

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

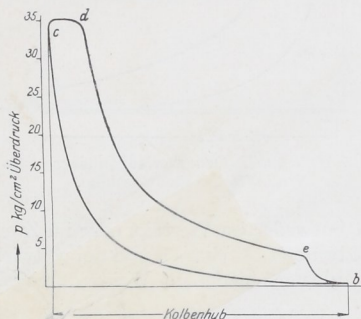


Abb. 1059. Druckverlauf in einer Zweitaktselbstzündmaschine.

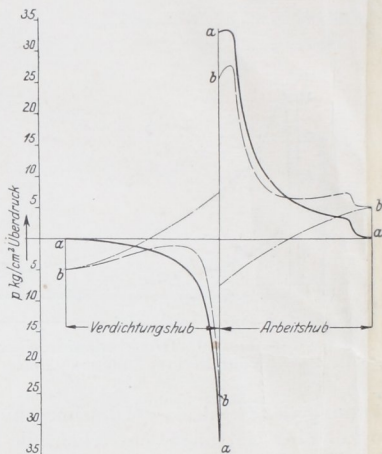


Abb. 1060. Kolbenüberdrucklinie an einer Zweitaktmaschine,  $a-a$  unter Vernachlässigung der Massenkräfte,  $b-b$  unter Berücksichtigung derselben.

zeigt deutlich, daß das Triebwerk durch die Massenkräfte während des Arbeits- und Verdichtungshubes 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 Schlitzen, auf dem Zylinderumfang verteilt, ausgebildet zu werden pflegt. Gleichzeitig ist der Zylinder mit frischer Luft gefüllt worden, die beim Verdichtungshub 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  $\psi$  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  $\varphi$  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 Kreuzkopfbzapfen und demjenigen auf den Kurbelzapfen besteht ein Unterschied um den Betrag zur Überwindung der Reibungswiderstände am Kreuzkopf und um die Massenkkräfte 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.

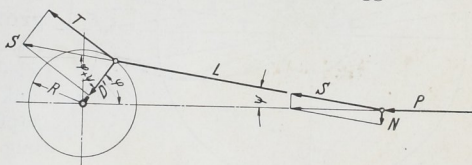


Abb. 1061. Kräfte in den Teilen des geraden Kurbeltriebes.

$T$  ist in ähnlicher Weise wie die Kolbengeschwindigkeit von  $\varphi$  und  $\psi$ , 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 Massenkkräfte für die Deckelseite des Hochdruckzylinders der Maschine Tafel I aufgezeichnet wurde. Daß ein Teil der indizierten Leistung durch die Widerstände in der Maschine selbst verloren geht, wird durch Verkleinern aller Tangentialkräfte  $T$  im Verhältnis des Wirkungsgrades  $\eta$  berücksichtigt, der bei gewöhnlichen Kolbenmaschinen zu 85 bis 92% angenommen werden kann (gestrichelte Linie, Abb. 1062).

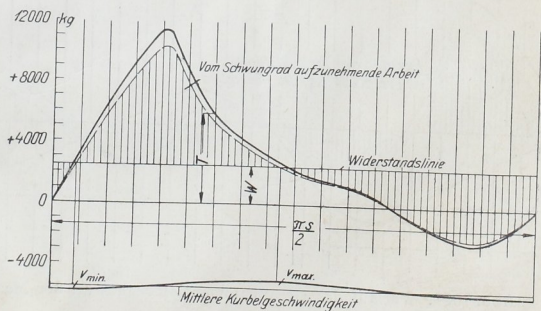


Abb. 1062. Tangentialdrucklinie (Hochdruckseite der Maschine Tafel I, Hingang).

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  $\varphi$  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



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 Antriebe 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.

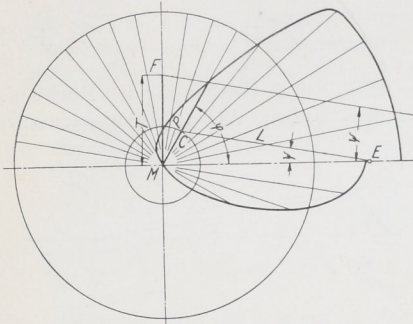


Abb. 1063. Zeichnerische Ermittlung des Tangentialdruckes.

