, deren von der Geraden AC aus (der Bahn des Schreibstiftes bei Communication von R und R_1 mit der Atmosphäre) auf- und abwärts sich erstreckende Ordinaten, wie z. B. $B\beta$ und $B\delta$, den betreffenden Dampfüberdrucken im einen und andern Sinne proportional sind und deren ganze umgrenzte Fläche die ganze Dampfdruckarbeit für den Doppelhub darstellt, getheilt durch die Gerade AC in zwei dem einen und dem andern einfachen Hube entsprechende, nicht nothwendig ganz gleiche Theile. Wird durch die betreffenden Hähne nur R mit dem Maschinencylinder, R_1 mit der Atmosphäre in Communication gesetzt oder umgekehrt, so ergeben sich die gewöhnlichen Diagramme $abcd$, bezw. $a'b'c'd'$, aus denen, wenn sie gleichzeitig getrennt beschrieben werden könnten, $\alpha\beta\gamma\delta$, dadurch zu erhalten wäre, dass für alle Ordinaten $b\beta$ in gleichem Sinne $= Bb'$, $d'\delta$ in gleichem Sinne $= Bd$ gemacht wird; der fragliche Sinn wird umgekehrt, wenn, wie es bei Condensationsmaschinen der Fall ist, die atmosphärische Linie AC die Einzeldiagramme $abcd$, $a'b'c'd'$ schneidet. Ein Vorzug des Doppel-Indicators liegt auch darin, dass, während die Einzeldiagramme bezüglich ihrer Lagen gegen die atmosphärische Linie durch eine Aenderung des Atmosphärendruckes

proportional sind und deren ganze umgrenzte Fläche die ganze Dampfdruckarbeit für den Doppelhub darstellt, getheilt durch die Gerade AC in zwei dem einen und dem andern einfachen Hube entsprechende, nicht nothwendig ganz gleiche Theile. Wird durch die betreffenden Hähne nur R mit dem Maschinencylinder, R_1 mit der Atmosphäre in Communication gesetzt oder umgekehrt, so ergeben sich die gewöhnlichen Diagramme $abcd$, bezw. $a'b'c'd'$, aus denen, wenn sie gleichzeitig getrennt beschrieben werden könnten, $\alpha\beta\gamma\delta$, dadurch zu erhalten wäre, dass für alle Ordinaten $b\beta$ in gleichem Sinne $= Bb'$, $d'\delta$ in gleichem Sinne $= Bd$ gemacht wird; der fragliche Sinn wird umgekehrt, wenn, wie es bei Condensationsmaschinen der Fall ist, die atmosphärische Linie AC die Einzeldiagramme $abcd$, $a'b'c'd'$ schneidet. Ein Vorzug des Doppel-Indicators liegt auch darin, dass, während die Einzeldiagramme bezüglich ihrer Lagen gegen die atmosphärische Linie durch eine Aenderung des Atmosphärendruckes

verschoben werden, das Diagramm $\alpha\beta\gamma\delta$ vom Barometerstande unabhängig ist. —

Ausser auf die besprochenen mehr oder weniger principiellen Einrichtungen hat sich die Beurtheilung und Prüfung eines Indicators auf manche Einzelheiten der Ausführung zu erstrecken, die für die Zuverlässigkeit der Resultate von Wichtigkeit sind. Vor Allem wichtig ist natürlich die Beschaffenheit der betreffenden Schraubenfeder und die Richtigkeit der jeder Feder beizugebenden Skala. Mit Rücksicht auf die Abhängigkeit der Dimensionen und des Verhaltens einer Feder von ihrer Temperatur sollte sie vor Allem bei der Herstellung ihrer Skala möglichst in eine solche Temperatur versetzt werden, der sie später beim Gebrauch des Instruments im Mittel voraussichtlich auszusetzen sein wird. Uebrigens herrschen verschiedene Ansichten darüber, ob es vorzuziehen sei, die Skala vollständig empirisch oder (nach empirischer Bestimmung eines der Maximalbelastung entsprechenden Theilstriches) gleichmässig einzutheilen, letzteren Falles nur unter Ausscheidung solcher Federn, die in Betreff der Proportionalität von Druck und Längenänderung übergrosse Abweichungen erkennen lassen, ferner darüber, ob die Prüfung besser durch directe Gewichtsbelastung der isolirten Feder, oder ob sie im Indicator selbst durch Dampf-, Luft- oder Wasserdruck (je nach der Bestimmung des Instruments) und Vergleichung mit einem Manometer zu geschehen hat. Ersteres Verfahren vermeidet die Unsicherheit, welche bei Aenderungen des Drucks auf den ruhenden Indicator Kolben durch ruckweise Bewegung desselben veranlasst werden kann, letzteres trägt aber den Besonderheiten und Mängeln jedes Instrumentes Rechnung, insbesondere auch kleinen Verschiedenheiten der Kolbendurchmesser.

