

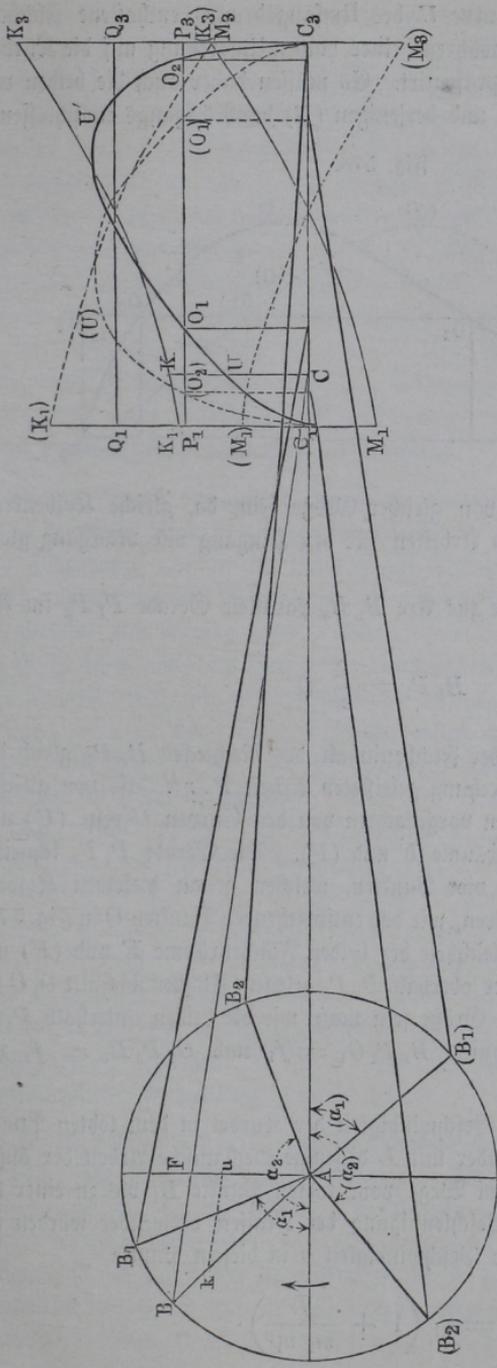
quantum schon während des Hingangs zum Ausflusse gelangen, dessen Größe sich dadurch bestimmte, daß die zur Förderung dieses Wassers erforderliche mechanische Arbeit durch die Fläche  $WW_3(K_3)W$  ausgedrückt ist. Von der Kurbelwelle dagegen wäre eine mechanische Arbeit während des Kolbenlaufes zu verrichten, welche durch die Fläche  $C_1(K_1)K_0WW_3C_3C_1$  dargestellt wird.

§. 153. **Graphische Untersuchung der Kurbelbewegung.** Nachdem man in der vorstehend angegebenen Art den von den schwingenden Massen erfordernten Beschleunigungsdruck ermittelt hat, ist auch die Untersuchung der Kurbelbewegung auf graphischem Wege leicht ausführbar. Es stelle zu dem Ende wieder das Rechteck  $C_1Q_1Q_3C_3$ , Fig. 575, das Diagramm des Dampfdruckes für eine Dampfmaschine ohne Expansion dar, ferner seien die Linien  $M$  für den Massendruck und durch Vereinigung der Ordinaten von  $Q$  und  $M$  diejenigen  $K$  für den resultirenden Kolbendruck eingezeichnet, und zwar sind die für den Rückgang geltenden Linien in der Figur punktiert worden. Nunmehr kann man auch nach §. 139 diejenige Linie  $U$  eintragen, deren Ordinaten den von der Lenkerstange an dem Kurbelzapfen ausgeübten Umfangsdruck angeben. Um diesen Umfangsdruck  $U$  für jede beliebige Kolbenstellung  $C$  zu ermitteln, war in §. 139 gefunden:  $K:U = AB:AF$ , wenn  $K$  die Kolbenkraft vorstellte. Denkt man daher den für  $C$  zugehörigen Kolbendruck  $CK$  auf der Kurbelrichtung gleich  $Ak$  angetragen und mit der Lenkerstange  $BC$  die Parallele  $ku$  gezogen, so erhält man in  $Au$  die Größe des Umfangsdruckes, wenn der Kolben in  $C$  sich befindet. Diese Größe  $Au = CU$  eingetragen und dieselbe Construction für eine genügend große Zahl von Punkten ausgeführt, erhält man in  $C_1UU'C_3$  das Diagramm für den Umfangsdruck. Endlich ziehe man noch in dem Abstände

