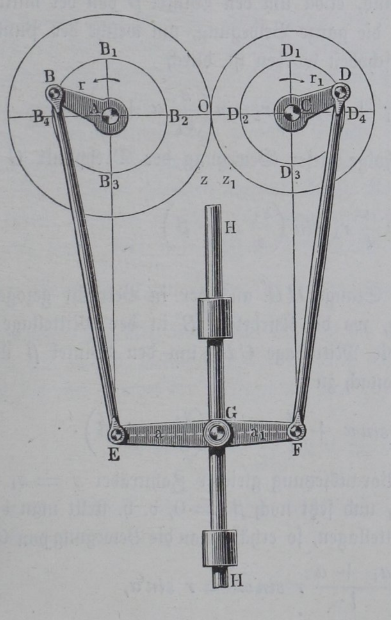
$$HK = \frac{\varrho}{\varrho_1} HB$$

das Maß für die Geschwindigkeit des Fadenführers zu erhalten. Führt man diese hier angedeutete Construction für eine größere Anzahl von Kurbelstellungen aus, so erhält man in der Curve $B_1 KLB_3$ das Diagramm für die Geschwindigkeit des Fadenführers. Man erkennt daraus, daß bei dieser Anordnung eine gleichmäßige Bewegung nicht erreicht werden kann, daß vielmehr auch hier die Geschwindigkeit des Fadenführers in den todten Punkten zu Null wird, und man muß daher den hier gewählten Mechanismus nur als ein sehr unvollkommenes Hülfsmittel zur Verminderung des gedachten Uebelstandes in der Spulenbewickelung betrachten. Man sieht auch, daß bei Verwendung einer Kurbel überhaupt der gedachte Uebelstand nicht zu vermeiden ist, da die Geschwindigkeit in den Todtlagen immer Null ist. Dagegen hat man in der Verwendung von Curvenscheiben (siehe das folgende Capitel) Mittel zur Erreichung des vorliegenden Zweckes einer gleichmäßigen Bewegung des Fadenleiters.

Das Römer'sche Getriebe. Ein interessantes, zuerst von dem Astronomen Römer angegebenes Getriebe entsteht durch die Vereinigung von zwei Schubkurbeln, AB und CD, Fig. 557, deren Schubstangen an den Endpunkten eines Balanciers EF angreifen, dessen mittlerer Drehpunkt G auf einer durch HH gerade geführten Stange angebracht ist. Die Bewegung des Punktes G kann hierbei je nach dem Verhältnisse der beiden Kurbelbewegungen eine äußerst mannigfache sein, sie läßt sich allgemein in folgender Art beurtheilen. Seien r und r_1 die Kurbellängen AB und CD und a und a_1 die Hebelsarme des Balanciers, dessen ganze Länge $EF = l$ ge- §. 142.

Fig. 557.



setzt werde, und es mögen die beiden Kurbelaxen durch zwei Stirnräder mit z und z_1 Zähnen in Verbindung stehen. Die Länge der Lenkerstangen soll für die Rechnung als unendlich groß vorausgesetzt werden. Stellt man sich vor, die eine Kurbel AB stehe in ihrer mittleren Lage AB_2, d. h. senkrecht zu HH, und möge die andere Kurbel CD dann ihre mittlere Lage CD_2 bereits um den Winkel β überschritten haben. Nun wird eine Drehung der Kurbel AB um den beliebigen Winkel $B_2AB = \alpha$ eine Bewegung des Punktes E zur Folge haben, welche annähernd zu $s = r \sin\alpha$ sich berechnet. In Folge dieser Bewegung des Punktes E wird der Drehpunkt G in der Richtung HH um die Größe

$$\frac{a_1}{l} s = \frac{a_1}{l} r \sin\alpha$$

verschoben.

Während dieser Drehung der Welle A um α hat sich auch die Axe C um den Winkel

$$\alpha_1 = \frac{z}{z_1} \alpha$$

gedreht. Stand nun die Kurbel CD zu der Zeit, wo AB in seiner mittleren Stellung AB_2 sich befand, etwa um den Winkel β von der mittleren Lage CD_2 entfernt, so wird die ganze Bewegung, um welche der Punkt F aus seiner mittleren Lage verschoben worden ist, durch

$$s_1 = r_1 \sin(\alpha_1 + \beta) = r_1 \sin\left(\frac{z}{z_1} \alpha + \beta\right)$$

ausgedrückt, und es ist in Folge dieser Bewegung der Drehpunkt G des Balanciers um

$$\frac{a}{l} s_1 = \frac{a}{l} r_1 \sin\left(\frac{z_1}{z} \alpha + \beta\right)$$

verschoben.

