Redtenbacher,

die Bewegungs-Mechanismen

Die Bewegungs-Mechanismen.

DARSTELLUNG UND ERKLÆRUNG

eines Theiles

DER MASCHINEN-MODELL-SAMMLUNG

der

polytechnischen Schule in Carlsruhe

von

F. Redtenbacher,

Grossherzoglich Badischer Hofrath und Professor an der polytechnischen Schule in Carlsruhe.

Mit LX lithographirten Tafeln.

Mannheim.

Verlag der Friedrich Bassermann'schen Verlagshandlung.

1857.

VORWORT.

Ich glaube dem technischen Publikum und insbesondere den technischen Lehranstalten einen willkommenen Dienst zu erweisen, indem ich in diesem Werk einen Theil der Maschinen-Modellsammlung, die seit meiner Wirksamkeit an der polytechnischen Schule zu Carlsruhe entstanden ist, bekannt mache.

Die Modelle dieser Sammlung zerfallen in vier Klassen: 1. Maschinendetails; 2. Arbeitsstücke; 3. Bewegungsmechanismen; 4. Modelle von vollständigen Maschinen und Apparaten.

Die Modelle der ersten Klasse sind bestimmt, dem Anfänger die richtigen construktiven Formen und Verhältnisse der Maschinenbestandtheile vor Augen zu stellen.

Die Modelle der zweiten Klasse haben den Zweck, die Erfolge der verschiedenen Arbeitsprozesse, durch welche die Maschinenbestandtheile angefertigt werden, zur Anschauung zu bringen.

Die Modelle der dritten Klasse sind nur allein bestimmt, die Wirkungen der verschiedenen Bewegungsmechanismen thatsächlich zeigen zu können.

Die Modelle der vierten Klasse stellen nur diejenigen vollständigen Maschinen und Apparate vor, welche durch blose Zeichnungen nicht wohl erklärt werden können.

In dem vorliegenden Werk sind nur allein die Modelle der dritten Klasse dargestelt und erklärt.

Da diese Modelle, wie bereits gesagt wurde, nur dazu dienen, die Funktionen der Bewegungsmechanismen thatsächlich vor Augen zu stellen, nicht aber die construktiven Formen der Details zu zeigen, so sind sie in einer Weise construirt, die für praktische Ausführungen selten geeignet wäre; dessenungeachtet sind überall Formen und Verhältnisse gewählt worden, die den Maschinenbaustyl charakterisiren, und ihn von dem Formensystem der Kleinmechanik unterscheiden.

Eine eigentliche Theorie dieser Mechanismen habe ich im Text nicht entwickelt, weil gerade derlei ausgeführte Zeichnungen, die so Vieles darstellen müssen, was die Theorie nicht berührt, für theoretische Behandlungen gar nicht geeignet sind.

Die Reihenfolge, in der die Modelle dargestellt und erklärt sind, ist so viel als möglich eine systematische; allein es war nicht gut möglich, die wissenschaftliche Ordnung immer ganz streng festzuhalten, weil es mir auch um eine gefällige Gruppirung der Figuren zu thun war, was sich mit der wissenschaftlichen Ordnung nicht immer vereinigen liess.

Wenn ein Modell in zwei oder in mehreren Ansichten dargestellt ist, haben die beweglichen Theile nicht jederzeit in allen Ansichten die gleiche Stellung und Lage, sondern in der Regel sind die Theile in jeder Ansicht so dargestellt, dass man daraus die wahren Dimensionen unmittelbar entnehmen kann, wie dies für Arbeitszeichnungen am geeignetsten ist.

Das Construktionsmaterial für die einzelnen Bestandtheile ist im Text nicht immer angegeben. Es ist jedoch jederzeit leicht zu errathen. Die Gestelle sind von Gusseisen, die Räder und überhaupt complizirte geformte Organe von Messing oder Rothguss, Axen und Zapfen von Schmiedeeisen oder Stahl.

Die Verhältnisse der Zeichnungen zu den Modellgrössen sind auf jedem Blatt angegeben. In der Regel ist dieses Verhältniss $^1/_4$ oder $^1/_5$.

Der praktische Werth von sehr vielen dieser Bewegungsmechanismen ist ein sehr geringer. Allgemein anwendbare Elementarmechanismen gibt es leider nur zu wenige. Reicht man bei einer Maschineneonstruktion mit Rädern, Rollen, Kurbeln und Schrauben nicht aus, so ist man fast immer gezwungen, zu extravaganten Mitteln zu greifen, die nur ausnahmsweise zulässig sind.

Die Originalzeichnungen, nach welchen die Modelle ausgeführt wurden, sind durch die Herren Construkteurs, welche seit einer Reihe von Jahren beim Lehrfache des Maschinenbaues gewirkt haben, nach meinen Angaben und unter meiner Leitung ausgeführt worden. Diese Herren sind:

Herr *Trick*, gegenwärtig Construkteur in der Maschinenfabrik zu Esslingen;

Herr *Schröter*, gegenwärtig ebenfalls Construkteur in der Maschinenfabrik zu Esslingen;

Herr *Veith*, gegenwärtig Ingenieur und Construkteur in der grossen Spinnerei zu Cöln;

Herr *Klei*, gegenwärtig Construkteur beim Lehrfach des Maschinenbaues;

Herr *Hart*, gegenwärtig ebenfalls Construkteur beim Lehrfach des Maschinenbaues.

Die Zeichnungen für die Uebertragung auf die Steine sind grösstentheils von Herrn Construkteur *Hart*.

Die Modelle selbst sind ohne Ausnahme in der wohl eingerichteten mechanischen Werkstätte der polytechnischen Schule unter meiner Leitung durch den Mechaniker *Vietz* ausgeführt worden.

Findet diese Arbeit Beifall, so werde ich andere Klassen der Modellsammlung, wie auch die in der Werkstätte aufgestellten Arbeitsmaschinen nach eigenthümlicher Construktion bekannt machen.

Carlsruhe, den 1. März 1857.

Der Verfasser.

ERKLÄRUNG DER BEWEGUNGS-MECHANISMEN.

Räderwerke.

TAB. I.

Fig. 1 und 2. Gewöhnliche Stirnräder zur Verbindung von parallelen Axen.

Fig. 3 und 4. Gewöhnliche Kegelräder zur Verbindung zweier Axen, deren Richtungen einen Winkel bilden, sich jedoch schneiden.

Fig. 5 und 6. Kegelräder mit schief und krumm geschnittenen Zähnen. Diese Zahnflächen sind die Einhüllungsflächen, welche die Schneide eines Meisels durch seine relative Bewegung gegen die beiden Radkörper beschreibt, wenn der Meisel in gewisser Weise fortbewegt wird und gleichzeitig die Radkörper mit den ihnen entsprechenden Geschwindigkeiten um ihre Axen gedreht werden.

TAB. II.

Fig. 1. Uebersetzung mit einem Zwischenrad. a und c sind zwei durch ein Zwischenrad b verbundene Räder. Dieses Zwischenrad hat keinen Einfluss auf das Geschwindigkeitsverhältniss der Räder a und c, wohl aber auf ihre Bewegungsrichtungen. Diese sind, wenn die Räder a und c unmittelbar in einander greifen, entgegengesetzte, wenn sie hingegen durch ein Zwischenrad in Verbindung gesetzt werden, übereinstimmende. Aehnlich verhält es sich auch, wenn die zwei Räder durch eine beliebige, aber ungerade Anzahl von Zwischenrädern verbunden werden.

Fig. 2. Uebersetzung mit zwei Zwischenrädern. a und d sind zwei Räder, die durch zwei Zwischenräder b und c in Verbindung gesetzt sind. Hier ist abermals das Geschwindigkeitsverhältniss der Räder a und d genau so gross, wie in dem Fall, wenn dieselben unmittelbar auf einander einwirkten, und die Bewegungsrichtungen von a und d sind einander entgegengesetzt. Aehnlich verhält es sich auch, wenn die zwei Räder a und d durch eine beliebige, jedoch gerade Anzahl von Zwischenrädern in Verbindung gebracht werden.

Fig. 3. Verbindung zweier Axen durch eine Zwischenaxe. a und b sind zwei Axen, deren Richtungen sich nicht schneiden und einen beliebigen Winkel gegen einander bilden. c ist eine Zwischenaxe, die so gelegt ist, dass ihre Richtung sowohl die Richtung von a, als auch jene von b durchschneidet. d und e sind zwei konische Räder, welche a mit c, f und g sind zwei konische Räder, welche c mit b verbinden.

Fig. 4 und 5. Umlaufzählwerk. a ist eine rasch laufende Axe, deren Umdrehungen gezählt werden sollen; b ein mit a verbundenes Getriebe mit ($z = 15$) Zähnen; c und d sind zwei Räder, ersteres hat $Z = 59$, letzteres $Z + 1 = 60$ Zähne. f ist eine in dem Gestell g gelagerte Axe, mit welcher das Rad c und ein Zeiger e verbunden sind, welcher auf eine an dem Rad d angebrachte Eintheilung weist. d dreht sich frei auf der Axe f. Die Anzahl der Umdrehungen, welche die Axe a macht, wenn der Zeiger in seiner relativen Bewegung gegen die Eintheilung des Rades d einmal herumgegangen ist, beträgt:

$$\frac{Z\,(Z + 1)}{z}$$

oder weil im Modell $Z = 59$, $Z + 1 = 60$, $z = 15$ ist:

$$\frac{59 \times 60}{15} = 236$$

Der Umkreis ist daher in diesem Falle in 236 Theile zu theilen, damit ein Theilungs-Intervall einer Umdrehung der Axe a entspricht.

TAB. III.

Fig. 5 und 6. Schraubenräder für parallele Axen, Uebersetzung ohne Geschwindigkeitsänderung.

Fig. 1 und 2. Schraubenräder für Axen, deren Richtungen einen rechten Winkel bilden und sich nicht schneiden. Uebersetzung ohne Geschwindigkeitsänderung.

Fig. 3 und 4. Schraubenräder für Axen, deren Richtungen einen rechten Winkel bilden und sich nicht schneiden. Uebersetzung mit Geschwindigkeitsänderung.

Die Zähne dieser Räder sind die Einhüllungsflächen, welche entstehen, wenn die Schneide eines Meisels nach einer gewissen Richtung geradlinig und mit gleichförmiger Geschwindigkeit fortbewegt wird, während gleichzeitig die cylindrischen Radkörper mit der ihnen angemessenen Geschwindigkeit um ihre Axen gedreht werden. Diese Räder wurden zuerst von *Wöde* angewendet und später durch *Olivier* wissenschaftlich untersucht.

Räder und Gestelle sind von Gusseisen, die Axen von Schmiedeisen.

TAB. IV.

Fig. 1, 2, 3, 4. Schraube ohne Ende. Bei einer Umdrehung der Schraubenaxe geht das Rad um eine Zahntheilung weiter, die Uebersetzungszahl ist demnach gleich der Anzahl der Zähne des Zahnrades. Es ist der compendiöseste Rädermechanismus für starke Uebersetzungen in's Langsame, consumirt jedoch leider durch Reibung ungemein viele Kraft, und kann desshalb zur Uebertragung von mächtigeren Kräften nicht gebraucht werden, wohl aber um sehr sanfte langsame Drehbewegungen hervorzubringen.

Das Rad und das Gestelle sind von Gusseisen, die Axe mit Wurm und Kurbel ist von Schmiedeeisen, eben so auch der Zapfen, auf dem sich das Rad dreht.

Fig. 5, 6, 7, 8. Spiralrad mit Zahnrad. Die Wirkung von diesem Mechanismus ist ähnlich dem vorhergehenden. Bei einer Umdrehung des Spiralrades geht das Zahnrad um eine Zahntheilung weiter, die Uebersetzungszahl ist also auch hier gleich der Anzahl der Zähne des Zahnrades. Dieser Mechanismus erschöpft aber durch Reibung noch mehr Kraft, als die Schraube ohne Ende, indem bei einer Umdrehung des Spiralrades die aus dem Druck der Zähne des Rades gegen die Spiralwindung entspringende Reibung durch die Länge einer Spiralwindung überwunden werden muss. Der Mechanismus kann als Zählapparat gut gebraucht werden, um namentlich die Anzahl von schnell umgehenden Axen, z. B. Turbinenaxen zu zählen.

TAB. V.

Fig. 1 und 3. Differenzial-Räderwerk mit Kegelrädern. Dieses Rädersystem, welches bekanntlich bei den Banc à broches-Maschinen zur Fadenaufwicklung gebraucht wird, ist seinem Wesen nach ein Mechanismus, durch welchen drehende Bewegungen summirt oder abgezogen werden können.

a ist eine Axe, mit welcher das Kegelrad b fest verbunden ist. c ist ein Kegelrad, das sich frei auf der Axe a dreht. Mit demselben ist die cylinderische Röhre d und das Zahnrad e fest verbunden. c d und e bilden also einen Körper, der sich frei auf a dreht. f ist ein Stirnrad, das sich frei auf a dreht; es wird von der Axe g aus vermittelst des Getriebes h bewegt. i ist ein sogenanntes Planetenrad, dessen Axe in dem Körper von f gelagert ist und dessen Zähne in jene der Kegelräder b und c eingreifen. k ist ein wegen des Planetenrades i angebrachtes Gegengewicht. Werden die Axen a und g vermittelst der daran befindlichen Kurbeln, wie die Pfeile andeuten, nach einerlei Richtung gedreht, so entsteht in dem Rade c und in dem damit verbundenen Rade e eine drehende Bewegung, nach der in der Zeichnung angedeuteten entgegengesetzten Richtung, und die Geschwindigkeit dieser Bewegung wird auf folgende Weise bestimmt:

Nennt man

$\binom{n}{b}$ $\binom{n}{f}$ $\binom{n}{e}$ die Anzahl der Umdrehungen der Räder b, f und e in einer Minute, so ist, wenn die Bewegungen nach den in der Zeichnung angegebenen Pfeilrichtungen erfolgen:

$$\binom{n}{e} = \binom{n}{b} + 2\binom{n}{f} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (1)$$

Wird a nach einer Richtung gedreht, die der durch den Pfeil angedeuteten entgegengesetzt ist, so ist:

$$\binom{n}{e} = -\binom{n}{b} + 2\binom{n}{f} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (2)$$

Wird dagegen g nach einer Richtung gedreht, die der durch den Pfeil angedeuteten entgegengesetzt ist, so hat man:

$$\binom{n}{e} = \binom{n}{b} - 2\binom{n}{f} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (3)$$

In dem ersteren dieser drei Fälle bewirkt der Mechanismus eine Addition, in den beiden letzteren Subtraktionen. Fällt der Werth von $\binom{n}{e}$ negativ aus, so ist diess ein Zeichen, dass die Bewegung von e nach einer Richtung erfolgt, die der durch den Pfeil angedeuteten entgegengesetzt ist.

Ist $\binom{n}{b} = 2\binom{n}{f}$, d. h. dreht sich das Rad b zweimal so schnell als f und sind die Bewegungsrichtungen dieser Räder entgegengesetzt, so wird $\binom{n}{e} = o$, d. h. das Rad e macht dann keine Bewegung.

Fig. 2. Differenzial-Räderwerk mit Stirnrädern. Auch dieser Mechanismus bewirkt eine Addition oder eine Subtraktion zweier drehenden Bewegungen, jedoch in einem allgemeineren Sinne als der vorhergehende.

a und b sind zwei mit Kurbeln versehene Axen, deren Drehbewegungen vermittelst des Rädersystems combinirt werden. Das Resultat erscheint in dem Zeiger c. d ist ein mit a unveränderlich verbundenes Stirnrad. g ist ein auf der Axe a frei drehbares Rad, das mit der Röhre k und mit dem Zeiger c zu einem Körper vereinigt ist, g k c bilden also einen auf a frei drehbaren Körper. h ist ein Stirnrad, das sich frei auf a dreht und von der Axe b aus vermittelst des Getriebes i bewegt wird. e und f sind zwei mit einer Axe l verbundene Räder. Die Zähne von e greifen in d, die Zähne von f greifen in g ein. Die Axe l ist in den Körper des Rades h gelagert.

Werden nun die Axen a und b vermittelst der an denselben angebrachten Kurbeln so gedreht, wie die Pfeile andeuten, so erscheint in c eine drehende Bewegung, deren Geschwindigkeit auf folgende Weise bestimmt wird.

Bezeichnet man durch d e f g nicht nur die Räder, auf welche diese Buchstaben geschrieben sind, sondern zu gleicher Zeit auch die Halbmesser ihrer Theilkreise und durch die Symbole $\binom{n}{d}$ $\binom{n}{h}$ $\binom{n}{c}$ die Anzahl der Umdrehungen, welche gleichzeitig die Räder d h und die Zeiger c in einer Minute machen, so hat man:

$$\binom{n}{c} = \frac{d}{e}\,\frac{f}{g}\binom{n}{d} + \left(\frac{d}{e}\,\frac{f}{g} - 1\right)\binom{n}{h} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (1)$$

und die Bewegung von c erfolgt nach der Richtung des auf c gezeichneten Pfeiles oder nach entgegengesetzter Richtung, je nachdem der Werth von $\binom{n}{c}$ positiv oder negativ ausfällt. Setzt man zur Abkürzung

$$\frac{d}{e}\,\frac{f}{g} = m \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (2)$$

so wird:

$$\binom{n}{c} = m\binom{n}{d} + (m-1)\binom{n}{h} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (3)$$

Die Wirkung dieses Rädersystems besteht also darin, dass (bei den in der Zeichnung angedeuteten Drehungsrichtungen) in dem Rade c die Anzahl der Umdrehungen von d m fach und die Anzahl der Umdrehungen von h (m — 1) fach auftreten.

In allen Anwendungen der Differenzial-Räderwerke hat die eine von den Axen, deren Drehbewegungen combinirt werden sollen, eine constante, die andere dagegen eine veränderliche Geschwindigkeit, die resultirende Bewegung ist daher immer eine veränderliche.

Die Räder der Modelle sind von Messing, die Axen von Schmiedeeisen, die Gestelle von Gusseisen, der Sockel von Holz.

TAB. VI.

Fig. 1, 2, 3, 4. Differenzial-Räderwerk mit veränderlicher Geschwindigkeit in vier Ansichten. a und b sind die beiden Axen, deren drehende Bewegung combinirt werden soll. Die Bewegung von b ist gleichförmig, jene von a veränderlich. Das Kegelrad c ist fest verbunden mit b. Das Kegelrad d mit der Röhre e und dem Zeiger e_1 drehen sich zusammen frei auf der Axe b. Das Kegelrad f dreht sich frei auf b und ist mit einem konischen Planetenrad g versehen, dessen Axe in dem Körper des Rades f gelagert ist. Die bis hieher beschriebenen Bestandtheile bilden das eigentliche Differenzial-Räderwerk. Die übrigen Theile des Apparates dienen dazu, der Axe a eine variable Geschwindigkeit zu ertheilen. h i k sind drei Stirnräder. h ist mit der Axe b verbunden. i dreht sich frei auf dem Zapfen l und dient als Zwischenrad. k ist mit einer Axe m verbunden. Auf dieser Axe befindet sich eine mit Leder überzogene Metallscheibe n, die durch zwei ringförmige Stahlfedern p gegen ein ebenfalls mit Leder überzogenes Röllchen q gedrückt wird. Diese Rolle q kann längs der viereckigen Axe a hin- und hergleiten, eine Drehung von q bewirkt jedoch auch eine Drehung von a. An dem Röllchen q ist ein Hals angebracht, der von einer Gabel t umfasst wird, die durch eine Schraube s hin- und hergeführt werden kann.

Will man nun den Apparat so in Wirkung setzen, dass eine constante Bewegung von b mit einer variablen Bewegung von a combinirt wird, so kann diess geschehen, indem man vermittelst Kurbeln, die in der Zeichnung weggelassen wurden, die Räderaxe b und die Schraubenspindel s in gleichförmig drehende Bewegungen versetzt. Denn wenn b gedreht wird, wird zunächst vermittelst der Räder c g d der Zeiger e_1 zur Bewegung angeregt; allein gleichzeitig wird durch die Räder h i k und durch die Scheibe n die Rolle q gedreht und dadurch kommt die Axe a und vermittelst des Getriebes r das Rad f in Bewegung, so dass nun die Bewegungen von b und a combinirt in e erscheinen.

Wenn aber auch gleichzeitig die Spindel s gedreht wird, erlangt die Gabel t eine fortschreitende Bewegung und bewirkt, dass der Berührungspunkt zwischen der Scheibe n und dem Röllchen q gegen den Mittelpunkt von n hinrückt, was dann zur Folge hat, dass die Geschwindigkeit der drehenden Bewegung von a abnimmt. Auf die so eben beschriebene Weise wird also durch zwei gleichförmig drehende Bewegungen der Axe b und Spindel s eine veränderliche Bewegung in der Axe a hervorgebracht, die dann mit der Bewegung von b combinirt im Zeiger e_1 erscheint.

Das Gleiche kann man auch hervorbringen, wenn die Spindel s und die Axe m statt der Achse b gedreht werden.

Wenn der Ring n weggenommen wird, kann das Zwischenrad i auf dem Zapfen l hinausgeschoben werden, so dass es dann nicht mehr in die Räder eingreift, und wenn dann die Axen b und a direkt gedreht werden, läuft q n und k wirkungslos mit und der ganze Apparat combinirt in diesem Falle die constanten drehenden Bewegungen von b und a.

Auch an diesem Modell sind die Räder und Rollen von Messing, die Axen von Schmiedeeisen, das Gestelle von Gusseisen.

TAB. VII.

Die auf dieser Tab. dargestellten Modelle zeigen Anwendungen von den Differenzial-Räderwerken auf sogenannte Uebersetzungskurbeln. Diese sind jedoch kaum von irgend einem praktischen Werth.

Fig. 1 und 2 sind zwei Ansichten einer Uebersetzungskurbel mit Kegelräder.

a ist eine Axe, die sich in dem Gestell b dreht, und mit welcher das Schwungrad c und das konische Rad d verbunden ist. e ist ein an das Gestelle b befestigtes, mithin unbewegliches Kegelrad. f ist eine auf der Axe a frei drehbare Kurbel, deren Körper über diese Axe hinaus verlängert ist. g ist ein konisches Rädchen, dessen Zähne sowohl in d als auch in e eingreifen; es dreht sich um einen Zapfen, der am Ende der Verlängerung von f angebracht ist. Wird die Kurbel f einmal herumgedreht, so macht die Axe a und das damit verbundene Schwungrad c gleichzeitig zwei Umdrehungen.

Fig. 3 und 4 sind zwei Ansichten einer Uebersetzungskurbel mit Stirnräder.

a ist eine Axe, die sich im Gestell b dreht und mit welcher das Schwungrad c und das Rädchen d verbunden ist. g ist ein an das Gestell b geschraubtes unbewegliches Rad. h ist eine Kurbel, die sich frei auf der Axe a dreht. Dieselbe ist über die Axe a hinaus verlängert, und in dieser Verlängerung dreht sich eine mit zwei Rädchen f und e versehene Axe i. f greift in g ein, e in d. Wird die Kurbel einmal herumgedreht, so macht das Schwungrad gleichzeitig

$$\frac{g}{f}\,\frac{e}{d} - 1$$

Umdrehungen nach einer Richtung, die jener, nach welcher die Kurbel gedreht wurde, entgegengesetzt ist. In diesem Ausdruck bedeuten die Buchstaben die Halbmesser der Theilkreise, der mit g f e d bezeichneten Räder.

TAB. VIII.

Fig. 1 und 2 zwei Ansichten, *Fig. 3, 4, 5* einzelne Theile von dem sogenannten Rädergehänge. Dieser Mechanismus ist bestimmt, die drehende Bewegung von einer fixen Axe aus auf eine bewegliche, d. h. ihren Ort verändernde Axe zu übertragen. a ist die fixe, c die bewegliche Axe. Diese letztere wird durch zwei Schwingen f f gehalten, die sich um die Zapfen g g drehen, und wird vermittelst der Kurbeln h h und der Schubstangen i i in eine hin- und hergehende Bewegung versetzt, wenn die Axe a vermittelst einer der beiden Kurbeln h gedreht wird. d d sind zwei um die Axe a, e e zwei um die Axe c drehbare in der Mitte durch einen Bolzen gegliederte Schienen. In diesen Schienen liegen die Axen der drei Zwischenräder k l m, vermittelst welcher die Räder n und p in Verbindung gesetzt sind. n ist mit a, p ist mit b verbunden.

Wird die Axe a vermittelst einer der Kurbeln h gedreht, so entsteht zunächst durch die Kurbeln h und Schubstangen i eine hin- und hergehende Bewegung der Axe c, aber gleichzeitig auch vermittelst der Räder n k l m p eine drehende Bewegung.

Dieses Rädergehänge wird bei den Banc à broches-Spinnmaschinen angewendet, um die Drehung der Spulen zu bewirken, während sie an den Spindeln auf und nieder gleiten.

Fig. 3 zeigt die Schienen mit den Rädern, wenn das Ganze geradlinig ausgestreckt wird.

TAB. IX.

Fig. 1 und 2. Drehung eines Körpers um zwei Axen. a ist eine aus zwei Hälften zusammengesetzte mit einer Axe b verbundene Hohlkugel. Diese Axe b ist in einem Ring c gelagert, der mit horizontalen in dem Gestell d gelagerten Zapfen e e versehen ist. Mit der Axe b ist ein konisches Rädchen f und mit dem Gestell d ein Stirnrad g fest verbunden und zwar concentrisch mit der Axe e e. Auf den Ring c ist ein Axenlager h geschraubt, das eine mit zwei Stirnrädern i und k versehene Axe l hält, jedoch so, dass sie sich im Lager h drehen kann. Die Zähne von i greifen in g, jene von k in f ein. Wird die Kurbel m einmal herumgedreht, so macht die Kugel zweierlei Drehungen, nämlich eine Umdrehung um die Axe e e und gleichzeitig $\frac{g}{i} \cdot \frac{k}{f} - 1$ Umdrehungen um die Axe b.

Die Kugel a dreht sich durch dieses Rädersystem mit veränderlicher Geschwindigkeit um eine Momentanaxe, die fortwährend ihre Lage gegen die Kugel verändert.

Fig. 3 und 4. Ellyptische Räder. a und b sind zwei congruente ellyptische Räder, deren Drehungsaxen c und d durch die Brennpunkte der Ellypsen gehen. Um ihre Bewegung zu erleichtern, ist noch eine Stirnräder-Uebersetzung e f angebracht, und das Ganze wird vermittelst der an der Axe g befindlichen Kurbel h in Bewegung gesetzt. Die Axe d ist auch noch mit einer Kurbel i versehen, von welcher aus die drehende Bewegung von d in eine hin- und hergehende Bewegung verwandelt werden kann. Die Wirkung dieses Räderwerkes besteht darin, dass durch eine gleichförmige Bewegung der Axe g eine periodisch veränderliche Drehung in der Axe d hervorgebracht wird.

Nennt man m das grösste Uebersetzungsverhältniss, d. h. das Verhältniss der Geschwindigkeiten der Axen d und c, wenn der grösste Radiusvektor von a auf den kleinsten Radiusvektor von b einwirkt, A die halbe grosse, B die halbe kleine Axe einer solchen Ellypse, so ist:

$$\frac{B}{A} = \sqrt{1 - \left(\frac{m-1}{m+1}\right)^2}$$

Vermittelst dieses Ausdruckes kann man das Axenverhältniss der Ellypsen so bestimmen, dass es einem gegebenen Maximum der Geschwindigkeitsverhältnisse der Axen d und c entspricht.

Für die Ausführung ist zu bemerken, dass die Zahnabrundungen, wenn man sie nach Kreisbögen machen will, alle mit $^3/_4$ einer Zahntheilung gemacht werden dürfen, indem die Krümmungshalbmesser der Räder an den Eingriffspunkten in jeder Lage derselben übereinstimmen.

Theorie der unrunden Räder. Zuweilen wird durch den Zweck, welchem eine Maschine zu dienen hat, die Forderung gestellt, zwei Axen a und b in eine solche Verbindung zu bringen, dass sich b nach einem gewissen vorgeschriebenen Gesetz bewegt, wenn die Axe a gleichförmig gedreht wird. Diese Aufgabe kann durch verschiedene Mechanismen und kann insbesondere durch unrunde Zahnräder gelöst werden. Die Formen solcher Räder können auf folgende Weise durch Rechnung ganz scharf bestimmt werden.

Es seien a und b Tab. X. Fig. 1 die durch unrunde Räder c und d zu verbindenden Axen. Wenn die krummen Theillinien der Räder richtig sind, müssen dieselben die Eigenschaften haben, dass wenn man von e aus auf den Theilungslinien gleich lange Bogenlängen e f = e g abschneidet, so muss

1. die Summe $\overline{a\,f} + \overline{b\,g}$ der Radienvektoren a f und b g gleich sein der Distanz $\overline{a\,b}$ der Axen und muss

2. das Verhältniss $\frac{\widehat{f\,a\,e}}{\widehat{g\,b\,e}}$ der Winkel, um welchen sich die Räder drehen, wenn das eine Rad e um einen Winkel $\widehat{f\,a\,e}$ gewendet wird, dem vorgeschriebenen Bewegungsgesetz entsprechen. Dieses ist der Fall, wenn man folgenden Bedingungen genügt:

$$\varrho\, d\varphi = \varrho_1\, d\varphi_1 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (1)$$

$$\varrho + \varrho_1 = D \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (2)$$

In diesen Ausdrücken bedeutet:

$D = \overline{a\,b}$ die Axendistanz;

$\varphi = \widehat{f\,a\,e}$ den Winkel, um welchen die eine Axe gedreht wird;

$\varphi_1 = \widehat{g\,b\,e}$ den Winkel, um welchen sich gleichzeitig die zweite Axe drehen soll;

$d\varphi$ $d\varphi_1$ die Differenzialien dieser Winkel bei einer unendlich kleinen Drehung der Axen;

$\left.\begin{array}{l}\varrho = \overline{a\,f}\\ \varrho_1 = \overline{g\,b}\end{array}\right\}$ zwei correspondirende Radienvektoren.

Wenn das Gesetz gegeben ist, nach welchem die Drehung von d bei einer gleichförmigen Drehung von c erfolgen soll, muss φ_1 als Funktion von φ bekannt sein, kennt man also:

$$\varphi_1 = \text{Funktion}\,(\varphi) \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (3)$$

Aus den Ausdrücken (1) (2) und (3) kann man jederzeit die Rollungslinien der Räder bestimmen.

