

Vierzehnter Abschnitt.

Das Kurbelgetriebe.

A. Hauptarten, Zweck und Grundbegriffe.

Durch das Kurbelgetriebe allgemeiner Form, den Bogenschubkurbeltrieb, Abb. 1043, wird eine drehende Bewegung in eine schwingende, durch den gewöhnlichen geraden Schubkurbeltrieb, Abb. 1044, in eine geradlinige, hin- und hergehende Bewegung oder umgekehrt, umgesetzt. Eine Sonderform, der Parallelkurbeltrieb, Abb. 1045, vermittelt die Drehbewegung zwischen zwei gleich großen Kurbeln, z. B. an den Kuppelachsen der Lokomotiven.

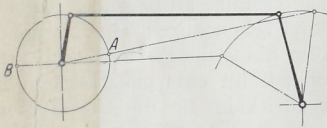


Abb. 1043. Bogenschubkurbeltrieb.

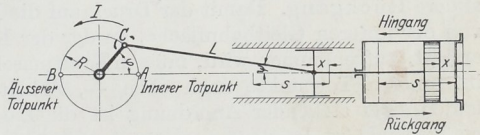


Abb. 1044. Gerader Kurbeltrieb.

Schubkurbelgetriebe, bestehend aus dem Kreuzkopf, der Pleuelstange und der Pleuel, dienen an Kraftmaschinen dazu, die in den Zylindern erzeugten und von den Pleulen aufgenommenen Kräfte auf die Pleulen unter Umwandlung der geradlinigen Bewegung in eine drehende zu übertragen. An Arbeitsmaschinen wird die Energie auf umgekehrtem Wege von einer Pleuel an die Pleulen abgegeben und zur Arbeitsleistung, z. B. zur Verdichtung von Luft oder Gasen in den Pleulengebläsen und Pleulenkompessoren oder zum Fördern von Flüssigkeiten in den Pleulenpumpen benutzt. Im Werkzeugmaschinenbau und in vielen anderen Fällen finden Kurbelgetriebe verschiedenster Gestaltung ausgedehnte und vielseitige Verwendung.

Geht die Mittellinie des Zylinders und der Pleuelstange durch die Mitte des Pleuelkreises oder der Pleuel, so liegt der am meisten angewandte gerade Kurbeltrieb, Abb. 1044, vor. Zu dem Zwecke, den Seitendruck auf den als Pleuelkopf dienenden Pleulen zu vermindern, wendet man an kleineren, stehenden Maschinen oder Motoren auch den geschränkten oder schiefen Kurbeltrieb, Abb. 1046, an. Die beiden Lagen des Pleuelzapfens, in denen der Pleuelarm und die Pleuelstange eine gerade Linie bilden, heißen Streck- oder Totlagen *A* und *B*. Sie liegen beim geraden Kurbeltrieb diametral gegenüber und entsprechen den äußersten Stellungen des Pleulens, so daß in diesem Falle der Pleulhub *s* gleich dem doppelten Pleuelhalbmesser *R*, $s = 2R$, ist. Der nach dem Pleuelkopf zu gelegene Punkt *A* heißt innerer oder bei liegenden Maschinen hinterer Totpunkt, gemäß der Regel, die Stellungen oder Teile, die nach dem Pleul-

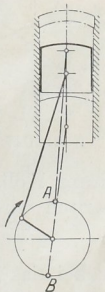


Abb. 1046. Geschränkter Kurbeltrieb.

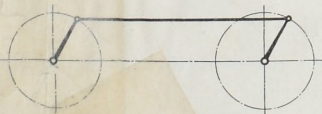


Abb. 1045. Parallelkurbeltrieb.

oder Totlagen *A* und *B*. Sie liegen beim geraden Kurbeltrieb diametral gegenüber und entsprechen den äußersten Stellungen des Pleulens, so daß in diesem Falle der Pleulhub *s* gleich dem doppelten Pleuelhalbmesser *R*, $s = 2R$, ist. Der nach dem Pleuelkopf zu gelegene Punkt *A* heißt innerer oder bei liegenden Maschinen hinterer Totpunkt, gemäß der Regel, die Stellungen oder Teile, die nach dem Pleul-

Zusammenstellung 112. Werte für $\cos \varphi \pm \frac{R}{L} \cos 2\varphi$

$\frac{R}{L}$	$\varphi =$	0 360	10 350	20 340	30 330	40 320	50 310	60 300	70 290	80 280
1:5	$\cos \varphi \pm \frac{1}{5} \cos 2\varphi$ $\frac{\sin(\varphi \pm \psi)}{\cos \psi}$	1,200 0	1,173 0,206	1,093 0,405	0,966 0,585	0,801 0,740	0,608 0,865	0,400 0,953	0,189 1,005	0,014 1,021
1:4,5	$\cos \varphi \pm \frac{1}{4,5} \cos 2\varphi$ $\frac{\sin(\varphi \pm \psi)}{\cos \psi}$	1,222 0	1,194 0,212	1,110 0,413	0,977 0,597	0,805 0,753	0,604 0,877	0,389 0,984	0,172 1,012	-0,025 1,024
1:4	$\cos \varphi \pm \frac{1}{4} \cos 2\varphi$ $\frac{\sin(\varphi \pm \psi)}{\cos \psi}$	1,250 0	1,220 0,216	1,131 0,423	0,981 0,609	0,809 0,768	0,599 0,891	0,375 0,977	0,151 1,022	-0,034 1,029

ende der Maschine zu liegen, als hintere zu bezeichnen. B ist die äußere oder vordere Totlage. Der Kolbenweg von der inneren Totlage zur äußeren heißt *Hingang*, der andere Rückgang. Damit der Druck auf die Kreuzkopfschuh an liegenden Maschinen von der unteren Gleitbahnfläche, an der der Kreuzkopf schon durch sein Eigengewicht anliegt, aufgenommen wird, müssen Kraftmaschinen im Sinne des Pfeiles J , Abb 1044 — im inneren Totpunkte nach oben —, Arbeitsmaschinen im entgegengesetzten Sinne laufen. Bei stehender Anordnung ist die Lage der Gleitbahn für die Umlaufrichtung maßgebend.

B. Das gerade Schubkurbelgetriebe.

1. Ermittlung der Kolbenwege.

Zu einer beliebigen, durch den Winkel φ gegebenen Kurbelstellung findet man nach Abb. 1047 den Kolbenweg x entweder auf der Kolbenweglinie durch Schlagen eines Kreisbogens mit der Schubstangenlänge L in die Kurbelzapfenmitte C oder in dem Abstand CE des Kurbelzapfens von einem den Kurbelkreis im Totpunkte A berührenden Kreis vom Halbmesser L , wobei CE parallel zur Kolbenweglinie zu messen ist.

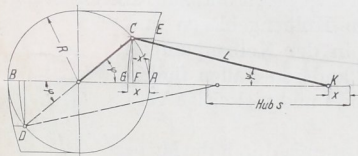


Abb. 1047. Ermittlung der Kolbenwege.