Die Reibung des Indicator Kolbens wird daran erkannt, dass er aus verschiedenen Gleichgewichtslagen mit der Hand wiederholt gewaltsam entfernt und zugesehen wird, mit welcher Annäherung er, bezw. der Schreibstift jedesmal in die Anfangslage zurückkehrt. Ebenso schädlich, wie die Reibung, ist die Adhäsion des Kolbens an der Cylinderwand, und soll er deshalb nicht geölt sein.

Auf die Wichtigkeit passender Weite der Hahnbohrung und des Dampfzuleitungsrohres wurde schon hingewiesen; sie darf im Verhältniss zum Durchmesser des Indicator Kolbens und mit Rücksicht auf die Schnelligkeit seiner Bewegung nicht so klein sein, dass dadurch eine merkliche Spannungsdifferenz zwischen Maschinen- und Indicatorcylinder bedingt wird.

Dass der Papiercylinder gut centrirt und seine Drehungs-

axe mit der Axe des Indicatorcylinders parallel ist, wird an der ununterbrochen gleichmässigen Stärke der vom Schreibstifte verzeichneten Diagramme oder durch besondere Vorversuche erkannt. Seine Spiralfeder muss stark genug angespannt sein, um den Papiercylinder ohne erhebliche Nacheilung gegen die Schnur zurückgehen zu lassen, nachdem er durch diese im entgegengesetzten Sinne gedreht worden war; sie muss auch lang genug sein, damit bei der Drehung eine verhältnissmässig nur kleine Spannungsdifferenz und somit eine nur wenig veränderliche Dehnung der Schnur stattfindet.

Die Beschaffenheit der Schnur, die den Papiercylinder mit der zu prüfenden Maschine verbindet, ist um so wichtiger, je länger sie sein muss. Wegen der veränderlichen Spannung der Spiralfeder und der in periodisch wechselndem Sinne auftretenden Reibung des Papiercylinders soll sie möglichst wenig elastisch sein. Nach Völckers ist eine hanfene sogenannte Lothschnur am geeignetsten, wenn sie wochenlang durch ein angehängtes Gewicht von etwa 3 Kgr. gelängt, dann gefirnisst und in diesem Belastungszustande trocknen gelassen wurde. In nassen Räumen empfiehlt sich auch die Anwendung eines feinen Messingdrahtes statt der Hanfschnur.

Während meistens die Schnur aus zwei bezw. an der Maschine und in der Schnurrinne des Papiercylinders befestigten Theilen besteht, die zu Beginn und zu Ende eines Versuches durch Haken verbunden bezw. getrennt werden, ist auch diese lästige Operation durch besondere Einrichtungen zu vermeiden; bemerkenswerth in dieser Hinsicht ist eine von Staněk in Prag angegebene Anordnung des Papiercylinders, wodurch dieser beim Abheben des Schreibstiftes arretirt und von einer ihn tragenden Hülse gelöst wird, welche, durch die gespannte Schnur und eine Spiralfeder beständig in schwingender Bewegung erhalten, ohne jene Arretirung den Papiercylinder mitnimmt.*

Als Schreibstift pflegt z. Z. ein Metallstift (von Rothguss oder Silber) verwendet zu werden, der auf besonders präparirtem Papier, sogenanntem metallic-paper, die Diagramme zeichnet.