Es folgt zunächst aus (1) und (2):

$$\left.\begin{array}{l}\varrho = \dfrac{D}{1 + \frac{d\varphi}{d\varphi_1}}\\[2ex] \varrho_1 = \dfrac{D}{1 + \frac{d\varphi_1}{d\varphi}}\end{array}\right\} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (4)$$

Durch Differenziation der Gleichung (3) kann man jederzeit den Quotienten $\frac{d\varphi}{d\varphi_1}$ als Funktion von φ und den Quotienten $\frac{d\varphi_1}{d\varphi}$ als Funktion von φ_1 ausdrücken und wenn man diese Werthe der

Differenzial-Quotienten in (4) einführt, ergeben sich zwei Ausdrücke, von denen der erstere ϱ als Funktion von φ und der letztere ϱ_1 als Funktion von φ_1 darstellt, und diese Ausdrücke sind nichts anderes, als die in Polarcoordinaten ausgedrückten Gleichungen der beiden Kurven, nach welchen die Räder gerundet werden müssen.

Man kann aber auch, um diese Kurven zu bestimmen, auf folgende Art verfahren. Aus der Gleichung (3) ergibt sich unmittelbar durch Differenziation $\frac{d\varphi_1}{d\varphi}$ als Funktion von φ. Führt man diesen Werth von $\frac{d\varphi_1}{d\varphi}$ in die zweite der Gleichungen (4) ein, so erhält man ϱ_1 ausgedrückt durch φ und nicht durch φ_1.

Bezeichnen wir diesen Ausdruck der Kürze wegen mit:

$$\varrho_1 = F(\varphi) \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (5)$$

Nimmt man nun eine Reihenfolge von Werthen von φ an, so gibt die Gleichung (3) die correspondirenden Werthe von φ_1, dann gibt die Gleichung (5) die entsprechenden Werthe von ϱ_1 und schliesslich ergeben sich die Werthe von ϱ durch die Beziehung

$$\varrho = (D - \varrho_1) \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (6)$$

Anwendung dieser Theorie. Legen wir uns die Aufgabe vor, zwei unrunde Räder zu construiren, welche folgende Eigenschaften haben:

1. Das Rad, welchem die Elemente φ und ϱ entsprechen, soll m Polygonseiten haben.
2. Das Rad, welchem die Elemente φ_1 und ϱ_1 entsprechen, soll m_1 Polygonseiten haben.

Es sei $m_1 > m$ so, dass der Quotient $\frac{m_1}{m} = i$ die Uebersetzungszahl ausdrückt.

3. Das Bewegungsgesetz für die beiden Räder sei:

$$\varphi_1 = \mathfrak{A}\,\varphi + \mathfrak{B} \sin. k\,\varphi \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (7)$$

wobei $\mathfrak{A}$ $\mathfrak{B}$ k drei vorläufig noch unbestimmte constante Grössen sind.

Aus (7) folgt durch Differenziation:

$$\frac{d\varphi_1}{d\varphi} = \mathfrak{A} + \mathfrak{B}\,k \cos. k\,\varphi \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (8)$$

Führt man diesen Werth in die zweite der Gleichungen (4) ein, so erhält man:

$$\varrho_1 = \frac{D}{1 + \mathfrak{A} + \mathfrak{B}\,k \cos. k\,\varphi} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (9)$$

Vermöge der oben ausgesprochenen Bedingungen muss für $\varphi = \frac{2\pi}{m}$ $\varphi_1 = \frac{2\pi}{m_1}$ und muss ferner der Werth von ϱ_1 für $\varphi_1 = \frac{2\pi}{m_1}$ oder für $\varphi = \frac{2\pi}{m}$ gleich werden dem Werth von ϱ_1 für $\varphi_1 = 0$. Diess ist vermöge (7) und (9) der Fall, wenn:

$$\frac{2\pi}{m_1} = \mathfrak{A}\frac{2\pi}{m} + \mathfrak{B} \sin. k\frac{2\pi}{m} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (10)$$

und

$$\frac{D}{1 + \mathfrak{A} + \mathfrak{B}\,k} = \frac{D}{1 + \mathfrak{A} + \mathfrak{B}\,k \cos. k\frac{2\pi}{m}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (11)$$

Diesen Bedingungen wird Genüge geleistet, wenn man nimmt:

$$\left.\begin{aligned} k &= m \\ \mathfrak{A} &= \frac{m}{m_1} = \frac{1}{i} \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (12)$$

Hiermit sind zwei von den drei Constanten bestimmt. Die dritte Constante $\mathfrak{B}$ kann man so bestimmen, dass das Verhältniss zwischen der grössten und kleinsten Geschwindigkeit des mit ungleichförmiger Geschwindigkeit laufenden Rades einen gewissen Werth γ hat.

Für die grösste Geschwindigkeit ist vermöge (8) cos. k $\varphi = +1$, für die kleinste cos k $\varphi = -1$, man hat daher vermöge (8):

$$\gamma = \frac{\mathfrak{A} + \mathfrak{B}\,k}{\mathfrak{A} - \mathfrak{B}\,k}$$

oder wenn man für $\mathfrak{A}$ und k die Werthe (12) einführt:

$$\gamma = \frac{\frac{1}{i} + m\,\mathfrak{B}}{\frac{1}{i} - m\,\mathfrak{B}}$$

Hieraus folgt:

$$\mathfrak{B} = \frac{1}{m\,i}\frac{\gamma - 1}{\gamma + 1}$$

oder weil $m\,i = m_1$ ist:

$$\mathfrak{B} = \frac{1}{m_1}\frac{\gamma - 1}{\gamma + 1} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (13)$$

Führt man die Werthe (12) und (13) in (7) und (9) ein, so erhält man folgende Ausdrücke:

$$\left.\begin{aligned} \varphi_1 &= \frac{1}{i}\left(\varphi + \frac{1}{m}\frac{\gamma - 1}{\gamma + 1} \sin. m\,\varphi\right) \\ \varrho_1 &= \frac{i\,D}{1 + i + \frac{\gamma - 1}{\gamma + 1} \cos. m\,\varphi} \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (14)$$

Wenden wir uns nun zur Beschreibung der Räder, welche auf den Tab. X. und XI. dargestellt sind.

TAB. X.

Fig. 1 und 2. Unrunde Räder für periodische Bewegungen. Die durch diese Figuren dargestellten Räder sind spezielle Fälle von den Gleichungen (14). Es ist nämlich für diese Räder $m = m_1 = 1$, $i = 1$ $\gamma = 4$ angenommen worden, daher erhält man:

$$\left.\begin{aligned} \varphi_1 &= \varphi + \frac{3}{5} \sin. \varphi \\ \varrho_1 &= \frac{5\,D}{10 + 3 \cos. \varphi} \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (15)$$

Setzt man in diese Formeln für φ eine Reihenfolge von Werthen und berechnet sodann die entsprechenden Werthe von φ_1 und ϱ_1, so findet man schliesslich auch die Werthe von ϱ vermittelst der Beziehung

$$\varrho = D - \varrho_1$$

Verzeichnet man vermittelst der so erhaltenen Rechnungsresultate die Räder oder vielmehr nur die Rollungslinien derselben, so erscheinen die Räder nicht in der Stellung, in welcher sie in Fig. 1 dargestellt sind, sondern in der um 180° verwendeten Stellung.

Von der Richtigkeit der Rechnung und Construktion überzeugt man sich am besten, wenn man die Peripherielängen der beiden Linien vermittelst eines Zirkels misst; man wird finden, dass sie genau einerlei Länge haben.

Fig. 3. Unrunde Räder für abwechselnd beschleunigte und verzögerte Bewegungen. Das Bewegungsgesetz, welches der Construktion dieser Räder zu Grunde gelegt wurde, ist:

$$\varphi_1 = a\,\varphi + b\,\varphi^2 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (16)$$

wobei a und b constante Grössen bedeuten.

Aus dieser Gleichung folgt zunächst:

$$\frac{d\,\varphi_1}{d\,\varphi} = a + 2\,b\,\varphi \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (17)$$

Setzt man diesen Werth in die zweite der Gleichungen (4), so findet man:

$$\varrho_1 = \frac{D}{1 + a + 2\,b\,\varphi} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (18)$$

Um die Constanten a und b angemessen zu bestimmen, habe ich angenommen:

1. Dass die Beschleunigungen und Verzögerungen abwechselnd durch Halbkreise erfolgen sollen,
2. Dass das Verhältniss zwischen der grössten und kleinsten Geschwindigkeit des zweiten Rades gleich γ sein soll.

Unter diesen Voraussetzungen muss sein:

$$\pi = a\,\pi + b\,\pi^2$$

und

$$\gamma = \frac{a + 2\,b\,\pi}{a}$$

Hieraus folgt:

$$\left.\begin{aligned} a &= \frac{2}{\gamma + 1} \\ b &= \frac{1}{\pi}\,\frac{\gamma - 1}{\gamma + 1} \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (19)$$

und die in Fig. 3 dargestellten Räder sind für die Annahme $\gamma = 4$ berechnet.

TAB. XI.

Fig. 3. Viereckig unrunde Räder. Durch diese Räder wird bei einer gleichförmigen Bewegung des Rades c das andere Rad d während einer Umdrehung 4 mal verzögert und 4 mal beschleuniget.

Diese Räder folgen aus den früher aufgestellten Gleichungen (14), wenn man in denselben setzt:

$$m = m_1 = 4\,, \quad i = 1\,, \quad \gamma = 2.$$

Für diese Annahme wird:

$$\varphi_1 = \varphi + \frac{1}{8} \sin. 4\,\varphi$$

$$\varrho_1 = \frac{3\,D}{6 + \cos. 4\,\varphi}$$

Man ersieht aus diesen Beispielen, dass die Verzeichnung von derlei unrunden Rädern für beliebige Drehungsgesetze keiner Schwierigkeit unterliegt. Anders verhält es sich mit der wirklichen Ausführung solcher Räder wegen der Zahnformen, denn diese sind sehr schwierig so herzustellen, dass die Bewegung sanft und stetig erfolgt. Indessen derlei Räder werden ja doch nur ganz ausnahmsweise angewendet, und dann kann man sich die mühevolle Arbeit ihrer Herstellung wohl gefallen lassen.

Fig. 1 und 2. Das Einzahnrad. c ist eine mit einer Axe a verbundene runde Metallscheibe, an welcher ein einzelner Zahn d angebracht ist. g ist ein Stirnrad mit 6 Zahnlücken e und mit 6 bogenförmigen Theilen f. Die Halbmesser dieser Bögen f stimmen mit dem Halbmesser der Scheibe c überein, und die Summe aus dem Halbmesser von c und dem Abstand des Mittelpunktes eines Bogens f von der Axe b ist gleich der Entfernung der Axen a und b. Wird das Rad c vermittelst der Kurbel h gedreht, so schreitet das Rad g bei jeder ganzen Umdrehung von c um eine Sternseite weiter, allein diese Bewegung erfolgt nicht mit Stetigkeit, sondern mit Unterbrechungen. Das Rad g bewegt sich nämlich nur dann, wenn der Zahn d in eine Lücke zu stehen kommt, und bleibt ruhig stehen, wenn eine von den Bögen f mit der Rundung von c in Berührung tritt.

Dieser Mechanismus kann also gebraucht werden, wenn eine ruckweise drehende Bewegung einer Axe verlangt wird.

In Fig. 1 ist durch punktirte Linien der Anfang und das Ende eines Zahneingriffes angegeben.

TAB. XII.

Fig. 1, 2, 3. Zählwerk mit Einzahnrädern. Durch dieses Modell ist eine Anwendung des Einzahnrades auf ein Zählwerk gezeigt. a_1 a_2 a_3 sind drei Einzahnräder. b_1 b_2 b_3 drei Sternräder, jedes von 10 Seiten. Die vier Axen c_1 c_2 c_3 c_4 sind mit 4 Zeigern d_1 d_2 d_3 d_4 versehen, welche auf vier in zehn Theile getheilte Kreise weisen. Bei einer Umdrehung eines Einzahnrades macht das entsprechende Sternrad den zehnten Theil einer Umdrehung. Die Uebersetzung von a auf b ist gleich 10. Es werden demnach gezählt:

durch den Zeiger d_1 Einheiten,
durch den Zeiger d_2 Zehner,
durch den Zeiger d_3 Hunderte,
durch den Zeiger d_4 Tausende

von Umdrehungen der Axe b.

Um die Zählung schneller Bewegungen zu zeigen, wird unmittelbar das Rad a gedreht; um die Zählung langsamer Bewegungen zu zeigen, wird die Axe des Getriebes b in Bewegung gesetzt.

Rollen.

TAB. XIII.

Fig. 1 und 2. Rollenmodell. Durch dieses Modell wird die Wirkung der gewöhnlichen Rollentriebe erklärt.

a ist eine kleine Grundplatte, in welcher eine eiserne Stange b eingeschraubt ist. c eine mit einer Kurbel versehene Rolle. d eine Hülse, die durch eine Schraube an die Stange festgeklemmt werden kann, und mit einem Zapfen versehen ist, auf welchem sich die Rolle c dreht. e ist ein gabelförmiger Axenhalter; derselbe ist vermittelst einer Hülse um einen Zapfen drehbar, dessen geometrische Axe in die Vertikallinie x y fällt, die durch den Punkt f tangirend an den Rollenumfang von c gezogen werden kann. g ist die zweite Rolle, ihre Axe wird durch e gehalten, und ihr Umfang wird ebenfalls von der Vertikallinie x y berührt. Um beide Rollen ist ein Riemen geschlungen.

Dreht man den Axenhalter e um den Zapfen, so erhält die Axe von g gegen die Axe von c jede beliebige Lage, und man kann nun durch Drehung der Rolle c vermittelst der daran befindlichen Kurbel zeigen, dass die Bewegung von c auf g übertragen wird, vorausgesetzt, dass die Drehung in dem Sinne erfolgt, welcher durch die Pfeile angedeutet wird, kann aber ferner zeigen, dass der Riemen von den Rollen abfällt, wenn die Drehung nach einer der Pfeilrichtung entgegengesetzten Richtung vorgenommen wird. Die erstere dieser Drehungsrichtungen ist nämlich diejenige, bei welcher die Riemenmittel der anflaufenden Riementheile in die mittleren Ebenen der Rollen fallen, auf welche die Riemenstücke anflaufen, was eben die Grundbedingung ist, welche erfüllt werden muss, damit die Riemen nicht abfallen.

Fig. 3 und 4. Rolle mit Hook'schem Schlüssel. a und b sind zwei in einer Ebene liegende, gegen einander schwach geneigte Axen. c ist eine gewöhnliche mit der Axe a verbundene Rolle. d ist eine mit der Axe b nicht gewöhnlich, sondern vermittelst eines Hook'schen Schlüssels e verbundene Rolle. Die Rolle d kann also ihre Lage gegen b innerhalb gewisser Grenzen beliebig ändern. f ist der die beiden Rollen umschlingende Riemen. Wird die Axe a vermittelst der daran befindlichen Kurbel gedreht, so kommt durch die Rollen und durch den Riemen auch die Axe b in Bewegung. Allein die Stellung der Rolle d ist dabei beinahe eine labile, daher sind am Gestell des Modelles noch vier Stellschrauben g angebracht, welche, wenn die Rolle d ihre richtige Stellung hat, die Nabe der Rolle kaum berühren, jedoch verhindern, dass die Rolle d ihre richtige Lage nicht merklich ändern kann.

Diese Rollenanordnung kann auch in dem Falle gebraucht werden, wenn die Richtungen der Axen a und b sich nicht schneiden; nur darf der Richtungswinkel der Axen nie beträchtlich sein. Streng genommen ist die Bewegung der Axe b bei einer gleichförmigen Drehung von a nicht gleichförmig, die Ungleichförmigkeiten in der Bewegung von b sind jedoch, wenn der Richtungswinkel der Axen klein ist, von keiner Bedeutung.

TAB. XIV.

Fig. 1 bis 5. Rollenmodell. Verbindung zweier Axen, deren Richtungen sich nicht schneiden und gegen einander beliebig geneigt sind vermittelst eines Riemens und zweier Leitrollen.

a und b sind die beiden Hauptrollen. c und d die Leitrollen. e der alle 4 Rollen umschlingende Riemen. f ein dreieckiger Rahmen, dessen Ebene zu den Axenrichtungen der Rollen a b parallel ist. g_1 g_2 g_3 drei in dem Rahmen eingesetzte schmiedeiserne Stangen, an welche die Rollenträger mit Klemmschrauben befestiget werden können. Die Träger der Rollen a und b sind von gleicher Construktion. Fig. 3 zeigt die Rolle b mit ihrem Träger im Durchschnitt. Die Träger der Leitrollen sind ebenfalls von gleicher Construktion, und diese ist insbesondere durch die Figuren 4 und 5 deutlich gemacht. Jede Leitrollenaxe wird durch ein System von zwei Gabeln h und i gehalten, die um zwei ihrer Richtung nach gegen einander senkrechte Axen drehbar sind und durch Schrauben festgestellt werden können. Auch kann die Entfernung jeder Leitrolle von der Stange g_1 innerhalb gewisser Gränzen geändert werden. Durch diese Einrichtung können die Rollen c und d innerhalb gewisser Gränzen in jede beliebige Lage gegen die Rollen b und a gebracht werden. Damit nun sowohl eine Rechtsdrehung als auch eine Linksdrehung der Rolle a auf die Rolle b übertragen werden kann, ohne dass der Riemen von den Rollen abfällt, müssen dieselben so gestellt werden, dass die Mittellinie irgend eines der vier geradlinigen Riemenstücke in die mittleren Ebenen der Rollen fällt, welche dieses Riemenstück berührt.

Eine dieser Anforderung entsprechende Position einer Leitrolle, z. B. c, wird auf folgende Art gefunden. Man denke sich durch die Mittelpunkte der Rollen a und b Ebenen senkrecht auf die Axen dieser Rollen gelegt, und diese Ebenen verlängert, bis sie sich in einer vertikalen Linie L (die in der Zeichnung nicht dargestellt ist) schneiden; nehme hierauf in dieser Linie L einen willkührlichen Punkt A an und ziehe von demselben aus nach den mittleren Rollenkreisen von a und b Tangenten, T und T_1. Legt man nun die Rolle c so, dass ihre mittlere Ebene in die Ebene der Tangenten T und T_1 fällt und dass ihr mittlerer Schnitt von diesen Tangenten berührt wird, so ist die Rolle in eine richtige Lage gebracht. In der Zeichnung sind für die Rollen c und d solche Positionen gewählt, dass die Riemenlänge ein Minimum ist, wodurch die Darstellung derselben etwas erleichtert wurde. Von praktischem Werth kann diese Rollenanordnung nur sehr selten sein, denn sie ist zu complicirt. Das Modell soll aber auch nur dazu dienen, das unter allen Umständen anwendbare Prinzip dieser Rollenanordnung zur klaren Anschauung zu bringen.

TAB. XV.

Fig. 1 und 2. Expansionsrolle mit geschlitzter Drehscheibe. Expansionsrollen werden bekanntlich solche Rollen genannt, deren Umfang aus einzelnen Bogensegmenten besteht, die mehr oder weniger von der Axe der Rolle entfernt werden können, so dass die Grösse der Rolle innerhalb gewisser

Gränzen verändert werden kann. Der Zweck dieser Anordnungen ist: die Umdrehungsgeschwindigkeit einer getriebenen Axe ändern zu können, ohne eine Aenderung der Drehungsgeschwindigkeit einer treibenden Axe vornehmen zu müssen. Die in Fig. 1 und 2 dargestellte Rolle hat folgende Einrichtung. a ist ein sternförmiger Körper aus Gusseisen. Die sechs Arme dieses Sternes bilden Bahnen, in welchen die Arme b der Rollensegmente c aus- und eingleiten können. Jeder solche Arm ist mit einem Zapfen d versehen. e ist eine mit krummlinigen Schlitzen versehene um die Nabe des Sternes a drehbare Scheibe. Die Zapfen d d.... befinden sich in den Schlitzen der Scheibe e und wenn diese nach der Richtung des in Fig. 1 angedeuteten Pfeiles gedreht wird, müssen die Arme b mit den Segmenten nach radialer Richtung hinausgleiten. Um die Drehung der Scheibe e zu bewirken, ist dieselbe am Umfange theilweise verzahnt und ist ein kleines Getriebe f vorhanden, das mit seinen Zähnen in die Verzahnung der Scheibe e eingreift. Dieses Getriebe dreht sich auf einem Zapfen g, der durch einen an den Stern a angegossenen Steg h gesteckt ist. Um das Getriebe zu drehen, dient ein in der Zeichnung nicht dargestellter Schlüssel, welcher über die äussere viereckige Nabe des Getriebes gesteckt wird. i ist eine Feder, die mit einem Vorsprung in eine Zahnlücke des Getriebes f eingreift. Will man das Getriebe vermittelst des Schlüssels drehen, so muss man vorerst die Feder i hinausdrücken, bis ihr Vorsprung ausser Eingriff kommt. Hat man das Getriebe um einen angemessenen Winkel gedreht und will man es in der Stellung, in die es durch die Drehung gekommen ist, festhalten, so lässt man den Ansatz der Feder in eine Zahnlücke einfallen. Um die Segmente, nachdem sie in eine gewisse Stellung gebracht wurden, fest mit dem Stern verbinden zu können, dienen die Klemmschrauben k, die aber jedesmal, wenn eine Verstellung vorgenommen werden soll, vorerst nachgelassen werden müssen.

Fig. 3 und 4. Expansionsrolle mit Streben. Bei dieser Anordnung geschieht die Aus- und Einbewegung der Segmentarme b in den Bahnen des Sternes a vermittelst der Streben c, welche aussen die Segmentarme b fassen und innen in eine um die Nabe von a drehbare Scheibe d eingehängt sind. Die Nabe dieser Scheibe ist sechseckig und kann dadurch vermittelst eines Schlüssels angefasst und herumgedreht werden. Auch hier sind Klemmschrauben e e vorhanden, vermittelst welcher die Segmente, nachdem sie in eine gewisse Stellung gebracht worden sind, gegen den Stern a festgestellt werden können.

Die Anwendung der Expansionsrollen erfordert, dass die Riemenspannung durch Spannrollen hervorgebracht wird. Die complicirte Construction dieser Expansionsrollen, in Verbindung mit dem Spannrollenapparat, macht überhaupt ihre Anwendung zu einer Seltenheit. Sie sind fast nur zur Regulirung der Bewegungen der Papiermaschinen in Gebrauch.

TAB. XVI.

Fig. 1, 2 und 5. Gewöhnliche Konusbewegung. a und b sind zwei Axen, c d zwei Kegel aus Holz, die gleiche Gestalten, aber entgegengesetzte Lagen haben. Sie sind mit den Axen a und b durch Nabenscheiben verbunden. e ein um beide Kegel geschlungener Riemen. Derselbe kann längs der Kegel verschoben werden. Zu diesem Behufe ist ein Riemenleiter, Fig. 5, vorhanden, der an die Stange g gesteckt und mit einer Schraubenmutter, so wie mit zwei die Riemen umfassenden Schleifen i versehen ist. h ist eine Schraubenspindel, die in die Mutter des Riemenleiters eingreift und durch zwei Zahnräder k l von der Axe a aus gedreht wird. Wird nun die Axe a vermittelst der Kurbel m gleichförmig gedreht, so wird vermittelst des Riemens die Axe b in eine drehende Bewegung und vermittelst der Zahnräder und der Schraube der Riemenleiter f in eine fortschreitende Bewegung gebracht. Dieses hat zur Folge, dass in der Axe b eine ungleichförmig drehende Bewegung eintreten muss: denn so wie der Riemen durch den Riemenleiter fortgeschoben wird, ändert sich das Verhältniss der Halbkreise, längs welcher der Riemen die Kegel berührt, mithin auch die Winkelgeschwindigkeit der Axe b.

Nennt man:

l die ganze Länge des Konus;

r den kleinsten / R den grössten } Halbmesser eines Konus;

s das Fortschreiten des Riemenleiters bei einer Umdrehung von a;

φ den Winkel, um welchen sich die Axe a während einer gewissen Zeit gedreht hat, welche Zeit von dem Augenblick an gemessen werden soll, in welchem der Riemen an den linkseitigen Enden der Kegel stand;

w die constante Winkelgeschwindigkeit der Axe a;

w_1 die Winkelgeschwindigkeit der Axe b, nachdem die Axe a um einen Winkel φ gedreht worden ist;

so findet man leicht:

$$w_1 = w \frac{r + \frac{s}{2\pi} \frac{R-r}{l} \varphi}{R - \frac{s}{2\pi} \frac{R-r}{l} \varphi} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (1)$$

Diese Gleichung drückt das Gesetz der Bewegung aus, welche durch zwei geradseitige Kegel hervorgebracht wird. Es ist von nicht ganz einfacher Art und keineswegs das Gesetz einer gleichförmig beschleunigten Bewegung. Diese geradseitigen Kegel kann man in der Regel nur dann anwenden, wenn nur verlangt wird, dass die Bewegung der zweiten Axe mit Beschleunigung oder mit Verzögerung erfolgen soll.

Nennt man für diesen Fall:

γ das Verhältniss zwischen der grössten und kleinsten Winkelgeschwindigkeit der Axe b;

n die Anzahl der Umdrehungen der Axe a, während welchen der Riemen um die Konuslänge l fortrücken soll, so hat man:

$$\gamma = \left(\frac{R}{r}\right)^2 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (2)$$

$$s = \frac{l}{n} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (3)$$

oder auch:

$$\frac{R}{r} = \sqrt{\gamma} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (4)$$

$$s = \frac{l}{n} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (5)$$

Von diesen Ausdrücken bestimmt der erstere das Verhältniss der Endhalbmesser eines Kegels, der letztere das Fortrücken des Riemens bei jeder Umdrehung der Axe a.

Fig. 3 und 4. Kegelbewegung mit krummschlägen Kegeln. Wenn die Kegelseiten nicht geradlinig, sondern krummlinig gemacht werden, kann die Krümmung jederzeit so bestimmt werden, dass die Bewegung der getriebenen Axe nach irgend einem bestimmt vorgeschriebenen Gesetz erfolgt, und dann leistet dieser Mechanismus ähnliche Dienste wie unrunde Räder.

Nennt man:

$x\,y$ die Coordinaten eines beliebigen Punktes M der Linie des untern Kegels;
$x\,y_1$ die Coordinaten eines beliebigen Punktes M_1 der Linie des obern Kegels;
l die Länge eines Kegels;
s das Fortrücken des Riemens bei einer Umdrehung von a;
w die constante Winkelgeschwindigkeit der Axe a;
$w_1 = w\,f(\varphi)$ das Drehungsgesetz der Axe d, d. h. die Winkelgeschwindigkeit, welche in der Axe d eintreten soll, nachdem die Axe a um einen Winkel φ gedreht wurde, oder nachdem der Riemen um x fortgerückt ist;
r und R die Endhalbmesser eines Kegels;

so hat man zunächst:

$$w\,y = w_1\,y_1 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (1)$$

$$y + y_1 = r + R \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (2)$$

$$\varphi = \frac{2\pi}{s}\,x \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (3)$$

Aus diesen Gleichungen in Verbindung mit dem Ausdruck $w_1 = w\,f(\varphi)$ folgt:

$$\left.\begin{aligned} f\left(\frac{2\pi}{s}\,x\right) &= \frac{y}{R + r - y} \\ f\left(\frac{2\pi}{s}\,x\right) &= \frac{R + r - y_1}{y_1} \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (4)$$

und diess sind nun die Gleichungen der beiden Kegellinien.

Die Kegel Fig. 3 und 4 sind für den Fall berechnet, dass die Bewegung von d eine gleichförmig beschleunigte sein soll, während a mit constanter Geschwindigkeit gedreht wird. Dieses Gesetz wird ausgedrückt durch:

$$w_1 = w\,(a + b\,\varphi) \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (5)$$

wobei a und b zwei constante Grössen sind. Für diese Annahme geben die Gleichungen (4):

$$\left.\begin{aligned} a + b\,\frac{2\pi}{s}\,x &= \frac{y}{R + r - y} \\ a + b\,\frac{2\pi}{s}\,x &= \frac{R + r - y_1}{y_1} \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (6)$$

Die Constanten a und b und das Verhältniss $\frac{R}{r}$ können auf folgende Art angemessen bestimmt werden.

Nennt man γ das Verhältniss zwischen der grössten und kleinsten Winkelgeschwindigkeit der Axe d, so ist:

$$\gamma = \frac{\frac{R}{r}}{\frac{r}{R}} = \left(\frac{R}{r}\right)^2$$

Demnach:

$$\frac{R}{r} = \sqrt{\gamma} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (7)$$

Für $x = o$ ist vermöge (3) auch $\varphi = o$ und $\frac{w_1}{w} = \frac{r}{R}$, daher hat man wegen (5):

$$\frac{r}{R} = a$$

oder wegen (7):

$$a = \frac{1}{\sqrt{\gamma}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (8)$$

Für $x = l$ ist vermöge (3) $\varphi = 2\pi\,\frac{l}{s}$ und $\frac{w_1}{w} = \frac{R}{r}$, daher hat man wegen (5):

$$\frac{R}{r} = a + b\,2\pi\,\frac{l}{s}$$

Hieraus findet man mit Berücksichtigung von (7) und (8):

$$b = \frac{1}{\sqrt{\gamma}}\,(\gamma - 1)\,\frac{s}{2\pi l} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (9)$$

Mit Berücksichtigung von (7), (8) und (9) werden die Gleichungen (6):

$$\frac{1}{\sqrt{\gamma}}\left[1 + (\gamma - 1)\,\frac{x}{l}\right] = \frac{y}{r\,(\sqrt{\gamma} + 1) - y}$$

$$\frac{1}{\sqrt{\gamma}}\left[1 + (\gamma - 1)\,\frac{x}{l}\right] = \frac{r\,(\sqrt{\gamma} + 1) - y_1}{y_1}$$

und hieraus folgt:

$$\left.\begin{aligned} y &= r\,\frac{(1 + \sqrt{\gamma})\left[1 + (\gamma - 1)\,\frac{x}{l}\right]}{1 + \sqrt{\gamma} + (\gamma - 1)\,\frac{x}{l}} \\ y_1 &= r\,\frac{\sqrt{\gamma}\,(1 + \sqrt{\gamma})}{1 + \sqrt{\gamma} + (\gamma - 1)\,\frac{x}{l}} \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (10)$$

Diess sind nun die Gleichungen der beiden Kegelkurven. Jede derselben gehört einer Hyperbel an.

TAB. XVII.