Zwei einander gegenüberliegenden Punkten C und D , die gleichen Kurbelwinkeln φ mit der Kolbenweglinie entsprechen, gehören verschiedene Kolbenwege, ein größerer beim Hingang, ein kürzerer beim Rücklauf. Rechnerisch wird:

$$x = \overline{FA} \pm \overline{GF} = R(1 - \cos \varphi) \pm L(1 - \cos \psi),$$

wobei das + Zeichen für den Hingang, das - Zeichen für den Rückgang gilt. Mit $L \cdot \sin \psi = \overline{CF} = R \sin \varphi$ kann man ψ geschaffen und erhält:

$$x = R(1 - \cos \varphi) \pm L \left(1 - \sqrt{1 - \left(\frac{R}{L} \sin \varphi \right)^2} \right). \quad (285)$$

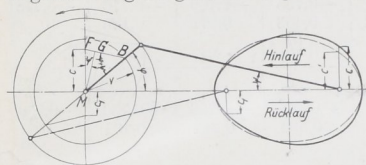
Da C auf einen Kreis um K vom Halbmesser L liegt, gilt:

$$\overline{CF}^2 = \overline{GF}(2L - \overline{GF}); \quad \overline{GF} = \frac{\overline{CF}^2}{2L - \overline{GF}}$$

geschwindigkeit $c = \overline{MF}$ auf der Mittelsenkrechten, wenn man durch den Endpunkt von v bei einer beliebigen, durch den Winkel φ gegebenen Kurbelstellung die Parallele B' zur Schubstangenrichtung zieht. Fällt man nämlich das Lot \overline{MG} auf FB , so liegt dasselbe in dem Dreieck MGB dem Winkel $\varphi + \psi$ gegenüber, während es mit der senkrechten Mittellinie ψ einschließt. Daraus folgt:

$$\overline{MG} = v \sin(\varphi + \psi) \quad \text{und} \quad \overline{MF} = \frac{\overline{MG}}{\cos \psi} = \frac{v \cdot \sin(\varphi + \psi)}{\cos \psi} = c.$$

Wird c über der zugehörigen Kreuzkopf- oder Kolbenstellung senkrecht zur Kolbenweglinie aufgetragen, so zeigt sich, daß die Kolbengeschwindigkeit ihren größten Wert



c_{\max} beim Hinlauf vor der Hubmitte, beim Rücklauf hinter derselben erreicht. Die Abweichung der Kurbelgeschwindigkeit ist um so bedeutender, je größer das Verhältnis $R:L$ ist; bei:

$$\frac{R}{L} = \frac{1}{5} \quad \frac{1}{4,5} \quad \frac{1}{4}$$

Abb. 1049. Zeichnerische Ermittlung der Geschwindigkeit am geraden Kurbeltrieb.

beträgt: $c_{\max} = 1,02 v \quad 1,025 v \quad 1,031 v.$

Für den Rücklauf wird die Geschwindigkeitskurve das Spiegelbild derjenigen des Hinlaufes, bezogen auf die Kolbenweglinie.

Annähernd tritt der Größtwert der Kolbengeschwindigkeit in der Lage ein, wo die Schubstange senkrecht zum Kurbelarm steht.

Setzt man $\psi = 0$, vernachlässigt also die endliche Länge der Schubstange, so wird

$$c' = v \cdot \sin \varphi. \quad (289)$$

Die Kolbengeschwindigkeit ist dann durch die Ordinaten der gestrichelt gezeichneten Ellipse mit dem Größtwert v , Abb. 1049, dargestellt.

Als mittlere Kolbengeschwindigkeit c_m bezeichnet man diejenige, mit der der Kolbenhub s in der gleichen Zeit zurückgelegt würde, wenn die Geschwindigkeit gleichförmig und nicht wechselnd wäre. Bei n Umdrehungen der Welle in der Minute wird:

$$c_m = \frac{2 \cdot n \cdot s}{60}. \quad (290)$$

Im Vergleich mit der Kurbelzapfengeschwindigkeit ist:

$$\frac{c_m}{v} = \frac{2}{\pi} = 0,6366 = \frac{1}{1,5708}.$$

3. Beschleunigungsverhältnisse am geraden Kurbeltriebe.

Zur Ermittlung der Kolbenbeschleunigung $b = \frac{dc}{dt}$ setze man in:

$$c = \frac{v \cdot \sin(\varphi \pm \psi)}{\cos \psi} = v \left(\sin \varphi \pm \frac{\cos \varphi \cdot \sin \psi}{\cos \psi} \right)$$

$$\sin \psi = \frac{R \cdot \sin \varphi}{L}$$

ein, während:

$$\cos \psi = \sqrt{1 - \sin^2 \psi} = \sqrt{1 - \frac{R^2}{L^2} \sin^2 \varphi}$$

für $\frac{R}{L} = \frac{1}{5}$ im äußersten Falle $\sqrt{1 - \frac{1}{25}} \approx 0,98$ wird und deshalb rund gleich 1 genommen werden darf. Damit wird:

$$c = v \left(\sin \varphi \pm \cos \varphi \frac{R}{L} \sin \varphi \right) = v \left(\sin \varphi \pm \frac{1}{2} \frac{R}{L} \sin 2\varphi \right),$$

lediglich eine Funktion von φ und kann differenziert werden, wobei:

$$b = \frac{dc}{dt} = v \left(\cos \varphi \pm \frac{R}{L} \cos 2\varphi \right) \cdot \frac{d\varphi}{dt}$$

und schließlich mit:

$$\frac{d\varphi}{dt} = \omega = \frac{v}{R}$$

$$b = \frac{v^2}{R} \left(\cos \varphi \pm \frac{R}{L} \cos 2\varphi \right) \quad (291)$$

wird. Werte für die Klammer bei verschiedenen Schubstangenlängen und Kurbelwinkeln gibt die Zusammenstellung 112 auf Seite 602. Den Größtwert erreicht b während des Hinganges im inneren Totpunkte bei $\varphi = 0^0$ mit:

$$b_0 = b_{\max} = \frac{v^2}{R} \left(1 + \frac{R}{L} \right). \quad (292)$$

Für $\varphi = 90^0$ wird:

$$b_{90} = - \frac{v^2}{R} \cdot \frac{R}{L}, \quad (293)$$

für $\varphi = 180^0$, also im äußeren Totpunkte: $b_{180} = - \frac{v^2}{R} \left(1 - \frac{R}{L} \right)$, (294)

vgl. Abb. 1050, welche für ein Stangenverhältnis $\frac{R}{L} = \frac{1}{2,8}$ gilt. Beim Hingange sinkt die

im inneren Totpunkte sehr große Beschleunigung b_0 , den im Verhältnis zu den Kurbelwinkeln kleinen Kolbenwegen entsprechend, rasch bis auf Null im Punkte C , wo die Kolbengeschwindigkeit ihren Größtwert erreicht und wird dann negativ, so daß nunmehr die Massen verzögert werden. Zahlenmäßig weist die Verzögerung, weil sie sich auf der längeren Strecke CB verteilt, geringere Werte als die Beschleunigung auf. Der Verlauf beim Rückgang ist durch das Spiegelbild desjenigen beim Hinlauf gegeben und durch mäßige Beschleunigungen auf der Strecke BC , aber durch rasch auf große Werte steigende Verzögerungen zwischen C und A gekennzeichnet.

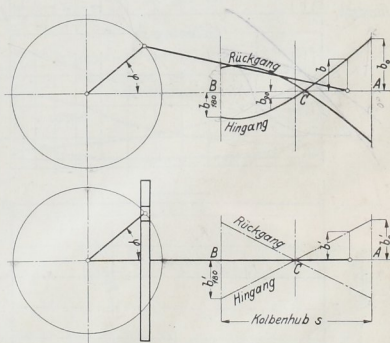


Abb. 1050. Beschleunigungsverhältnisse am geraden Kurbeltrieb.

Unter Vernachlässigung der endlichen Länge der Schubstange wird die Beschleunigung:

$$b' = \frac{dc'}{dt} = v \cdot \cos \varphi \cdot \frac{d\varphi}{dt} = \frac{v^2}{R} \cos \varphi. \quad (295)$$

Sie ist durch die geraden Linien der Abb. 1050 unten mit den Größtwerten:

$$b'_0 = \frac{v^2}{R} \quad \text{und} \quad b'_{180} = - \frac{v^2}{R}$$

in den beiden Totpunkten und dem Werte $b'_{90} = 0$ in der Mitte des Hubes dargestellt, die auch für die Kurbelschleife, Abb. 1069, gelten. $\frac{v^2}{R} = \omega^2 \cdot R$ entspricht der Zentripetalbeschleunigung der Kreisbewegung, die eben in den Totpunkten aufgewendet werden muß, um die hin- und hergehenden Massen zu zwingen, dem Kurbelkreise zu folgen. Bei endlicher Länge der Schubstange ist die aufzubringende Beschleunigung, wie oben gezeigt, größer; z. B. beträgt sie bei $\frac{R}{L} = \frac{1}{2,8}$ das 1,20fache.