Die ganze Bewegung der Stange HG aus der in Betracht gezogenen Anfangslage, d. h. derjenigen, wo die Kurbel AB in der Mittellage B_2 stand, und die Kurbel CD die Mittellage CD_2 um den Winkel β überschritten hatte, bestimmt sich sonach zu

$$s + s_1 = \frac{a_1}{l} r \sin\alpha + \frac{a}{l} r_1 \sin\left(\frac{z_1}{z} \alpha + \beta\right).$$

Macht man die besondere Voraussetzung gleicher Zahnräder $z = z_1$ und gleicher Kurbellängen $r = r_1$ und setzt noch $\beta = 0$, d. h. stellt man beide Kurbeln gleichzeitig in die Mittellagen, so erhält man die Bewegung von G zu

$$s + s_1 = \frac{a_1 + a}{l} r \sin\alpha = r \sin\alpha,$$

und es ist der ganze Hub der Stange durch $2r$ gegeben, also gerade so wie für eine einfache Kurbel. Offenbar stimmt das dann entstehende Getriebe mit der in §. 105, Fig. 400 angegebenen Geradführung überein. Würde man dagegen unter denselben Voraussetzungen $\beta = 180^0$ annehmen, d. h. stände die Kurbel CD in D_4, wenn AB in B_2 steht, so folgte

$$s + s_1 = \frac{a_1 - a}{l} r \sin \alpha$$

oder für $a = a_1$, $s + s_1 = 0$, d. h. die Stange HH würde dann gar keine Bewegung annehmen, indem die Wirkung der Kurbeln lediglich eine Schwingung des Balanciers um seinen ruhenden Mittelpunkt G erzeugte. Streng genommen gilt diese letztere Bemerkung allerdings nur unter Annahme unendlich langer Lenkerstangen, bei endlicher Länge derselben wird der Mittelpunkt G des Balanciers in Folge der Verschiedenheit der Kurbelbewegung beim Hin- und Rückgang kleine Schwingungen machen.

Aus diesen Bemerkungen geht hervor, daß der Hub des Balancierzapfens G wesentlich von der gegenseitigen Stellung der beiden Kurbeln zu einander abhängig ist, dieser Hub beträgt bei gleichen Kurbeln und Rädern $2r$, wenn die Kurbeln gleichzeitig in den inneren todten Punkten B_3 und D_3 stehen, wogegen der Hub zu Null wird, wenn die eine Kurbel im äußeren todten Punkte D_1 steht, sobald die andere im inneren todten Punkte B_3 sich befindet, d. h. wenn der Voreilungswinkel β im ersten Falle gleich Null, im zweiten Falle gleich 180^0 ist. Es ist daher leicht zu erkennen, daß bei einer Größe dieses Voreilungswinkels β zwischen 0 und 180^0 auch eine Hubhöhe des Balancierzapfens zwischen $2r$ und 0 sich einstellen wird. Denkt man sich nun, daß in einem gewissen Augenblicke die Kurbeln gleichzeitig in den inneren todten Punkten B_3 und D_3 stehen, und daß die Zähnezahlen der Räder ungleich sind. Bei einer vollen Umdrehung 2π der Kurbel AB ist die andere Kurbel CD um $\frac{z}{z_1} 2\pi$ gedreht worden, wenn $\frac{z}{z_1}$ das Verhältniß der Zähnezahlen bedeutet, worin für z und z_1 die **kleinsten ganzen Zahlen** gewählt sein mögen, welche dieses Verhältniß ausdrücken. Es wird daher nunmehr die eine Kurbel der anderen um den Winkel

$$E = \left(1 - \frac{z}{z_1}\right) 2\pi = \frac{z_1 - z}{z_1} 2\pi$$

voraneilen. Dieser Voreilungswinkel E wird nach der zweiten Umdrehung der Kurbel AB dann