Fig. 1, 2 und 3. Kettenbewegungen. Es sind an diesem Modell zweierlei Arten von Ketten dargestellt. Die eine Art zeigt Fig. 1 und die linke Seite von Fig. 3. Hier sind die Kettenglieder so kurz, dass die Entfernung zweier unmittelbar auf einander folgenden Bolzen der Kette nur zweimal so lang ist als der Durchmesser eines Bolzens. Die einer solchen Kette entsprechenden Räder erhalten Zähne ähnlich den gewöhnlichen Zahnrädern. Die andere Art, welche Fig. 2 und die rechte Seite von Fig. 3 zeigt, hat längere Kettenglieder, so dass die Entfernung zweier Bolzen beträchtlich grösser ist als die doppelte Bolzendicke. Die diesen Ketten entsprechenden Räder haben am Umfange zahnlückenartige Einschnitte, die in grösseren Intervallen auf einander folgen. Diese Kettenbewegungen sind von sehr geringem praktischen Werthe, und zwar aus folgenden Gründen:

1. ist die genaue Anfertigung dieser Ketten mit Schwierigkeiten verbunden und kostspielig;
2. um schwächere Kräfte zu übertragen, können die viel einfacheren Rollen und Riemen gebraucht werden;
3. zur Uebertragung von grösseren Kräften gewähren diese Ketten keine dauernd sichere Bewegung, indem durch die Abnützung der Kettenbolzen die Theilung der Kette immer grösser wird, während die Theilung der Räder unverändert bleibt. Beträgt z. B. im neuen Zustand die Theilung der Kette und der Räder 30 Millimeter und wird die Theilung der Kette durch Abnützung nach einiger Zeit 31 Millimeter, so beträgt die Länge von 10 Kettengliedern bereits 310 Millimeter, während die Länge von 10 Zahntheilungen des Rades 300 Millimeter geblieben ist. Die Bolzen dieser durch Abnützung länger gewordenen Kettenglieder können daher nicht mehr in die Mittel der Zahnlücken fallen. Auch die Erfahrung hat bereits mehrfach gezeigt, dass die Ketten zur Uebertragung grösserer Kräfte nicht gebraucht werden können. Das Schraubenschiff „Great-Brittain" und die Sömmering-Lokomotive von *Moffei* waren mit Kettenbewegungen versehen, mussten aber aufgegeben werden, und darüber darf man sich nicht wundern, wenn man berücksichtigt, was oben über die Verlängerung der Ketten gesagt wurde.

Kurbelübersetzungen.

TAB. XVIII.

Fig. 1 und 2. Uebersetzung mit Kurbeln. a ist eine mit einem Schwungrad b und mit einer Kurbel c versehene Axe, d ist eine zweite zu a parallele und ebenfalls mit einer Kurbel e versehene Axe. Der Abstand der Axen a und d ist gleich dem Halbmesser der Kurbel c, und die Länge der Kurbel e ist zweimal so gross als die Länge der Kurbel c. Diese beiden Kurbeln sind durch eine Schleppstange f verbunden, deren Länge mit der Kurbellänge von e übereinstimmt. Wird das Rad b mit gleichförmiger Geschwindigkeit gedreht, so entsteht in der Axe d eine periodisch ungleichförmige drehende Bewegung, und die Axe d macht bei zwei Umdrehungen von a nur eine Umdrehung. Dieser Mechanismus hat nicht den geringsten praktischen Werth, denn der Bewegungszustand von d wird jedesmal, wenn die Richtungen von c e und f übereinstimmen, ganz unsicher.

Fig. 3 und 4. Uebersetzung mit Kurbeln. a ist eine Axe, mit welcher zwei diametral gegenüber stehende Kurbeln b und c verbunden sind. An die Zapfen dieser Kurbeln sind Röllchen gesteckt. d ist eine zweite zu a parallele mit einem Schwungrad e und mit einem Rinnenkreuz f versehene Axe. Die Entfernung der Axen a und d ist gleich dem Halbmesser einer der Kurbeln b und c. Die Rollen der Kurbeln laufen in den Rinnen des Kreuzes. Wird die Axe d vermittelst des Schwungrades e gleichförmig gedreht, so bewirkt diess eine vollkommen sanfte gleichförmige Drehung der Axe a; allein bei einer Umdrehung von d macht die Axe a zwei Umdrehungen. Zur Uebertragung von schwachen Kräften kann dieser Mechanismus sehr wohl gebraucht werden; zur Uebertragung von starken Kräften aber nicht, denn das Gleiten der Rollen in den Rinnen verursacht nicht unbeträchtliche Reibungen, und ein ganz genaues Einpassen der Rollen in die Rinnen ist für eine längere Dauer nicht wohl zu erhalten.

TAB. XIX.

Fig. 1 und 2. Kurbelschleife. a ist eine mit einem Schwungrad f und mit einer Kurbel d versehene Axe. Auf den Zapfen c der Kurbel ist ein Gleitstück gesteckt. b ist eine zu a parallele mit einer geschlitzten Kurbel e versehene Axe. Das an den Kurbelzapfen gesteckte Gleitstück läuft in dem Schlitz der Kurbel e. Wird die Axe a vermittelst des Schwungrades f gleichförmig gedreht, so entsteht in der Axe b eine ungleichförmig periodische Drehung. Das Gesetz dieser Drehung ist folgendes.

Nennt man:

r den Halbmesser der Kurbel d;
e den Abstand der Axen a und b;
φ_1 den Drehungswinkel der Axe b, wenn die Axe a um einen Winkel φ gedreht worden ist;

so hat man:

$$\frac{\sin.\,(\varphi_1 - \varphi)}{\sin.\,\varphi_1} = \frac{e}{r}$$

Demnach:

$$\text{Cotang.}\,\varphi_1 = \text{Cotang.}\,\varphi - \frac{e}{r\,\sin.\,\varphi}$$

Fig. 3 und 4. Kurbelschwinge. Dieser Mechanismus gehört nicht in die Classe derjenigen Mechanismen, durch welche continuirlich drehende Bewegungen von einer Axe auf eine andere übertragen werden, sondern derselbe dient dazu, um vermittelst einer continuirlich drehenden Bewegung eine periodisch hin- und herschwingende Bewegung hervorzubringen. Seine Beschreibung wurde hier eingereiht, weil die Einrichtung desselben von den vorhergehenden nur wenig abweicht.

a ist eine mit zwei Kurbeln d und f versehene Axe. An den Zapfen c der Kurbel d ist ein Gleitstück gesteckt, das in dem Schlitz einer Schwinge e schleift, die bei b ihren Drehungspunkt hat.

Nennt man:

r den Halbmesser der Kurbel d;
e die Entfernung des Zapfens b von der Axe a;
φ und ψ die zusammengehörigen Ablenkungen der Kurbel d und der Schwinge e von der vertikalen Richtung;

so ist:

$$\frac{\sin.(\varphi - \psi)}{\sin.\psi} = \frac{s}{r}$$

und hieraus folgt:

$$\text{Cotang.}\ \psi = \frac{s}{r \sin.\varphi} - \text{Cotang.}\ \varphi \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

Die beiden auf dieser Tafel dargestellten Mechanismen sind von wirklichem praktischen Werth, sie sind insbesondere von *Whitworth* bei verschiedenen Werkzeugmaschinen mit ganz gutem Erfolg angewendet worden.

In geometrischer Hinsicht unterscheiden sich diese beiden Mechanismen Fig. 2 und Fig. 4 nur dadurch, dass bei Fig. 4 der Abstand s der Axen a und b grösser und dass die Schwinge v länger ist, als bei Fig. 2. Dieser Unterschied in den Abmessungen begründet jedoch wesentlich verschiedene mechanische Erfolge, indem das Organ e bei Fig. 2 eine continuirlich drehende, bei Fig. 4 hingegen eine hin- und herschwingende Bewegung macht.

TAB. XX.

Fig. 1, 2, 3. Mechanische Kurbel-Schleife. Obgleich dieser Mechanismus seinem äusseren Ansehen nach mit dem Mechanismus Fig. 1 und 2 Tab. XIX. nicht die geringste Aehnlichkeit hat, so sind sie doch beide ihrem inneren Wesen nach ganz identisch und bringen auch bei gewisser Uebereinstimmung in den Abmessungen identische Wirkungen hervor.

a ist eine an das Gestelle festgeschraubte kreisrunde Scheibe, die nicht in der Mitte, sondern excentrisch für den Durchgang einer Axe b durchgebohrt ist. d ist ein concentrisch um die Scheibe a drehbares Stirnrad, das bei c mit einem Kurbelzapfen versehen ist. e ist eine geschlitzte Kurbel, die an der Axe b befestiget ist. In dem Schlitz gleitet ein auf den Kurbelzapfen c gesteckter Gleitstück. Um das Rad d bequem drehen zu können, ist eine mit einer Kurbel h und mit einem Rädchen f versehene Axe g vorhanden. Wird die Kurbel h gedreht, so wird der an dem Rade d befestigte Kurbelzapfen c in einem Kreis herum bewegt, dessen Mittelpunkt mit dem Mittelpunkt a der unbeweglichen Scheibe übereinstimmt; hierdurch wirkt das Gleitstück auf die geschlitzte Kurbel e und bewegt dieselbe gerade so herum, wie sie im Modell Tab. XIX. Fig. 1 und 2 durch die Kurbel d bewegt wird. Der Zeiger i bringt diese Bewegung der Axe b zur Anschauung.

Der Mechanismus Tab. XIX. Fig. 1 setzt voraus, dass die Kurbel e am Ende der Axe b angebracht werden kann, was nicht immer möglich ist. Der Mechanismus Tab. XX. dagegen gestattet, dass die Axe ohne Unterbrechung nach rechts und links fortgesetzt werden kann.

Die Anwendung dieser complizirten Construktion ist also nur dann motivirt, wenn eine Axe, die nicht unterbrochen werden darf, in eine periodisch drehende Bewegung versetzt werden soll.

TAB. XXI.

Fig. 1, 2, 3, 4. Parallel-Lineal. Es ist zwar gegen die systematische Ordnung, dass wir diesen Mechanismus an diesem Ort beschreiben, denn er gehört nicht in die Klasse der Mechanismen, durch welche rotirende Bewegungen in andere rotirende Bewegungen verwandelt werden; der Grund, weshalb wir ihn hier beschreiben, liegt in dem Umstande, dass sich die Zeichnung desselben mit dem in Fig. 5 und 6 dargestellten Mechanismus so gut auf ein Blatt zusammenstellen liess.

a ist eine hölzerne mit Aufstellfüssen versehene Tafel, an welcher zwei Randleisten b angeschraubt sind. c, d, e, f sind vier Schraubenstifte. g ist ein hölzernes Lineal, das in den Randleisten in Nuthen gleitet, es ist an jedem Ende mit zwei kleinen Röllchen, und in der Mitte mit einem länglichen Plättchen r versehen. m und n sind zwei Schnüre. Die Schnur m ist an dem Schraubenstift c befestiget, ist dann um die Röllchen k und i geschlungen und zuletzt im gespannten Zustand an den Schraubenstift f befestiget. Die andere Schnur n geht auf ähnliche Weise von e über h und l nach d. p und q sind zwei Leitrollen, um die eine Schnur geschlungen ist, deren Enden an dem Plättchen r befestiget sind. Wie man sieht, sind die Schnüre m und n so angebracht, dass sich das Lineal g nicht drehen, sondern nur parallel zu sich selbst auf und ab bewegen kann. Diese Linealbewegung wird angewendet, um den Spindelwagen der Mule-Jenny-Spinnmaschine in paralleler Lage zu erhalten, kann aber auch gebraucht werden, um bei Zeichnungen auf grossen Wandtafeln ein langes Lineal in horizontaler Lage auf und nieder zu führen.

Fig. 5 und 6. Kurbeltransmission. a, b, c, d sind vier parallele mit Kurbeln versehene Axen. i ist ein steifer eiserner Winkel, der mit seinem Mittelpunkt auf den Zapfen der Kurbel f gesteckt ist. k und l sind zwei Stängelchen, ersteres ist auf die Zapfen der Kurbeln e und g, letzteres auf die Zapfen der Kurbeln g und h gesteckt. Wird eine der Axen, z. B. a, gleichförmig gedreht, so gerathen auch die drei anderen Axen b, c, d in gleichförmig drehende Bewegung.

Auf ähnliche Weise, wie hier vier im Quadrat gegen einander gestellte Axen in Zusammenhang gebracht sind, kann man auch eine beliebige Anzahl von parallelen Axen, die auf beliebige Weise gegen einander gestellt sind, so in Verbindung bringen, dass durch die Bewegung einer dieser Axen alle anderen ebenfalls in Bewegung gerathen, und zwar auf ganz identische Weise. Wenn es sich darum handelt, mehreren parallelen Axen übereinstimmende drehende Bewegungen mitzutheilen, kann man sich einen bessern Mechanismus als diese Kurbeltransmission kaum wünschen, denn die Bewegungen der einzelnen Axen erfolgen auch bei grosser Geschwindigkeit mit dem höchsten Grad von Regelmässigkeit und Sanftheit, der überhaupt in Maschinenbewegungen vorkommt. Leider ist dieser Mechanismus, ungeachtet seiner Vortrefflichkeit, nur selten anwendbar, indem in den meisten Fällen die construktiven Bedingungen nicht erlauben, die Enden der Axen mit Kurbeln zu versehen. Die Spindeln der Spinnmaschinen, die Axen der Mühlsteine können z. B. durch diesen Mechanismus nicht gedreht werden, denn die unteren Enden dieser Spindeln und Axen müssen in Pfannen gestellt werden, und an den oberen Enden können weder an den Spindeln noch an den Mühlsteinaxen Kurbeln angebracht werden. Anwendbar ist dagegen diese Kurbeltransmission bei Schützenaufzügen von Turbinen, ferner auch zuweilen, wenn die Axen eine horizontale Lage haben, weil in diesem Falle in der Regel die Axenenden an einer Seite frei sind und mit Kurbeln versehen werden können.

Hin- und Hergang.

TAB. XXII.

Fig. 1 und 2. Reine Kurbelbewegung oder Sinusversusbewegung. a ist eine mit zwei Kurbeln b und f versehene Axe. An den Kurbelzapfen c von b ist ein Gleitstück gesteckt. d eine Stange mit einer schleifenförmigen Erweiterung. Sie wird durch zwei Lager e e in vertikaler Richtung gehalten, kann jedoch in diesen Lagern auf und nieder schleifen. Das Gleitstück ist in die Schleife der Stange genau eingepasst, so dass es in derselben hin- und hergleiten kann. Wird die Axe a vermittelst der Kurbel f mit gleichförmiger Geschwindigkeit gedreht, so entsteht in der Stange d eine auf und nieder gehende Bewegung mit periodisch wechselnder Geschwindigkeit.

Nennt man:

r den Halbmesser der Kurbel b, d. h. die Entfernung vom Mittel des Zapfens c bis zum Mittel der Axe a,

x den Weg, welchen die Stange d von der Position an, die in der Zeichnung dargestellt ist, vertikal aufwärts zurücklegt, wenn die Kurbelaxe a um einen Winkel

φ gedreht wird,

ω die Winkelgeschwindigkeit der Axe a,

v die Geschwindigkeit der Stange d, nachdem sie um x gehoben worden ist,

so hat man:

$$x = r\,(1 - \cos.\,\varphi) \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (1)$$

oder

$$x = r \sin.\,\text{ver.}\,\varphi \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (2)$$

$$v = r\,\omega \sin.\,\varphi \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (3)$$

Die Bewegung der Stange erfolgt also nach dem Gesetz des Sinus versus und ist die einfachste Elementar-Schwingung, auf welche alle in der Natur vorkommenden Schwingungen zurückgeführt werden können. Auch ist es der compendiöseste Mechanismus zur Verwandlung einer rotirenden Bewegung in eine geradlinig hin- und hergehende mit periodisch wechselnder Geschwindigkeit, und kann zur Uebertragung von kleineren Kräften jedesmal gebraucht werden, wenn das Gesetz des Sinus versus dem Zweck, welchem diese hin- und hergehende Bewegung zu dienen hat, nicht widerspricht. Zur Uebertragung von grossen Kräften ist jedoch dieser Mechanismus nicht gut brauchbar, d. h. es ist kein Kraftmechanismus, indem die Reibung des Gleitstückes an der Schleife und die Reibungen der Stange d in den Führungen e e viele Kraft erschöpfen und bedenkliche Abnützungen dieser Theile verursachen.

Fig. 3 und 4. Sinusversusbewegung mit Excentrum. Dieser Mechanismus unterscheidet sich von dem vorhergehenden dadurch, dass hier die Kurbel durch eine excentrische kreisrunde Scheibe ersetzt ist.

a ist eine mit einer excentrischen Scheibe b und mit einer Handkurbel f versehene Axe. d eine durch Lager e e gehaltene, in der Mitte schleifenförmig ausgeweitete Stange. Die Bewegung, welche in dieser Stange d durch eine drehende Bewegung der Axe a hervorgerufen wird, ist identisch mit der Bewegung der Stange d in Fig. 1 und 2, wenn die Excentricität c a der Scheibe b Fig. 3 gleich ist dem Halbmesser der Kurbel b in Fig. 2. Dieser Mechanismus Fig. 3 verursacht noch mehr Reibung, als Fig. 1, gewährt jedoch den Vortheil, dass die Axe a nach beiden Seiten ohne Unterbrechung fortlaufen kann, kann also mit Nutzen gebraucht werden, wenn von einer Axe aus, die nicht unterbrochen werden darf, eine hin- und hergehende Bewegung hervorgebracht werden soll, bei welcher keine zu grosse Kraft zu übertragen ist.

TAB. XXIII.

Fig. 1, 2, 3. Planetenrad. a ist eine mit einem Schwungrad b und mit einem Zahnrad c versehene Axe. d d sind zwei an die Axe a gesteckte, um dieselbe drehbare Schienen. e ist ein Rädchen, dessen Zähne in c eingreifen. Die Axe dieses Rädchens liegt in den Schienen d und d, ist aber aussen an eine Schubstange f so befestiget, dass f und e ein einziges Stück bilden. Diese Schubstange ist mit ihrem unteren Auge auf den Zapfen einer Hülse g gesteckt, welche an dem durch die Lager l l gehaltenen Stängelchen auf und nieder gleiten kann. m, ist ein Gegengewicht.

Wird die Axe a gedreht, so entsteht in der Hülse g eine auf- und niedergehende Bewegung mit periodisch wechselnder Geschwindigkeit; es ist jedoch nicht eine reine Sinusversusbewegung. Das charakteristische dieses Mechanismus besteht darin, dass bei einer Auf- und Niederschwingung von g die Axe a zwei Umdrehungen macht. Setzt man das Modell vermittelst des Griffes e in Bewegung, so wird die auf- und niedergehende Bewegung von g in eine drehende Bewegung von a oder b verwandelt, und die Axe a so wie das Schwungrad b machen beide zwei Umdrehungen, wenn die Hülse einmal auf und ab geführt wird. Es ist ein sinnreicher von *Watt* erfundener Mechanismus von sehr geringem praktischen Werth, denn wenn man eine doppelte Rotationsgeschwindigkeit hervorbringen will, ist es viel einfacher, zuerst mit einer gewöhnlichen Kurbel und Schubstange die hin- und hergehende Bewegung in eine drehende zu verwandeln, und dann die Geschwindigkeit derselben durch eine gewöhnliche Rädertübersetzung zu verdoppeln.

Fig. 4, 5, 6. Excentrum mit veränderlicher Excentricität. a ist eine mit einer Handkurbel b und mit einer excentrischen Scheibe c versehene Axe. d ist eine zweite um c excentrisch drehbare Scheibe. Die Verstellung von d gegen c geschieht vermittelst eines Rädchens e, dessen Zähne in einen verzahnten Bogen f eingreifen. e dreht sich um einen an d eingeschraubten Zapfen. Der verzahnte Bogen f ist an das Excentrum c geschraubt. Ist die Verstellung geschehen, so werden die beiden Excentra vermittelst einer Klemmschraube g mit einander verbunden. h ist ein gewöhnlicher, das äussere Excentrum d umfassender, mit einer Stange i versehener Excentrumring. Das untere Auge der Stange i umfasst den Zapfen einer Hülse k, die an dem durch die Lager m und m gehaltenen Stängelchen l auf und nieder gleiten kann.

In Fig. 4 und 5 sind die beiden Excentra in derjenigen Gegeneinanderstellung gezeichnet, bei welcher der Mittelpunkt δ der Scheibe d in die Verlängerung der Linie γ a fällt. Bei dieser Gegeneinanderstellung der Excentra d und c bringt der Mechanismus eine Bewegung der Hülse k hervor, wie eine Kurbel, deren Halbmesser gleich $a\,\gamma + \gamma\,\delta = a\,\delta$ ist. Dreht man das Excentrum d um c um einen gewissen Winkel $\varphi = \delta\,\gamma\,\varepsilon$, so kommt der Mittelpunkt von d nach ε zu liegen, und dann wirkt der Mechanismus wie eine Kurbel, deren Halbmesser gleich $a\,\varepsilon$ ist.

Nennt man:

$e = \overline{a\,\gamma}$ die Excentricität von c gegen a,

$e_1 = \overline{\gamma\,\delta} = \overline{\gamma\,\varepsilon}$ die Excentricität von d gegen c,

so ist:

$$\overline{a\,e} = \sqrt{e^2 + e_1^2 + 2\,e\,e_1 \cos.\,\varphi} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (1)$$

Für $\varphi = o$, welcher Fall in der Zeichnung dargestellt ist, wird:

$$\overline{a\,e} = e + e_1 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (2)$$

Für $\varphi = \pi$ wird dagegen:

$$\overline{a\,e} = e - e_1 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (3)$$

Die Anwendung von diesem verhältnissmässig sehr komplizirten Mechanismus, durch welchen weiter nichts bewirkt wird, als dass man die Schublänge von k verändern kann, ist nur dann motivirt, wenn die Axe a zu beiden Seiten ohne Unterbrechung fortsetzen soll. Kann die hin- und hergehende Bewegung vom Ende einer Axe aus geschehen, so ist es weit einfacher, eine Kurbel mit einem gegen die Axe verstellbaren Zapfen anzuwenden.

TAB. XXIV.

Fig. 1 und 2. Epicycloidischer Hin- und Hergang. Wenn in einem Kreis, dessen Halbmesser R ist, ein anderer Kreis von einem Halbmesser ½ R gerollt wird, geht ein Peripheriepunkt des letzteren nach dem Sinusversusgesetz längs eines Durchmessers des erstern Kreises hin und her. Auf diesem bekannten Satze beruht der in Fig. 1 und 2 dargestellte Mechanismus. a ist eine mit zwei Kurbeln b und c versehene Axe. d ein an den Kurbelzapfen von c gesteckter, um denselben drehbares Rad. e ein mit einer inneren Verzahnung versehenes concentrisch zur Axe a gegen das Gestelle geschraubtes Rad, dessen Halbmesser zweimal so gross ist, als jener des Rades d. f ein gegen das Rad d geschraubtes, mit einem Zapfen versehenes Plättchen. Der Zapfen ist so angebracht, dass seine Axe durch einen Theilrisspunkt des Rades d geht. g eine Stange, die mit ihrem unteren Auge an den Zapfen von f gesteckt ist und oben in einem Lager h schleift.

Wird die Axe a vermittelst der Handkurbel b gedreht, so rollt das Rädchen d in dem Zahnkranz e herum, und der Mittelpunkt des unteren Auges der Stange g bewegt sich längs des vertikalen Durchmessers von e auf und ab. Nennt man R den Halbmesser des Theilrisses von e, φ den Winkel, den die Richtung der Kurbel c mit der vertikalen Richtung bildet, x den Weg, den die Stange g nach aufwärts zurückgelegt hat, während der Winkel φ beschrieben wurde, so hat man:

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

oder

$$x = R \text{ sin. vers. } \varphi.$$

Fig. 3 und 4. Hin- und Hergang mit zwei Kurbeln. a und a_1 sind zwei parallele Axen. Sie sind mit zwei gleich grossen in einander greifenden Zahnrädern c c_1 versehen. An die Axe a ist überdies noch eine Handkurbel b gesteckt. d und d_1 zwei mit den Körpern der Räder c und c_1 verbundene Zapfen, deren Entfernung von den Axen a und a_1 gleich gross, aber kleiner als die Halbmesser von c und c_1 sind. g eine in zwei Lagern h und h schleifende Stange. f eine mit derselben verbundene Traverse. e e_1 zwei Schubstangen. Die Augen der oberen Enden sind in die Enden der Traverse f, die Augen der unteren Enden sind in die Zapfen d d_1 der Räder eingehängt.

Wird die Axe a vermittelst der Handkurbel b gedreht, so geht die Stange g mit periodisch wechselnder Geschwindigkeit nach vertikaler Richtung auf und ab, jedoch nicht nach dem reinen Sinusversusgesetz, indem die Schubstangen e und e_1 durch ihre endliche Länge eine Modifikation veranlassen.

Nennt man

r den Abstand eines Zapfenmittels d d_1 von den Axen a a_1,

l die Länge einer der beiden Schubstangen e e_1,

x den Weg, den die Stange g nach aufwärts zurücklegt, während jeder der beiden Halbmesser a d und a_1 d_1 um einen Winkel φ von der vertikalen Richtung abgelenkt wird,

so hat man:

$$x = r\,(1 - \cos.\,\varphi) - l\left[1 - \sqrt{1 - \left(\frac{r}{l}\right)^2 \sin.^2 \varphi}\right]$$

Gewöhnlich beträgt das Verhältniss $\frac{r}{l}$ nur $\frac{1}{6}$ bis $\frac{1}{5}$ und dann ist der Werth des letzten Ausdruckes so unbedeutend, dass derselbe vernachlässigt werden kann. Man hat daher in diesem Falle annähernd:

$$x = r\,(1 - \cos.\,\varphi).$$

Das heisst die Bewegung der Stange g erfolgt annähernd nach dem Gesetz des Sinus versus.

TAB. XXV.

Fig. 1 bis 6. Interferenz-Bewegung. Durch diesen Mechanismus werden zwei schwingende Sinusversusbewegungen addirt oder subtrahirt, d. h. es wird diejenige Bewegungserscheinung hervorgerufen, welche man in der Physik Interferenz genannt hat. Dieser Mechanismus unterscheidet sich von dem unmittelbar vorher beschriebenen nur dadurch, dass bei Fig. 1 Tab. XXV. die Axen a a_1 mit ungleicher Geschwindigkeit gedreht werden, während die Axen a a_1 in Fig. 3 Tab. XXIV. gleiche Geschwindigkeiten haben. Diese ungleichen Geschwindigkeiten der Axen a und a_1 werden dadurch hervorgebracht, dass die Halbmesser von c und c_1 so wie die Zahnzahlen nicht übereinstimmen. In Bezug auf das Constructive muss nun bemerkt werden, dass der Balancier f mit der Stange g nicht steif verbunden sein darf, sondern so, dass er schaukeln kann. Von den in Fig. 1 dargestellten Rädern c und c_1 hat das erstere 66, das letztere 67 Zähne. Diese bewirken, dass die Stange g bei 66 Umdrehungen von a eine Reihenfolge von 66 Oscillationen von veränderlicher Grösse macht. Fig. 5 versinnlicht diese Bewegung. Vertauscht man diese Räder c c_1 mit zwei andern γ γ_1, deren Halbmesser sich wie 2 : 1 verhalten, so macht die Stange g eine Bewegung, die durch Fig. 6 angedeutet ist. Auf ähnliche Weise kann man durch Einsetzen anderer Räder sehr verschiedenartige Schwingungsweisen hervorbringen.

Nennt man:

r den Halbmesser einer Kurbel a d = a_1 d_1,

m m_1 die Zahnzahlen der Räder c und c_1 oder γ und γ_1,

x die Höhe, in der sich ein bestimmter Punkt der Stange über seiner mittleren Position befindet, wenn die Kurbel a d um einen Winkel φ aus der in Fig. 1 dargestellten horizontalen Position gedreht worden ist, so hat man:

$$x = \frac{1}{2}\left(r \sin. \varphi + r \sin. \frac{m}{m_1} \varphi\right) \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (1)$$

In dieser Gleichung muss der Winkel φ so in Rechnung gebracht werden, dass wenn z. B. die Axe um $10^0 \times 360^0 + 37$ Grade gedreht worden ist, für φ der Werth $10 \times 360 + 37 = 3637$ Grade genommen wird. Fallen beide Sinuse positiv oder negativ aus, so wirkt der Apparat addirend, fällt einer der Sinuse positiv der andere negativ aus, so wirkt der Apparat subtrahirend.

Würde man die Stange g in eine zweite Traverse einhängen und auf das zweite Ende dieser Traverse abermals eine dritte Kurbelbewegung einwirken lassen, so würde in der Führungsstange dieser zweiten Traverse die algebraische Summe dreier Sinusbewegungen eintreten. Auf ähnliche Weise fortfahrend, würde es möglich werden, ein Bewegungsgesetz von der Form

$$x = a\ S \sin. k\ \varphi$$

zu realisiren. Der Mechanismus mit zwei Kurbelbewegungen bringt eine ähnliche Wirkung hervor, wie das Differenzialräderwerk. Der Interferenzmechanismus addirt oder subtrahirt zwei schwingende Bewegungen, das Differenzialräderwerk dagegen zwei drehende Bewegungen.

TAB. XXVI.

Fig. 1, 2, 3, 4. Schubablänge. a ist eine mit einem Schwungrad b und mit einer Kurbel c versehene Axe. d eine gegabelte Schubstange, welche eine in der Mitte schleifenförmig erweiterte, durch zwei Lager f f geführte Stange e hin und her bewegt. g ist ein verzahntes Rädchen, das sich um einen Zapfen k dreht, der durch die Augen von d, durch die Schleife von e und durch die Nabe von g gesteckt ist. h eine gegen das Gestelle geschraubte Zahnstange. i eine durch die Lager f f geführte, in ihrem mittleren Theile verzahnte Stange. Wird die Axe a gedreht, so macht zunächst e eine Sinusversusbewegung, dann aber auch i, jedoch mit dem Unterschied, dass die Schublänge von i doppelt so gross ist, als jene von e. Nennt man r den Halbmesser der Kurbel c, so ist die Schublänge von e gleich 2 r, jene von i gleich 4 r.

Herze.

Die Kurbel kann zur Verwandlung einer drehenden Bewegung in eine hin- und hergehende nicht angewendet werden, wenn der Hin- und Hergang nach einem ganz bestimmten Gesetz geschehen soll, das von dem des Sinus versus abweicht. In diesem Falle muss man sogenannte Herze anwenden, durch welche es möglich wird, jede beliebige stetige oder unstetige Hin- und Herbewegung hervorzubringen. Sie leisten Aehnliches, wie die unrunden Räder und die Konusbewegung, spielen in der Construktion der feineren Arbeitsmaschinen eine äusserst wichtige Rolle, verursachen jedoch beträchtliche Reibungen und fallen für grössere Schublängen ungemein gross aus, können deshalb zur Uebertragung grösserer Kräfte nicht gebraucht werden. Auf den folgenden drei Tab. sind verschiedene Herze dargestellt.

TAB. XXVII.