4. Die im Kurbeltrieb wirkenden Kräfte.

a) Ermittlung des Kolbendruckverlaufs, erläutert an einer Betriebsdampfmaschine.

Die in den Zylindern wirksamen Kräfte sind durch den Spannungsverlauf, beispielsweise für die Maschine Tafel I durch die Schaulinien Abb. 1051 bis 1053 gegeben. Als Ordinaten sind die Dampf- und Pumpendrucke zu den Kolbenwegen als Abszissen auf-

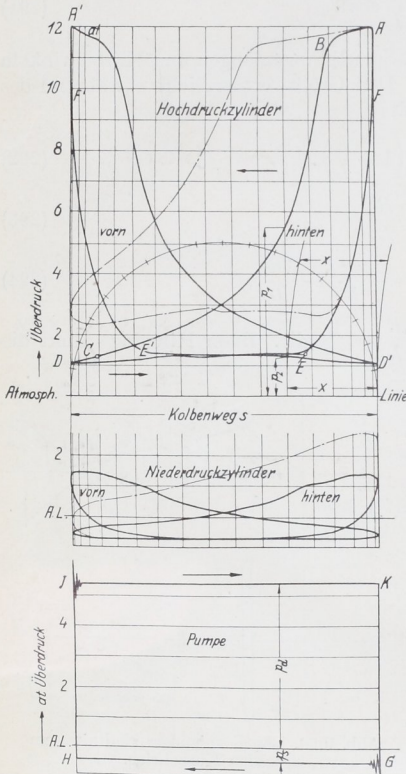


Abb. 1051 bis 1053. Druckverlauf in den Dampfzylindern und der Pumpe der Wasserwerkmaschine Tafel I.

getragen, Linien, wie sie bei der Untersuchung der Anlage mittels des Indikators gefunden werden. Zur Erläuterung sei zunächst nur die Wirkung des Dampfes verfolgt, die Maschine also als Betriebsmaschine einer Fabrik gedacht und die auf der Hinterseite des Hochdruckzylinders aufgenommene Schaulinie, Abb. 1051 rechts, betrachtet. Von *A* bis *B* strömt Frischdampf in den Zylinder und schiebt den Kolben im Sinne des oberen Pfeiles nach vorn — Einströmzeit. Im Punkte *B* wird das Einlaßventil geschlossen; der im Zylinder vorhandene Dampf dehnt sich aus und wirkt mit sinkendem Druck auf den Kolben — Expansions- oder Ausdehnungsvorgang —, bis im Vorausströmpunkt *C*, kurz vor der vorderen Totlage des Kolbens, das Auslaßventil gehoben wird und der Dampf in die Verbindungsleitung zum Niederdruckzylinder strömt. Im Totpunkt *D* beginnt der Kolben seinen Rücklauf; er schiebt den Dampf während der Ausströmzeit aus dem Zylinder, bis in *E* das Auslaßventil geschlossen und der im Zylinder noch vorhandene Dampf durch den Kolben annähernd auf die Einströmspannung verdichtet wird — Kompressions- oder Verdichtungszeit. Nahe dem hinteren Totpunkt, im Voreinströmpunkt *F*, tritt durch Öffnen des Einströmventils neuer Frischdampf ein; der Kreislauf beginnt in *A* von neuem.

Der Inhalt der Schaulinie *ABCDEF* stellt die vom Dampf hinter dem Hochdruckkolben geleistete „indizierte“ Arbeit dar.

Die auf den Kolben tatsächlich wirkenden Kräfte ergeben sich ohne Schwierigkeit, wenn man beachtet, daß auf seiner Vorderseite der Auspuff- und Verdichtungsabschnitt durchlaufen wird, während der Dampf auf der Rückseite einströmt und sich ausdehnt und umgekehrt, daß also zum Linienzug *ABCD*, Abb. 1051 und 1054, der Schaulinie auf der Rückseite der Druckverlauf *D'E'F'A'* auf der Vorderseite des Kolbens gehört. In einer beliebigen, durch die Abszisse *x* gekennzeichneten Kolbenstellung ist dann der Überdruck, mit dem der Kolben verschoben wird, durch:

$$P = p_1 \cdot F' - p_2 \cdot F'' \quad (296)$$

gegeben, wenn p_1 und p_2 die Drucke, F' und F'' die wirksamen Kolbenflächen auf der Rück- und Vorderseite sind, die durch die Stangenquerschnitte oder durch das Fehlen der Längsange auf der Rückseite des Kolbens verschieden sein können. P , für alle Stellungen

ermittelt, führt zu der auf den Hub s bezogenen Kolbenüberdrucklinie, Abb. 1055, für die Deckelseite des Hochdruckzylinders der Maschine Tafel I, an der:

$$F' = \frac{\pi}{4} (45^2 - 7,5^2) = 1546,3 \text{ cm}^2$$

und

$$F'' = \frac{\pi}{4} (45^2 - 10^2) = 1511,9 \text{ cm}^2$$

ist. Annähernd kann man für die Kolbenfläche den Mittelwert:

$$F = \frac{F' + F''}{2}$$

setzen und dann die Kolbenkraft aus:

$$P = F(p_1 - p_2) = F \cdot p_{\bar{u}} \quad (297)$$

berechnen, wobei $p_{\bar{u}}$ der aus Abb. 1054 oder 1051 zu entnehmende Überdruck ist.

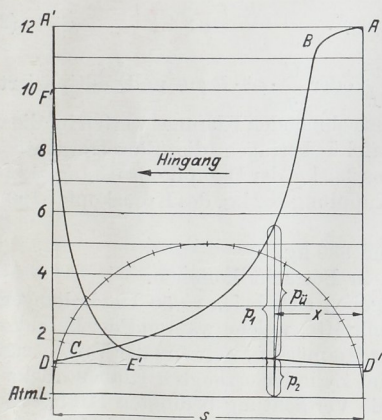


Abb. 1054. Ermittlung des auf den Hochdruckkolben wirkenden spezifischen Überdrucks $p_{\bar{u}}$ beim Hingang.

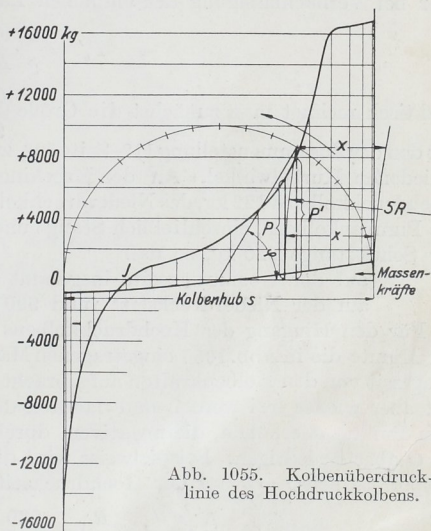


Abb. 1055. Kolbenüberdrucklinie des Hochdruckkolbens.

In Rücksicht auf die weitere Untersuchung empfiehlt es sich, die Kolbendrucke zu bestimmten Kurbelstellungen zu suchen. Man teilt zu diesem Zwecke einen über dem Kolbenhub s in Abb. 1051 oder 1054 geschlagenen Halbkreis in eine Anzahl gleicher Teile, vorteilhafterweise in 9 oder 18 Teile, je 20 oder 10° Kurbelwinkel entsprechend. ermittelt die Kolbenwege x zu den Teilpunkten auf der Kolbenweglinie durch Kreisbögen mit der Schubstangenlänge als Halbmesser und an Hand der in ihnen errichteter Ordinaten die Kolbendrucke. Will man die endliche Länge der Schubstange nicht berücksichtigen, so sind die Ordinaten durch die Teilpunkte auf dem Kreise selbst zu legen.