$$2E = 2\frac{z_1 - z}{z_1} 2\pi$$

und nach n Umdrehungen

$$n \frac{z_1 - z}{z_1} 2\pi$$

betragen. Setzt man hierin $n = z_1$, so beträgt die Voreilung $(z_1 - z)\, 2\pi$, d. h. eine ganze Anzahl von Umdrehungen, mit anderen Worten: die Kurbeln stehen jetzt beide zugleich wieder in den inneren todten Punkten B_3 und D_3. Es folgt daher hieraus, daß während dieser z_1 Umdrehungen der Kurbel A die Balancieraxe G von ihrer tiefsten Lage ausgehend nach einer Anzahl von Schwingungen, deren Größe wegen der Veränderlichkeit des Voreilungswinkels ebenfalls eine veränderliche sein muß, allmälig wieder in ihre tiefste Lage zurückkehrt. Die Schwingungsweiten dieser einzelnen Oscillationen werden dabei nach einem gewissen von der Länge der Kurbeln r und r_1 und der Balancierarme a und a_1 abhängigen Gesetze allmälig abnehmen und zunehmen. Dächte man sich etwa mit dem Zapfen G einen schreibenden Stift verbunden, welcher bei der gedachten schwingenden Bewegung auf einem Papierstreifen seinen Weg markirte, welcher Streifen eine gleichmäßig fortschreitende Bewegung normal zu HH erhielte, so würde das dadurch auf dem Streifen entstehende Diagramm die Bewegung des Punktes G veranschaulichen. Man kann sich aber auch leicht durch eine Zeichnung die entstehende Bewegung veranschaulichen. Zu dem Ende denke man eine beliebige Strecke ab einer horizontalen Abscissenaxe, Fig. 558, als Maß für die Winkelbewegung der Axe A während einer Bewegungsperiode, d. h. während die Kurbel AB z_1 Umdrehungen gemacht hat, aufgetragen. Für die Figur ist $\frac{z}{z_1} = \frac{3}{4}$ angenommen, dem entsprechend ist ab in b_1, b_2 und b_3 in vier gleiche Theile getheilt, und es ist daher

$$ab_1 = b_1 b_2 = b_2 b_3 = b_3 b = 2\pi.$$

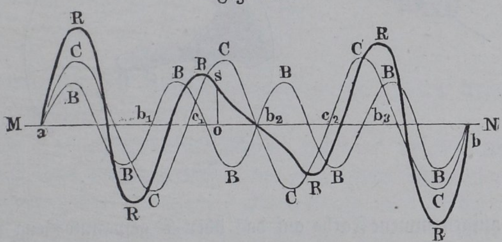
Denkt man sich nun in hinreichend vielen Punkten dieser Axe den Weg, um welchen der Drehpunkt des Balanciers bewegt wird,

$$s = \frac{a_1}{l}\, r \sin\alpha$$

als Ordinate aufgetragen, so erhält man eine periodische in der Geometrie als Sinoide bekannte Curve $BBB\ldots$, deren Ordinaten nach beiden Seiten der Axe MN die Wege des Balancierzapfens nach beiden Seiten von dessen mittlerer Stellung angeben.

In derselben Weise läßt sich nun die Sinuslinie $CCC\ldots$ für die andere Kurbel auftragen, wobei zu berücksichtigen ist, daß diese Kurbel bei dem Verhältniß $\frac{z}{z_1} = \frac{3}{4}$ nur drei Umgänge gemacht haben wird, daher die Länge ab hierfür durch c_1 und c_2 in drei gleiche Theile zu theilen ist, so daß jeder Theil $a c_1 = c_1 c_2 = c_2 b$ einer ganzen Umdrehung 2π der zweiten Kurbel entspricht. Addirt man nun die Ordinaten dieser beiden Curven unter Berücksichtigung von deren Richtungen nach verschiedenen Seiten der Mittellinie MN, so erhält man in der resultirenden Curve $RRR\ldots$ das Diagramm für die Bewegung des Balancierzapfens. Dabei bedeuten die mit R bezeichneten Punkte die höchsten und tiefsten Stellungen des besagten Zapfens und man erhält in irgend einem Punkte o der Axe in der Ordinate os diejenige Größe, um welche der Balancierzapfen aus seiner mittleren Stellung bewegt ist, sobald die Kurbeln diejenigen Drehungen gemacht haben, welche der Axeneintheilung gemäß durch die Abscisse ao angegeben ist.