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-

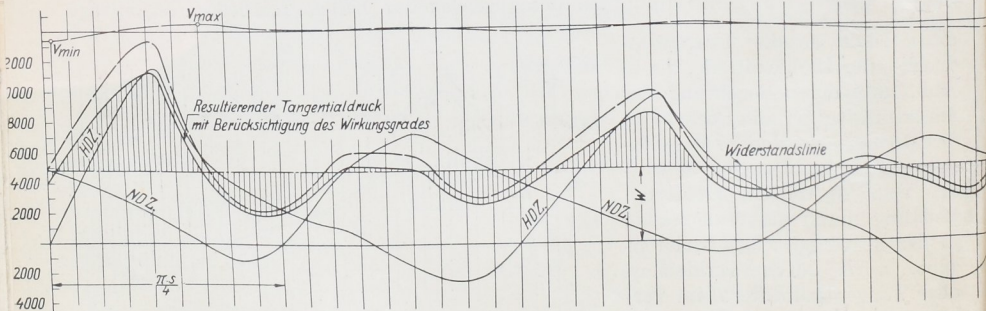


Abb. 1064. Verlauf des Gesamttangentialdruckes an der Maschine Tafel I als Betriebsmaschine.

zylinderlinie eingetragen, weil die Niederdruckkurbel der Hochdruckkurbel um  $90^\circ$  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 Pleuellagerbolzen, 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:

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

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-

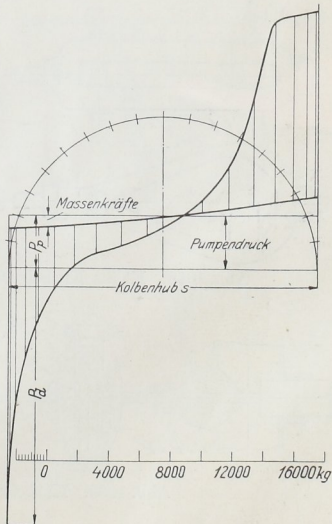


Abb. 1065. Kolbendruck unter Berücksichtigung des Pumpendrucks (Wasserpumpenmaschine Tafel I).



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. Tolle [XIV, 4] empfiehlt, auch die Massendrucklinien getrennt zu behandeln, da man

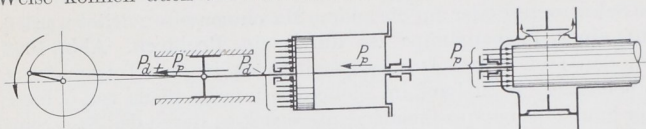


Abb. 1066. Summierung des Dampf- und Pumpendrucks in der Totlage.

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.

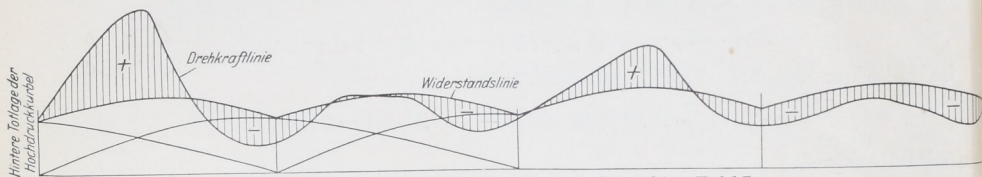


Abb. 1067. Drehkraftlinie der Wasserwerkmaschine Tafel I.

## 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 Kurbel sich drehen kann. Zu beachten ist, daß hierbei die Kolbenstange, durch den Seitendruck der Schubstange auf Biegung beansprucht, kräftig gehalten werden muß.

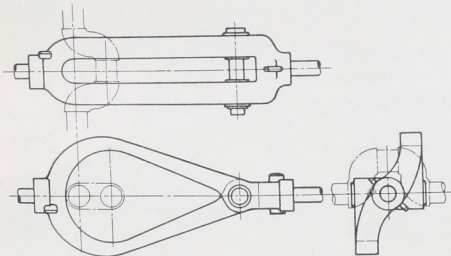


Abb. 1068. Kleins Kurbelgetriebe.

### 2. Die Kurbelschleife.

Bei ihr bewegt sich der Kurbelzapfen nach Abb. 1069 mittels eines Gleitstückes in einer senkrecht zur Kolbenstange 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 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 Kolbenstangen aus einem Stück mit den Führungswangen hergestellt, kommt dadurch freilich zu teuren Schmiedeteilen. Die hohen Beanspruchungen auf Biegung,

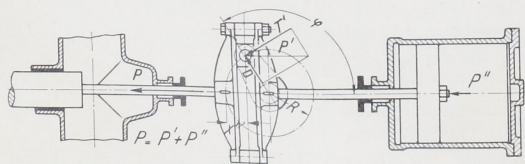


Abb. 1069. Kurbelschleife.