Im Punkte J der Linie, Abb. 1055, wird die Kolbenkraft Null und zwischen J und C negativ; in J tritt also Druckwechsel ein. Die unterhalb der wagrechten Grundlinie liegenden, zur Verdichtung des Dampfes nötigen Kräfte müssen von der Welle durch den Kurbeltrieb hergegeben werden. Sie werden zum Teil von der im anderen Dampfzylinder erzeugten Energie, zum Teil von der Wucht des Schwungrades bestritten.

b) Einfluß der Massenkräfte.

Während der Kurbelzapfen einer Kolbenmaschine annähernd gleichförmige Umlaufgeschwindigkeit hat, ist, wie oben gezeigt, die Geschwindigkeit der hin- und hergehen

Teile bei jedem Hube sehr wechselnd. Von Null in der Totlage steigt sie auf einen Höchstwert und sinkt dann wieder auf Null in der anderen Totlage. Dementsprechend müssen die Massen im ersten Teil des Hubes beschleunigt, im zweiten verzögert werden. Die dazu nötigen Massenkräfte können bei hohen Betriebsgeschwindigkeiten den Verlauf der freien, zum Antrieb der Maschine zur Verfügung stehenden Kolbenkräfte erheblich beeinflussen. Ihre Größe P_b ergibt sich durch Multiplikation der Beschleunigung b mit

der Masse $\frac{G}{g}$ der hin- und hergehenden Teile, wobei sich G aus den Gewichten des Kolbens, der Kolbenstange und des Kreuzkopfes, sowie $\frac{1}{2}$ bis $\frac{2}{3}$ desjenigen der Schubstange zusammensetzt, da deren Kurbelzapfenende ja im wesentlichen eine umlaufende Bewegung macht [XIV, 3]:

$$(298) \quad P_b = \frac{G}{g} \frac{v^2}{R} \left(\cos \varphi \pm \frac{R}{L} \cos 2\varphi \right)$$

oder bei Vernachlässigung der endlichen Länge der Schubstange:

$$(299) \quad P_b' = \frac{G}{g} \frac{v^2}{R} \cdot \cos \varphi.$$

Praktisch rechnet man zunächst die Größe $\frac{G}{g} \frac{v^2}{R}$ oder $\frac{G}{g} \cdot \omega^2 \cdot R$ aus und multipliziert sie mit den der Zusammenstellung 112, Seite 602, zu entnehmenden Klammerwerten für die verschiedenen Kurbelwinkel. An der Maschine Tafel I betragen die Einzelgewichte des Hochdruckkolbens 122 kg, des Niederdruckkolbens 282 kg, der Dampfkolbenstange 122 kg, des Pumpenkolbens, einschließlich Stange und Kupplung 282 kg, des Kreuzkopfes 190 kg, der Schubstange 220 kg, so daß

auf der Hochdruckseite insgesamt rund 830 kg,

auf der Niederdruckseite rund 990 kg in Betracht kommen.

Für den Hingang des Hochdruckkolbens ergeben sich bei $n = 50$ Umdrehungen in der Minute die in Abb. 1055 eingetragenen Massenkräfte, welche während der Beschleunigungszeit von den Kolbenkräften aufgebracht werden müssen, während der Verzögerungszeit aber wieder frei werden und dadurch die im Zylinder erzeugten Kolbendrücke bis zum Punkte J erhöhen, die negativen, durch die Verdichtung bedingten Kräfte von J bis O aber erniedrigen. Beispielweise wird die größte Beschleunigungskraft im hinteren Totpunkte bei $\varphi = 0$ auf der Hochdruckseite:

$$P_{b \max} = \frac{G}{g} \frac{v^2}{R} \left(1 + \frac{R}{L} \right) = \frac{830}{9,81} \cdot \frac{2,095^2}{0,4} \left(1 + \frac{0,4}{2,0} \right) = 1115 \text{ kg,}$$

auf der Niederdruckseite 1330 kg. Da die Massen die gesamte Wucht, die sie während der Beschleunigungszeit aufspeicherten, während der Verzögerung wieder abgeben, muß die oberhalb der Kolbenweglinie liegende, die Beschleunigungskräfte umfassende Fläche der unterhalb liegenden Verzögerungsfläche inhaltgleich sein. Zum Antrieb der Maschine und der unmittelbar gekuppelten Pumpe stehen die durch senkrechte Strichelung hervorgehobenen freien Kräfte zur Verfügung.

Der Einfluß der Massenkräfte ist um so bedeutender, je größer die Massen und Geschwindigkeiten sind und je größer das Verhältnis $\frac{R}{L}$ ist. Bis zu einer gewissen Geschwindigkeit lassen die Massenwirkungen den Verlauf der freien Kräfte gleichmäßiger werden, weil die großen Kräfte während der Einström- und Verdichtungszeit an den Enden des Hubes durch die Beschleunigung bzw. Verzögerung der Massen vermindert werden. Bei der Festigkeitsrechnung ist aber zu beachten, daß die Teile auch den größten auftretenden Kräften, also den vollen Kolbenkräften, genügen müssen, die beim Anlaufen oder bei geringen Geschwindigkeiten vorkommen, weil da die Massenkräfte noch unbedeutend sind.

Bei sehr raschem Lauf und großen Massen kann es andererseits vorkommen, daß die Massenkräfte die statischen Kolbendrucke übersteigen und der Berechnung zugrunde zu legen sind.

c) Die Kraftwirkungen in Verbrennungsmaschinen.

Die zweite Hauptart der Kolbenkraftmaschinen, die Verbrennungsmaschinen, arbeiten nach verschiedenen Verfahren: 1. mit fremder Zündung unter Verpuffung, 2. mit Selbst-

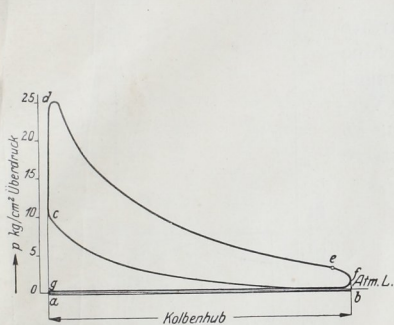


Abb. 1056. Druckverlauf in einer Viertaktverpuffungsmaschine.

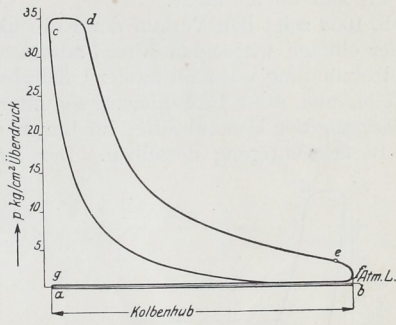


Abb. 1057. Druckverlauf in einer Viertaktselbstzündmaschine.

zündung des Gemisches (Dieselmaschinen) und entweder im Viertakt oder im Zweitakt, so daß vier Gattungen entstehen, die konstruktiv noch als einfach und doppelwirkende Maschinen stehender oder liegender Bauart auf verschiedenste Weise durchgebildet werden.

In Abb. 1056 ist der Druckverlauf einer Viertakt-Verpuffungsmaschine wiedergegeben.