In Betreff der Art und Weise, wie die Schnurlänge durch eine Art von einfacher Schieberschnalle (ein mit Löchern versehenes Plättchen) regulirt, das Papier auf dem betreffenden Cylinder befestigt, die Hubreduction vom einen zum andern Ende der Schnur durch passend ein-

* Siehe den oben angeführten Aufsatz von Rosenkranz in der Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, 1881, S. 176.

geschaltete Hebel oder Reductionsrollen bewirkt werden kann, sowie in Betreff anderer beim Gebrauch des Indicators und behufs seiner Instandhaltung zu nehmender Rücksichten sei auf die bereits erwähnten Specialschriften hier verwiesen. Auf seine besonderen Anwendungen, namentlich zur Prüfung von Dampfmaschinen, wird an späteren Stellen dieses Werkes zurückzukommen sein. —

Trotz aller Verbesserungen seiner Construction und grösstmöglicher Sorgfalt bei seinem Gebrauche bleibt der Indicator mit gewissen Ungenauigkeiten behaftet, die besonders von Prof. Berndt in Chemnitz durch ausgedehnte Versuche näher bestimmt worden sind.* Sie bezogen sich zunächst auf das Verhalten von Schraubenfedern im isolirten Zustande, und zwar 9 Federn von 5 Richards-Indicatoren, einer von einem Ashton-Storey-Indicator. Bei letzterem communicirt der Indicatorcylinder von $1\frac{1}{2}$ Zoll engl. (38 Millimeter) Durchmesser einerseits mit der einen, andererseits mit der andern Seite des Dampfmaschineneylinders, so dass die Feder abwechselnd um gleich viel zusammengedrückt und ausgedehnt wird, während die Feder eines Richards-Indicators vorwiegend zusammengedrückt, nur bei Condensationsmaschinen in geringerem Betrage auch ausgedehnt wird. Die Federn wurden kalt und warm (unter Einwirkung eines Dampfstrahls, in welchem ein Thermometer 90° C. zeigte) probirt. Die Ergebnisse waren folgende.

1. Als die Richards-Federn bis zur Maximalgrenze zusammengedrückt und wieder entlastet wurden, behielten die kalten Federn eine Zusammenrückung von 0,01 bis 0,38 Millim., die warmen eine solche von 0,14 bis 0,72 Millim. Bei der Ashton-Feder war die bleibende Längenänderung 0,10 oder 0,19 Millim., jenachdem sie kalt bis zur maximalen Grenze zusammengedrückt oder ausgedehnt worden war. Zur Wiederherstellung der ursprünglichen Länge der zusammengedrückt gewesenen Federn genügte eine Dehnung um den einer Atmosphäre entsprechenden Betrag (ähnlich dem Vorgange bei Condensationsmaschinen und Richards-Indicatoren) in der Regel nicht, nie bei den warm zusammengedrückten Federn. Auch im Verlauf mehrerer Tage nahm die der entlasteten Feder verbliebene Längenänderung in der Regel nicht merklich ab, wenigstens nicht mehr, als überhaupt die unbelasteten Federn auch ohne nachweisbare Ursache zu verschiedenen Zeiten sich verschieden lang zeigten.

2. Wenn die durch ruhige Belastung deformirten Federn in Schwing-

* Ueber die Genauigkeit der Indicatorgramme. Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, 1875, S. 1 u. ff.

ung versetzt wurden, so kamen sie bei etwas grösserer Deformation zur Ruhe. Bei den warm geprüften Richards-Federn betrug unter solchen Umständen die Zunahme der Zusammendrückung durch die Schwingung bis 0,65 Millim., bei der kalt geprüften Ashton-Feder die Zunahme der Zusammendrückung bis 0,26 Millim., die der Ausdehnung bis 0,40 Millim.

3. Die spezifische Deformation (Zusammendrückung oder Ausdehnung pro 1 Kgr. der Belastung) ist von der Grösse der Belastung merklich abhängig. Die Zusammendrückung pro 1 Kgr. ist bei kalten Federn meistens um so kleiner, je grösser die Belastung, doch kehrte sich durch Erwärmung dieses Verhalten theilweise um. Die Ausdehnung der kalt geprüften Ashton-Feder pro 1 Kgr. nahm mit der Grösse der Belastung zu. Die durchschnittliche Abweichung der spezifischen Zusammendrückung vom Mittelwerthe derselben betrug bei den verschiedenen Richards-Federn 1,4 bis 7,9 % im kalten, 1,4 bis 6,2 % im warmen Zustande, so dass die Wärme das Verhalten der Federn in dieser Beziehung etwas verbessert. Bei der Ashton-Feder waren die Abweichungen kleiner.