$$C_1P_1 = \frac{2}{\pi} C_1Q_1$$

von der Ase  $C_1C_3$  die mit der letzteren parallele Gerade  $P_1P_3$ , so stellen deren constante Ordinaten offenbar die Größe des durchschnittlichen Nutzwiderstandes an der Kurbelwelle an einem Arme gleich dem Kurbelhalbmesser  $r$  dar. Diese Gerade  $P_1P_3$  wird die Curve  $U$  des Umfangsdruckes für den Hingang in zwei Punkten  $O_1$  und  $O_2$  und diejenige ( $U$ ) für den Rückgang in zwei anderen Punkten ( $O_1$ ) und ( $O_2$ ) schneiden. Es ist daher in den diesen vier Schnittpunkten entsprechenden Kolbenstellungen der an der Kurbelwarze wirksame Umfangsdruck  $U$  gerade gleich dem an derselben Stelle auftretenden Widerstande  $P$ , woraus folgt, daß in diesen Schnittpunkten die Bewegung weder beschleunigt noch verzögert wird. Solche Punkte, deren Beschleunigung Null ist, entsprechen aber einem Maximum resp. Minimum der Geschwindigkeit, und man erkennt ohne Weiteres, daß die Punkte  $O_1$  und ( $O_1$ )

Fig. 575.

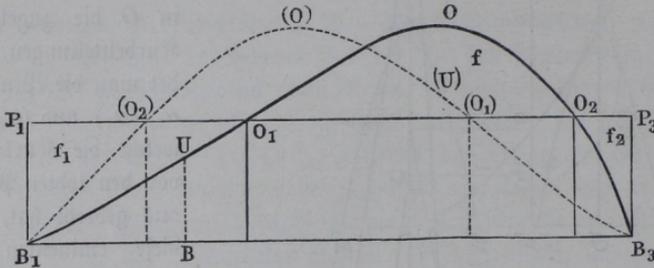


den kleinsten und die-  
 jenigen  $O_2$  und  $(O_2)$  den  
 größten Geschwindig-  
 keitswerthen entsprechen.  
 Construiert man noch zu  
 diesen Kolbenstellungen  
 in  $O$  die zugehörigen  
 Kurbelstellungen, so fin-  
 det man die Winkel  $\alpha_1$ ,  
 $\alpha_2$ ,  $(\alpha_1)$  und  $(\alpha_2)$ , um  
 welche die Kurbel sich  
 von den toden Punkten  
 aus gedreht hat, wenn  
 diese eminenten Ge-  
 schwindigkeiten sich ein-  
 stellen.

Man kann auch den  
 Werth dieser größten  
 und kleinsten Geschwin-  
 digkeiten graphisch be-  
 stimmen, nur muß man  
 für diese Ermittlung  
 die Umfangsdrucke  $U$   
 nicht über einer Axe  
 gleich dem Kolbenhub,  
 sondern über einer sol-  
 chen gleich dem halben  
 Umfange des Kurbelkrei-  
 ses auftragen. Ist  $B_1B_3$ ,  
 Fig. 576 (a. f. S.), gleich  
 $\pi r$ , und stellt irgend  
 eine Ordinate  $BU$  den  
 Umfangsdruck an der  
 Kurbelwarze in demjeni-  
 gen Augenblicke dar, in  
 welchem die Kurbel-  
 warze einen bogenförmigen  
 Weg von der Länge  
 der Abscisse  $B_1B$  ge-  
 macht hat, so sieht man  
 auch, daß der zwischen

der Axe  $B_1 B_3$  und der Curve  $U$  des Umfangsdruckes enthaltene Flächenraum die von dem Kolben während einer halben Umdrehung auf die Kurbelwelle übertragene Arbeit repräsentirt. Es müssen daher auch die beiden von der Curve  $U$  des Hingangs und derjenigen ( $U$ ) des Rückgangs umschlossenen

Fig. 576.



Flächenräume  $F$  und  $(F)$  von gleicher Größe sein, da, gleiche Kolbenkraft vorausgesetzt, die geleisteten Arbeiten für den Hingang und Rückgang gleich groß sind.