Beim ersten Hinlauf saugt der Kolben das Gasluftgemisch unter geringem Unterdruck, der Linie cb entsprechend, an (Saughub) und verdichtet es beim Rücklauf nach bc (Verdichtungshub). Im Punkt c wird das Gemisch entzündet, verbrennt unter rascher Steigerung des Druckes und treibt

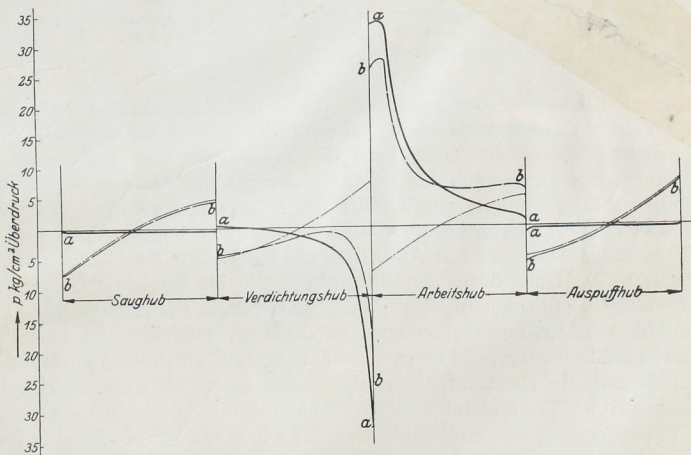


Abb. 1058. Kolbenüberdrucklinie für eine Viertaktmaschine mit Selbstzündung $a-a$ unter Vernachlässigung der Massenkräfte, $b-b$ unter Berücksichtigung derselben.

den Kolben während des dritten, des Arbeitshubes, dem Druckverlauf $cdef$ gemäß an. In e wurde die Auslaßöffnung freigegeben, durch welche die verbrannten Gase während des vierten, des Auspuffhubes, von f bis g vom Kolben hinausgeschoben werden; in a beginnt das Spiel von neuem. Der höchste Druck, den man zur Berechnung des größten Kolbendruckes benutzt, pfl egt bei 25 at zu liegen.

Beim Viertaktverfahren mit Selbstzündung, Abb. 1057, wird während des ersten Hubes von a bis b nur Luft angesaugt, die während des zweiten, von b bis c so stark verdichtet wird, daß ihre Temperatur den Zündpunkt des Brennstoffes überschreitet. Während des dritten, des Arbeitshubes, wird das Treibmittel bis zum Punkte d eingespritzt, durch die hoch erhitze Luft entzündet und verbrannt. Von d bis e dehnen sich die Gase unter weiterer Abgabe der Nutzarbeit aus und entweichen während des Auspuffhubes von f bis g , nachdem im Punkte e das Auspuffventil geöffnet worden ist. Der Verbrennungsdruck erreicht 30 bis 35 at.

Abb. 1058 zeigt den Verlauf der Kolbenkräfte an einer einfach wirkenden Einzylindermaschine mit Selbstzündung während zweier Umdrehungen der Welle, und zwar im Linienzug aa unter Vernachlässigung der Massenkräfte, im Linienzug bb unter Berücksichtigung derselben. Der letztere

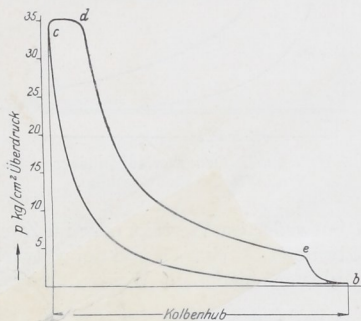


Abb. 1059. Druckverlauf in einer Zweitaktselbstzündmaschine.

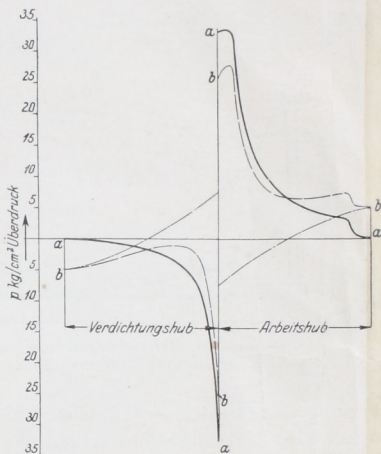


Abb. 1060. Kolbenüberdrucklinie an einer Zweitaktmaschine, $a-a$ unter Vernachlässigung der Massenkräfte, $b-b$ unter Berücksichtigung derselben.

zeigt deutlich, daß das Triebwerk durch die Massenkräfte während des Arbeits- und Verdichtungs- und Arbeitshubes entlastet, während der beiden anderen aber belastet wird.

Beim Zweitaktverfahren wird die Beseitigung der verbrannten Gase — bei Verpuffungsmaschinen auch das Zuführen der frischen Ladung —, nicht durch den Arbeitskolben selbst, sondern durch Hilfskolben oder Ladepumpen bewirkt. Auf diese Weise werden die besonderen Ansaug- und Auspuffhübe vermieden. Die Vorgänge verlaufen beim Selbstzündverfahren nach Abb. 1059 wie folgt. Am Schluß des Arbeitshubes werden die verbrannten Gase durch Spülluft durch die im Punkte e freigegebene Auspufföffnung ausgetrieben, die gleichmäßiger Wirkung wegen in Form von Schlitzfen, auf dem Zylinderumfang verteilt, ausgebildet zu werden pflegt. Gleichzeitig ist der Zylinder mit frischer Luft gefüllt worden, die beim Verdichtungs- und Arbeitshub von b bis c zusammengedrückt und hierdurch auf die zur Zündung nötige Hitze gebracht wird. Von c bis d verbrannt das eingespritzte Treibmittel und wirkt nach Linie cde treibend auf den Kolben.

Den Verlauf des Kolbenüberdruckes einer einfach wirkenden Zweitakt-Einzylinder-Dieselmachine während einer Umdrehung der Welle zeigt Abb. 1060.

d) Ermittlung der Kräfte in den Teilen des Kurbeltriebes.

Beträgt an einer Betriebsmaschine, welche die erzeugte Energie durch ihre Welle abgibt, die Kolbenkraft in irgendeinem Augenblick P kg, Abb. 1061, so wirken in der unter dem Winkel ψ geneigten Schubstange:

$$S = \frac{P}{\cos \psi} \text{ kg,} \quad (300)$$

auf die Gleitfläche des Kreuzkopfes:

$$N = P \cdot \operatorname{tg} \psi \text{ kg} \quad (301)$$

und an dem unter dem Winkel φ stehenden Kurbelarm:

$$D' = S \cdot \cos(\varphi \pm \psi) = \frac{P \cdot \cos(\varphi \pm \psi)}{\cos \psi} \text{ kg} \quad (302)$$

als Radialkraft und:

$$T = S \cdot \sin(\varphi \pm \psi) = \frac{P \cdot \sin(\varphi \pm \psi)}{\cos \psi} \text{ kg} \quad (303)$$

als Tangentialkraft. Das + Zeichen gilt für den Hin-, das - Zeichen für den Rücklauf. D' leistet keine Nutzarbeit, dagegen wirkt T treibend auf die Welle. Strenggenommen

darf die Kolbenkraft P nicht für alle Teile des Kurbeltriebes gleich groß genommen werden. Zwischen dem Druck auf den Kreuzkopfszapfen und demjenigen auf den Kurbelzapfen besteht ein Unterschied um den Betrag zur Überwindung der Reibungswiderstände am Kreuzkopf und um die Massenkräfte zur Geschwindigkeitsänderung der Schubstange. Bei stehenden Maschinen können die Gewichte der hin- und hergehenden Teile, die beim Abwärtsgang treibend mitwirken, beim Aufwärtsgang aber zu heben sind, Beachtung verlangen.