Fig. 1 und 2. Herz für Sinusversusbewegung. a ist eine durch zwei Lager b b geführte, in der Mitte schleifenförmig ausgeweitete und mit zwei Röllchen c c, versehene Stange. d eine mit einer Handkurbel e und mit dem Herz f versehene Axe. Die Begränzungslinie dieses Herzes ist die Aequidistante einer Kurve, deren Polargleichung

$$\varrho = \varrho_0 + r \sin. \text{vers.}\ \varphi \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (1)$$

ist. Die Bedeutung der in dieser Formel erscheinenden Zeichen ist folgende:

$\varrho_0 = \overline{d\,c}$ Fig. 1 die Entfernung des Mittelpunktes der Rolle c vom Mittel der Axe d beim tiefsten Stand der Stange a.

$2r$ die ganze Erhebungshöhe der Stange.

$2r + \varrho_0 = \overline{d\,c_1}$ die Entfernung des Mittelpunktes c_1 des unteren Röllchens von der Axe d beim tiefsten Stand der Stange.

ϱ ein beliebiger von d aus gezogener Radiusvektor.

φ der Winkel, den dieser Radiusvektor mit der von d aus vertikal aufwärts gezogenen Linie bildet.

Durch dieses Herz wird genau die Wirkung einer Kurbel, deren Halbmesser gleich r ist, nachgeahmt.

Um die Begränzungslinie des Herzes zu finden, muss man zuerst die durch die Gleichung (1) ausgedrückte Kurve construiren, und sodann mit dem Halbmesser eines Röllchens c die Aequidistante bestimmen. Die Kurve (1) hat die Eigenschaft, dass die Summe je zweier diametral gegenüber liegender Radienvektoren die constante Länge 2 r gibt, was zur Folge hat, dass die beiden Röllchen das Herz in jeder seiner Stellungen berühren. Die Stange a wird desshalb durch das Herz auch dann richtig bewegt, wenn man das Modell in eine ganz beliebige Lage bringt.

Fig. 3 und 4. Herz für gleichförmige Bewegung. Die Stange a wird durch die Lager b b gehalten und ist unten mit einem Röllchen c versehen. An die Herzscheibe f, welche mit ihrem Umfang gegen das Röllchen wirkt, ist noch eine etwas grössere dünne Scheibe befestigt. Die Umfangslinie von f_1 ist nach dem Gesetz:

$$\varrho = \varrho_0 + 2\,r\,\frac{\varphi}{\pi} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (1)$$

verzeichnet. In diesem Ausdruck bedeutet:

$\varrho_0 = \overline{c\,d}$ Fig. 3 den Abstand des Rollenmittelpunktes von der Axe in der tiefsten Stellung der Stange oder den kleinsten Radiusvektor.

$2r$ die Erhebungshöhe der Stange.

$\varrho_0 + 2\,r = \overline{d\,g}$ Fig. 3 den grössten Radiusvektor.

ϱ irgend einen von d aus nach f_1 gezogenen Radiusvektor.

φ den Winkel, den dieser Radiusvektor mit der durch d vertikal aufwärts gezogenen Linie bildet.

Die Umfangslinie der Scheibe f ist die mit dem Halbmesser des Röllchens c zu f_1 gezogene Aequidistante.

Es ist leicht einzusehen, dass durch eine gleichförmige Drehung der Axe d in der Stange a ein Auf- und Niedergang mit gleichförmiger Geschwindigkeit eintritt.

TAB. XXVIII.

Herze für unstetige Bewegungen. Durch Herze kann man auch bewirken, dass in einer Stange abwechselnd Ruhe und Bewegung eintritt. Dies zeigen die auf Tab. XXVIII. dargestellten Modelle.

Fig. 1 und 2. Das Bogendreieck. a ist eine Axe, an welcher eine Handkurbel b und eine runde Scheibe c befestigt ist. d ist ein gleichseitiges Bogendreieck, das mit drei Schrauben gegen die Scheibe c geschraubt ist. Die Spitze γ des Dreieckes fällt in die Axe. $\alpha\,\beta$ ist aus γ, $\beta\,\gamma$ aus α, $\alpha\,\gamma$ aus β beschrieben. e eine durch zwei Lager f und f geführte Stange mit einer rahmenförmigen Erweiterung m n m_1 n_1. Die innere vertikale Höhe des Rahmens ist gleich der Höhe $\gamma\,\varepsilon$ des Bogendreieckes. Wird die Axe a vermittelst der Handkurbel b gedreht, so treten in der Stange e folgende Zustände ein.

Rechnen wir die Bewegung der Axe nicht von einem Augenblick an, in welchem das Dreieck die in Fig. 1 dargestellte Stellung hat, sondern von einem Augenblick an, in welchem der Punkt β des Dreieckes durch den Punkt ε des Rahmens geht, so findet folgendes statt:

Bewegung der Axe.	Zustand der Stange.
von 0° bis 60°	Stillstand,
„ 60° „ 180°	Niedergang,
„ 180° „ 240°	Stillstand,
„ 240° „ 360°	Erhebung.

Der Niedergang sowohl als die Erhebung geschehen nach zweierlei Gesetzen. Das eine Gesetz findet statt, so lange eine Dreiecksseite gegen den Rahmen wirkt. Das zweite Gesetz findet statt, so lange eine Spitze des Dreiecks gegen den Rahmen wirkt.

Bekanntlich wird dieses Dreieck zur Bewegung der Steuerungsschieber bei *Woolf'schen* Dampfmaschinen gebraucht, und entspricht daselbst sehr wohl dem Zweck, denn es bewirkt einen sehr raschen Communikationswechsel.

Fig. 3 und 4. Herz für Expansion. Die Stange e ist hier mit zwei Röllchen und in der Mitte mit einer Ausweitung versehen. Das Herz besteht aus zwei gegen einander verstellbaren Scheiben c und d. $\alpha\,\beta$, $\gamma\,\delta$, $\varepsilon\,\lambda$, $\mu\,\varsigma$ sind mit der Axe a concentrische Kreisbögen. $\beta\,\gamma$, $\delta\,\varepsilon$, $\lambda\,\mu$, $\varsigma\,\alpha$ sind stetige Uebergangslinien.

Es ist:

$$\overline{a\delta} - \overline{a\varepsilon} = \overline{a\alpha} - \overline{a\varsigma} = 2\,(\overline{a\beta} - \overline{a\gamma})$$
$$= 2\,(\overline{a\mu} - \overline{a\lambda})$$

Ferner:

$$\widehat{\alpha\,a\,\beta} = \widehat{\gamma\,a\,\varepsilon}, \qquad \widehat{\gamma\,a\,\delta} = \widehat{\mu\,a\,\varsigma}$$

und die Uebergangslinien sind so gebildet, dass die Summe zweier diametral gegenüberstehender Radienvektoren einen constanten Werth hat.

Beschreiben wir die Bewegung der Stange e von dem Augenblick an, wenn der Punkt α nach links hin durch die Vertikale geht, und setzen zur Abkürzung $\overline{a\delta} - \overline{a\varepsilon} = \beta$, so geschieht folgendes:

Drehung der Axe a.	Zustand der Stange e.
um den Winkel $\widehat{\alpha\,a\,\beta}$	Stillstand,
„ „ „ $\widehat{\beta\,a\,\gamma}$	Niedergang um s,
um den Winkel $\widehat{\gamma\,a\,\delta}$	Stillstand,
„ „ „ $\widehat{\delta\,a\,\varepsilon}$	Niedergang um 2 s,
„ „ „ $\widehat{\varepsilon\,a\,\lambda}$	Stillstand,
„ „ „ $\widehat{\lambda\,a\,\mu}$	Erhebung um s,
„ „ „ $\widehat{\mu\,a\,\varsigma}$	Stillstand,
„ „ „ $\widehat{\varsigma\,a\,\alpha}$	Erhebung um 2 s.

Die Stange e macht hiermit diejenigen Bewegungen, welche ein verlängerter Expansionsschieber einer Dampfmaschine verlangt. Verstellt man die beiden Scheiben des Herzes so, dass die Bögen $\alpha\,\beta$ und $\lambda\,\varepsilon$ kürzer, und die Bögen $\gamma\,\delta$, $\varsigma\,\mu$ länger werden, so ändert sich dadurch der Expansionsgrad.

TAB. XXIX.

Fig. 1 und 2. Gleichförmige Stangenbewegung mit Kurbel. Vermittelst dieses Mechanismus wird durch eine gleichförmige Drehung einer Kurbel ein gleichförmiger Auf- und Niedergang einer Stange hervorgebracht, und zwar dadurch, dass ein an den Kurbelzapfen angebrachtes Röllchen in einer angemessen geformten mit der Stange verbundenen schleifenförmigen Bahn läuft. Die äussere Schleife a ist mit der Stange b aus einem Stück. Die innere Schleife a_1 ist mit der äussern vermittelst der Querstücke c c verbunden. Die Axenlinie d der Schleife ist die Linie, welche der Mittelpunkt des Kurbelzapfens relativ gegen die Ebene der Stange beschreibt, wenn die Kurbel gleichförmig gedreht und gleichzeitig die Ebene der Stange mit gleichförmiger Geschwindigkeit auf und nieder bewegt wird. Die Coordinaten x und y eines beliebigen Punktes dieser Kurve in Bezug auf die Axen a x, a y sind analytisch ausgedrückt:

$$\left.\begin{aligned} x &= R \cos.\,\varphi \\ y &= R \sin.\,\varphi - \frac{2}{\pi}\,h\,\varphi \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (1)$$

In diesen Ausdrücken ist R der Halbmesser der Kurbel, h die halbe Erhebungshöhe der Stange, π die *Ludolph'sche* Zahl, φ der Winkel, den die Kurbel in irgend einer Stellung mit der Axe a x bildet.

Jedesmal, wenn die Kurbel eine horizontale Stellung erreicht, wie in Fig. 1 dargestellt ist, kann sie die Stange weder sicher halten noch sicher bewegen, es ist desshalb noch ein Hilfsmechanismus angebracht, der aus einem einzelnen gegen die Kurbel geschraubten Zahn e und aus zwei gegen die innere Schleife b geschraubten Stangen f besteht, von denen jede mit einer Zahnlücke versehen ist. Jedesmal, wenn sich die Kurbel einer horizontalen Stellung nähert, tritt der Zahn in die eine oder in die andere der beiden Lücken, und bewegt die Stange so lange fort, bis die Kurbel eine Stellung erreicht, von der an sie wiederum mit Sicherheit die Bewegung der Stange fortzusetzen vermag.

Es ist kaum nothwendig, zu bemerken, dass dieser Mechanismus nur einen sehr geringen praktischen Werth hat. Er ist zu komplizirt, verursacht Reibung und Abnützung, und kann nur sehr schwer mit derjenigen Genauigkeit festgestellt werden, bei welcher die Bewegung der Stange ganz sanft erfolgen würde.

Fig. 3 und 4. Doppelherz für gleichförmige Stangenbewegung. Dieser Mechanismus unterscheidet sich in seiner Wirkung von dem einfachen Herz, Tab. XXVII. Fig. 3 und 4, dadurch, dass die Stange bei einer Umdrehung der Axe zweimal auf und nieder geht. Das Doppelherz b ist mit einer Hülse versehen, und vermittelst derselben mit der Axe a verbunden. Das grössere aber dünnere Doppelherz c ist vermittelst mehrerer Schrauben mit b verbunden, und gegen den Rand von c ist die Sammleiste d geschraubt. Die Stange f ist mit einem Röllchen e versehen, und wird durch die zwischen b und d befindliche Rinne auf und ab bewegt. Die Gleichung der Axenlinie dieser Rinne ist in Polarcoordinaten ausgedrückt:

$$\rho = \rho_0 + \frac{2}{\pi} h \varphi.$$

Hier bezeichnet:
ρ die Länge desjenigen Radiusvektors, dessen Richtung mit der Vertikalen a y einen Winkel φ bildet. h die Erhebungshöhe der Stange f. ρ_0 den kleinsten Radiusvektor.

TAB. XXX.

Fig. 1 bis 5. Muschellinien-Mechanismus. Dieser Mechanismus ist ein Kurvograph, vermittelst welchem ein interessantes System von Linien verzeichnet werden kann, die sämmtlich die Formen von Muscheln nachahmen. a ist eine Axe, die mit einem Schwungrad d und mit einer Kurbel c versehen ist. b ist eine zweite Axe, die mit einer Hülse e versehen ist, deren Form aus Fig. 1, 2 und 4 ersehen werden kann. f ist ein Stab; der Querschnitt des unteren Theiles ist ein Rechteck, der Querschnitt des oberen Theiles ist ein Trapez, das, wie Fig. 4 zeigt, genau in die Bahn der Hülse e hineingepasst ist. In diesem Stab ist eine Reihe von Löchern angebracht, in welche die Hülse Fig. 5 eines Zeichenstiftes geschraubt werden kann. g ist ein mit einer Klemmschraube versehener Stift, der einen gegen die Kurbel c zerstellbaren Kurbelzapfen bildet, an welchen die Stange mit einer ihrer Durchbohrungen gesteckt werden kann.

Wird die Axe a gedreht, so nimmt die Kurbel c die Stange f mit; diese schleift dabei in der Hülse e und dreht sie hin und her.

Nennt man (Fig 1)

$\overline{ga} = r$ den Kurbelhalbmesser,

$\overline{ab} = a$ die Entfernung der Axen a und b,

$\overline{mg} = b$ die Entfernung eines beliebigen Punktes m der Stange vom Mittel des Kurbelzapfens,

$\left.\begin{array}{l}\overline{ap} = x \\ \overline{mp} = y\end{array}\right\}$ die Coordinaten des Punktes m.

Wenn die Kurbel einen Winkel $\widehat{gax} = \varphi$ mit der Vertikalen a x bildet, so findet man ohne Schwierigkeit:

$$\left.\begin{array}{l} x = r \cos. \varphi + b \dfrac{a + r \cos. \varphi}{\sqrt{a^2 + r^2 + 2\, a\, r \cos. \varphi}} \\[2ex] y = r \sin. \varphi + b \dfrac{r \sin. \varphi}{\sqrt{a^2 + r^2 + 2\, a\, r \cos. \varphi}} \end{array}\right\} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (1)$$

Eliminirt man aus diesen Ausdrücken den Winkel φ, so ergibt sich eine ziemlich komplizirte algebraische Gleichung eines höheren Grades, und dies ist die Gleichung der Kurve, welche ein beliebiger Punkt m des Stabes beschreibt, wenn man die Kurbel im Kreise herumdreht. Fig. 3 zeigt das Liniensystem, das der Stift verzeichnet, wenn man denselben in die verschiedenen Durchbohrungen des Stabes steckt, die Kurbel jedesmal herumdreht und die Spitze des Stiftes einer Zeichenfläche gegenüber hält. Man sieht, dass alle Linien dieses Systems muschelförmig sind.

Dieser Mechanismus kann zu verschiedenen mechanischen Zwecken gebraucht werden, z. B. zur Bewegung eines Handruders, ferner zur Bürstenbewegung der Schlichtmaschinen oder auch zur Kammbewegung der Schafwollkämme.

Die Balanciers.

Die Mechanismen, bei welchen durch Vermittlung von Balanciers eine drehende Bewegung in eine hin- und hergehende oder umgekehrt eine hin- und hergehende in eine rotirende verwandelt wird, kommen mehr und mehr ausser Gebrauch, und haben gegenwärtig beinahe nur noch für die Schule dadurch ein Interesse, weil sie auf sinnreichen Combinationen beruhen und von Persönlichkeiten erfunden wurden, deren Namen mit der Geschichte des Maschinenwesens unzertrennlich verbunden sind.

Diese mehr und mehr seltener werdende Anwendung der Balanciermechanismen lässt sich leicht erklären. Für kleinere Bewegungen genügen die viel einfacheren direkt wirkenden Mechanismen, welche auf den vorhergehenden Blättern dargestellt sind, und wenn es sich um grosse Bewegungen und Uebertragung von mächtigen Kräften handelt, ist die Anwendung der Balanciermechanismen schwierig, umständlich und kostspielig. Sie sind sehr weitläufig, erfordern sehr viel Raum, schwere, massige und kostspielige Fundamente, bestehen aus einer grosser Anzahl von Stangen und Stäben, von Axen und Zapfen, deren Herstellung mit viel Schwierigkeiten und Kosten verbunden ist, und die sich niemals so solide mit einander verbinden lassen, als die wenigen Bestandtheile eines direkt wirkenden Mechanismus. Es ist ferner eine ganz verlässlich solide Herstellung dieser colossalen Balanciers, die ganz auf respektive Festigkeit in Anspruch genommen sind, beinahe eine Unmöglichkeit, sei es nun, dass man als Construktionsmaterial Gusseisen oder Schmiedeisen wählt.

Hauptbalanciers werden gegenwärtig beinahe nur noch bei *Woolf*'schen Fabrik-Dampfmaschinen von 40 bis 100 Pferdekraft angewendet, und da sind sie wirklich am rechten Platz, indem die fünf oder sechs bei einer solchen Maschine vorkommenden Kolbenstangen so leicht von einem Balancier aus mit verschiedenen Geschwindigkeiten und verschiedenen Hubhöhen bewegt werden können.

Bei andern Arten von Dampfmaschinen findet man gegenwärtig die Balanciers entweder gar nicht oder nur zu Nebenzwecken, nämlich zur Bewegung der verschiedenen Hilfspumpen angewendet.

Die richtigen geometrischen Verhältnisse eines Balanciermechanismus lassen sich zuweilen durch Zeichnung, zuweilen durch Rechnung am zweckmässigsten bestimmen. Das erstere ist der Fall, wenn alle Bestimmungselemente des geometrischen Zusammenhanges, mit Ausnahme der Länge des Gegenlenkers, angenommen werden, und die Länge so wie der Einhängungspunkt des Gegenlenkers gesucht wird. Das letztere ist dagegen der Fall, wenn der Drehungspunkt so wie die Länge des Balanciers, ferner der Einhängungspunkt des Gegenlenkers gegeben ist, und die übrigen Bestim-

mungselemente des geometrischen Zusammenhanges ausgemittelt werden sollen. Die Einrichtung dieser Balanciermechanismen kann ich als bekannt voraussetzen; die Theorie derselben habe ich in meinen Resultaten für den Maschinenbau, 3. Auflage, Seite 14 bis 17, kurz entwickelt, ich kann mich daher darauf beschränken, die auf den Tab. XXXI. und XXXII. dargestellten Modelle ganz kurz zu beschreiben.

TAB. XXXI.

Fig. 1. Balancier mit Gegenlenker. a C d der Balancier. a b c zwei zu beiden Seiten des Balanciers angebrachte Gehänge. b a die zwischen diese Gehänge gestellte und mit denselben durch einen Bolzen bei b verbundene Kolbenstange. c o zwei Gegenlenker, die sich um einen Zapfen o drehen, und mit den Gehängen bei c verbunden sind. d e die Schubstange. e f die Kurbel. Diese Theile sind aus dünnem Eisenblech gefertigt, das Gestelle ist aus Gusseisen.

Fig. 2. Balancier ohne Drehungsaxe. c b a der Balancier. c C eine um C drehbare Schwinge. a z die Kolbenstange. b o der um o drehbare Gegenlenker. d e die Schubstange. e f die Kurbel. Diese Theile sind von Eisenblech, das Gestelle ist von Gusseisen.

TAB. XXXII.

Fig. 1. Watt'sches Parallelogramm für Landmaschinen. Die Punkte e f g C liegen in jeder Position des Parallelogramms in einer geraden Linie, und jeder derselben beschreibt, wenn der Balancier auf und nieder schwingt, eine beinahe gerade vertikale Linie, wodurch die Stangen a z_1 z_4 beinahe richtig geführt werden. Auf der rechten Seite des Balanciers ist noch eine Stange z_4 angebracht, die vermittelst eines Gegenlenkers m n geradlinig geführt wird. Dieser ist bei m in einen verzahnten Vektor l eingehängt, welcher durch einen zweiten mit dem Balancier fest verbundenen verzahnten Sektor k bewegt wird.

Fig. 2, 3. Das Watt'sche Parallelogramm für Schiffsmaschinen. Hier ist e der Punkt, welcher durch das Zusammenwirken des Balanciers, des Parallelogramms a b c d und des Gegenlenkers o d annähernd geradlinig geführt wird.

TAB. XXXIII.

Fig. 1, 2, 3, 4. Mangelrad zur Verwandlung einer continuirlich drehenden Bewegung in eine gleichförmig hin- und hergehende. a ist eine Axe, welche continuirlich gedreht wird. Sie liegt in einem besonderen auf die Grundplatte b geschraubten Träger c. d ist eine Platte, welche durch den Mechanismus geradlinig hin- und herbewegt wird, wenn man die Axe a in Drehung versetzt. Diese Platte d ist an die glatt bearbeitete Fläche einer Wand e_2 angelegt, und durch zwei innen schräg abgeschnittene Leisten e_1 e_1 gehalten und geführt. Mit der Platte d sind folgende Theile in Verbindung: 1. die an den Enden halbkreisförmig, in dem mittleren Theile geradlinig geformte Leiste f; 2. die an den Enden halbkreisförmig, am mittleren Theile gerade geformte Platte g; 3. die ähnlich geformte Verzahnung h; die Schrauben, welche h mit g verbinden, befestigen zugleich g mit d; die Axe a ist versehen: 1. mit einer Handkurbel i, 2. mit einem Getriebe k, 3. mit zwei Armen l l. Die Arme tragen einerseits ein mit einem Getriebe n, mit einem Rad o und mit einem kleinen Röllchen q Fig. 2 und 4 versehene Axe m, anderseits das Gegengewicht p. Die Zähne von k und o greifen in einander ein. Das Röllchen q läuft in der durch die Leiste f und die Platte g gebildeten Rinne.

Wird die Axe a vermittelst der Handkurbel i gedreht, so entsteht durch Vermittlung der Räder k und o und der Axe m eine Drehung des Rädchens n, und da die Zähne von n in die Verzahnung h eingreifen, so wird diese und werden die mit ihr verbundenen Theile g f d zwischen den Leisten e_1 e_1 geradlinig fortbewegt, und dies dauert so lange fort, bis der gekrümmte Theil r_2 der Rinne an das Röllchen q kommt. Ist dies geschehen, so geht das Röllchen durch den halbkreisförmigen Theil r_4 der Rinne nach dem untern geradlinigen Theil r_1 herab, und das Getriebe fängt nun an, die Verzahnung h nach entgegengesetzter Richtung zu bewegen, bis wiederum eine Rundung der Rinne an das Röllchen gelangt und es in die obere Rinne r zurückführt u. s. w.

Auch dieser Mechanismus wird gegenwärtig beinahe nicht mehr gebraucht, er ist komplizirt, und wenn die Verzahnungen nicht mit ungewöhnlicher Genauigkeit ausgeführt werden, so ist die Bewegung mehr oder weniger unsicher oder stockend. Der gleiche Zweck kann viel besser mit Schraubenmutter und Spindel erreicht werden, wenn man erstere mit dem Körper verbindet, der hin- und hergehen soll, und letztere abwechselnd bald nach einer, bald nach entgegengesetzter Richtung dreht. Auch eine einfache Zahnstange mit Getriebe kann gebraucht werden.

TAB. XXXIV.

Fig. 1, 2, 3, 4. Zahnstange und Getriebe werden gewöhnlich angewendet zur Verwandlung 1. einer geradlinig fortschreitenden Bewegung in eine continuirlich drehende; 2. einer continuirlich drehenden in eine geradlinig fortschreitende; 3. einer drehend hin- und hergehenden Bewegung in eine geradlinig hin- und hergehende; 4. einer geradlinig hin- und hergehenden in eine drehend hin- und hergehende. In diesem Modell ist aber die ungewöhnliche Verwandlung einer geradlinig hin- und hergehenden Bewegung der Zahnstange in eine ruckweise fortschreitende Drehbewegung einer Axe gezeigt. Die mit einem Handgriff versehene Zahnstange schleift auf der obern Deckplatte eines Sockelgestelles c zwischen zwei Führungsleisten b b, und ist in der Mitte an der untern Fläche mit einem Ansatz d Fig. 4 versehen, welcher verhindert, dass der Hin- und Hergang der Stange ein gewisses Maass nicht überschreiten kann. e ist eine Axe, an welcher folgende Theile vorkommen: 1. Ein Getriebe f, es dreht sich jedoch frei um die Axe und ist mit einem Stosshacken g Fig. 1 versehen. 2. Eine runde Scheibe h mit einem Anfasszahn i Fig. 1; sie ist mit der Axe a fest verbunden. 3. Eine am Umfang glatte Scheibe k mit einem winkligen Einschnitt l Fig. 1. Auch diese Scheibe ist mit a fest verbunden. m ist ein kleines vierkantiges oben schief abgeschnittenes Eisenstäbchen, das in einer Führung schleift und durch eine Stahlfeder gegen den Umfang der Scheibe k gedrückt wird. Die Wirkungen sind nun folgende. Wird die Zahnstange vermittelst des Handgriffs nach links hin bewegt, so wird zunächst das Getriebe f gedreht. Allein da der Hacken g an dem Zahn i der Scheibe anliegt, so wird auch die Scheibe h, die Axe e und die Scheibe k mitgenommen. e, f, h, k drehen sich also miteinander nach der durch einen Pfeil in Fig. 1 angedeuteten Richtung. Dies dauert so lange fort, bis der Ansatz d Fig. 4 an dem linksseitigen Ende des Sockelplatten-Ausschnittes anstösst, in welchem Augenblick der im Umfang der Scheibe k angebrachte dreieckige Einschnitt l über den Finger m zu stehen kommt, der dann durch den Druck der Feder

in den Einschnitt einfällt und dadurch eine rückgängige Bewegung der Axe e verhindert. Wird hierauf die Stange um etwas mehr als eine Peripherielänge des Getriebes f nach rechts hin bewegt, bis zuletzt der Ansatz d an das rechtseitige Ende des Sockelplatten-Ausschnittes anstösst, so wird dabei das Rädchen f zurückgedreht, die Scheiben h und k mit der Axe e bleiben jedoch ruhig stehen, weil sie durch den Fänger m gehalten sind und weil ferner der Haken g auf dem glatten Theil der Scheibe h herumschleift, bis er zuletzt, wenn der Ansatz d rechts angestossen hat, in den Zahn i einfällt. Wird nun die Zahnstange neuerdings nach links hin bewegt, so entsteht abermals eine Drehung von f, h, e, k nach der durch den Pfeil angedeuteten Richtung, wobei anfangs der Fänger m durch die schiefe Seite des Einschnittes l Fig. 1 niedergedrückt und seine hemmende Wirkung aufgehoben wird.

TAB. XXXV.

Fig. 1, 2 und 3. Zahnstangen und halbverzahntes Rad. a ist eine Axe, mit welcher ein Schwungrad b, ein halbverzahntes Rad c und ein kurbelförmiger Körper d verbunden sind. e ist eine innen ausgeschnittene und mit zwei Zahnstangen g g_1 versehene Platte, die an der Wand eines Gestelles anliegt und durch zwei Leisten h h_1 geführt wird. Auch sind an dieser Platte noch zwei dreieckige Ansätze f_1 f_2 angebracht. Wird die Axe a gedreht, so greift die halbe Verzahnung von c bald rechts, bald links in die Zahnstangen von e ein, wodurch die Platte e abwechselnd auf und ab bewegt wird. Allein in dem Moment, wenn der Endzahn z. B. i_1 die Zahnstange g_1 verlässt, darf der andere Endzahn i_2 noch nicht in die Verzahnung von g_2 eingreifen, weil sonst die Bewegung ganz aufgehoben würde. Bei jedem Eingriffwechsel kommt also ein kurzes Zeitintervall vor, in welchem die Platte e durch das Rädchen c nicht geführt würde, wenn nicht die Kurbel d und die dreieckigen Ansätze f_1 und f_2 vorhanden wären. Allein so wie der Eingriff des Zahnes i_1 in g_1 aufhört, ist die Platte e so weit herabgerückt, dass der innere halbkreisförmige Ausschnitt die unverzahnte Haldrundung des Getriebes c beinahe berührt, und ist gleichzeitig der Taster der Kurbel d so weit hinaufgerückt, dass er den Ansatz f_1 ungefähr in der Mitte der linken Seite anfasst. Von diesem Augenblick an wird die Platte durch den Taster niedergeschoben, bis er die Spitze von f_1 erreicht und die Kurbel d vertikal steht. In diesem Augenblick kommt aber der Zahn i_2 mit der linkseitigen Zahnstange in Eingriff, und es beginnt nun die Hebung der Platte e, wobei der Taster anfänglich längs der rechten Seite von f_1 herabgleitet, ohne die Aufwärtsbewegung der Platte zu hindern. Die punktirte Linie k ist die Kurve, welche der Mittelpunkt des Tasters relativ gegen die Platte e beschreibt. Die Ansätze sind nach Equidistanten zu der Linie k gebildet.

Auch dieser Mechanismus ist kaum von irgend einem praktischen Werth, weil die Schraube oder eine einfache Zahnstange mit einem Getriebe, das bald links, bald rechts gedreht wird, viel einfachere Mittel zur Hervorbringung einer gleichförmig hin- und hergehenden Bewegung darbieten.

Hin- und Herdrehung.

Es gibt nur sehr wenige Mechanismen, welche eine direkte Verwandlung einer continuirlich drehenden Bewegung in eine drehend hin- und hergehende hervorbringen. Beispiele von solchen Mechanismen sind folgende.

TAB. XXXV.

Fig. 3 und 4. Drei halbverzahnte Kegelräder. a und c sind zwei Axen. Mit ersterer ist ein halbverzahntes Kegelrad b, mit letzterer sind zwei halbverzahnte Kegelräder d und e verbunden. Wird die Axe a continuirlich nach einerlei Richtung gedreht, so greifen die Zähne von b abwechselnd in d und e ein, und hierdurch wird die Axe c bald hin- bald hergedreht. Diese Bewegung ist jedoch mit harten Schlägen verbunden, indem die Bewegungsrichtungen der Axe c plötzlich wechseln, auch ist der Anfang jedes Zahneingriffs unsicher, wenn nicht besondere Hilfsmechanismen in Anwendung gebracht werden, die den Uebergang von einem Eingriff in den nächstfolgenden vermitteln.

TAB. XXXVI.

Fig. 1, 2 und 3. Bogenverzahnung und halb verzahntes Getriebe. a ist eine Axe, die mit einem Schwungrad b, mit einem halb verzahnten Getriebe c und mit einem kurbelförmigen Körper d versehen ist. e ist eine Schwinge; sie dreht sich um f hin und her, und geht oben in einen ovalen Ring über, der innen zwei Verzahnungen g_1 und g_2 hat, und noch mit zwei Ansätzen h_1 und h_2 versehen ist. Wird die Axe a gedreht, so greift die Verzahnung des Getriebes c bald in die obere, bald in die untere Verzahnung der Schwinge e ein, und hierdurch wird dieselbe hin- und hergeschaukelt. Es sind aber auch hier, wie beim Modell Tab. XXXV. Fig. 1 und 2, die Hilfsbestandtheile d h_1 und h_2 nothwendig, um den Uebergang von einem Zahneingriff in den nächstfolgenden zu vermitteln.