Zieht man auch hier die zur Axe  $B_1 B_3$  parallele Gerade  $P_1 P_3$  im Abstände

$$B_1 P_1 = \frac{2}{\pi} Q$$

von der Axe, so ist auch der Flächeninhalt des Rechtecks  $B_1 P_3$  gleich der während einer halben Umdrehung geleisteten Arbeit  $P \cdot r\pi$ , also von gleicher Größe mit jedem der beiden vorgedachten von den Curven  $U$  resp.  $(U)$  und der Axe begrenzten Flächenräume  $F$  und  $(F)$ . Die Gerade  $P_1 P_3$  schneidet auch hier die Curven  $U$  in vier Punkten, welchen genau dieselben Kolben- und Kurbelstellungen zugehören, wie den entsprechenden Punkten  $O$  in Fig. 575. Es folgt ferner aus der Gleichheit der beiden Flächenräume  $F$  und  $(F)$  mit dem Rechtecke  $B_1 P_3$ , daß der oberhalb  $P_1 P_3$  gelegene Flächenabschnitt  $O_1 O O_2$  oder  $f$  genau von derselben Größe sein muß, wie die beiden unterhalb  $P_1 P_3$  gelegenen dreieckigen Abschnitte  $B_1 P_1 O_1 = f_1$  und  $O_2 P_3 B_3 = f_2$  zusammen.

Ist nun  $v_1$  wieder die Geschwindigkeit der Kurbel in dem toten Punkte  $B_1$ , und bezeichnet man wieder mit  $L$  diejenige mechanische Arbeit der äußeren Kräfte, welche auf dem Wege vom toten Punkte  $B_1$  bis zu einer beliebigen Stellung  $B$  auf Beschleunigung der Massen verwendet worden ist, so hat man nach früher die Geschwindigkeit  $v$  in diesem Punkte

$$v = v_1 \left( 1 + \frac{L}{m_1 v_1^2} \right).$$

Es ist nun leicht, für diese Formel die Größe  $L$  aus dem Diagramm zu entnehmen, denn die auf Beschleunigung der Massen verwendete mechanische Arbeit ist stets durch diejenige Fläche ausgedrückt, welche vom todten Punkte  $B_1$  an bis zu der betrachteten Kurbelstellung  $B$  zwischen der Geraden  $P_1P_3$  und der Curve des Umfangsdruckes  $U$  enthalten ist, wobei die nach den entgegengesetzten Seiten von  $P_1P_3$  gelegenen Flächenstücke mit entgegengesetzten Vorzeichen behaftet zu denken sind. So hat man zur Ermittlung der Minimalgeschwindigkeit in  $O_1$  für  $L$  die durch die Fläche  $B_1P_1O_1 = f_1$  dargestellte mechanische Arbeit mit dem negativen Vorzeichen in Rechnung zu stellen, während die Geschwindigkeit  $v_{max}$  in  $O_2$  sich ergibt, wenn man für  $L$  die durch die Differenz  $O_1O_2 - B_1P_1O_1 = f - f_1$  dargestellte mechanische Leistung annimmt. Die Bestimmung der Flächenräume kann dabei etwa unter Anwendung der Simpson'schen Regel oder mit Hilfe eines planimetrischen Instrumentes geschehen.

Die vorstehend angegebene graphische Untersuchung der Kurbelbewegung ist in derselben Weise für Expansionsmaschinen durchführbar. Hierbei weicht das Diagramm nur in der Linie  $Q$  des Dampfdruckes ab, insofern diese Linie nur für das der Volldruckperiode entsprechende Stück  $Q_1Q_2$ , Fig. 577, parallel der Aye begrenzt wird. Der weitere Verlauf der Begrenzungslinie  $Q_2Q_3$  ist dann nach dem Gesetze zu ermitteln, welches man für die Wirkung des Dampfes während der Expansion zu Grunde legen will, und die Untersuchung wird durchaus nicht erschwert, wenn man ein der Wahrheit näher kommendes Gesetz (siehe Theil II) annimmt, als das Mariotte'sche, während die in §. 150 angegebene analytische Untersuchung in diesem Falle zu sehr verwickelten kaum durchführbaren Rechnungen führen dürfte. Man kann sogar das Dampfdruckdiagramm gänzlich ohne Zugrundelegung eines bestimmten Gesetzes nach den aus indicatorischen Messungen sich ergebenden Resultaten auftragen, ohne daß die Untersuchung erschwert würde. In der großen Einfachheit dieses graphischen Verfahrens und der Uebersichtlichkeit und Anschaulichkeit der gewonnenen Resultate sind die Hauptvortheile zu erkennen, welche diese darstellende Methode gegenüber der rechnerischen bei dem ausführenden Ingenieur in neuerer Zeit sehr beliebt gemacht und zu fast ausschließlicher Anwendung gebracht haben.