T ist in ähnlicher Weise wie die Kolbengeschwindigkeit von φ und ψ , also auch von dem Verhältnis $\frac{R}{L}$ abhängig und läßt sich an Hand der Werte $\frac{\sin(\varphi \pm \psi)}{\cos \psi}$ der Zusammenstellung 112, Seite 602, aus der Kolbenüberdrucklinie, Abb. 1055, für die einzelnen Stellungen berechnen. Man pflegt es auf den Kurbelkreisumfang zu beziehen, indem man es über $\frac{\pi \cdot s}{2}$ in den Teilpunkten des abgewickelten halben Kurbelkreises aufträgt

und erhält so die Tangentialdruck- oder Drehkraftlinie, die in Abb. 1062 unter Beachtung der Massenkräfte für die Deckelseite des Hochdruckzylinders der Maschine Tafel I aufgezeichnet wurde. Daß ein Teil der indizierten Leistung durch die Widerstände in der Maschine selbst verlorengeht, wird durch Verkleinern aller Tangentialkräfte T im Verhältnis des Wirkungsgrades η berücksichtigt, der bei gewöhnlichen Kolbenmaschinen zu 85 bis 92% angenommen werden kann (gestrichelte Linie, Abb. 1062).

Zeichnerisch läßt sich T an der polaren Darstellung der Überdrucke, Abb. 1063, finden, die man durch radiales Auftragen der Kräfte P aus der Überdrucklinie, Abb. 1055, auf den zugehörigen Kurbelstellungen erhält, wie am Winkel φ gezeigt ist. Sucht man an dem verkleinert eingezeichneten Kurbelkreise die Lage der Schubstange, indem man CE im vorliegenden Falle gleich $5 \cdot \overline{MC}$ macht, so schneidet die Parallele zu dieser Linie

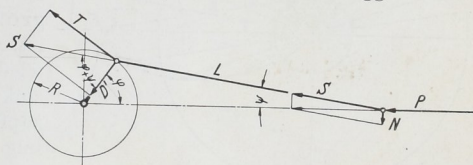


Abb. 1061. Kräfte in den Teilen des geraden Kurbeltriebes.

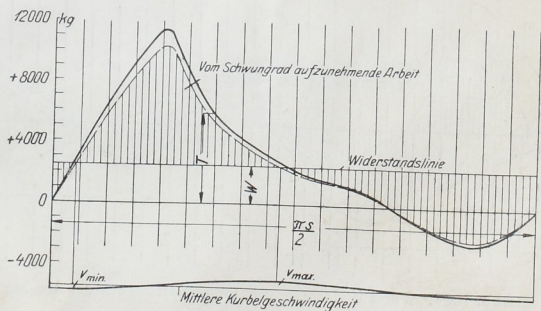


Abb. 1062. Tangentialdrucklinie (Hochdruckseite der Maschine Tafel I, Hingang).

durch den Endpunkt von P auf der senkrechten Mittellinie:

$$\overline{MF} = \frac{P \sin(\varphi \pm \psi)}{\cos \psi} = T$$

ab. Wegen des Beweises vergleiche die Ausführungen zu Abb. 1049.

T unterliegt während eines Hubes erheblichen Schwankungen und hat im Druckwechsel- und in den Totpunkten den Wert Null. Soll die Welle die Leistung möglichst gleichmäßig abgeben, wie es etwa beim Betriebe von Spinnereien oder beim Antrieb von Dynamomaschinen notwendig ist, so muß ein genügend schweres Schwungrad eingeschaltet werden, das den Ausgleich übernimmt, indem es die Überschußarbeit, solange nämlich T größer als der gleichmäßige Widerstand W ist, Abb. 1062 und 1064, aufspeichert, sie aber wieder abgibt, wenn T unter den Widerstand sinkt. Daraus folgt, daß auch die Kurbelzapfengeschwindigkeit nicht völlig gleichförmig sein kann. Sie muß, wie in der Linie unter Abb. 1062 angedeutet, wachsen, solange das Schwungrad Arbeit aufnimmt, dagegen sinken, wenn das Schwungrad Arbeit hergibt. Der größte und kleinste Wert der Geschwindigkeit liegen daher unter Schnittpunkten der Drehkraft- und der Widerstandslinie.

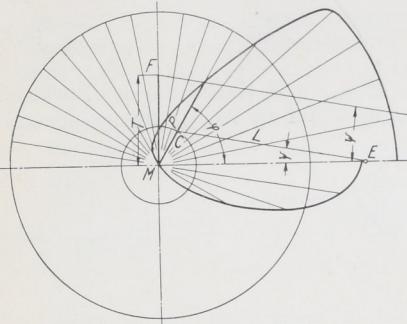


Abb. 1063. Zeichnerische Ermittlung des Tangentialdruckes.

Wirken gleichzeitig mehrere Kolben auf ein und dieselbe Kurbelwelle, so müssen zur Bestimmung der resultierenden Tangentialdrücke die Drehkraftlinien einzeln ermittelt, unter Beachtung der Kurbelversetzung aneinandergereiht und ihre Ordinaten summiert werden. So wurde in Abb. 1064 für die als Betriebsmaschine gedachte Maschine

Tafel I die am Niederdruckzylinder gefundene Linie um $\frac{\pi \cdot s}{4}$ versetzt zur Hochdruck-

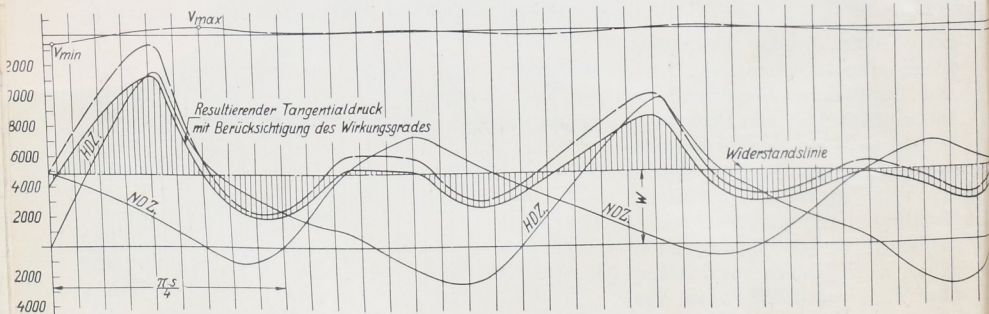


Abb. 1064. Verlauf des Gesamttangentialdruckes an der Maschine Tafel I als Betriebsmaschine.

zylinderlinie eingetragen, weil die Niederdruckkurbel der Hochdruckkurbel um 90° vortritt. Die Kurbelversetzung ermöglicht nicht allein die Überwindung der Totlagen, sondern führt auch, wie aus der Abbildung ersichtlich ist, zu einer wesentlich gleichmäßigeren Verteilung der Umfangsdrücke.

Die bisherigen Untersuchungen zeigen den Verlauf der Kräfte für den Fall, daß die Leistung durch die Welle abgegeben wird, gelten also für Antriebe von Fabriken, von Dynamomaschinen oder von Arbeitsmaschinen, die an der Welle hängen. Werden die Arbeitsmaschinen dagegen durch die Pleuellagerbohlen, wie im Falle der Tafel I die

beiden doppelwirkenden Pumpen, angetrieben, so wird ein Teil der erzeugten Kräfte unmittelbar zur Überwindung des Widerstandes verwendet; nur der Rest muß durch das Kurbelgetriebe in das Schwungrad oder auf die andere Maschinenseite geleitet werden.