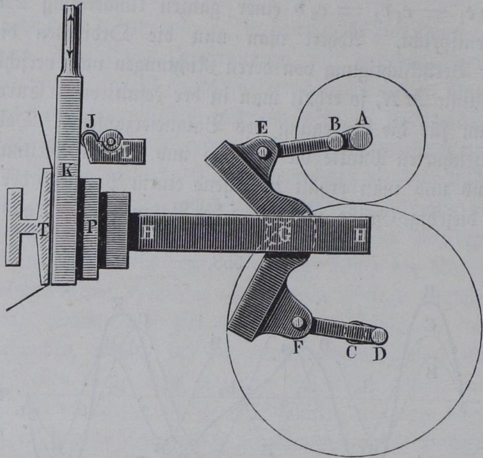
Fig. 558.



Eine häufigere Verwendung findet der besprochene Mechanismus in den Kattundruckereien bei den nach ihrem Erfinder sogenannten Perrotinen, d. h. Plattendruckmaschinen, bei welchen die hin- und zurückgehende Bewegung der gravirten Druckplatte mit Hülfe zweier Römer'schen Kurbeln erzeugt wird, deren Umdrehungszahlen sich wie 1 : 2 verhalten. In Fig. 559 (a. f. S.) ist der hierbei angewandte Mechanismus seinem Wesen nach angegeben. Die beiden Axen A und C, welche durch Zahnräder im Verhältniß 1 : 2 in Verbindung stehen, tragen die Kurbeln AB und CD, deren Lenkerstangen an die Traverse EF angeschlossen sind. Der Drehpunkt G der letzteren ist mit der in Geradführungen geführten Druckstange HH verbunden, deren vordere Stirn mit der Druckplatte P versehen ist. Dieser Druckplatte P gegenüber ist das feste Gestell zu einem Drucktische T gestaltet, über welchen das zu bedruckende Zeug periodisch um Längen gleich der Höhe der Druckplatte P hinweggezogen wird. Zwischen Druckplatte und Drucktisch ist die Platte K (Chassis) beweglich, welche bei ihrer Bewegung von der Farbwalze J aus dem Farbtroge L mit Farbe versehen wird, um in ihrer tiefsten Stellung der herantretenden Druckplatte P solche abzugeben. Wird hierauf nach dem

Rückgange der Formplatte P die Platte K nach oben zurückgezogen, so hat die Druckplatte P Gelegenheit, bei ihrem wiederholten Vorgange die von der

Fig. 559.



Reliefform aufgenommene Farbe auf das über T gespannte Zeug zu drucken. Hierzu ist daher erforderlich, daß die Druckplatte P aus ihrer hintersten Lage abwechselnd einen kleineren Vorschub bis an das Chassis K und dann einen größeren Vorschub bis an den Drucktisch T erlangt.

§. 143. **Einfluss der Massen.** Bei den vorstehenden Ermittelungen ist auf die in den bewegten Theilen enthaltenen Massen eine besondere Rücksicht nicht genommen worden. Da indessen der Bewegungszustand des Kurbelgetriebes von diesen Massen wesentlich beeinflußt wird, insbesondere, sobald die Geschwindigkeiten nicht sehr kleine sind, so soll die Untersuchung mit Rücksicht hierauf besonders geführt werden. Man hat es bei dem Kurbelgetriebe hauptsächlich mit drei verschiedenen Massen zu thun, nämlich mit denjenigen, welche, mit der Kurbelwelle fest verbunden, lediglich eine rotirende Bewegung haben, ferner mit denjenigen, welche, mit dem Kreuzkopfe direct oder indirect vereinigt, an dessen geradlinig hin- und hergehender Bewegung sich betheiligen, und endlich mit denjenigen Massen, deren Bewegung wie die der Lenkerstange eine aus Drehung und Verschiebung zusammengesetzte ist.

Die rotirenden Massen setzen sich zusammen aus denjenigen der Kurbelwelle nebst Kurbel und Kurbelzapfen sowie aller auf der Kurbelwelle fest angebrachten Theile, wie Räder, Scheiben 2c. Ist die Kurbel auf der Axe