Fig. 4, 5, 6. Trittbewegung mit Excentrum. An der Axe a befindet sich ein Schwungrad b und das Excentrum c. An dem Tritt d, der bei a seinen Drehungspunkt hat, befindet sich ein Röllchen e. Um c und e ist ein Kettchen gelegt. Eine drehende Bewegung der Axe a bringt ein Auf- und Niederschwingen des Trittes hervor, und eine geschickte Auf- und Niederbewegung des Trittes bewirkt eine Drehung der Axe a mit dem Schwungrad. Diese Anordnung kann für kleinere Drehbänke gebraucht werden.

TAB. XXXVII.

Fig. 1, 2, 3, 4. Mangelrad mit constanter Geschwindigkeit. Das mit der Axe a verbundene Mangelrad besteht aus folgenden Theilen: 1. aus einer runden Scheibe b mit einer Randleiste, die jedoch nicht ganz in sich zurückkehrt und mit Triebstöcken versehen ist. 2. Aus einem Einführungsstück c, dessen Form in Fig. 1 zu sehen ist und keiner Beschreibung bedarf.

Die Hin- und Herdrehung des Mangelrades geschieht durch das kleine Getriebe d, indem es bald innerhalb, bald ausserhalb in die Triebstöcke eingreift. Dieses Rädchen d befindet sich an

einer Axe e, die bei f in einem Schaukellager liegt und bei g durch eine Schleife gehalten wird. Diese Axe endigt mit einem kleinen Zapfen h Fig. 2. Greift das Rädchen innen in die Triebstöcke ein, so liegt der Zapfen h auf dem innern Rand der Umfangsleiste des Mangelrades und liegt die Axe e oben an der Schleife. Greift das Rädchen aussen in die Triebstöcke ein, so liegt die Axe e in der untern Rundung der Schleife und berührt der Zapfen h den äusseren Umfang des Mangelrades; im einen wie im andern Falle ist die Lage der Axe eine vollkommen gesicherte. Wird die Axe e vermittelst der darun befindlichen Handkurbel gedreht, so geht das Mangelrad nach einer gewissen Richtung fort, bis die Einführung herabkommt und die Axe nach dem äussern Umfang des Mangelrades hinausführt u. s. w.

Das Modell zeigt die gewöhnlich übliche aber sehr unvollkommene Construktion des Mangelrades. Die Verzahnungsart ist für parallele und nicht für gegen einander geneigte Axen. Um den hieraus entspringenden Fehler zu mässigen, muss man das Getriebe d sehr klein halten und die Axe e sehr lang machen, wodurch der ganze Mechanismus sehr weitschichtig wird. Eine bessere Construktionsweise ist die auf Tab. XXXVIII. dargestellte.

Fig. 3 bis 6. Der Hook'sche Schlüssel, auch *Universalgelenk* genannt. Er gehört in die Klasse der Mechanismen, welche drehende Bewegungen in drehende verwandeln, und wird nur desshalb hier beschrieben, weil sich die Zeichnung desselben am besten mit der des Mangelrades auf einem und demselben Blatt zusammenstellen lässt.

a und b sind zwei unter einem Winkel gegen einander gelagerte durch ein Universalgelenk verbundene Axen. Dieses Gelenk wird durch zwei Gabeln c und d und durch einen Ring e Fig. 5 gebildet, der mit zwei unter einem rechten Winkel sich schneidenden Axen versehen ist. Die eine dieser Axen wird von der Gabel c, die andere von der Gabel d gefasst.

Eine Drehung der Axe a bewirkt auch eine Drehung der Axe b. Die Drehung von b erfolgt jedoch mit periodisch veränderlicher Geschwindigkeit, wenn a mit gleichförmiger Geschwindigkeit bewegt wird.

Wenn die Axe a aus der in Fig. 4 dargestellten Lage um einen Winkel φ gedreht wird, dreht sich gleichzeitig die Axe b um einem andern Winkel ψ. Nennt man α den Winkel der Richtungen beider Axen, so hat man zur Bestimmung von ψ folgenden Ausdruck:

$$\text{tang. } \psi = \text{tang. } \varphi \cos. \alpha.$$

Um dieses Gesetz am Modell thatsächlich nachweisen zu können, sind an den Enden der Axen a und b Scheiben f und g mit Gradeintheilungen angebracht, denen zwei an den Axengestellen befestigte Zeiger f_1 und g_1 entsprechen.

Steht die Ebene der Gabel c horizontal, jene der Gabel d vertikal, so weisen beide Zeiger auf die Nullpunkte ihrer Eintheilungen. Dreht man nun die Axe a um einen gewissen Winkel φ, den man an f ablieset, so erscheint an g der entsprechende Werth von ψ.

TAB. XXXVIII.

Fig. 1 bis 5. Mangelrad mit zweierlei Geschwindigkeiten. Dieses Mangelrad hat eine innere und eine äussere Verzahnung, die in einander durch kleine verzahnte Halbkreise übergehen, und die Axe des Getriebes bleibt hier stets parallel zur Axe des Mangelrades. Zur Erklärung der Construktion diene folgendes. a Axe des Mangelrades. b. Scheibenförmiger Körper des Mangelrades. c. Bahn für das Röllchen m der Triebaxe h; diese Bahn hat die Form eines nicht geschlossenne Ringes und die Enden sind halbkreisförmig abgerundet. d. Doppelverzahnung des Mangelrades. e Einführung. f Axe mit einem Zahnrad i und zwei Doppelarmen g g, welche einerseits eine Axe h, anderseits ein Gegengewicht n halten. An dieser Axe h ist ein in i eingreifendes Getriebe k und das in die Mangelradverzahnung eingreifende Getriebe l befestigt. An das Ende derselben ist noch das Röllchen m angesteckt. p ist ein in i eingreifendes, mit einer Axe q verbundenes Getriebe. r eine Handkurbel zur Drehung der Axe q. In den Seitenschilden des Gestelles sind zwei grosse kreisrunde Ausschnitte angebracht, und jeder solcher Ausschnitt hat noch zwei kleinere halbkreisförmige Ausschnitte s s.

Wird die Axe q vermittelst der Handkurbel gedreht, so wird diese Bewegung auf p und von da vermittelst des Zwischenrades i auf k und auf die Axe h übertragen. Dadurch kommt das Getriebe l in Bewegung und treibt das Mangelrad um seine Axe. Dabei ist die Axe h ganz sicher gehalten, denn das Röllchen m liegt an dem äusseren Umfang von c an, verhindert also, dass die Axe nicht in die Höhe gehen kann, und die Axe selbst liegt in dem untern Gestellausschnitt s, so dass sie auch nicht abwärts gehen kann. Dieser Bewegungszustand dauert so lange fort, bis die Einführung e herabkommt und das Röllchen m nach der innern Verzahnung des Mangelrades hineinleitet. Ist dies geschehen, so dreht sich das Mangelrad nach entgegengesetzter Richtung, aber die Axe h ist dann wiederum sicher gehalten, denn das Röllchen m lauft am inneren Umfang des Ringes c und die Axe h liegt in dem oberen Gestellausschnitt s.

Die Geschwindigkeiten des Mangelrades nach seinen beiden Bewegungsrichtungen sind ungleich; sie ist klein, wenn das Getriebe l in die äussere, gross, wenn es in die innere Verzahnung des Mangelrades eingreift. Bei dem Uebergang des Röllchens durch die Führung ist die Bewegung des Mangelrades anfangs eine verzögerte, sodann eine beschleunigte.

Der ganze Mechanismus ist zwar sehr komplizirt, er entspricht jedoch sehr gut seinem Zweck.

Schaltungen

werden bekanntlich Mechanismen genannt, vermittelst welchen ein ruckweises Fortschreiten eines Rades oder einer Stange hervorgebracht wird.

TAB. XXXIX.

Fig. 1 und 2. Schaltung für halbe Theilungen. a das Schaltrad mit dreieckigen Zähnen. b der Schalthebel, welcher sich frei um die Axe c des Schaltrades dreht. d und e zwei Schalthaken, ersterer wirkt schiebend, letzterer ziehend. f und g zwei Hemmhaken, die sich um fixe am Gestell angebrachte Zapfen drehen. Diese Haken haben, wenn der Hebel b vertikal steht, folgende Stellungen. Die Spitze des Hakens f ist um $^1/_4$ einer Zahntheilung von der Spitze des Zahnes 1 entfernt. Die Stirnfläche des Hakens d berührt die radiale Seite des Zahnes 2. Die Spitze des Hakens e steht in der Mitte der Zahntheilung von 4 und 5. Die Spitze von g ist um $^1/_4$ einer Zahntheilung von der radialen Seite des Zahnes 6 entfernt.

Wird nun der untere Arm des Hebels um etwas mehr als ¼ einer Theilung nach rechts bewegt, so fällt der Haken f zwischen 1 und 2 ein, und ist dann die Spitze von g um eine halbe Theilung von der Spitze des Zahnes 7 entfernt. Dreht man hierauf den Hebel b um eine halbe Theilung nach links, so stellt sich die Spitze von d in die Mitte von 2 und 3, fällt dagegen e zwischen 5 und 6 ein. Dreht man hierauf den Hebel b um eine halbe Theilung nach rechts, so zieht der Haken e das Schaltrad um eine halbe Theilung fort, bis zuletzt g zwischen 7 und 8 einfällt u. s. f.

Auf ähnliche Weise kann man auch Schaltungen einrichten, die um ¾ einer Theilung schalten, nur wären dann drei Schalthaken und drei Hemmhaken erforderlich.

Fig. 5 und 6. Continuirliche Schaltung. a das Schaltrad. b der Schalthebel. c und d zwei am kürzeren Arm von b angebrachte Schalthaken. Die Spitze von c ist um eine halbe Zahntheilung von der Spitze von 1 entfernt. Der Haken d berührt den Zahn 3.

Wird der lange Arm des Hebels b um so viel nach links bewegt, dass der Zahn 3 durch den Haken d um ¾ einer Theilung weiter rückt, so fällt der Haken c zwischen 1 und 2 ein; wird hiernach der Hebel b um so viel nach rechts gedreht, dass ein Zahn des Schaltrades um eine halbe Theilung fortrückt, so fällt der Haken d zwischen 4 und 5 ein. Führt man auf diese Weise fort, den Hebel l um so viel hin und her zu bewegen, als einer halben Zahntheilung entspricht, so wird das Schaltrad beim Hingang durch den einen, beim Hergang durch den andern Schalthaken um eine halbe Theilung fortgetrieben. Beide Gänge sind also hier wirksam.

Fig. 3 und 4. Schaltung für ganze Theilungen. Schaltungen, wie die hier dargestellte, werden vorzugsweise bei Werkzeugmaschinen gebraucht. Die Zähne des Schaltrades a sind an beiden Seiten auf gleiche Weise geformt. Der Schalthaken b ist doppelt, um das Rad sowohl nach der einen als auch nach der andern Richtung schalten zu können. Dieser Schalthaken dreht sich um einen Zapfen, der an einem Winkelhebel c c, angebracht ist, welcher vermittelst einer Schubstange d und Kurbel e von einer Axe f aus hin- und hergedreht werden kann. Geht der Schalthaken b nach links, so nimmt er das Rad a mit sich fort, geht er nach rechts, so gleitet er über die Zähne hin und nimmt das Rad a nicht mit. Der Kurbelzapfen von e ist verstellbar, wodurch man bewirken kann, dass der Schalthaken das Rad um eine ganze Zahl von Zahntheilungen mit sich fort nimmt.

Bohrvorrichtungen.

Die Maschinen zum Ausbohren grösserer Cylinder haben im Wesentlichen folgende Einrichtung. Die Meisel werden in den Umfang eines scheibenartigen Körpers, den sogenannten Bohrkopf, eingespannt, und dieser wird in concentrischer Stellung mit einer starken cylindrischen Axe, der sogenannten Bohrspindel, in einen solchen Zusammenhang gebracht, dass der Bohrkopf, wenn die Spindel gedreht wird, mit derselben herumgeht, aber auch gleichzeitig längs derselben mit sehr kleiner Geschwindigkeit vorrückt.

Der auszubohrende Cylinder wird in einer mit der Spindel concentrischen Lage mit dem Gestelle der Maschine verbunden, und zwar so, dass die Spindel durch den Cylinder geht, und die Meisel werden an dem Bohrkopf so weit hinausgeschoben, dass die Schraubenlinien, welche ihre Spitzen beim Drehen der Spindel beschreiben, in der cylindrischen Fläche liegen, die im Innern des Cylinders entstehen soll. Auf Tab. XXXX. sind zwei Mechanismen dargestellt, durch welche die drehende und gleichzeitig fortschreitende Bewegung eines Bohrkopfes hervorgebracht wird.

TAB. XXXX.

Fig. 1. 2. Bohrvorrichtung mit massiver Spindel. a die an ihren Enden in Lager liegende, mit einer Handkurbel versehene Bohrspindel, in deren Oberfläche zwei einander diametral gegenüber stehende Nuthen eingeschnitten sind. b eine den Bohrkopf vorstellende runde Scheibe. Am innern Umfang der Nabe sind zwei den Nuthen der Bohrspindel entsprechende Stäbchen c c eingelegt, welche bewirken, dass sich Spindel und Bohrkopf zusammen drehen müssen, dass aber letzterer längs der Spindel hingleiten kann. d d sind zwei mit der Spindel fest verbundene Doppelarme, welche zwei Schraubenspindeln e e tragen und halten; die Muttergewinde für diese Spindeln sind im Bohrkopf eingeschnitten. Eine Drehung dieser Spindeln nach einerlei Richtung hat also zur Folge, dass der Bohrkopf längs der Spindel fortbewegt wird. f f zwei kleine mit den Spindeln verbundene Getriebe, g und h zwei mit einander verbundene um die Spindel a frei drehbare Stirnräder, von denen das erstere in die Getriebe f f eingreift. i und k zwei mit einander verbundene, um einen Zapfen m frei drehbare Rädchen; i und h greifen in einander. l ein mit der Spindel a verbundenes Stirnrad, das in k eingreift.

Wird die Axe a vermittelst der daran befindlichen Handkurbel gedreht, so wird der Bohrkopf b und werden die Schraubenspindeln e mit herumgenommen und wird gleichzeitig das Rädchen l gedreht, hierdurch werden die von der Bewegung von a ganz unabhängigen Rädersysteme k i und h g ebenfalls bewegt, und wenn die Halbmesser dieser Räder angemessen gewählt sind, werden die Drehungsgeschwindigkeiten von g und a nicht übereinstimmen, und dies wird zur Folge haben, dass die Spindeln e e um ihre eigenen Axen gedreht werden, dass also der Bohrkopf längs der Axe a fortrückt.

Bezeichnet man durch f g h i k l nicht nur die Räder, als Gegenstände betrachtet, sondern auch ihre Halbmesser, so findet man leicht, dass die Spindeln e bei einer Umdrehung von a

$$\left(1 - \frac{l}{k}\,\frac{i}{h}\right)\frac{g}{f}$$

Umdrehungen machen.

Nennt man also noch ε die Höhe eines Schraubenganges, x das Vorrücken des Bohrkopfes bei einer Umdrehung von a, so ist:

$$x = \varepsilon\left(1 - \frac{l}{k}\,\frac{i}{h}\right)\frac{g}{f}.$$

Im Modell ist: $\frac{l}{k} = 1, \quad \frac{i}{h} = \frac{3}{4}, \quad \frac{g}{f} = \frac{16}{10},$

demnach: $x = \frac{4}{10}\,\varepsilon.$

Fig. 3, 4, 5. Bohrvorrichtung mit geschlitzter Spindel. Die Bohrspindel a ist hier der Länge nach durchschlitzt, und längs ihrer Axe ist zur Bewegung des Bohrkopfes eine Schraubenspindel b angebracht. Der Bohrkopf c ist mit einer dieser Spindel entsprechenden Schraubenmutter e, versehen, die quer durch den Schlitz geht, in den Bohrkopf eingelegt und zwischen zwei Metallringe eingeschlossen ist. d ist eine mit der Axe a verbundene Kurbel. Durch das Zapfenauge ist eine Axe e gesteckt, an welcher zwei Räder f und g befestigt sind. h ist ein grösseres mit der Schraubenspindel b verbundenes in f eingreifendes Rad. i ein in g eingreifendes, gegen a concentrisch gestelltes aber nicht mit a, sondern mit dem Gestelle verbundenes, mithin unbewegliches Rad.

Wird die Axe a vermittelst der daran befestigten Handkurbel gedreht, so wird zunächst die Kurbel d mit herumbewegt; dies bewirkt, dass das Rad g auf i herumrollt, dass demnach f nicht nur um a herumläuft, sondern gleichzeitig um die Axe e gedreht wird. Diese Bewegung von f wirkt endlich auf das Rad h und macht, dass die Spindel b schneller oder langsamer um ihre Axe gedreht wird, als a. Hierdurch wird der Bohrkopf längs der Spindel a fortgeschraubt.

Nennt man i g f h die Halbmesser der Räder, welche in der Figur mit diesen Buchstaben bezeichnet sind. s die Höhe eines Schraubenganges der Schraube b. x die Fortbewegung des Bohrkopfes bei einer Umdrehung der Axe a, so hat man:

$$x = s \frac{i}{g} \frac{f}{h}$$

Abstellung und Einkehrung.

Diese sogenannten Abstellungen und Einkehrungen sind Vorrichtungen, durch welche die Verbindung zweier Maschinenbestandtheile aufgehoben und wieder hergestellt werden kann. Einige von den Mechanismen, deren Beschreibung nun folgen wird, sind nicht blose Abstellungen, sondern sie dienen auch dazu, um gewisse Maschinentheile nach einer oder nach entgegengesetzter Richtung in Gang zu bringen, können daher auch gebraucht werden, um continuirlich drehende Bewegungen in drehend hin- und hergehende zu verwandeln.

TAB. XXXXI.

Fig. 1 und 2. Abstellung und Einkehrung mit drei Rollen. a ist eine Axe, die entweder abgestellt oder nach einer oder nach entgegengesetzter Richtung in Gang gebracht werden soll. b eine mit der Axe a verbundene Riemenrolle. c eine Leerrolle, d. h. eine um die Axe a frei drehbare Rolle. d eine zweite um die Axe a frei drehbare Rolle. e ein mit der Hülse von d fest verbundenes Kegelrad. f ein mit der Axe a fest verbundenes Rad. g ein um einen besonderen Zapfen h drehbares in e und f eingreifendes konisches Zwischenrad.

Leitet man einen Riemen von einer Transmission her auf die Leerrolle c, so ist die Axe a abgestellt. Leitet man diesen Riemen auf die Rolle b hinüber, so wird die Axe a direkt getrieben und die Räder f g e, so wie die Rolle d laufen zwecklos herum. Leitet man den Riemen auf die Rolle d, so wird durch Vermittlung der Räder e g f die Axe a gedreht, aber nach einer Richtung, die entgegengesetzt ist jener, welche eintrat, als der Riemen die Rolle b bewegte. Die Drehungsgeschwindigkeit der Axe a ist jedoch in beiden Bewegungen gleich gross.

Fig. 3, 4. Abstellung und Einkehrung mit drei Rollen. Diese Anordnung unterscheidet sich von der vorhergehenden dadurch, dass hier die Räder e und f ungleich gross sind, und dass an den Zapfen zwei mit einander fest verbundene Räder g_1 und g_2 von ungleicher Grösse vorkommen. g_2 greift in e, g_1 greift in f ein. Dies hat zur Folge, dass die Bewegungsgeschwindigkeit der Axe a grösser ist, wenn der Riemen auf b, als wenn er auf d geführt wird, denn die Halbmesser von e und g_2 sind gleich gross, jener von g_1 ist aber kleiner als der von f.

TAB. XXXXII.

Fig. 1 und 2. Abstellung mit drei Rollen. a ist die Axe, welche abgestellt oder in Gang gebracht werden soll. b eine Leerrolle. c eine mit a fest verbundene Rolle. d eine um a frei drehbare Rolle mit einer inneren Verzahnung. e ein mit der Axe a verbundenes Getriebe. f ein um den Zapfen g drehbares Zwischenrad, das in e und in die innere Verzahnung von d eingreift.

Wird ein Triebriemen auf b geleitet, so ist a abgestellt. Wird der Riemen auf c geleitet, so wird die Axe a direkt getrieben. Wird der Riemen auf d geleitet, so wird die Axe a durch Vermittlung der Verzahnung getrieben. Die Bewegungsrichtung von a ist, wenn d getrieben wird, entgegengesetzt jener, wenn c getrieben wird. Die Drehungsgeschwindigkeit von a ist, wenn d getrieben wird, viel schneller, als wenn c getrieben wird, und zwar im Verhältniss der Halbmesser der inneren Verzahnung und des Getriebes e. Im Modell ist dieses Verhältniss gleich 3; die Bewegung von a ist also, wenn d getrieben wird, dreimal so schnell, als wenn c getrieben wird.

Fig. 3 und 4. Kraftmaschinen-Verknopfung, deren Beschreibung später folgen wird.

TAB. XXXXIII.

Fig. 1 und 2. Radauskehrung mit Schraube. Die Auskehrung geschieht hier, indem eines von zwei in einander greifenden Rädern längs seiner Axe verschoben wird.

Das Rad b ist mit der Axe a durch einem Mitnehmer c so in Verbindung gebracht, dass es sich mit der Axe drehen muss, aber längs derselben um etwas mehr, als die Zahnbreite beträgt, verschoben werden kann. d ist ein auf die Axe a passendes, aussen mit einem flachkantigen Schraubengewind versehenes, gegen den Radkörper b geschraubtes Rohr. e eine aussen sechseitige, innen mit einem Muttergewinde versehene Hülse, die vermittelst des Deckels g und des Wellenansatzes f mit a so verbunden ist, dass sie um die Axe gedreht, aber längs derselben nicht verschoben werden kann.

Wird diese Hülse vermittelst eines Schlüssels gedreht, so wird die Rohr-Spindel d und wird folglich auch das Rad b längs der Axe verschoben, was die Ein- oder Auskehrung bewirkt. Diese kann jedoch nur im Stillstand der Maschine geschehen.

Fig. 3 und 4. Abstellung und Einkehrung mit Friktionskegeln. a die abzustellende Axe. b eine um die Axe a frei drehbare im Innern mit einem Konus versehene Riemenrolle. d ein zweiter mit einer Hülse versehener Konus, der sich mit der Axe a dreht, aber längs derselben etwas verschoben werden kann, so zwar, dass die innere Fläche von d mit c in oder ausser Berührung

gebracht werden kann. f f zwei mit Tastern versehene Hebel, die durch eine Schraubenaxe g etwas gedreht werden können.

Indem man die Hebel f vermittelst g nach einer oder nach der andern Richtung dreht, wird der Konus d fest auf c geschoben oder von c weggezogen. Im ersteren Falle wird die Verbindung von b mit a hergestellt, im letzteren aufgehoben.

TAB. XXXXIV.

Fig. 1, 2, 3. Aus- und Einkehrung mit Konus und Klaue. a ist eine Axe, die beständig gedreht wird. b ein Rad, das sich mit a oder frei auf a dreht, je nachdem die übrigen Theile des Mechanismus gestellt werden. Im ersteren Falle überträgt es die Bewegung auf eine zweite Axe, im letzteren nicht. Mit diesem Rad ist eine Zahnklaue c und ein Konus d verbunden. e ist ein zweiter Konus, der über den ersten, nämlich über d geschoben werden kann. An e ist eine Hülse f mit zwei eingedrehten Hälsen. Dieselbe ist mit a so verbunden, dass sie sich mit a drehen muss, aber auf a verschoben werden kann. g ist eine zweite Zahnklaue mit einer Hülse, die sich ebenfalls mit a dreht, aber auf a verschiebbar ist. Die Hülsen sind durch zwei die Hülse umfassende Zäume h und i und durch zwei Stängelchen k und l verbunden. m ist ein Hebel, der mit zwei Zapfen in den äussern Ring der Konushülse eingreift.

Bewegt man den Griff des Hebels etwas nach rechts hin, so hört die Berührung zwischen d und e auf, und die Verbindung der Theile c b d mit a ist dann ganz aufgehoben, das Rad b kann also nicht mehr treibend wirken. Schiebt man den Hebel nach links, so fasst der Konus e den Konus d durch Reibung und hierdurch wird b mit a verbunden, jedoch nicht ganz sicher. Schiebt man aber den Hebel, nachdem das Rad b die Geschwindigkeit von a angenommen hat, rasch nach rechts hinüber, so lässt der Konus e aus und treten dagegen die Zähne der Klauen g und c in Eingriff und bringen eine ganz sichere Verbindung des Rades b mit a hervor. Durch eine geschickte Handhabung dieser Einkehrung kann die Ingangsetzung des Rades b ganz allmählig und ohne harte Stösse bewirkt werden.

Fig 4, 5, 6. Aus- und Einkehrung mit Bremse und Klaue. a ist eine beständig in Bewegung befindliche Welle. b eine zweite, die nach Belieben mit a in Verbindung oder ausser Verbindung gebracht werden soll. c und d sind zwei Rollen, erstere ist mit b verbunden, letztere dreht sich frei um a. Um diese Rollen ist ein Bremsband e, Fig. 6, 7, angelegt, und durch Schrauben so angezogen, dass es die Rollen c und d durch Reibung auf angemessene Weise anfasst. Mit d ist eine Zahnklaue f verbunden. g ist eine zweite Klauenhülse, die sich mit a dreht, aber längs a verschiebbar ist. Diese Verschiebung geschieht vermittelst des Hebels h. In der in Fig. 4 dargestellten Stellung ist die Axe b abgestellt. Schiebt man aber, während a in Bewegung ist, die Hülse g nach links hinüber, so fassen ihre Zähne jene der Hülse f, diese muss also nun mitrotiren, und nimmt durch Reibung das Band e mit, welches dann c und mithin b in Bewegung setzt. Auch hier kann die Ingangsetzung der Axe b mit allmählig zunehmender Geschwindigkeit geschehen.

TAB. XXXXV.

Fig. 1, 2, 3, 4. Aus- und Einkehrung mit Klauen. a ist eine beständig in rotirender Bewegung befindliche Axe. b ist eine zweite Axe, die nach Belieben abgestellt oder rechts wie links in Gang gebracht werden soll. c und d sind zwei gleich grosse auf a frei drehbare konische Räder. An die Körper derselben sind die Klauenhülsen e und f geschraubt. Zwischen denselben befindet sich eine mit Klauen g h versehene Hülse, die sich mit der Axe a dreht, aber längs derselben hin und her verschiebbar ist. Um diese Verschiebung zu bewirken, dient der Hebel i, der mit zwei Zapfen in den mittleren Hals der Hülse eingreift. k ist ein mit b verbundenes Kegelrad, dessen (nicht gezeichnete) Zähne in die (ebenfalls nicht gezeichneten) Zähne von c und d eingreifen. Wenn die Hülse so steht, wie in Fig. 1 und 4 dargestellt ist, greifen ihre Zähne weder in e noch in f ein, wird also weder c noch d gedreht, ist mithin die Axe b abgestellt; wird hingegen die Hülse verschoben, so dass entweder h in f oder g in e eingreift, so wird die Axe b im ersteren Falle durch d und k, im letzteren Falle durch c und k in drehende Bewegung versetzt. Die Drehungsrichtungen von b sind aber in diesen zwei Fällen entgegengesetzt.

TAB. XXXXVI.

Fig. 1, 2, 3. Abstellung mit Bremse und Differenzialräderwerk. a ist eine Axe, die beständig im Gang ist. b ein Stirnrad, das in ein in der Zeichnung nicht dargestelltes Räderwerk einer Maschine eingreift. Diese Maschine wird demnach abgestellt oder in Bewegung befindlich sein, je nachdem b nicht getrieben oder getrieben wird. c ein mit a fest verbundenes Kegelrad. d eine um a frei drehbare Röhre, mit welcher ein Kegelrad e und das Stirnrad b verbunden ist. f und g zwei mit ihren Zähnen in e und c eingreifende Kegelräder, die sich um Axen drehen, welche in dem Körper einer Rolle h gelagert sind. Diese Rolle h dreht sich frei um a und ihr Umfang wird von einem Bremsband umfasst, das durch einen Hebel i angezogen oder schlaff gelassen werden kann.

Wird das Bremsband vermittelst i angezogen, so hält es die Rolle h fest und diese verrichtet dann nur die Dienste eines Lagerkörpers für die Axen der Räder f und g. f und g sind also in diesem Falle Zwischenräder, durch welche die Bewegung von a und c auf e d b übertragen wird. Das Rad b und die damit in Verbindung stehende Maschine gerathen also in Bewegung, wenn die Rolle h durch das Bremsband festgehalten wird. Wird dagegen das Bremsband nicht angezogen, also die Rolle frei gelassen, so bleiben die Räder b und e durch den Widerstand, den die zu betreibende Maschine verursacht, stehen, und die Räder f und g rollen auf dem Rad e herum, wobei gleichzeitig die Rolle h um die Axe a herumgeführt wird. Die Maschine ist demnach abgestellt, so wie die Rolle h nicht festgehalten wird.

Fig. 4, 5, 6. Abstellung und Einkehrung mit Bremse und Planetenrad. a ist eine beständig im Gang befindliche Axe. b ein mit derselben verbundenes Rädchen. c eine um a frei drehbare Bremsrolle, die von einem Bremsband umfasst ist, welches vermittelst eines Hebels d angezogen werden kann. e ein mit dem Körper von c verbundener Zapfen, auf welchem sich ein Rädchen f dreht. g eine Riemenrolle, die sich frei um a dreht und am inneren Umfang mit einer Verzahnung versehen ist. Die Zähne des Zwischenrades f greifen einerseits in b, anderseit in h ein.

Ist a in Bewegung und wird c durch die Bremse festgehalten, so verrichtet c nur die Dienste, dass es den Zapfen e festhält, und dann wird die Bewegung von a aus vermittelst b und f nach h und g übertragen, die Rolle g wirkt also dann treibend auf den sie umfassenden Riemen. Wird dagegen die Rolle h frei gelassen, so bleibt g stehen und das Getriebe f rollt in der Verzahnung h herum, indem es gleichzeitig die Bremsrolle c und die Axe a herumführt.

TAB. XXXXVII.

Kraftmaschinenkupplung. Wenn zwei sehr verschiedenartige Kraftmaschinen, z. B. eine Turbine und eine Dampfmaschine gemeinschaftlich auf eine Transmissionswelle einzuwirken haben, ist es zweckmässig, die Einrichtung in der Art zu treffen, dass die Turbine die Dampfmaschine und dass die Dampfmaschine die Turbine nicht forciren kann. Eine solche Kraftmaschinenverkupplung ist auf Tab. XXXXVII. dargestellt. a stelle die Axe der Turbine, b die Axe der Dampfmaschine vor, c sei die Axe, auf welche die Kraft beider Maschinen übertragen werden soll. d und e sind zwei Zwischenwellen, die vermittelst der Räder h f g mit c in Verbindung stehen. i und k zwei mit d und e verbundene Schalträder. l und m zwei mit b und a verbundene kurbelartige Arme. Dieselben sind mit Zapfen versehen, an welchen Schalthaken n und p angebracht sind, die durch Stahlfedern gegen die Verzahnung gedrückt werden.