Uebrigens pflegt bei der Anfertigung der gleichmässig getheilten, d. h. eine constante spezifische Deformation voraussetzenden Skalen als diese spezifische Deformation nicht eine mittlere, sondern die der Maximalbelastung entsprechende gewählt zu werden, und ist es dann namentlich von Interesse, den dadurch verursachten Fehler der Flächenbestimmung eines Indicatorgramms zu kennen. Derselbe wurde von Berndt ermittelt für die warmen Richards-Federn und für Maschinen ohne Condensation

bei 0,5 Füllungsgrad bis zu 2,3 %

bei 0,3 Füllungsgrad bis zu 2,7 %.

Dabei ist vorausgesetzt, dass auch der Skala die Zusammendrückung der warmen Feder bei grösster Belastung zu Grunde liegt. Wird aber, wie es häufig geschieht, diese der Skala zu Grunde gelegte Probelastung im kalten Zustande der Feder vorgenommen, so geht daraus ein noch grösserer wahrscheinlicher Fehler hervor; denn es ergab sich der Ueberschuss der Maximalzusammendrückung der warmen über die der kalten Federn = 1,2 bis 5,9 %. Diese Erfahrungen sprechen für vollständig empirische Theilung der Skalen, während die Federn möglichst in ihrer durchschnittlichen Gebrauchstemperatur sich befinden.

4. Die bisher erwähnten Beobachtungen bezogen sich auf die isolirten Federn. Zur Untersuchung des Einflusses der Umstände, unter welchen sie sich im Indicator bei dessen Gebrauch befinden, wurden die Indicatoren mit Dampfkesseln in Verbindung gebracht, worin gleichzeitig

die Dampfspannungen durch sorgfältig controlirte Manometer gemessen wurden.

Zur Prüfung des Einflusses der Reibung und Adhäsion des Indicatorkolbens im Cylinder wurde zunächst bei beiderseitigem Atmosphärendrucke auf den Kolben der Stand des Schreibstiftes wiederholt beobachtet, nachdem der Kolben zuvor im einen oder im andern Sinne etwas aus der Gleichgewichtslage entfernt und zurückgefedert war. Die grösste Abweichung vom mittleren Stande betrug dann im Durchschnitt 0,3 Millim., wuchs aber auf durchschnittlich 1,1 Millim., als die Proben mit durch Einwirkung von Dampf genässten Indicatorkolben wiederholt wurden. Auch die mittleren (normalen) Stände waren in beiden Fällen nicht ganz gleich, sondern differirten um durchschnittlich 0,4 Millimeter.

Der Einfluss der Dampfdurchlässigkeit des Indicatorkolbens musste sich durch eine Verminderung des Dampfüberdruckes auf denselben, also dadurch zu erkennen geben, dass die mittlere Zusammendrückung der Feder des mit dem Dampfkessel verbundenen Indicators, nachdem zur Beseitigung des Einflusses von Reibung und Adhäsion der Kolben in beiderlei Sinn zuvor abgelenkt war, weniger beträgt, als die Zusammendrückung der freien Feder durch eine der Kesselspannung entsprechende Belastung. In der That war dieser Unterschied sehr merklich und betrug im Durchschnitt 6%. Er spricht vorzugsweise gegen die Herstellung der Skala durch Gewichtsbelastung der isolirten Feder.

Der Einfluss der Reibung des Schreibstiftes auf den Stand desselben wurde zu 0,25 bis 0,4 Millim. ermittelt, jenachdem er schwächer oder stärker angedrückt war.

5. Wie die Ordinaten des Diagramms infolge verschiedener Ursachen nicht genau den Drucken, so sind seine Abscissen nicht genau den Wegen des Dampfkolbens proportional infolge der Dehnbarkeit der zur Bewegung des Papiercylinders dienenden Schnüre und der durch Leitrollen, Reductionsrollen und dergleichen Einschaltungen vermehrten Widerstände. Da die Dehnungen der Schnüre bei ihrer ungleichförmigen Bewegung an verschiedenen Stellen nicht gleich sind, ist ihre Prüfung im Ruhezustande, wie sie schon Völekers ausgeführt hatte, nicht ausreichend. Prof. Dr. Weinhold* verband den Papiercylinder des Indicators vermittels der Schnur mit einer durch eine Kurbel hin- und herbewegten,