Der Druckverlauf in einer Kolbenpumpe ist durch ein Rechteck, Abb. 1053, gegeben, wenn man von den stoßartigen Druckschwankungen in den Totpunkten G und J absieht. Der Kolben saugt beim Lauf im Sinne des unteren Pfeils von G bis H das Wasser mit einem der Saughöhe entsprechenden Unterdruck p_s durch das Saugventil an. Bei der Umkehr der Kolbenbewegung in H schließt sich das Saugventil. Der Kolben setzt das im Pumpenraume eingeschlossene Wasser unter den Druck von p_a at und fördert es auf dem Wege JK durch das Druckventil in den Druckraum. Bei einer doppelwirkenden Pumpe herrscht während eines Hubes auf der einen Seite des Kolbens die Saugspannung p_s , auf der anderen die Druckspannung p_a , Abb. 1002. Bezeichnet F_p den Kolbenquerschnitt, f_s den Querschnitt der am vorderen Ende sitzenden Kolbenstange, so wird die Kolbenkraft während des Vorwärtsganges:

$$P_{p1} = F_p \cdot p_s + (F_p - f_s) p_a = F_p (p_s + p_a) - f_s \cdot p_a,$$

im Falle der Maschine Tafel I und Abb. 1053:

$$P_{p1} = \frac{\pi}{4} \cdot 28,5^2 (0,45 + 5,4) - \frac{\pi}{4} \cdot 7,5^2 \cdot 5,4 = 3490 \text{ kg},$$

beim Rücklauf:

$$P_{p2} = F_p (p_s + p_a) - f_s \cdot p_s = \frac{\pi}{4} \cdot 28,5^2 (0,45 + 5,4) - \frac{\pi}{4} \cdot 7,5^2 \cdot 0,45 = 3710 \text{ kg}.$$

Da diese Drucke während der einzelnen Hübe unverändert bleiben, ist auch der Kraftverlauf durch ein Rechteck dargestellt.

Legt man dieses Rechteck über die im Verhältnis des Wirkungsgrades verkleinerte Dampfüberdruckfläche, Abb. 1065, so zeigt sich, daß während des Einstromens und eines Teils der Ausdehnungszeit die Dampfkolbenkräfte größer, im weiteren Verlauf aber kleiner als der durch die Pumpenkraft gegebene Widerstand sind. Trägt man schließlich die bei normalem Lauf auftretenden Massenkräfte ein, so werden nur die durch senkrechte Strichelung hervorgehobenen Kräfte durch den Kurbeltrieb geleitet. Besonders hervorzuheben ist aber, daß während der Verdichtungszeit die Summe der Dampf- und Pumpenkräfte, im Totpunkte also $P_p + P_a$ überwunden werden muß, daß demnach auch die vor dem Dampfkolben liegenden Triebwerkteile, die vordere Kolbenstange, der Kreuzkopf, die Schubstange, die Kurbel und die Welle sowie das Lager dieser Drucksumme ausgesetzt und auf sie zu berechnen sind. Wie oben ausgeführt, müssen dabei die Massendrucke, die beim Anlaufen und bei niedrigen Drehzahlen klein sind, unberücksichtigt bleiben. Die Stange zwischen dem Dampf- und Pumpenkolben hat nur den Pumpendruck zu überwinden, vgl. dazu auch Abb. 1066, die die Kräftewirkung in der vorderen Totlage anschaulich zeigt.

Die Ermittlung der Drehkraftlinie kann unter Einsetzen der senkrecht gestrichelten Restkräfte, im übrigen wie oben beschrieben, erfolgen. Ein anderer Weg ist, die Widerstandslinie der Arbeitsmaschine getrennt abzuleiten und sie mit der Drehkraftlinie der Kraftmaschine zu vergleichen, wie in Abb. 1067 geschehen ist. Die recht-

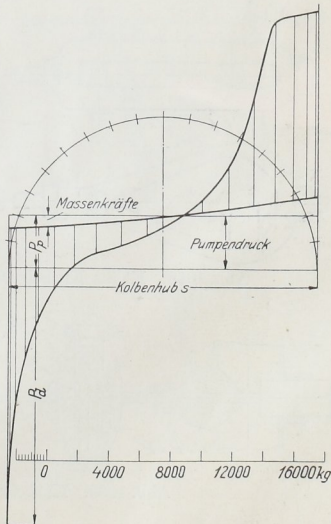


Abb. 1065. Kolbendruck unter Berücksichtigung des Pumpendrucks (Wasserpumpenmaschine Tafel I).

eckigen Pumpenschaulinien liefern dabei Sinuslinien ähnliche Kurven. In sinngemäßer Weise können auch die Widerstände, die durch den Antrieb von Kondensatoren, Ladepumpen an Gasmaschinen usw. entstehen, berücksichtigt werden.

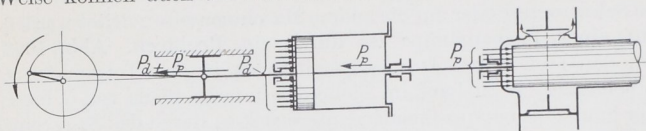


Abb. 1066. Summierung des Dampf- und Pumpendrucks in der Totlage.

bei unveränderlichem Stangenverhältnis stets die gleichen Massendruckdrehkraftlinien benutzen kann, deren Ordinaten nur dem Grundwerte $\frac{G}{g} \cdot \frac{v^2}{R}$ entsprechend abgeändert zu werden brauchen.

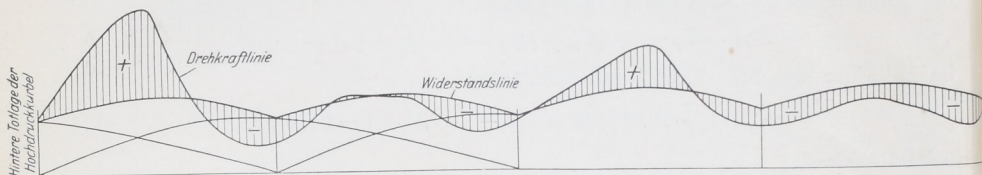


Abb. 1067. Drehkraftlinie der Wasserwerkmaschine Tafel I.

C. Sonderformen des Kurbeltriebes.

1. Kleins Kurbelgetriebe.

An Dampfpumpen vermeiden Klein, Schanzlin & Becker in Frankenthal u. a. die Kreuzkopfführung dadurch, daß sie die Dampf- und Pumpenkolbenstange durch einen verschränkten Bügel aus Stahlguß nach Abb. 1068 verbinden, in welchem die Schubstange schwingen und die Pleuell sich drehen kann. Zu beachten ist, daß hierbei die Pleuellstange, durch den Seitendruck der Schubstange auf Biegung beansprucht, kräftig gehalten werden muß.

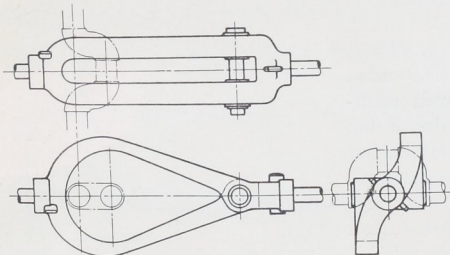


Abb. 1068. Kleins Kurbelgetriebe.

2. Die Kurbelschleife.

Bei ihr bewegt sich der Pleuellzapfen nach Abb. 1069 mittels eines Gleitstückes in einer senkrecht zur Pleuellstange angeordneten Führung, so daß die Schubstange ganz vermeiden und eine sehr geringe Baulänge des Triebes erreicht wird. Die Kurbelschleife wird an gedrängt gebauten Dampfpumpen, an Stenzen usw. angewendet. Im Falle von

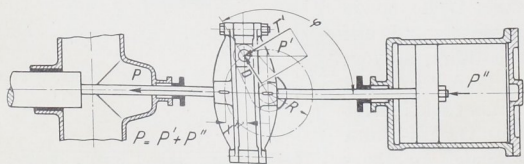


Abb. 1069. Kurbelschleife.