Die Wirkungen dieser Einrichtung sind folgende:

1. Erfolgt die Drehung der Axe a und b mit gleicher Geschwindigkeit nach den Richtungen, welche die Pfeile in Fig. 2 und 4 andeuten, so stemmen sich die Haken n und p gegen die Zähne der Schalträder und nehmen diese mit herum, was zur Folge hat, dass die Kraft beider Maschinen auf die Welle c übertragen wird.

2. Sind anfänglich beide Maschinen abgestellt und bringt man sie gleichzeitig in Gang, lässt also gleichzeitig den Dampf auf die Dampfmaschine und das Wasser auf die Turbine wirken, so beginnen sie gemeinschaftlich auf die Axe c treibend einzuwirken.

3. Sind die Maschinen anfänglich abgestellt, und setzt man die eine, z. B. die Turbine in Gang die Dampfmaschine aber noch nicht, sondern erst später, so kann es geschehen, dass die Turbine allein langsam zu treiben anfängt, und dann wird die Dampfmaschine, wenn sie später in Gang gesetzt wird, der Turbine nacheilen, bis der Sperrhaken der Dampfmaschine ebenfalls anfasst.

4. Sind beide Maschinen längere Zeit im regelmässigen Gang, und fängt eine derselben, z. B. die Dampfmaschine plötzlich an, kräftiger als bis daher zu wirken, so nimmt die Geschwindigkeit der Welle c zu. Das Schaltrad der Turbine entfernt sich vom Schalthaken, die Turbine hat nun nichts zu treiben und wird sich beeilen, mit ihrem Schalthaken das Schaltrad einzuholen.

Hieraus sieht man, dass diese Maschinenverkupplung von praktischem Nutzen ist.

TAB. XXXXII.

Fig. 3 und 4 ist eine ähnliche Kraftmaschinenverkupplung, und zwar für eine Hauptmaschine und für eine Hilfsmaschine. a ist die Axe der ersteren, b die Axe der letzteren. c ist ein rollenförmiger Körper, der sich mit einer längeren Hülse d um die Axe a drehen kann. e f zwei Rollen; erstere ist mit der Röhre d, letztere mit der Axe b verbunden; um beide ist ein Riemen angelegt, wodurch die Bewegung von b auf e übertragen wird. g ist ein mit der Axe a direkt verbundenes Schaltrad; um die Nabe desselben ist ein Mitnehmer h angebremst. Durch die Rolle c sind zwei Zapfen i gesteckt, um welche sich zwei Winkelhebel drehen. Die Arme k dieser Winkelhebel sind hakenförmig und greifen beim geregelten Gang beider Maschinen in die Zähne des Schaltrades ein. Die Arme l sind kurbelförmig und sind an den Enden mit längeren Zapfen versehen, die in den gabelförmigen Enden des Mitnehmers h liegen. Die Bewegungsrichtungen von a und b stimmen überein.

Nehmen wir an, dass Anfangs beide Maschinen abgestellt seien, und dass sodann die Hauptmaschine a in Gang gesetzt wird, die Hilfsmaschine aber nicht, dann bleibt die Rolle c stehen, das Schaltrad und der Mitnehmer bewegen sich aber mit a fort, und dies hat zur Folge, dass die Winkelhebel so gedreht werden, dass die Haken k k ausser Eingriff kommen und an die Umfangswand der Rolle anstossen. Ist dieser Moment eingetreten, so wird der Mitnehmer durch die Winkelhebel arretirt, und es dreht sich dann die Hülse von g reibend in der Klemme des Mitnehmers. Setzt man hierauf auch die Maschine b in Gang, so hat diese anfänglich nur ihre eigene Reibung zu überwinden, sie wird daher mit beschleunigter Bewegung rasch anlaufen, aber so wie c seine Bewegung beginnt, werden die Winkelhebel so gedreht, dass die Haken k in das Bereich der Verzahnung von g geführt werden, und sobald die Winkelgeschwindigkeit von c jene von g erreicht hat, ist der regelmässige Betrieb der Axe a durch beide Maschinen eingetreten.

Regulatoren.

Die Bewegung einer hydraulischen Kraftmaschine kann regulirt, d. h. innerhalb gewisser Geschwindigkeiten erhalten werden, indem man den Wasserzufluss verstärkt wenn die Geschwindigkeit abnimmt, vermindert wenn die Geschwindigkeit zunimmt. Diese Veränderungen im Wasserzufluss werden durch eine Stellungsänderung eines Schiebers oder einer Klappe bewirkt, und die zu diesem Behufe dienenden Vorrichtungen werden Regulatoren genannt.

TAB. XXXXVIII.

Fig. 1, 2, 3, 4. Schwungkugelregulator für eine hydraulische Kraftmaschine. a ist eine Axe, welche durch Räder oder Rollen und Riemen mit derjenigen Maschinenwelle in Verbindung steht, deren Bewegung regulirt werden soll. b ist der Anfang einer Welle, die vermittelst eines Räder- oder Schraubenmechanismus auf einen Schützen oder auf eine Klappe in der Art einwirkt, dass der Wasserzufluss vermehrt oder vermindert wird, je nachdem diese Welle nach der einen oder nach der andern Richtung gedreht wird. c ist eine hohle unten mit einem eingeschraubten Zapfen versehene Axe, die oben durch den Deckel des Regulatorgestelles gehalten wird und unten mit ihrem Zapfen in einer Pfanne steht. d e sind zwei gleich grosse Kegelräder, welche die Axen a und c verbinden. f und g zwei gleiche um die hohle Axe frei drehbare mit Klauen versehene Kegelräder, die in das mit b verbundene Kegelrad h eingreifen. k eine sowohl oben wie unten mit Klauen versehene Hülse, die um c drehbar aber an c verschiebbar ist. m eine auf c verschiebbare Hülse, die vermittelst der Stängelchen n n an die Pendelarme p p der Schwungkugeln gehängt ist. q ein in der Höhlung der Axe c angebrachtes Stängelchen, mit welchem die Hülsen m und k vermittelst zweier Keile verbunden sind. Diese Keile gehen frei durch zwei diametral gegenüberstehende lange Schlitze der Röhrenwand von c, so zwar, dass die Theile m q k einen Körper bilden, der sich mit c drehen muss, aber an c auf und ab verschiebbar ist. r ist ein Gegengewicht.

Hat die Axe a ihre normale Geschwindigkeit, so darf der Wasserzufluss nicht geändert werden, darf also die Axe b nicht bewegt werden, muss also die Hülse k in der Mitte zwischen f und g

stehen und werden gleichzeitig die Schwungkugeln eine gewisse Stellung haben, in der die Pendelarme mit der Axe c gewisse Winkel bilden. Wird die Geschwindigkeit von a grösser als die Normalgeschwindigkeit, so fliegen die Kugeln auseinander, wird die Axe q und mithin die Hülse k in die Höhe geschoben, bis die oberen Klauen in g eingreifen, was zur Folge hat, dass dann h und mithin auch b gedreht wird, und zwar in einem solchen Sinn, dass der Wasserzufluss abnimmt. Wird die Geschwindigkeit der Axe a kleiner als die normale Geschwindigkeit, so nähern sich die Kugeln der Axe c. Die Hülse k wird herabgeschoben, ihre unteren Klauen fassen die Klauen des Rades f und nun wird das Rad h und die Axe b so gedreht, dass der Wasserzufluss vermehrt wird.

Nennt man

n die normale Anzahl von Umdrehungen der Axe a in einer Minute;

α den Winkel, den die Kugelarme mit der vertikalen Richtung bilden sollen, wenn die Normalgeschwindigkeit vorhanden ist;

l die Länge eines Kugelarmes, gemessen vom Drehungspunkt bis zum Kugelmittelpunkt;

a eine Seite des Rhombus, der durch die Stangen p p und n n gebildet wird;

n_1 die grösste Anzahl der Umdrehungen, welche in der Axe in einer Minute eintreten dürfen;

G das Gewicht einer Schwungkugel;

F den Widerstand, den die Hülse k einer Verschiebung entgegensetzt, wenn sie aus einer Stellung, in der ihre Klauen in jene von g oder f eingreifen, in die mittlere Stellung zurückgebracht werden soll, so hat man zur Bestimmung von n und G folgende Ausdrücke:

$$n = \frac{30}{\pi}\sqrt{\frac{g}{l \cos. \alpha}}$$

$$G = F\,\frac{a}{l}\,\frac{1}{\left(\frac{n_1}{n}\right)^2 - 1}$$

Die Theorie dieses Regulators kann hier nicht entwickelt werden; ich beschränke mich, zu bemerken, dass diese Regulatoren das nicht leisten und nicht leisten können, was sie versprechen, weil die Schwungkugeln unter Umständen in schwingende Bewegungen gerathen, und dann oft ganz zweckwidrige Wirkungen hervorbringen.

TAB. XXXXIX.

Fig. 1 bis 5. Regulator mit Schwungring. a stellt die Axe vor, welche mit der Maschine in Verbindung steht, deren Bewegung reguliert werden soll. b Axe des Regulators. c d zwei Kegelräder, welche b mit a verbinden. e eine längs der Axe b verschiebbare Hülse. f f zwei Hebel, die mit Zapfen in einen Hals der Hülse e eingreifen, mit Gegengewichten g g und Zeiger h h versehen sind und beim Auf- und Niederbewegen der Hülse e eine drehende Bewegung um ihre Axe erhalten. Diese Bewegung kann benutzt werden, um auf die Einlassklappe einer Dampfmaschine einzuwirken. h Fig. 2. ist eine mit der Axe b verbundene Hülse mit zwei runden radialen Armen, i i ein Schwungring mit zwei Stellschrauben, die mit ihren Spitzen in die Enden der Arme von h eingreifen. Der Ring ist demnach um die Linie, welche die Spitzen der Stellschrauben verbindet, drehbar. Die Ringhälften zu beiden Seiten der Drehungsaxe sind nicht gleich schwer, sondern die eine Hälfte ist massiv, die andere ausgehöhlt. Der Ring hat also beständig eine Tendenz sich mit seiner schweren Seite abwärts und mit seiner leichten Seite aufwärts so zu stellen, dass seine Ebene mit der Axe von b zusammenfällt. In der Mitte der schweren Ringhälfte ist ein Arm k angebracht, Fig. 1 und 5, von welchem aus zwei Stängelchen l nach der Hülse e herabgehen.

Wird die Axe a mit einer gewissen Geschwindigkeit gedreht, so geräth der Ring in diejenige Stellung, bei welcher sein Gewicht mit der Centrifugalkraft ins Gleichgewicht tritt, und dadurch wird die Hülse e und werden die Hebel f f in eine gewisse Stellung gebracht. Aendert sich hierauf die Geschwindigkeit der Axe a, so entstehen Stellungsänderungen im Ring, in der Hülse und im Hebel und zwar in der Art, dass die Hebel f f gehoben oder gesenkt werden, je nachdem die Geschwindigkeit von a zu- oder abnimmt.

Einen unfehlbar richtig wirkenden Regulator würde man vermittelst des Differenzialräderwerkes einrichten können, wenn es möglich wäre, eine gleichförmig drehende Bewegung einer Axe hervorzubringen, die sich durch Nichts stören liesse.

Nennen wir A eine solche Axe, B die Axe einer Maschine, deren Bewegung regulirt werden soll. Verbinden wir die Axen A und B mit einem Differenzialräderwerk, Tab. V., Fig. 1 und 3, in der Weise, dass A auf g und B auf a einwirkt, so kann man die Räderwerke, durch welche A mit g und B mit a verbunden wird, leicht so anordnen, dass das Rad c des Differenzialräderwerkes stille steht, wenn in der Axe B die normale Geschwindigkeit vorhanden ist. Setzt man c in Verbindung mit einer Klappe oder mit einem Schützen oder überhaupt mit einem Bestandtheil C, welcher durch seine Stellung die Wasser- oder Dampfzuströmung regulirt, so wird C stehen bleiben, wenn in der Axe B die normale Geschwindigkeit vorhanden ist. Allein so wie die Geschwindigkeit von B um das Geringste grösser oder kleiner wird, als die Normalgeschwindigkeit, muss sogleich in c eine Bewegung, folglich in C eine Aenderung der Stellung und mithin eine Aenderung der Dampf- oder Wasserzuströmung eintreten. Allein die Bewegungsrichtungen, welche in c und mithin auch in C eintreten, je nachdem die Geschwindigkeit der Axe B grösser oder kleiner wird, als die normale, sind einander entgegengesetzt. Die Verbindung von C mit c kann daher leicht so gemacht werden, dass die Dampf- oder Wasserzuströmung zunimmt, wenn die Geschwindigkeit von B kleiner, und abnimmt, wenn die Geschwindigkeit von B grösser wird, als die Normalgeschwindigkeit, und somit hätte man einen ganz prompt und sicher wirkenden Regulator. Aber leider ist es wenigstens durch einfachere Mittel nicht wohl möglich, eine solche unter allen Umständen gleichförmig bleibende Bewegung einer Axe A hervorzubringen, denn man verlangt da nichts Geringeres, als einen Uhrgang, der sich durch Nichts stören lässt. Der Gedanke lässt sich also nicht realisiren.

Dampfmaschinen mit Schiebersteuerungen.

Diese Modelle können gebraucht werden, um die Wirkung verschiedener Elementarmechanismen in Anwendung zu zeigen; sie dienen aber insbesondere dazu, die Erscheinungen der Schiebersteuerungen thatsächlich vor Augen zu stellen. Die Modelle geben kein Bild von den in der Wirklichkeit bestehenden Maschinen und den daran vorkommenden Details, sondern es sind ideale Dispositionen, in welchen alle wesentlichen bei einer nicht condensirenden Maschine vorkommenden

Funktionen mit einem Blick übersehen werden können. Die Schieber werden nicht durch Excentra sondern durch Kurbeln bewegt, die mit verstellbaren Kurbelzapfen versehen sind, und deren Stellung gegen die Hauptkurbel sehr leicht nach Belieben verändert werden kann.

TAB. L.

Fig. 1 bis 6. Durchschnitt einer Dampfmaschine mit einfacher Schiebersteuerung. Alle Theile des Modelles befinden sich an einem gusseisernen Rahmen a, der mit zwei Tragfüssen b versehen ist, um das Modell auf einem Demonstrirtisch den Zuhörern gegenüber bequem aufstellen zu können. Die Wände des Cylinders c, der Dampfkammer d und der Aus- und Einströmungskanäle e f g sind mit dem Rahmen a aus einem Stück gegossen. Die Stellen des Modells, auf welchen in Fig. 1 die Buchstaben e und d stehen, sind durchbrochen, die Stellen e f und g aber nicht. Gegen die hintere Seite des Cylinders und der Dampfkammer ist ein dünnes schwarz angestrichenes Blech gesschraubt. h der Dampfkolben von Gusseisen und ausgehöhlt, unten mit einem kleinen Röllchen i versehen, mit welchem er auf der untern Wand des Cylinders hin- und herläuft. k runde Kolbenstange von Schmiedeeisen. l Kreuzkopf Fig. 1 und 4. m m Führungslineale von Rothguss. n Steuerungsschieber mit innerer und äusserer Ueberdeckung. Zur Führung ist in demselben ein vertikaler Längeneinschnitt und in der untern Wand der Dampfkammer eine dem Einschnitt entsprechende blechdünne Leiste p p angebracht. q die Schieberstange am linken Ende mit einem Gewinde und mit zwei Stellschrauben, am rechten Ende mit einem kleinen Kreuzkopf r, Fig. 1 und 5, versehen. Vermittelst dieser Stellschrauben kann die Stellung des Schiebers gegen die Stange q so adjustirt werden, dass die Lappen symetrisch gegen die Einströmungen e und f stehen, wenn die Kurbel, die den Schieber bewegt, vertikal steht. Der Schieber kann leicht mit einem andern vertauscht werden, man braucht nur die Stellschrauben etwas nachzulassen, sodann den Schieber bis über die Leiste p zu heben und hierauf nach horizontaler Richtung heraus zu ziehen. s s Fig. 1 und 5 Führungslineale für den Kreuzkopf r. t t_1 Schubstangen, erstere für den Dampfkolben, letztere für den Schieber.

u_1 Hauptkurbel für den Dampfkolben. u_2 Steuerungskurbel für den Schieber. Diese ist, wie Fig. 2 zeigt, mit einem verstellbaren Kurbelzapfen versehen, um dadurch die Bewegungslänge des Schiebers ändern zu können. v_1 v_2 v_3 drei mit dem Gestelle verbundene Zapfen, um welche sich die Zahnräder w_1 w_2 w_3 frei drehen. Die Naben der Räder w_1 w_3 sind an der äusseren Seite cylindrisch verlängert, und auf diesen Verlängerungen sind die Kurbeln u_1 und u_2 angeschoben und angekeilt. Das Rädchen w_2 mit der Kurbel u_2 kann leicht von dem Zapfen v_2 abgezogen, gewendet und wiederum angesteckt werden, wodurch der Voreilungswinkel α höchst nach Belieben verändert werden kann. x eine Handkurbel, vermittelst welcher das Modell bewegt wird. Zu diesem Modell gehören noch mehrere Schieber mit verschiedenen innern und äussern Ueberdeckungen.

Um das Modell zu stellen, bringt man zuerst den Kolben h an das linke Ende des Schubes, und sieht nach, ob die Kurbel u_2 denjenigen Voreilungswinkel zeigt, welchen man in Anwendung bringen will; ist dies nicht der Fall, so zieht man das Rad w_2 vom Zapfen v_2 ab, bringt es in die gehörige Lage und steckt es wiederum an. Hierauf bringt man vermittelst des Griffes x die Steuerungskurbel u_2 in die vertikale Stellung, und stellt den Steuerungsschieber n so, dass seine Lappen gegen die Einströmungsöffnungen symetrisch stehen.

Ist das Modell auf diese Weise gestellt, so kann man durch langsame Umdrehung der Kurbel alle Erscheinungen und Wirkungen des Schiebers jedem Zeschauer vor Augen stellen. Verändert man hierauf eines der vier Elemente: 1. innere Ueberdeckung, 2. äussere Ueberdeckung, 3. Voreilungswinkel, 4. Kurbellänge u_2, so kann man thatsächlich zeigen, welchen Einfluss jedes dieser Elemente auf den Erfolg ausübt. Man kann namentlich zeigen, dass mit dieser Einrichtung mässige Expansionen hervorgebracht werden können, wenn 1. die äussere Ueberdeckung ziemlich gross ist, 2. der Voreilungswinkel ziemlich gross, z. B. 30° ist, 3. die Schieberbewegung ziemlich klein gehalten wird; kann aber auch zeigen, dass stärkere Expansionen nicht mit Vortheil hervorgebracht werden können, weil in diesem Falle vor dem Kolben gegen das Ende seines Schubes hin Dampfcompressionen und Dampfgegenwirkungen eintreten u. s. w.

In den nun folgenden Beschreibungen der auf den nächsten Blättern dargestellten Steuerungen werde ich das Construktive mit Stillschweigen übergehen, weil in dieser Hinsicht sämmtliche Modelle übereinstimmen, demnach die so eben gegebene ausführliche Beschreibung für alle Modelle dient.

TAB. LI.

Fig. 1 bis 6. Steuerung mit dem Bogendreieck. Dieses Modell weicht von dem vorhergehenden in folgenden Dingen ab. Die Räder w_1 w_2 w_3 sind von gleicher Grösse. Mit w_2 ist die Scheibe β und mit dieser das Bogendreieck γ verbunden. Dieses wirkt auf den Rahmen α, dessen Stiel in den Lagern δ δ Fig. 1, 4, 5 schleifen. μ Stängelchen, durch welches der Rahmen α an den Hebel ε gehängt ist. λ Stängelchen, welches den Kreuzkopf r mit dem Hebel ε verbindet. Der Einhängungspunkt in ε kann verändert werden, wodurch dem Schieber ein grösserer oder kleinerer Schub ertheilt wird.

Die Wirkungen dieser Dreieckstenerung unterscheiden sich von der einer gewöhnlichen Kurbel- oder Excentriksteuerung dadurch, dass das Dreieck ein rascheres Oeffnen und Verschliessen der Einströmungsöffnungen hervorbringt.

TAB. LII.

Fig. 1 bis 5. Expansionssteuerung mit zwei Dampfkammern. Der untere Theil dieses Modelles bis zur Axe v_1 hinauf ist identisch mit dem Modell Tab. L. An diesem Modell, Tab. LII., ist aber oberhalb der gewöhnlichen Dampfkammer d noch eine Vorkammer d_1 angebracht, und beide communiciren durch eine Oeffnung, zu welcher ein Expansionsschieber n_1 hin- und hergeht. Zur Bewegung desselben ist ein Mechanismus angebracht, der mit dem für n bestimmten ganz übereinstimmt. Die Steuerungskurbel u_4 für n_1 ist ebenfalls voreilend gestellt und zwar um den Winkel α_2. Das Modell ist dann adjustirt, wenn die Steuerungskurbeln u_2 u_4 am Ende eines Kolbenschubes die angemessenen Voreilungswinkel zeigen, wenn ferner der Schieber n bei vertikaler Stellung der Kurbel u_2 symetrisch gegen die Dampfkanäle steht, wenn endlich bei vertikaler Stellung von u_4 der Schieber n_1 symetrisch über der Communikationsöffnung zwischen den Dampfkammern d und d_1 steht. So wie die Theile in der Zeichnung gestellt sind, beginnt die Absperrung, nachdem der Kolben $^1/_2$ seines Schubes zurückgelegt hat. Durch Veränderung der Kurbellänge von u_4 und des Voreilungswinkels α_1 kann der Expansionsgrad innerhalb sehr weiter Grenzen verändert werden.

TAB. LIII.

Fig. 1 bis 5. Expansionssteuerung mit zwei Dampfkammern. Dieses Modell unterscheidet sich von dem vorhergehenden nur in dem Räderwerk; dieses ist bei Tab. LIII. so angeordnet, dass die Kurbel u_4 des Expansionsschiebers bei einer Umdrehung der Hauptkurbel u_1 zwei Umdrehungen macht. Hier wirkt nur die rechte Seite des Schiebers n_1 absperrend und die Länge desselben ist willkürlich,

wenn sie nur nicht unter einer gewissen Grenze ist. Wenn die Theile die Stellungen haben, welche in der Zeichnung dargestellt sind, beginnt die Absperrung nach $^1/_4$ des Kolbenschubes. Durch Veränderungen im Voreilungswinkel und im Kurbelhalbmesser von u_1 kann der Expansionsgrad innerhalb sehr weiter Grenzen verändert werden.

TAB. LIV.

Expansionssteuerung mit anstossendem Schieber. Dieses Modell unterscheidet sich von dem auf Tab. L. dargestellten blos durch die Theile, welche in der Dampfkammer vorkommen. n_1 Vertheilungsschieber mit zwei Einströmungskanälen e_1 f_1. n_2 n_3 zwei Expansionsschieber mit zwei Leisten l_2 l_3 und Stiele p_2 p_3. t_1 Ellyptisches Scheibchen, das vermittelst einer Stellschraube beliebig gestellt werden kann. Die Schieber n_2 n_3 liegen auf n_1 und müssen bei einer wirklichen Ausführung zwischen Leisten geführt werden. Indem die Schieber n_2 n_3 beim Hin- und Hergang des Schiebers n_1 bald mit ihren Stielen p_2 und p_3 an die Wände bei r_1 und s_1, bald mit ihren Leisten an die Scheibe t_1 anstossen, werden sie gegen n_1 verschoben und maskiren oder demaskiren abwechselnd in Oeffnungen der Kanäle e_1 und f_1. Durch eine Verstellung der ellyptischen Scheibe t_1 wird der Expansionsgrad geändert.

TAB. LV.

Expansionssteuerung mit aufeinanderlaufenden Schiebern. Dieses Modell unterscheidet sich von dem auf Tab. LII. dargestellten durch die in der Dampfkammer vorkommenden Theile. Der Schieber n_1 ist mit zwei Einströmungskanälen versehen. n_2 zwei kleine auf n_1 gleitende Schieber. Sie können vermittelst eines Stängelchens p_2, an welchem ein linkes und ein rechtes Schraubengewinde eingeschnitten ist, einander genähert oder von einander entfernt werden, und werden durch die Kurbel u_2 auf dem Schieber n_1 hin- und herbewegt, während n_1 durch u_1 gelenkt wird. Mit dieser Einrichtung können schwache und starke Expansionen hervorgebracht werden, wenn man die Entfernung der Schieber n_2 verändert. Wenn die Theile so gestellt sind, wie Tab. LV. zeigt, beginnt die Absperrung nach $^1/_4$ des Kolbenschubes.

TAB. LVI.

Schiebersteuerung für Woolf'sche Maschinen. a a_1 der grosse, a_1 a_1 der kleine Cylinder. b c die Dampfkanäle des grossen, b_1 c_1 die Dampfkanäle des kleinen Cylinders. e Oeffnung, durch welche der Dampf aus dem Kessel in die Dampfkammer eintritt. d Anfang des Kanales, durch welchen der Dampf entweicht, nachdem er auf die Kolben beider Cylinder gewirkt hat. f g h Steuerungsschieber für beide Cylinder. Derselbe wird durch eine kleine Kurbel h bewegt, die durch Räderwerke von der Hauptkurbelaxe aus getrieben wird. Dieser Schieber ist nicht voreilend gestellt. In der Zeichnung sind die Maschinen dargestellt, wenn jeder Kolben in der Mitte seines Schubes und der Steuerungsschieber am Ende seines Schubes rechts steht. In dieser Stellung tritt der Dampf bei e in die Dampfkammer und gelangt durch den Kanal b_1 in den Raum a_1. Der in dem Raum a_1 befindliche Dampf entweicht durch c_1 h b nach a, und der in a befindliche Dampf entweicht durch c f d nach dem Condensator oder in die atmosphärische Luft. Beide Kolben werden also nach rechts hin getrieben und bewegen die Kurbeln nach den durch die Pfeile angedeuteten Richtungen. Werden die Hauptkurbeln um 180° gedreht, so stehen sie nach abwärts gekehrt, steht die Steuerungskurbel nach links hin, steht jeder Kolben wiederum in der Mitte seines Schubes, befindet sich aber der Schieber am linken Ende seines Schubes, dann tritt der Dampf durch c_1 in a_1 ein, entweicht ferner der Dampf aus a, durch b, g c nach a und ferner durch b f d aus a in den Condensator. Dieser Schieber ist zwar für die Erklärung der Wirkungsweise des Dampfes in dieser *Woolf'schen* Maschine sehr geeignet; er ist jedoch kaum solide ausführbar, weil er gleichzeitig oben und unten dampfdicht an die Wände der Dampfkammer anschliessen muss.

Ruderräder mit beweglichen Schaufeln für Dampfschiffe.

Auch die auf den beiden folgenden Tafeln dargestellten Modelle von Ruderrädern für Dampfschiffe können gebraucht werden, einerseits um die Wirkungen verschiedener Elementarmechanismen zu zeigen, anderseits um die Stellungsänderungen der Ruderschaufeln bei verschiedenen Construktionsweisen der Räder thatsächlich vor Augen zu stellen. Damit das Auge einer einzelnen Schaufel ruhig folgen kann, sind an jedem Rade nur zwei, drei oder vier Schaufeln angebracht. Der Radbau selbst stimmt bei allen drei Rädern überein und ist am deutlichsten an den Figuren 1 und 2 Tab. LVIII. zu ersehen. Die Räder unterscheiden sich nur durch die Mechanismen, welche die Stellungen der Schaufeln verändern.

TAB. LVII.

Fig. 1, 2, 3. Morgan's Ruderrad. a Axe des Ruderrades. b Schiffswand. c Rosette des Rades, gegen welche die Arme d geschraubt sind. e e die Radschaufeln. Jede solche Radschaufel ist, wie Fig. 1 und 2 Tab. LVIII. am deutlichsten zeigen, mit einer Axe versehen, die in die Enden der Arme drehbar eingelegt ist, und jede Axe ist an der Schiffswandseite mit einem Arme f versehen. g Fig. 1, 2, 3 ist eine nicht mit der Axe a verbundene, sondern eine gegen die Schiffswand festgeschraubte excentrische Scheibe. Die Excentricität steht horizontal und ist, wie Fig. 1 zeigt, etwas kleiner, als die Länge eines Axenarmes f. h ist ein das Excentrum umfassender Ring mit einem steifen Arm i, welcher unsern in einem der Schaufelarme eingehängt ist. Alle übrigen Schaufelarme sind durch Stangen k an den Ring h gehängt, aber die Verbindung dieser Stangen k mit h ist keine steife, sondern eine gegliederte. Bei diesem Rade gelangt die Ebene jeder Schaufel nur dann in eine vertikale Stellung, wenn die Axe der Schaufel den tiefsten Stand erreicht; in jeder andern Stellung der Schaufelaxe weicht die Schaufelebene von der vertikalen Richtung etwas ab, jedoch nie beträchtlich. Bei dieser Anordnung werden also die Schaufeln in einer beinahe vertikalen Stellung durch das Wasser geführt.

Fig. 4 und 5. Buchanan's Ruderrad. Diese Anordnung unterscheidet sich von der vorhergehenden in folgenden Dingen: 1. ist die Excentricität der Scheibe g vollkommen gleich der Länge der Schaufelarme f; 2. sind alle Schaufelarme mit steifen Armen mit dem Ring h verbunden. Diese Modifikation hat zur Folge, dass alle Schaufeln stets eine vertikale Stellung haben, also auch in vollkommen vertikaler Stellung durch das Wasser gehen. Dies würde ohnstreitig die beste Anordnung sein, wenn es möglich wäre, dieselbe ganz genau auszuführen. Dies ist aber kaum möglich, denn eine ganz genaue Ausführung erfordert, dass die Armlängen von d und i absolut genau gemacht werden, denn so wie eine kleine Differenz statt findet, tritt jedes mal eine Stockung der Bewegung ein, wenn zwei Arme d und i eine horizontale Lage erreichen. Einer solchen Stockung kann man allerdings ausweichen, wenn man die Bolzenlöcher an d oder e länglich macht, allein dann ist die Schaufel nicht sicher gehalten und stösst, reisst und klappert hin und her, was nicht zulässig ist. Die Anordnung Fig. 1 und 2 ist daher im Praktischen vorzuziehen.

TAB. LVIII.