* Experimentelle Untersuchungen über die Genauigkeit der Indicator-diagramme. Von Prof. Berndt. Programm der Kgl. höhern Gewerbschule, Baugewerken- und Werkmeisterschule zu Chemnitz, Ostern 1875.

die Kolbenstange der Dampfmaschine repräsentirenden Schiene und gespannte diese ebenso wie den Papiercylinder mit feinem Seidenpapier, durch welches er nach Eintritt eines Beharrungszustandes in kleinen Intervallen gleichzeitig elektrische Funken hindurchschlagen liess, um so nach Reduction der betreffenden Punktreihen auf gleiche Gesamtlänge die Unterschiede gleichzeitiger Theilwege zu erkennen. Indem dabei als Schnüre theils ungelängte, neu- oder altgelängte Hanfschnüre, trocken oder feucht, theils Darmsaiten, Seidenschnüre oder dünne Messingdrähte benutzt wurden, mit oder ohne Einschaltung von Leit- oder Reductionsrollen, ergab sich bei Schnurlängen von 1,3 bis 3,2 Meter und bei ungefähr 60 Kurbelumdrehungen pro Minute, dass im Durchschnitt während der ersten 78 % eines einfachen Hubes der Papiercylinder hinter der Schiene zurückblieb, während der übrigen 22 % ihr voreilte.

Der Einfluss, den die entsprechende Verschiebung der Ordinaten auf die Fläche des Diagramms ausübt, wurde graphisch ermittelt, und zwar für nach dem Mariotte'schen Gesetz mit 0,5 und 0,3 Füllung construirte ideale Diagramme, deren untere Begrenzung mit der atmosphärischen Linie zusammenfiel, während die der Maximalspannung entsprechende Höhe = 100 Millimeter angenommen wurde. Indem dabei die Abscissen zunächst den Theilwegen der durch die Kurbel bewegten Schiene (den Kolbenwegen der Maschine), dann aber mit Uebertragung derselben Ordinaten den gleichzeitigen Theilwegen des Papiercylinders entsprechend angenommen wurden, ergaben sich je zwei Diagramme von gleichen Gesamtlängen und Höhen, von deren Flächen sich die des zweiten, also des wegen fehlerhafter Bewegungsübertragung auf den Papiercylinder etwas verzerrten Diagramms gegenüber dem ersten um durchschnittlich 1,1 % zu klein ergab, nämlich um 0,7 % bei 0,5 Füllung und 1,5 % bei 0,3 Füllung, im einen und im andern Falle etwas mehr zu klein, wenn die hier massgebende obere oder Hinterdampfdrucklinie des Diagramms mit abnehmender, als wenn sie mit zunehmender Spannung der Spiralfeder des Papiercylinders beschrieben wird. Unter gewöhnlichen Umständen ist hiernach der durch die Schnur verursachte Fehler nicht erheblich; besonders die Messingdrähte wurden als sehr zuverlässig befunden. Wesentlich grösser kann aber der Fehler durch die Einschaltung von Leit- und Reductionsrollen werden, noch mehr bis = 5 % und darüber durch die Benutzung von Seidenschnüren und von nassen Hanfschnüren. Auch bleibt es ungewiss, ob und wie bei viel grösserer Tourenzahl, als 60, der Fehler etwa als abhängig von derselben sich ergeben mag.

6. Weitere Versuche von Prof. Berndt* betrafen die Genauigkeit der Planimeterangabe und der Frictionsschienenbewegung des Ashton-Storey-Indicators. Dabei wurden zwar die Angaben des Planimeters, insoweit sie durch einen etwaigen Mangel rein rollender Bewegung der Frictionsrolle auf der Planimeterscheibe fehlerhaft werden können, über Erwarten bis auf 0,1% genau gefunden; dagegen ergab sich der Fehler der Bewegungsübertragung vom Dampfmaschinenkolben auf die Planimeterscheibe vermittels einer von der Kurbelstange hin- und herbewegten Frictionsschiene mit zugehöriger Rolle wenigstens = 2%. In dieser Hinsicht würde einstweilen nur die Uebertragung mit Hülfe einer stark ansteigenden Schraube empfehlenswerth erscheinen, wenn sie nicht für die gewöhnlichen Fälle vorübergehender Benutzung des Instruments zu kostspielig wäre.

* Siehe das angeführte Programm von Ostern 1875.