Abb. 1069 haben der Dampf- und der Pumpenkolben eine gemeinsame Mittellinie; die Kurbelschleife dient dazu, ein Schwungrad anzutreiben, das die Kraftwirkungen am Dampf- und Pumpenkolben ausgleicht und die Totlagen überwindet. Gelegentlich findet man die Pleuellstangen aus einem Stück mit den Führungswangen hergestellt, kommt dadurch freilich zu teuren Schmiedeteilen. Die hohen Beanspruchungen auf Biegung,

sowohl der Führung durch die Kolbenkraft, wie der Kolbenstange und der Verbindungsstellen beider durch den Zapfendruck, beschränken die Anwendung auf mäßige Kräfte und kleine Kurbelhalbmesser; die großen Massen lassen nur geringe Geschwindigkeiten und Umlaufzahlen zu. Die Reibungs- und Schmierungsverhältnisse sind ungünstig.

Der Kolbenweg an der Kurbelschleife, Abb. 1069:

$$x' = R(1 - \cos \varphi),$$

die Kolbengeschwindigkeit:

$$c' = v \cdot \sin \varphi$$

und die Beschleunigung:

$$b' = \frac{v^2}{R} \cos \varphi$$

entsprechen denjenigen an einem geraden Kurbeltriebe mit unendlich großer Schubstangenlänge nach den Formeln (287), (289) und (295).

Eine Kurbelschleife einfachster Form in einer Schere oder einer Lochmaschine zeigt Abb. 1070. Am Ende der Welle W sitzt exzentrisch ein Zapfen Z , der vermittelt eines Gleitklotzes den senkrecht geführten Schlitten S antreibt. Für die Flächendrucke an derartigen Zapfen läßt man bis zu 200 kg/cm^2 zu.

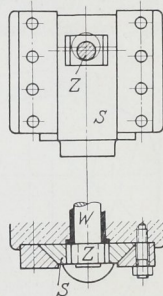


Abb. 1070. Kurbelschleife an einer Lochstanze.

3. Die schwingende Kurbelschleife.

Sie wird in erster Linie an Werkzeugmaschinen benutzt, um dem Werkzeug oder dem Arbeitsstück einen beschleunigten Rücklauf zu erteilen. Der Kurbelzapfen C , Abb. 1071, gleitet in dem geschlitzten Hebel DE und treibt in E unmittelbar oder durch eine kurze Schubstange den Tisch oder Schlitten S an. E schwingt auf dem Kreisbogen AB . Während des Arbeitsganges durchläuft der Kurbelarm den Winkel 2α , während des Rücklaufes 2β , Winkel, die man durch Fällen der Lote von M auf die äußersten Lagen des Hebels, DA und DB , erhält. Die mittleren Geschwindigkeiten der beiden Bewegungen v_a und v_r verhalten sich umgekehrt, wie die zum Durchlaufen von α und β aufgewandten Zeiten oder wie die Winkel selbst:

$$\frac{v_a}{v_r} = \frac{\beta}{\alpha}.$$

In einer beliebigen Lage ergibt sich die Tischgeschwindigkeit c aus der gleichförmigen Kurbelzapfengeschwindigkeit v wie folgt:

Geschwindigkeit des Punktes C senkrecht zum Hebel DE , wenn F der Fußpunkt des Lotes von M auf DC ist:

$$v_1 = v \frac{\overline{FC}}{\overline{CM}} = v \cdot \frac{\overline{FC}}{r};$$

Geschwindigkeit des Punktes E senkrecht zum Hebel DE :

$$v_2 = v_1 \frac{\overline{ED}}{\overline{CD}} = \frac{v \overline{FC}}{r \overline{CD}} \cdot \overline{ED};$$

Tischgeschwindigkeit:

$$c = v_2 \frac{\overline{GD}}{\overline{ED}} = \frac{v \overline{GD} \cdot \overline{FC}}{r \overline{CD}}.$$

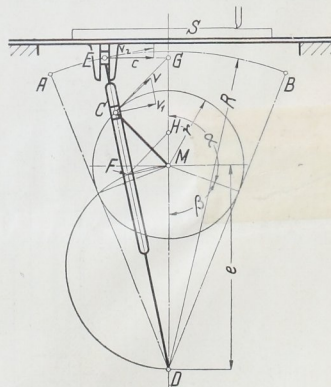


Abb. 1071. Schwingende Kurbelschleife, Schema.

Verbindet man C mit G und zieht durch F eine Parallele zu CG , die DG in H schneidet, so folgt:

$$\frac{\overline{GH}}{\overline{FC}} = \frac{\overline{GD}}{\overline{CD}} \quad \text{oder} \quad \overline{GH} = \frac{\overline{GD} \cdot \overline{FC}}{\overline{CD}} \quad \text{oder} \quad c = \frac{v}{r} \cdot \overline{GH}.$$

Die Ermittlung von c wird noch dadurch erleichtert, daß F auf einem Kreis über MD liegt, so daß man für eine beliebige Lage des Schwinghebels DE nur die Schnittpunkte C und F mit den Kreisen um M und über MD zu suchen und die Parallele zu CG durch F zu ziehen braucht. Die Arbeitsgeschwindigkeit erreicht ihren größten Wert, wenn C im höchsten Punkte des Kurbelkreises steht; er beträgt mit den Bezeichnungen der Abb. 1071 und des Geschwindigkeitsrisses der schwingenden Kurbelschleife Abb. 1072:

$$c_1 = v \cdot \frac{R}{e + r}. \quad (304)$$

Die größte Rücklaufgeschwindigkeit tritt ein, wenn C den untersten Punkt des Kurbelkreises durchläuft:

$$c_2 = v \cdot \frac{R}{e - r}. \quad (305)$$

Abb. 1072. Geschwindigkeitsriß der schwingenden Kurbelschleife Abb. 1071.

Die Anwendung einer Kurbelschleife zum Antrieb einer Feilmaschine zeigt Abb. 1073. Der Kurbelzapfen C sitzt auf dem Zahnrad Z_1 , das durch das Ritzel Z_2 auf der Welle von der Stufenscheibe S in Umdrehung versetzt wird. Die Kurbelschleife schwimmt in der Führungsbüchse D , in der Welle W_2 läuft und treibt durch ihren Kopf E die Klaue K den Stößel T mit dem Hobelstahl U an. Der Stößel ist gegenüber der Klaue

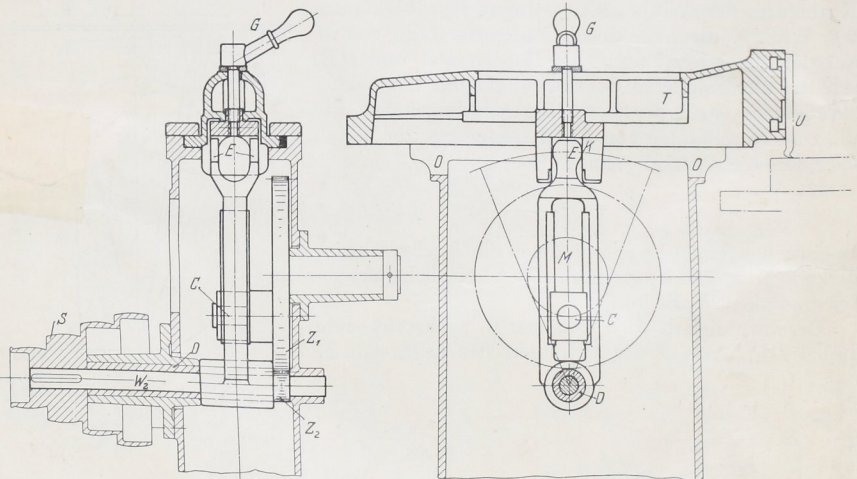


Abb. 1073. Antrieb einer Feilmaschine durch eine schwingende Kurbelschleife.

durch die Schraube und den Handgriff G verstellbar. Daß der Kopf E gabelförmig ausgebildet ist, hat den Zweck, dünne Wellen, die genutet werden sollen, durch die Öffnung O im Kopf der Maschine durchstecken zu können.