Fig. 1 bis 5. Oldham's Ruderrad. Diese Anordnung passt eigentlich besser für eine Windmühle als für ein Ruderrad, weil sie die Schaufeln in einer Weise dirigirt, die für ein Ruderrad nur unvollkommen und für eine Windmühle eine ganz vollkommene ist. a Axe des Ruderrades. b ein mit derselben verbundenes Stirnrad. c d zwei mit einander verbundene, um einen Zapfen a_1 drehbare Stirnräder. e greift in b ein. e ein um die Axe a frei drehbares in d eingreifendes Stirnrad, mit welchem ein Excentrum f Fig. 1, 2, 3, 4 verbunden ist. h ein das Excentrum umfassender Ring mit steifen Armen, welche die Arme der Schaufelaxen fassen. Die in Fig. 1 dargestellten vier Schaufeln zeigen zugleich die Stellungen, welche jede einzelne Schaufel bei der Umdrehung des Rades annimmt. Steht ein Arm vertikal abwärts, so ist die Schaufel vertikal. Steht ein Arm horizontal, so bildet die Schaufelebene einen Winkel von 45° gegen den Horizont; steht ein Arm vertikal aufwärts, so steht die Schaufel horizontal.

Denkt man sich den Mechanismus so aufgestellt, dass Fig. 1 den Grundriss darstellen würde, und denkt sich ferner, dass ein Luftstrom nach der Richtung der Excentricität wirkte, so würde derselbe auf jede Schaufel umtreibend wirken, und man hätte dann einen Mechanismus für eine sogenannte Horizontalwindmühle. Zur Schaufeldirigirung eines Ruderrades ist dieser Mechanismus wegen der vielen Räder zu komplizirt.

TAB. LIX.

Modell, um die Wirkung der Gegengewichte bei Lokomotiven nachzuweisen. Die Bestimmung der Balancirungsgewichte einer Lokomotive habe ich in dem Werke *„Gesetze des Lokomotivbaues"* ausführlich gezeigt. Hier gebe ich nun die Beschreibung eines Modelles, vermittelst welchem man die richtige Wirkung der Gegengewichte thatsächlich nachweisen kann.

Fig. 1 und 3. Disposition des Modelles im Aufriss und Grundriss, wenn vier Gegengewichte angewendet werden.

Fig. 2 und 4. Disposition des Modells im Aufriss und Grundriss, wenn zwei Gegengewichte angewendet werden.

Fig. 5. Das die Lokomotive in einem grösseren Massstabe im Grundriss vorstellende Modell.

Fig. 6, 7, 8, 9, einzelne Bestandtheile des Modelles.

a_1 a_2 a_3 a_4 Gestelle von Holz, woran das Lokomotivmodell mit vier Ketten angehängt wird. Es besteht aus einem Grundrahmen a_1, einem Deckrahmen a_4 und aus vier mit Traversen und Streben verbundenen etwas schräg stehenden Säulen a_2 a_3.

h h Fig. 3, 4, 5, 8, 9, ein aus mehreren Schienen zusammengesetzter, mit vier Axenlager c c c c versehener Rahmen, welcher die Gesammtheit aller gegen einander unbeweglichen Theile der Lokomotive repräsentirt. d d zwei in den Lagern c drehbare mit vier Scheibenrädern e versehene Axen. Die an einer Seite des Rahmens befindlichen Räder sind durch Kupplungsstangen f und durch einen Riemen verbunden. Die Kupplungskurbeln werden durch Zapfen g g g g gebildet, die in die Räder eingeschraubt sind. Die Kurbelrichtungen an einer Seite des Rahmens sind senkrecht zu den Kurbelrichtungen an der anderen Seite. S S Fig. 1 bis 5 zwei mit den Kupplungsstangen f verbundene Massen. Eine solche Masse S in Verbindung mit der Masse einer Kupplungsstange repräsentirt die an einer Seite einer wirklichen Lokomotive vorkommenden hin- und hergehenden Massen eines Kolbens, einer Kolbenstange, eines Kreuzkopfes und einer Schubstange. i i Fig. 5 und 6 zwei kleine mit einer der Axen d verbundene Rosetten. Jede dieser Rosetten ist mit einem Armkreuz k versehen, das gegen die Rosette verstellbar ist und mit zwei Klemmschrauben gegen die Rosette befestiget werden kann. An die Arme k werden die Gegengewichte in einer Weise angebracht, die später erklärt werden soll. l m zwei Riemenrollen, Fig. 1 und 5, erstere ist mit einer der Axen d verbunden, letztere befindet sich oben am Gestell an einer Axe, die in den Endangen zweier Hebelarme n n Fig. 1 und 7 liegt und mit einer Kurbel p versehen ist. Diese Arme n gehen von einer Axe t aus, die sich in zwei am oberen Gestellrahmen angebrachten Lagern u dreht. v ein dritter von der Axe t ausgehender Arm, der vermittelst eines Stängelchens w und einer daran befindlichen Flügelschraube gegen den Rahmen a_4 des Gerüstes gestellt werden kann. Die Rollen l und m sind von einem Riemen umschlungen. Wird die Flügelschraube von w angezogen, so wird die Rolle m mit ihrer Axe gehoben, wodurch der Riemen nach Erforderniss gespannt werden kann.

Bringt man an dem Kreuzarm k kein Gewicht an, und dreht an der Kurbel p rasch herum, so gerathen die Axen d mit allen daran befindlichen Körpern so wie auch die Massen S S mit den Schubstangen f f in Bewegung, aber gleichzeitig tritt in dem ganzen Modell eine heftige, ganz toll aussehende Bewegung ein, es zuckt vor und zurück und dreht sich gleichzeitig um eine Vertikalaxe hin und her. Obgleich am Modell eine Masse S nicht mehr als 2 Kilogramm wiegt, ist die Bewegung des Modelles bei rascher Bewegung der Kurbel p so heftig, dass ein starker Mann, wenn er das Modell am Ende des Rahmens fest anfasst, mit hin- und hergerissen wird.

Ganz anders sind die Erscheinungen, wenn das Modell mit richtig berechneten Gegengewichten versehen wird. In diesem Falle zeigt der Rahmen selbst bei der raschesten Bewegung der Kurbel p nicht die geringste Spur von einem Zucken oder Schlingern, sondern der Rahmen hängt ganz unbeweglich in der Luft, und wenn man denselben ganz leise anfasst, so fühlt man nicht die geringste Tendenz zu einer Bewegung, und hierdurch überzeugt man sich thatsächlich, dass diese tolle Bewegung, welche die hin- und hergehenden Massen hervorrufen, durch Gegengewichte vollständig aufgehoben werden kann.

Die vollständige Aufhebung dieser störenden Bewegung des Rahmens kann entweder durch vier oder durch zwei Gegengewichte geschehen.

Mit vier Gegengewichten geschieht die Balancirung auf folgende Art. Man stellt die Kreuze k wie Fig. 1 zeigt, nämlich so, dass die Armrichtungen mit den Kurbelrichtungen übereinstimmen, und befestiget an die Arme k zwei grössere Gegengewichte B B und zwei kleinere b b in der Weise, wie die Fig. 1 und 2 zeigen. Diese Gewichte werden auf folgende Weise gefunden:

Nennt man Fig. 3

S das Gewicht einer Masse S und der damit verbundenen Kupplungsstange f,

r den Halbmesser der Kurbel eines Scheibenrades, d. h. den Abstand der Axe eines Zapfens g von der geometrischen Axe der Welle d,

ϱ_1 die Entfernung der Schwerpunkte der vier Gewichte B B b b von der Axe d,

2 e den Horizontalabstand der Stangen f f,

2 e_1 den Horizontalabstand der Ebenen der Kreuze k k,

so hat man zur Bestimmung von B und b folgende Ausdrücke:

$$\left.\begin{aligned} B &= \frac{Sr}{\varrho_1}\,\frac{e+e_1}{2\,e_1} \\ b &= \frac{Sr}{\varrho_1}\,\frac{e-e_1}{2\,e_1} \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (1)$$

Will man die Balancirung mit nur zwei Gewichten bewirken, so versieht man jedes Kreuz nur mit einem Gewicht Q und stellt die Kreuze so, wie Fig. 2 und 4 zeigt. Diese Disposition erhält man, wenn man in der Disposition Fig. 1 und 3 die Gewichte b b ganz weg nimmt, sodann die Gewichte B B durch zwei andere Q Q ersetzt, und endlich das hintere Kreuz um einen gewissen Winkel γ nach links und das vordere Kreuz um den gleichen Winkel γ nach rechts dreht. Diese Gewichte Q Q und der Winkel γ werden durch folgende Ausdrücke berechnet:

$$\left.\begin{aligned} \text{tang. } \gamma &= \frac{e - e_1}{e + e_1} \\ Q &= \frac{S r}{v_1} \sqrt{\frac{1}{2}\left[1 + \left(\frac{e}{e_1}\right)^2\right]} \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (2)$$

TAB. LX.

Wagenbewegung in Bahnkrümmungen. Vermittelst dieses Modelles kann man Jedermann thatsächlich vor Augen stellen, in welcher Weise die Bahnwägen die Bahnkrümmungen durchlaufen. Ich habe diese Bewegungen im ersten Abschnitt der „*Gesetze des Lokomotivbaues*" behandelt, und beschränke mich hier auf die Erklärung des Modelles.

Fig. 1. Dispositionsplan der halben Bahn in einem kleinen Massstab. Der mittlere Krümmungshalbmesser der Bahn beträgt im Modell 2 Meter. Das Modell wird auf einem grossen viereckigen Tisch aufgeschlagen. Der Unterbau besteht aus 24 hölzernen radial auseinander laufenden, in der Mitte an eine hölzerne Scheibe genagelten Latten. Auf jede Latte wird mit drei Holzschrauben ein Schienenstuhl Fig. 2 aus Rothguss geschraubt. Die Bahnschienen bestehen aus langen 4 Millimeter dicken, 30 Millimeter hohen, sorgfältig nach dem geeigneten Halbmesser gebogenen Eisenschienen, und werden in die Schienenstühle mit kleinen hölzernen Keilen eingeklemmt. Jeder Wagen besteht: 1. aus zwei oder mehreren Laufwerken; 2. aus einer langen runden Stange; 3. aus zwei oder mehreren um diese Stange frei drehbaren Mitnehmern, welche auf die Hülse der Laufaxen gesetzt werden. Die Räder und Mitnehmer sind von Rothguss, die Axen, Stangen und Stellschrauben von Schmiedeeisen.

Die fünf Figuren 9 und 10 zeigen die Construktion eines solchen Mitnehmers für die Wagen Fig. 3, 4, 5, und für das hintere Laufwerk des Wagens Fig. 6, 7.

a Fig. 9, 10, ist eine aussen viereckig, innen rund durchbohrte Hülse, die an die Stange des Wagens gesteckt und mit zwei Stellringen c c, Fig. 10, gegen jede Verschiebung längs der Stange gehalten wird. b der eigentliche Mitnehmer. Derselbe kann vermittelst eines Stellstiftes d und einer Flügelschraube e mit der Hülse a in dreierlei Stellungen verbunden werden. Diese Verstellbarkeit dient dazu, um die Axen eines Wagens entweder unter einander parallel oder nach dem Bahnmittelpunkt hin convergirend stellen zu können. Für Axen, die nicht verstellt werden, wie z. B. die des Wagens Fig. 4 und die mittlere Axe des Wagens Fig. 5, ist der Mitnehmer quer über die Hülse festgeschraubt.

Fig. 6 und 7 sind zwei Ansichten, Fig. 8, 11, 12 Details eines Wagens mit einem vierrädrigen beweglichen Vordergestell.

Fig. 3 zeigt die Stellung, in welcher ein vierrädriger Wagen mit parallelen Axen eine Bahnkrümmung durchläuft. Diese Stellung ist eine verwendete. Das Verhältniss der Laufkreise ist am vordern Laufwerk ein richtiges, am hintern Laufwerk ein fehlerhaftes. Setzt man den Wagen, das Stängelchen mit der Hand fassend, so rasch als möglich in Bewegung, so rollt derselbe durch $1\frac{1}{2}$ Peripherielängen herum und bleibt dann stehen. Dabei ist seine Stellung stets die in Fig. 3 dargestellte, wenn die Bewegung nach der Richtung des Pfeils erfolgt, und diese Stellung tritt ein, in welcher Weise man den Wagen anfänglich auf die Bahn gestellt hat. Verstellt man aber die Axen der Laufwerke so, dass sie nach dem Mittelpunkt der Bahn hinzielen, und setzt dann den Wagen möglichst schnell in Bewegung, so durchläuft er $2\frac{1}{2}$ bis 3 mal den Bahnumfang, und seine Stellung ist dabei so, dass die Spurkränze der beiden äusseren Räder an der äusseren Schiene anliegen, dass also das Verhältniss der Laufkreise an beiden Laufwerken das richtige ist.

Fig. 4 zeigt die Stellung, in welcher ein vierrädriger Wagen mit parallelen Axen eine Bahnkrümmung durchläuft, wenn die Räder am hintern Laufwerk verkehrt an die Axen gesteckt werden; hier tritt an beiden Laufwerken das richtige oder ein fehlerhaftes Verhältniss der Laufkreise ein, je nachdem der Wagen nach der Richtung des Pfeiles oder nach entgegengesetzter Richtung bewegt wird. Die Bewegung nach der Richtung des Pfeiles ist bereits unsicher, jene nach entgegengesetzter hat stets ein Ausgleisen zur Folge.

Fig. 5. Stellung, in welcher ein sechsrädriger Wagen mit parallelen Axen eine Bahnkrümmung durchläuft, wenn die richtige Conizität der mittleren Räder jener der Vorderräder entgegengesetzt ist.

Die Conizitäten dieser Räder sind nach den Seite 285 bis 287 der *Gesetze des Lokomotivbaues* aufgestellten Regeln berechnet.

Für die Räder der Wagen 3 und 4, ferner für die Vorderräder und Hinterräder des Wagens 5 ist:

2 e die Spurweite	= 10	Centimeter.
R mittlerer Krümmungshalbmesser der Bahn	= 200	„
r Halbmesser des mittleren Laufkreises	= 4	„
σ die Entfernung der mittleren Ebene eines Rades von der Ebene des Spurkranzes (der Spielraum)	= 0·6	„
tang. $\alpha = \frac{r\,e}{R\,\sigma}$ Conizität der Räder	$= \frac{1}{6}$.	

Für den sechsrädrigen Wagen Fig. 5 wurde die Conizität der mittleren Räder gleich, aber entgegengesetzt jener der Vorder- und Hinterräder angenommen, also tang. α_1 = tang. α, und die entsprechende Axenentfernung vermittelst Formel 9, Seite 287 berechnet. Für diesen Wagen ist $\lambda = \Delta$, ferner für das mittlere Laufwerk $\sigma = 0$ und unter dieser Voraussetzung folgt aus dieser Formel:

$$\Delta = \sqrt{\frac{2\,r\,e}{\text{tang. } \alpha_1}} = \sqrt{\frac{2 \times 4 \times 5}{\frac{1}{6}}} = 15{\cdot}5 \text{ Centimeter.}$$

Druck von MALSCH und VOGEL in Carlsruhe.

DIE
BEWEGUNGS-MECHANISMEN

Darstellung und Beschreibung eines Theiles der

MASCHINEN-MODELL-SAMMLUNG

der polytechnischen Schule in Carlsruhe.

VON

F. REDTENBACHER

Großherzoglich Badischer Hofrath u. Director an der polytechnischen Schule in Carlsruhe.

Neue Folge.

mit 20 lithographirten Tafeln.

MANNHEIM

1861.

VERLAGSBUCHHANDLUNG VON FRIEDRICH BASSERMANN.

VORWORT.

Seit dem Erscheinen der Bewegungsmechanismen ist die Modellsammlung der polytechnischen Schule ansehnlich bereichert worden, so dass nun eine Fortsetzung der Oeffentlichkeit übergeben werden kann.

Im Texte beschränke ich mich hier auf die Beschreibung der Modelle und deren Wirksamkeit, ohne eine Theorie derselben zu entwickeln. — Bei Beurtheilung derselben bitte ich zu bedenken, dass die Zeichnungen nicht Maschinen, sondern Modelle von Maschineneinrichtungen darstellen, die zum Zweck des Unterrichts dienen. Für die Ausführung ist Manches anders zu gruppiren und zu konstruiren.

Die Zeichnungen zu den Modellen sind von Herrn Construkteur *Hart* theils nach meiner Angabe, theils nach dessen eigener Erfindung gefertigt worden. Auch diese Modelle wurden sämmtlich in der mechanischen Werkstätte der polytechnischen Schule durch den Werkmeister Herrn *Vietz* ausgeführt.

Nach der Aufnahme, welche der ersten Lieferung zu Theil geworden ist, darf ich wohl hoffen, dass auch diese zweite Lieferung günstig aufgenommen wird.

Carlsruhe, im Oktober 1861.

Der Verfasser.

TAB. LXI, LXII, LXIII.

Schützen-Aufzüge.

Die auf diesen drei Tafeln dargestellten Mechanismen gehören in die Klasse der Parallel-Bewegungsmechanismen, und sind hier beispielsweise als Turbinen-Schützenaufzüge angewendet. Das Grundprinzip dieser Mechanismen besteht darin, dass der parallel zu bewegende Körper an drei oder vier Punkten mit identischen Mechanismen versehen wird, die geradlinige und parallele Bewegungen mit gleicher Geschwindigkeit hervorbringen, und dass diese Mechanismen so in Verbindung gebracht werden, dass durch die Bewegung eines derselben gleichzeitig alle übrigen in identische Thätigkeit versetzt werden.

Tab. LXI ist eine Anwendung des auf Tab. XXI dargestellten Kurbelmechanismus, zur Bewegung eines Turbinenschützens. a ist der Turbinenmantel, b der Ringschützen. An diesem sind vier Gehänge c mit Schraubenmuttern angebracht, welchen die 4 Spindeln d entsprechen. Diese werden durch die Lager e gehalten und durch die 4 vermittelst eines Ringes g vereinigten Kurbeln f gedreht.

Tab. LXII. *Schützenaufzug mit Zahnstangen.* An dem Schützen b sind 4 Zahnstangen c angebracht, die oben bei d geführt werden. e e_1 sind zwei Axen, von denen jede mit zwei Getrieben f f_1 f_2 f_3 versehen ist. Die Axen liegen übereinander, gehen neben der Turbinenaxe g vorbei, und nur eine derselben, nämlich e, wird vermittelst eines aus zwei Kegelrädern h i und einer Kurbel k bestehenden Mechanismus direkt bewegt. Es ist klar, dass alle vier Zahnstangen mit gleicher Geschwindigkeit auf und nieder gehen. Diese Anordnung ist wohl die einfachste, welche zur Bewegung eines Turbinenschützens ausgedacht werden kann.

Tab. LXIII. *Schützenaufzug mit Hebeln.* An den Schützen sind vier Stangen c angehängt und diese werden gleichzeitig und mit gleicher Geschwindigkeit nach vertikaler Richtung durch 4 an den Axen e e_1 angebrachten Hebeln d d_1 d_2 d_3 bewegt und zwar dadurch, dass eine dieser Axen, nämlich die Axe e, von der Kurbel f aus gedreht wird.

TAB. LXIV und LXV.

Taschensteuerungen.

Durch diese beiden Modelle sind die insbesondere bei den Lokomotiven üblichen Taschensteuerungen dargestellt. In der Anordnung LXIV ist die Tasche, in der Anordnung LXV dagegen ist die Schieberstange verstellbar. Die Endpunkte der Taschen machen vermöge der excentrischen Scheiben Sinus-Bewegungen, welche in der Schieberstange eine zusammengesetzte Schwingung von der Form

$$\xi = A \sin k t + B \cos k t$$

hervorbringen.

Tab. LXIV. a a_1 die beiden excentrischen Scheiben, die eine für die Vorwärts-, die andere für die Rückwärtsbewegung der Lokomotive. b die Tasche. c der Hebel zur Verstellung derselben. d Rechen zum Feststellen der Tasche. e die Schieberstange.

Tab. LXV. a a_1 die beiden Excenter. b die Tasche, deren Krümmungsmittelpunkt in e liegt. d eine Stange, die bei e in einen am Gestell angebrachten Zapfen und bei f in einen an der Tasche befestigten Zapfen eingehängt ist, die mithin bewirkt, dass der Mittelpunkt die Tasche annähernd nur eine Vertikalbewegung machen kann. g Hebel zur Verstellung der Schieberstange h. i Rechenstange zum Halten des Hebels g.

TAB. LXVI.

Zahnräder-Auskehrung.

Fig. 1 bis 7. Ansichten und Durchschnitte einer Zahnräder-Auskehrung durch Zwischenräder. Um die Verbindung zweier Axen herzustellen oder aufzuheben kann man jede derselben mit einem Zahnrade versehen und diese zwei Räder vermittelst eines Zwischenrades in oder ausser Verbindung bringen. Hierauf beruht die auf dieser Tafel dargestellte Auskehrung.

a, b sind die zwei Axen, welche in und ausser Verbindung zu bringen sind. c, d Stirnräder; ersteres in Verbindung mit a, letzteres in Verbindung mit b. e und f zwei zu einem Ganzen verbundene auf einem Zapfen g (Fig. 3 und 6) drehbare Räder. Dieser Zapfen befindet sich an einem Hebel h (Fig. 1, 2, 3, 7), der sich concentrisch mit a auf einer am Gestell angebrachten Hülse i dreht. Die Entfernung des Zapfenmittels g von der Axe a ist gleich der Summe der Halbmesser der Räder c und f. Dreht man den Hebel h um die Hülse i so bleiben die Räder f und c im Eingriff. f rollt auf c fort, und bei einer gewissen Stellung des Hebels kommt dann e mit d in Eingriff. Diese Stellung ist in der Zeichnung dargestellt. Die punktirten Kreise e_1 und f_1 zeigen die Stellungen der Räder e und f an, wenn e in d nicht eingreift.

Um den Hebel h zu drehen ist ein anderer Hebel k vorhanden, der unten mit einer Axe l (Fig. 2) verbunden und mit einer Kurbel m versehen ist. Ein Stängelchen n verbindet m mit dem Arme o (Fig. 1 und 7) des Hebels h. q ist ein an den Arm p des Hebels h befestigtes Gewicht, welches die Gewichte der Räder e und f balancirt. r ist ein am Hebel k befestigtes Gewicht, welches den Abstellhebel in den Positionen k und k_1 erhält. Diese Stellungen werden durch die Schleife s (Fig. 5) begrenzt.

TAB. LXVII.

Axenkupplungen mit Schubstangen.

Fig. 1 und 2 sind zwei Ansichten einer Anordnung, durch welche zwei Axen verbunden werden, von denen die eine eine continuirlich drehende, die andere eine drehend schwingende Bewegung zu machen hat. Fig. 3 und 4 ist eine Verkupplung zweier Axen, die beide continuirlich drehende Bewegungen zu machen haben. a, b Fig. 1 und 2 sind die zu verbindenden Axen, erstere ist mit einer kleineren Kurbel c, letztere mit einer grösseren Kurbel d versehen. Diese zwei Kurbeln sind durch eine Stange e zusammengehängt. Weil d länger ist als c, so bewirkt eine continuirlich drehende Bewegung von a eine schwingende Drehung von b. Macht man d so lang als c und die Stange e so lang als die Entfernung der Axen a und b beträgt, so können beide Axen continuirlich drehende Bewegungen machen, wenn sie mit Schwungrädern versehen werden.

Die durch Fig. 3 und 4 dargestellte Verkupplung geschieht dadurch, dass jede der beiden Axen mit zwei rechtwinklig gegen einander gestellte Kurbeln versehen wird, die paarweise durch Schubstangen verbunden werden. Je zwei zusammenwirkende Kurbeln c d und e f sind gleich lang und die Längen der Schubstangen g und h müssen genau mit der Entfernung der Axen a und b übereinstimmen. Bekanntlich wird diese Verkupplung bei Lokomotiven angewendet. Für eine dauernd

richtige Wirksamkeit der Einrichtung ist es nothwendig, dass die Schubstangen mit Keilungen versehen werden, durch welche ihre richtige Länge in jedem Augenblick wieder hergestellt werden kann, wenn dieselbe durch Abnützung verloren gegangen ist.

TAB. LXVIII und LXIX.

Zusammensetzung schwingender Bewegungen.

Dieses Modell zeigt diejenigen Bewegungen, welche in einem Körper eintreten, wenn man denselben zwingt, gleichzeitig nach zwei gegen einander senkrechten Richtungen zu schwingen. Fig. 1 bis Fig. 8 sind verschiedene Ansichten des Modells und einzelner Theile.

a ist eine Stange, welche vermittelst des am Modell angebrachten Mechanismus gezwungen wird sowohl nach der Richtung ihrer Länge als auch nach einer darauf senkrechten Richtung zu schwingen. Das Resultat dieser Doppelschwingung wird vermittelst eines Zeichenstiftes b auf einer Papierfläche c dargestellt. Die Stange a schleift in zwei Lagern d und e, die sich an einem Schlitten f befinden, der zwischen Führungsleisten g und h nach einer Richtung gleiten kann, die zur Richtung von a senkrecht ist. Die Stange a und der Schlitten f sind mit Schleifen versehen. Die Schleife von a ist senkrecht auf der Bewegungsrichtung von a, die Schleife von f ist senkrecht auf der Bewegungsrichtung von f. i und k sind zwei vertikale Zapfen; ersterer ist an der Bodenplatte des Gestelles befestigt, letzterer an der Grundplatte des Schlittens. Um den Zapfen i dreht sich eine Hülse, die oben mit einer Kurbel l, unten mit einem Wurmrad m versehen ist. Um den Zapfen k dreht sich eine ähnliche Hülse, die gleichfalls mit einer Kurbel n und mit einem Wurmrad o versehen ist. An die Kurbelzapfen sind Gleitstücke gesteckt, die in den Schleifen von a und f gleiten. p, q sind zwei am Gestelle gelagerte Axen. Jede derselben ist mit einem Wurm versehen. Der untere Wurm r ist mit seiner Axe p fest verbunden, der obere Wurm s dreht sich mit seiner Axe q, ist aber längs derselben verschiebbar, und wird durch das an den Schlitten befestigte Lager mit fortgeführt. Die Axen p und q werden durch Stirnräder u, v verbunden, und es sind 5 Räderpaare vorhanden, denen die Uebersetzungszahlen $\frac{1}{1}, \frac{1}{2}, \frac{1}{3}, \frac{2}{3}, \frac{3}{4}$ entsprechen.

Die obere Axe q ist mit einer Handkurbel t versehen, von welcher aus der ganze Mechanismus in Gang versetzt wird. Die Wirkung ist folgende: Wird t gedreht, so geräth vermittelst q, u, v auch p und r in Bewegung. Dadurch wird m und l gedreht und wird der Schlitten f nach der Längenrichtung des Modells nach einem Sinus-Gesetz fortbewegt, dadurch wird aber der Wurm s fortgeführt, und da derselbe von q aus direkt eine Drehung erhält, so greift er in o ein, dreht die Kurbel n und bewirkt, dass die Stange a relativ gegen den Schlitten eine Sinus-Bewegung nach einer Richtung macht, die zur Richtung der Schlittenbewegung senkrecht ist. Die Bewegung des Schlittens nach der Längenrichtung des Modells und die gleichzeitige relative Bewegung der Stange a gegen den Schlitten f erscheinen zusammengesetzt in der Linie, welche der Stift b auf der Papierfläche c verzeichnet.

Die Schwingungslängen werden durch die Halbmesser der Kurbeln l und n bestimmt. Am Modell ist die Kurbel l grösser als n, ist mithin die Schlittenschwingung länger, als die Stangenschwingung. Das Verhältniss der Schwingungen, welche in einer bestimmten Zeit geschehen, wird durch die Rädertübersetzung u, v entschieden. Ist u so gross als v, so macht die Stange gegen den Schlitten so viele Schwingungen, als dieser gegen die Bahn. Werden die Räder-Uebersetzungen 1 : 2, 1 : 3, 2 : 3, 3 : 4 angewendet, so treten Schwingungen ein, die sich verhalten, wie Grundton und Oktav, Grundton und Terz, Grundton und Quint, Grundton und Quart. Noch ist zu bemerken, dass die Kurbel n gegen das Rad o vermittelst einer Stellschraube w verstellbar ist. Nennt man Phasenwinkel, den Winkel, um welchen die Kurbel n von ihrer mittleren Stellung abweicht, wenn sich die Kurbel l in ihrer mittleren Stellung befindet, so sieht man, dass durch die Verstellbarkeit der Kurbel n vermittelst der Schraube w auch der Phasenwinkel geändert werden kann.

TAB. LXIX gibt eine Uebersicht der Kurven, welche vermittelst des Modells aufgezeichnet werden können, wenn man die früher angegebenen Räder-Uebersetzungen anwendet, und überdies verschiedene Phasenwinkel eintreten lässt.

Die Figuren der ersten Horizontalreihe entstehen, wenn die Räder u und v von gleicher Grösse sind, und Phasenunterschiede von $\frac{1}{8}$ des Umkreises, also von $\frac{360}{8} = 45^0$ angewendet werden. Diese Phasenunterschiede sind in den Figuren durch die Kurbelstellungen c o und c o_1 sichtbar gemacht. Diese Kurven der ersten Reihe sind Ellypsen und schief gestellte gerade Linien. Wenn die Kurbeln l und n von gleicher Länge wären, würden die zwei vertikal stehenden Ellypsen Kreise sein. Diese Bewegungen der ersten Horizontalreihe entsprechen der kreisförmigen und ellyptischen Polarisation des Lichtes. Auch stellen sie die Bahnen dar, welche ein Lufttheilchen beschreibt, wenn es nach zwei auf einander senkrechten Richtungen mit gleicher Geschwindigkeit zur Bewegung angeregt wird. Die Bahnen, welche in den übrigen Horizontalreihen dargestellt sind, sind geschlossene algebraische Linien höherer Ordnung, und es werden überhaupt nur geschlossene algebraische Linien beschrieben, wenn die Axen p und q durch Zahnräder in Verbindung gebracht werden. Würde man diese Axen durch gewisse Mechanismen so verbinden, dass das Verhältniss ihrer Winkelgeschwindigkeiten sich nicht durch ganze Zahlen ausdrücken liesse, so würden ungeschlossene, innerhalb des Rechteckes, das den Kurbeln entspricht, in zahllosen Verschlingungen herumlaufende, Linien entstehen.

Est ist hier nicht der geeignete Ort, die analytische Theorie dieser Kurven zu entwickeln; wir begnügen uns mit der Beschreibung der thatsächlichen Leistungen des Modells.

Derlei zusammengesetzte schwingende Bewegungen kommen im Maschinenbau zuweilen vor, so z. B. bei der Schlichtmaschine; allein der Hauptzweck des Modells ist doch nur ein theoretischer, um überhaupt thatsächlich zur Anschauung zu bringen, dass solche schwingende Bewegungen zusammengesetzt werden können.

TAB. LXX.

Schraubenräder-Zählwerke.