In Fig. 577 (a. f. S.) ist das Diagramm für eine Maschine mit dreifacher Expansion entworfen, und es dürfte, da die vorherige Bezeichnung für die Linien beibehalten wurde, eine besondere Erläuterung überflüssig sein. Die Linie  $R_1R_3$  bedeutet hierbei den constanten Gegenruck auf die Rückfläche des Kolbens, und die Linie des Kolbendruckes  $K$  ist daher als die aus den Diagrammen für  $Q$ ,  $R$  und  $M$  resultirende anzusehen. Auch hier gelten die punktirten Linien  $Q$ ,  $M$ ,  $K$  und  $U$  für den Rückgang.



hat man nur nöthig, für irgend eine Kolbenstellung  $C$  die Ordinate daselbst  $CW$  gleich der Summe der beiden Umfangsdrücke  $CU$  und  $C'U'$  beider Kurbeln zu machen, wobei sich die Lage des zweiten Kolbens in  $C'$  ohne Weiteres aus dem Winkel ergibt, um welchen die Kurbeln gegen einander versetzt sind. Auf diese Weise erhält man die Linie  $W(W)$  für den resultirenden Umfangsdruck. Diese Linie wird in der Figur von der den Widerstand  $P$  darstellenden Geraden  $P_1P_3$  in sechs Punkten  $O$  geschnitten, welche den drei ersten Quadranten angehören, ein Zeichen, daß hier bei den gewählten Verhältnissen im vierten Quadranten eine größte oder kleinste Geschwindigkeit überhaupt nicht vorkommt, wie ein ähnliches Verhalten auch bereits in §. 147 gefunden wurde.

**Die Reibung des Kurbelgetriebes.** Als schädliche Nebenhindernisse treten bei dem Kurbelgetriebe hauptsächlich die Reibungswiderstände an den Verbindungsstellen je zweier Maschinentheile auf, wogegen der Luftwiderstand wegen seiner in den gewöhnlichen Fällen geringen Größe außer Acht gelassen werden kann. Solche Reibungen finden daher in den Lagern der Kurbelwelle, an dem Kurbelzapfen und dem Bolzen des Kreuzkopfes und zwischen dessen Gleitschuhen und den Führungsschienen statt.

Die Reibung der Kurbelwelle in jedem ihrer Lager findet man einfach zu  $\varphi R$ , unter  $R$  den Lagerdruck verstanden, und ist die durch diese Zapfenreibung bei jeder Umdrehung aufgezehrte Arbeit durch  $\varphi R \pi d_1$  ausgedrückt, wenn  $d_1$  den Durchmesser des betreffenden Wellzapfens bedeutet. Auf den Kurbelzapfen reducirt ist die Axenreibung durch

$$w_1 = \varphi R \frac{d_1}{2r}$$

ausgedrückt. Die Reactionen  $R$  in den Lagern der Welle sind in jedem besonderen Falle nach den bekannten Regeln der Statik zu ermitteln, und ist bei der Bestimmung dieser Lagerdrücke außer der auf die Kurbel übertragenen Kolbenkraft  $K$  und dem Eigengewicht  $G$  der Kurbelwelle nebst Schwungrad, Triebrädern zc., namentlich noch der Räder- oder Riemenndruck von Einfluß, welcher aus der Uebertragung der rotirenden Bewegung folgt. Wegen der abwechselnden Richtung des Kolbendruckes werden auch die Lagerreactionen während jeder Umdrehung ihre Richtung ändern, insbesondere wird das unmittelbar neben der Kurbel anzubringende Lager, welches vornehmlich den Kolbendruck aufzunehmen hat, abwechselnd nach entgegengesetzten Richtungen gepreßt werden. Die Größe der Lagerdrücke ist ebenfalls während jeder Umdrehung wegen der Veränderlichkeit der Kolbenkraft gewissen Schwankungen unterworfen, und man wird daher, um die Reibung der Kurbelwelle näherungsweise zu bestimmen, einen durchschnittlichen Werth für die Größe der