Auf dieser Tafel sind zwei Zählwerke dargestellt, vermittelst welcher die Anzahl der Umdrehungen von sehr schnell laufenden Axen bestimmt werden können. Fig. 1, 2, 3, 4, 5 gehören zusammen, ebenso Fig. 6, 7, 8, 9, 10.

Modell Fig. 1, 2, 3, 4, 5. a ist eine schnell laufende Axe, deren Umdrehungen gezählt werden sollen. Im Modell ist diese Axe mit einer Handkurbel b versehen. c ist ein mit a verbundener Wurm. d und e sind zwei schmale Wurmräder, in welche die Schraube c eingreift. d hat 100 Zähne, e dagegen 101. e ist fest verbunden mit der Axe f, ebenso auch der Zeiger g, der auf eine an d angebrachte Eintheilung (Fig. 3) weiset. d dreht sich frei auf f. Bei einer Umdrehung der Schraube c dreht sich jedes der Räder d und e um eine Zahntheilung weiter. Wenn also a in

einer gewissen Zeit n Umdrehungen macht dreht sich d um $\frac{360}{100}$ n Grad und e um $\frac{360}{101}$ n Grad. Der Zeiger g bewegt sich demnach gegen d um $\left(\frac{360}{100} - \frac{360}{101}\right) n = \frac{360}{10100}$ n Grad. Nachdem die Axe a 10100 Umdrehungen gemacht hat, geht also der Zeiger einmal auf der Eintheilung herum. Das Rad hat einen getheilten Kreis mit 10100 Theilen, ein Theil entspricht also einer Umdrehung der Schraubenaxe.

Modell Fig. 6, 7, 8, 9, 10. Bei diesem Zählwerk sind zwei Schrauben und zwei Schraubenräder angewendet. Jedes Rad hat 100 Zähne. Nachdem die Axe a 10000 Umdrehungen gemacht hat, geht daher der Zeiger d einmal an der festen Scheibe c herum. Diese Scheibe ist in 10000 Theile getheilt, eine Theilung entspricht also einem Umgang der Axe a.

TAB. LXXI.

Friktions-Rollen.

Die auf dieser Tafel dargestellten Modelle von Friktionsrollen sind bestimmt, die Wirkung dieser Rollen thatsächlich zu zeigen. Fig. 1, 2, 4 und Fig. 3, 5, 6 gehören zusammen.

Modell Fig. 1, 2, 4. a ist eine mit zwei Schwungrädern b b versehene Axe. Dieselbe liegt nicht in Lagern, sondern ruht auf zwei grösseren Rollen c c, die an einer Axe d befestigt sind, welche vertikal unter a liegt und mit ihren Zapfen in dem Gestell des Modells gelagert ist. Neben der Axe a sind zwei dünne im Gestelle gelagerte Axen e angebracht, von denen jede mit zwei Rollen f f versehen ist, deren Umfänge die Axe a leise berühren, und dieselbe in horizontaler Richtung halten. Die Axe ist noch mit einer Schnurrolle g versehen und unten ist eine Leitrolle h angebracht. Werden die Zapfen der Axen d und e e gut eingeölt, hierauf am Umfange von g eine Schnur befestigt und aufgewickelt, dann über das Röllchen h geleitet und wird dann an der Schnur kräftig angezogen, bis sie sich von der Rolle ganz abwickelt, so gerathen die Schwungräder in eine rasche drehende Bewegung, die beinahe eine Viertelstunde fortdauert.

Modell Fig. 3, 5, 6. a ist eine mit einem Schwungrad b versehene Axe. Dieselbe liegt auf vier Rollen c c c c wie in einem Keillager. Jede dieser Rollen ist mit einer in dem Gestell gelagerten Axe d versehen. Auch hier wird das Schwungrad mit einer Schnur in Bewegung gesetzt. Die Wirkung dieser Rollenanordnung ist aber nicht so auffallend als bei dem ersteren Modell. Um die Wirkung der Friktionsrollen recht augenfällig zu machen, ist an diesem Modell noch die Einrichtung getroffen, dass die Axe a auch auf gewöhnliche Weise gelagert werden kann. Es sind nämlich am Gestell zwei verstellbare Axenlager e vorhanden; werden diese in die Höhe geschraubt, so legen sie sich an die Axe a an, heben dieselbe in die Höhe, so dass ihre Berührung mit den Rollen c c c c aufhört, was zur Folge hat, dass nun bei der Drehung des Schwungrades die Axenreibung an den Lagerhöhlungen von e e zu überwinden ist.

Leider bieten sich nur selten Fälle dar, in welchen derlei Friktionsrollen angewendet werden können. Die Einrichtungen fallen meistens zu complizirt aus und die Lagerung einer Axe auf Friktionsrollen bietet für die meisten Fälle nicht diejenige Sicherheit, welche ein geregelter Gang einer Maschine erfordert.

TAB. LXXII.

Modell zur Erklärung der Wirkung von hin- und hergehenden Massen.

Es besteht aus einem vierrädrigen Wagen a, der auf einem kurzen Stück Eisenbahn b hin- und herlaufen kann, und mit 2 rotirenden Schwungrädern c c, sowie mit hin- und herlaufenden Massen d d versehen ist. Die letzteren sind vermittelst einer Schubstange e an die Kurbel f der Schwungradaxe g gehängt und werden durch Rollen h h, die auf Bahnen laufen, getragen.

Das Modell ist bestimmt, verschiedene, die Massen betreffende dynamische Gesetze und Wirkungen zu erklären. Setzt man die Schwungräder in raschen Gang und überlässt sie hierauf sich selbst, so laufen die Massen d d auf dem Wagen a und lauft aber gleichzeitig der Wagen auf der Bahn hin und her und die Bewegungsrichtung des Wagens ist stets jener der Massen d d entgegengesetzt. Diese Bewegungen zeigen das Prinzip der Erhaltung des Schwerpunktes und beweisen auch, dass jede mit horizontal hin- und hergehenden Massen versehene auf einem Boden stehende oder befestigte Maschine eine Tendenz hat, auf dem Boden hin- und herzugleiten. Das Modell zeigt ferner, dass die rotirende Bewegung der Schwungräder nicht gleichförmig, sondern mit periodisch wechselnder Geschwindigkeit erfolgt, weil die totale lebendige Kraft sämmtlicher Massen während der Bewegung unveränderlich sein muss. (Grundsatz der Erhaltung der lebendigen Kraft.) Auch kann das Modell gebraucht werden, um die zuckende Bewegung von nicht balancirten Lokomotiven zu erklären.

TAB. LXXIII.

Dynamometer mit Kegelrädern.

Dieses Dynamometer ist vorzugsweise zur Messung von schwächeren Betriebseffekten geeignet. Fig. 6 zeigt die Einrichtung und den Gebrauch des Instrumentes. l ist die Axe, von welcher aus eine (in der Zeichnung nicht dargestellte) Arbeitsmaschine, deren Betriebskraft gemessen werden soll, getrieben wird. k ist eine von irgend einem Motor getriebene Welle. Diese Wellen k und l sind nun vermittelst des Dynamometers in Verbindung gebracht. a ist die Axe des Dynamometers, b eine Rolle, c ein Kegelrad, beide verbunden mit a. b wird von k aus vermittelst Rolle h und Riemen getrieben, e Rolle, d Kegelrad, beide mit einander verbunden, aber frei drehbar auf a. l wird von e aus vermittelst Riemen und Rolle i getrieben. f Kegelrad, das in c und d eingreift und sich frei um den Endzapfen m Fig. 3 eines Hebels g dreht, der vermittelst einer Hülse frei um die Axe a drehbar ist. Um die Kraft der (mit l verbundenen) Arbeitsmaschine zu messen, hält man zuerst den Hebel g fest, so dass derselbe dem Rade f als Drehungsaxe dient und bringt dann das Laufgewicht p an diejenige Stelle des Hebels, wo es den gegen die Zähne von f wirkenden Pressungen das Gleichgewicht hält. Nennt man P das Gewicht von p in Kilogr., L den Abstand des Anhängepunktes von der Axe a in Metern, n die Anzahl der Umdrehungen in einer Minute von a, so ist annähernd:

$$\frac{\pi}{60} P L n$$

der in Kilogrammmetern ausgedrückte Effekt, welchen der Betrieb der Arbeitsmaschine erfordert.

TAB. LXXIV.

Garnsortirwaage.

Die Garnsortirwagen, welche in den Spinnereien gebraucht werden, sind meistens ohne alle Sorgfalt ausgeführt, und die Bogeneintheilung wird entweder ganz empirisch bestimmt, oder mit Hülfe des theoretischen Satzes, dass die Intervalle der Tangenteneintheilung Fig. 9 von gleicher Grösse sein sollen. Die hier dargestellte Garnsortirwaage beruht auf einer genaueren Theorie, durch welche nachgewiesen wird, dass es am besten ist, wenn sich die Bogeneintheilung auf einen Quadranten erstreckt. Der Zeiger soll nämlich für das mittlere Numero der zu sortirenden Garne horizontal stehen, für das höchste Numero (feinste Garn) um 45° unter und für das niedrigste Numero um 45° über der horizontalen Richtung stehen. Die Waage erhält diese Eigenschaft, wenn sie nach folgenden Regeln construirt wird.

Nennt man (Fig. 9):

N das höchste } Numero der Garne, die mit der Waage sortirt werden sollen,
n das niedrigste }

b die Entfernung des Aufhängpunktes vom Drehungspunkt des Winkelhebels,

a die Entfernung des Winkelhebelschwerpunktes vom Drehungspunkt,

α den Winkel, den die Richtungen der Linien a und b bilden,

p das Gewicht des Winkelhebels in Kilogrammen, so hat man zur Bestimmung der Werthe von α und p, durch welche die Waage die verlangte Eigenschaft erhält, folgende Gleichungen:

$$\left.\begin{aligned} \operatorname{tang}\left(\frac{\pi}{4}+\alpha\right) &= \frac{n}{N} \\ p &= \frac{b}{a}\,\frac{\sin\alpha}{N-n} \end{aligned}\right\} (1)$$

Dabei ist die französische Numerirung vorausgesetzt.

Vermittelst dieser Resultate ist die auf Tab. LXXIV dargestellte Garnsortirwaage construirt, und zwar für Garne von Nr. 20 bis Nr. 40. Fig. 1 zeigt, dass der Zeiger für Nr. 40 um 45° abwärts, für Nr. 20 um 45° aufwärts geneigt ist und für Nr. 30 horizontal steht.

Der Bogen c ist gegen einen Stiel d geschraubt, der oben mit einem Handgriff, unten mit einem Dreifuss versehen ist, welcher durch drei Schrauben gestellt werden kann. Der Winkelhebel e, welcher, wie die Figuren 1, 4, 5, 6 zeigen, verschiedene Formen erhalten kann, dreht sich, wie aus Fig. 2 und 7 zu ersehen ist, zwischen zwei Spitzen um den Mittelpunkt des Bogens c. Der Winkel g f h ist der Winkel α, welcher durch die erste der Gleichungen (1) bestimmt wird. Um der zweiten der Gleichungen zu entsprechen, berechnet man zuerst p und bestimmt darnach die Blechdicke des Hebels, bringt aber noch am Hebel verstellbare Adjustirungsgewichte k, Fig. 1, l, Fig. 4, m und l, Fig. 5, an, die durch Versuche so gestellt werden, dass der Hebel für Garne von Nr. 20, 30, 40 die früher angegebenen Positionen annimmt.

Uhren-Hemmungen und Schlagwerke.

TAB. LXXV—LXXX.

An den wirklichen und genauen Uhren sind die wesentlichsten Bestandtheile meistens verborgen im Inneren des Werkes angebracht und erfolgen die Wechselwirkungen aller Theile in so zarter Weise, dass man die wesentlichsten Vorgänge nicht deutlich sehen kann. Gut und fein gearbeitete Uhren sind desshalb für das Studium und insbesondere für den Unterricht gar nicht geeignet, sondern zu diesem Behufe müssen die Einrichtungen von der Art sein, dass die wichtigsten Vorgänge in sehr auffallender Weise und an den Aussenseiten des Werkes vor sich gehen. Die auf den Tafeln LXXV bis LXXX dargestellten Uhrwerke haben diese Eigenschaft und sind zum Behufe des Unterrichtes angeordnet und in der Werkstätte der polytechnischen Schule angefertigt worden. Bei guten Uhrwerken handelt es sich darum, alle Fehler verschwindend klein zu machen. Bei unsern Modellen dagegen war man im Gegentheil bestrebt, alle möglichen und wesentlichen Fehler möglichst zu vergrössern und sichtbar zu machen, denn um gute Uhren zu machen, muss man die Fehler vermeiden, um sie zu vermeiden, muss man sie kennen, und um sie kennen zu lernen, muss man sie für das Auge sichtbar machen.

Wenn also die Uhrmacher an diesen Modellen recht viele Fehler erkennen, so ist dies nur erfreulich, weil damit der Beweis geliefert wird, dass diese Modelle ein gutes Lehrmaterial bilden.

Die Theorie der Uhren wurde in den Vorträgen behandelt, hier ist aber nicht der Ort zur Durchführung von Rechnungen und theoretischen Entwicklungen, und überdies sind auch die constructiv durchgeführten Zeichnungen zu theoretischen Betrachtungen nicht geeignet. Ich beschränke mich daher hier, die Modelle einfach zu beschreiben und die wesentlichste Wirkungsweise anzudeuten.

TAB. LXXV.

Cylinder-Hemmung.

Fig. 1 und 2. a a das Gestelle von Rothguss. b b Traversen zur Verbindung der beiden Schilde. c die mit Spitzen endigende Schwungradaxe. Eine der Spitzen dreht sich im Gestellschild, die andere im Metallblättchen d, das gegen den zweiten Gestellschild geschraubt ist. e e der sogenannte Cylinder, welchem die Hemmung ihren Namen verdankt. Derselbe hat, wie Fig. 1 zeigt, die Form eines halben hohlen Cylinders und ist vermittelst der mit ihm verbundenen ganz cylindrischen Hülse f an die Schwungradaxe c befestigt. Das Blättchen d hat einen bogenförmigen Ausschnitt, in welchem der Cylinder e beim Schwingen des Schwungrades drehend hin- und herschwingt, ohne das Blättchen an irgend einer Stelle zu berühren. Bei wirklichen Uhren befindet sich der Cylinder nicht am Ende, sondern ungefähr in der Mitte der Schwungradaxe, und wird durch eine cylindrische Aushöhlung derselben gebildet. Um am Modell die Wirkung des Cylinders gut sichtbar zu machen, musste derselbe nach Aussen verlegt werden; daher die beschriebene Construktion. Dieselbe setzt jedoch voraus, dass der Schwingungswinkel des Schwungrades nicht gross ist. g ist das verhältnissmässig schwere Schwungrad, h die Schwungfeder. Das innere Ende derselben ist an der Axe, das äussere am Gestell befestigt. Man kann beweisen, dass die Schwingungen des Schwungrades für grosse wie für kleine Schwingungswinkel nur dann isochron sind, wenn die Federenden in der Weise geformt und befestigt werden, dass der Schwerpunkt des Federkörpers während seiner Deformirung stets in die geometrische Drehungsaxe der Schwungradwelle fällt. Dies ist bei diesem wie bei den folgenden Modellen, wie auch bei den wirklichen Uhren nicht der Fall, was ein Fehler genannt werden muss. m das Hemmungsrad, es ist mit 9 schnabelförmigen oder keilförmigen Zahnspitzen versehen. Jeder Keil ist so geformt, dass die Richtung i l der Aussenseite den Kreis durchschneidet, der aus dem Mittelpunkt des Rades durch den Punkt i gezogen werden kann, und dass ferner die Richtung i k nicht radial ist. Die Axe n (Fig. 2) des Hemmungsrades wird Innen durch ein Lager o, aussen durch

einen der beiden Schilde gehalten p q Stirnräder-Uebersetzung. r das Gehäuse, welches die Triebfeder enthält. Es ist mit q verbunden und beide drehen sich frei auf der Axe s. Die Triebfeder ist mit ihrem innern Ende an der Axe s, mit ihrem äussern Ende an der innern Fläche des Gehäuses befestigt. i Sperrrad mit Sperrhaken um die Axe, nachdem sie vermittelst des Schlüssels t gedreht und die Triebfeder zusammengewunden worden ist, fest zu halten.

Nehmen wir an, die Triebfeder sei zusammengewunden (die Uhr sei aufgezogen), das Schwungrad schwinge nach der Richtung des Pfeiles n Fig. 1 und befinde sich in der in der Zeichnung dargestellten Stellung. Durch die Triebfeder in Verbindung mit der Räderübersetzung q und p wird die Zahnspitze i stets nach rechts getrieben und liegt nun an der äussern Fläche des Cylinders e an, wirkt aber nicht treibend, weil die Druckrichtung nach dem Mittelpunkt des Cylinders zielt. Das Hemmungsrad ist demnach gehemmt und bleibt gehemmt bis der Cylinder beim Zurückschwingen des Rades in eine Stellung geräth, von welcher an das linke Ende des Cylinders ausserhalb des Kreises tritt, der durch die Spitze l geht. Von diesem Augenblick an fällt das Hemmungsrad vor, wirkt die Fläche l i gegen die Abrundung des linkseitigen Cylinderendes und begünstigt die schwingende Bewegung des Schwungrades. So wie aber i in die innere Höhlung des Cylinders eingetreten ist, stösst die Spitze l gegen die innere Fläche der Cylinderhöhlung, wodurch das Hemmungsrad abermals gehemmt wird und gehemmt bleibt, bis die Fläche l i an der rechtseitigen Abrundung des Cylinders hingleiten kann, wobei das Schwungrad abermals getrieben wird. Hierauf fällt das Hemmungsrad abermals vor, bis die Spitze des nächsten Zahnes an die äussere Rundung des Cylinders stösst. Das Schwungrad schwingt hier nicht frei. Wenn die Spitze i an der äussern oder innern Fläche des Cylinders anliegt, entsteht eine Reibung, die das Schwungrad auf Kosten seiner lebendigen Kraft überwinden muss. Wenn die schiefen Flächen i l der Zähne gegen die abgerundeten Enden des Cylinders e wirken und abgleiten, wird das Schwungrad durch die Reibung theils gehemmt, theils durch den Druck beschleunigt. Ein gleichförmiger Gang kann nur eintreten, wenn während eines jeden Schwunges der durch Zapfenreibung, Luftwiderstand und durch die Reibung zwischen dem Cylinder und den Zähnen des Hemmungsrades entstehende Verlust an lebendiger Kraft genau so gross ist, als der Gewinn an lebendiger Kraft, der aus dem Druck der schiefen Flächen i l gegen die Abrundungen der Cylinderenden entsteht. Diese Gleichheit von Kraftverlust und Kraftgewinn stellt sich von selbst ein durch einen Beharrungszustand. Der Kraftverlust ist nämlich um so grösser, je grösser der Schwingungswinkel des Schwungrades ist und der Kraftgewinn ist um so grösser, je kleiner der Schwingungswinkel ist. Daher muss sich nothwendig von selbst ein Schwingungszustand einstellen, in welchem Verlust und Gewinn einerlei Werthe haben, und dies ist der Beharrungszustand, in welchem die Uhr einen gleichförmigen Gang hat. Aehnlich verhält es sich bei allen Uhren. Der gleichförmige Gang aller Uhren beruht theils auf dem Isochronismus des Schwingungsapparates, theils auf einem sich von selbst einstellenden Beharrungszustand, in welchem Kraftverlust und Kraftgewinn gleich gross ausfallen. Die Nachweisung dieses Satzes werde ich in der Folge liefern.

Ruhende Pendelhemmung.

Fig. 3, 4. a a die Gestellschilde, b b Verbindungstraversen, c das unten mit einer Linse versehene, oben vermittelst einer Stahlfeder d aufgehängte Pendel. e der winkelförmige Doppelhaken, f seine Drehungaxe, g ein damit verbundenes Stängelchen, dessen unteres Ende durch die Pendelstange geht. Schwingt das Pendel, so geräth auch vermittelst g und f der Haken e in Schwingung. Wird der Haken getrieben, so wirkt derselbe vermittelst f und g auf das Pendel c zurück. h Hemmungsrad, i k Stirnräderübersetzung, o Federgehäuse, m Sperrrad und Sperrhaken, n Stelle, wo der Schlüssel zum Aufziehen der Uhr angesteckt wird. Das Hemmungsrad wird durch die Triebfeder stets nach der Richtung des Pfeiles p Fig. 3 getrieben. Wenn eine Zahnspitze an der innern Seite des linken Hakens oder an der äussern Seite des rechten Hakens anliegt, ist das Hemmungsrad gehemmt, hat aber das Pendel die Reibung zu überwinden, welche aus dem Druck des Zahnes gegen die Hakenfläche entsteht. Wenn eine Zahnspitze an den schiefen Flächen q r oder s t der Haken abgleitet, rückt das Hemmungsrad vor, und wirkt es treibend auf das Pendel ein. Bei einem gewissen Schwingungswinkel des Pendels tritt ein Beharrungszustand ein, in welchem Kraftverlust und Kraftgewinn einerlei Grösse haben.

TAB. LXXVI.

Spindelgang.

Dieses ist eine der ältesten Taschenuhrhemmungen. a a Gestellschilde, b Schwungrad, c Schwungradfeder. d Fig. 2 und 4 Schwungradaxe mit zwei Lappen e e. f Kronrad (Hemmungsrad), g h Stirnräderübersetzung, i Federgehäuse, k Sperrrad mit Sperrhaken, l Aufzug. Das Detail der Einrichtung g h i k l ist wie bei der Cylinderhemmung und ist oben beschrieben worden. Das Kronrad wird durch die Triebfeder i getrieben, und wird gehemmt, indem bald ein Zahn am linken, bald ein Zahn am rechten Ende des horizontalen Raddurchmessers gegen einen der Lappen e e der Schwungradaxe stösst. Der Kraftersatz entsteht, indem die Zähne an den Lappen e e abgleiten.

TAB. LXXVII.

Anker- und Stiften-Hemmung.

Anker-Hemmung. Fig. 1 und 2. a a Gestellschilde, b b Verbindungstraversen, c Schwungrad, d Schwungradfeder, e Schwungradaxe, f Scheibe mit einem dreieckigen Stift g, h Ankeraxe, i Anker, k Mitnehmer mit Fangohren l l, m Hemmungsrad, n Axe desselben, o p Stirnräderübersetzung, q Gehäuse der Triebfeder, r Sperrrad mit Sperrhaken, s Schlüsseleinsatz.

Das Schwungrad schwingt grösstentheils frei, d. h. ausser Berührung mit den Hemmungstheilen, nur wenn der dreieckige Stift g der Scheibe nach unten zu stehen kommt, stösst er abwechselnd an die Ohren l l des Mitnehmers k und bringt dadurch ein Hin- und Heroscilliren des Ankers i hervor. Der Kraftersatz erfolgt, wenn ein Zahn des Hemmungsrades eine der schiefen Flächen t oder u des Ankers berührt, und gegen diese Flächen drückt. In Fig. 1 ist die Anordnung in einem Augenblick dargestellt, in welchem ein Zahn des Hemmungsrades gegen die schiefe Fläche t des Ankers drückt, in welchem demnach der Mitnehmer das Schwungrad treibt. Unmittelbar vorher ist dagegen der Mitnehmer k durch das Dreieck g bewegt worden. Im Gang des Modells hört man jederzeit wenn das Dreieck herabkommt unmittelbar auf einander folgend zwei leise Schläge. Der erste ist das Anschlagen des Dreiecks g an den Mitnehmer k, der zweite ist das Anschlagen des Mitnehmers an das Dreieck.

Stiftengang. Fig. 3 und 4. a a Gestellschilde, b b Traversen, c Stiftenrad mit halbrunden Stiften, d Axe des Stiftenrades, g h Stirnräderübersetzung, i Gehäuse der Treibfeder, k Axe mit

Sperrrad i und Schlüsselansatz m, n p Hemmungshaken (p ist dem Schilde näher als n), q Axe der Haken, r inneres Lager für die Axen, s Mitnehmer, t Schwungradaxe, u Schwungrad, v Schwungradfeder, w Kurbel mit einem Zapfen x, der auf den Mitnehmer einwirkt und auch von diesem getrieben wird. y Versicherung, wodurch die äussersten Positionen der Haken n und p fixirt werden. Das Hemmungsrad wird durch die Triebfeder nach der Richtung des Pfeiles z getrieben. Es ist arretirt, wenn eine Stiftenrundung an der inneren Krümmung des einen oder des andern Hakens anstösst. Es werden dagegen die Haken von den Stiften getrieben, wenn dieselben an den schiefen Flächen der ersteren abgleiten. Die Haken werden hin- und herbewegt, indem der Kurbelzapfen x beim Schwingen des Schwungrades an die Ohren des Mitnehmers anschlägt und dieselben bald nach der einen, bald nach der entgegengesetzten Richtung treibt. Auch bei dieser Anordnung schwingt das Schwungrad grösstentheils frei; dieselbe ist also beinahe eine freie Hemmung zu nennen.

TAB. LXXVIII.

Zwei freie ruhende Chronometerhemmungen. (Nach Jürgensen.)

Fig. 1, 2 mit zwei Steigrädern: a a Gestellschilde, b b Verbindungstraversen, c Schwungradaxe, d Schwungrad, e Schwungradfeder, f f eine mit c verbundene Scheibe mit einem Einschnitt g, h äusseres Lager für die Axe c, i eine kleine mit einer Nase versehene mit c verbundene Scheibe, k Winkelhebel mit einem kurzen und mit einem langen Schenkel. Der kurze Schenkel wird durch eine Feder stets nach rechts gegen einen Stift gedrückt. Der lange Schenkel ist mit einem halbrunden Stift l und mit einem zarten Stahlfederchen versehen, das sich durch seine Elastizität an das steife Ende des langen Schenkels anlegt, aber über dieses Ende etwas hinausreicht. m Lager für die Axe des Winkelhebels k, o n zwei Steigräder. Ersteres ist ein Hemmungsrad, letzteres ein Treibrad. o ist gehemmt, wenn ein Zahn desselben an den halbrunden Stift l des Winkelhebels k stösst, Fig. 1. p q Stirnräderübersetzung, r Lager für die Axe von o n p, s Gehäuse für die Uhrfeder, i Sperrrad mit Sperrhaken, u Schlüsselkopf. Wenn das Schwungrad nach der Richtung des Pfeiles x Fig. 1 schwingt, begegnet die Nase i dem schwachen Federchen des Winkelhebels k, biegt es abwärts, so dass die Feder ausweicht und die Nase an die andere Seite derselben gelangt, worauf das Federchen zurückschnellt und sich an das Ende des Winkelhebels abermals anlegt. Bei diesem Vorgang bleibt der Winkelhebel stehen, weil die auf den kurzen Schenkel wirkende Feder viel steifer ist, als das leichte Federchen des langen Schenkels, auch sind die Steigräder gehemmt, indem der Zahn v an dem Stift l anliegt. Nun schwingt das Schwungrad fort, bis durch das Zusammenwinden seiner Feder die lebendige Kraft erschöpft ist. Sodann beginnt es in der Richtung des Pfeiles y zurückzuschwingen. Nun begegnet die Nase i dem Federchen des Hebels k von der untern Seite, drückt es gegen den Hebel, überwindet die Federkraft am kurzen Schenkel und dreht den Hebel um seine Axe, was zur Folge hat, dass der Stift l aus dem Weg geräumt und der Zahn v frei wird. Von diesem Augenblick an bewirkt die Triebfeder s eine Drehung der Steigräder, wobei die Spitze des Zahnes w des Rades n mit der Nase z der Scheibe f zusammentrifft und dieselbe im Sinne des Pfeiles y fortschnellt. Allein so wie die Nase i das Federchen des Hebels k verlassen hat, wird der Hebel durch die auf seinen kurzen Schenkel wirkende Feder wiederum herabgeschnellt, so dass der Stift abermals innerhalb der Peripherie des Kreises zu stehen kommt, in welcher die Zahnspitzen des Rades o liegen, und dies hat zur Folge, dass der Zahn v, an l stösst, wodurch die Räder o n abermals gehemmt werden. Das Schwungrad schwingt fast immer frei und hat nur beim Schwingen nach der Richtung x das Federchen des langen Schenkels und beim Schwingen nach der Richtung y das Federchen des kurzen Schenkels zu überwinden, wozu beinahe nur Zeitaugenblicke nothwendig sind. Der Kraftverlust des Schwungrades ist daher sehr klein und wird durch die Einwirkung der Zähne von n gegen die Nase z ersetzt. Auch hier tritt von selbst ein Beharrungszustand der schwingenden Bewegung ein, in welchem Kraftverlust und Krafterstatz gleich gross sind.

Fig. 3 und 4 freie Hemmung mit einem Steigrad. Diese ist einfacher als die vorhergehende, a a Gestellschilde, b b Verbindungstraversen, c Schwungradaxe, d Schwungrad, e cylindrische Schwungradfeder. Das linke Ende derselben ist am Gestell befestigt, das rechte Ende an eine mit c verbundene Scheibe f. g äusseres Lager für die Schwungradaxe. h eine mit einem Einschnitt versehene mit c verbundene Scheibe. Der Einschnitt bildet eine Nase i. k kleine mit einer Nase versehene ebenfalls mit c verbundene Scheibe. l Axenlager für einen dreiarmigen Hebel. Der Arm o wird durch ein punktirt angezeigtes Federchen gegen einen Stift gedrückt. Gegen den Arm m ist ein Federchen so angeschraubt, dass es sich an die äussere Spitze des Armes anlegt. Der Arm n endigt mit einer Stirnfläche, die in das Bereich des Steigrades p hineinreicht. q Axe desselben, r Lager der Axe q, s t Stirnräderübersetzung, u Gehäuse der Triebfeder, v Axe, w Sperrrad mit Sperrhaken, x Schlüsselprisma.

Wir folgen nun der Bewegung von der Stellung an, die in Fig. 3 dargestellt ist und wenn die Schwingung nach der Richtung des Pfeiles y geschieht. Von diesem Augenblick an ist das Schwungrad frei und ist das Steigrad durch den Arm n gehemmt. Die Schwingung dauert fort, bis die lebendige Kraft von d durch das Aufwinden der Feder e erschöpft ist. Hierauf beginnt der Schwung nach der Richtung des Pfeiles z. Dabei begegnet die Nase k dem Federchen des Armes m und dreht den Hebel, wodurch die Stirnfläche von n aus dem Bereich des Steigrades tritt und dieses nun frei wird, aber der Zahn, welcher bisher gehemmt war, begegnet dabei der Nase i der Scheibe h und schnellt das Schwungrad im Sinne des Pfeiles z fort. Aber so wie die Nase k das Federchen von m verlassen hat, wirkt die zweite Feder auf den Arm o, wodurch die Stirnfläche von n abermals in das Bereich des Rades p eintritt und den nächsten folgenden Zahn des Rades p fängt. Mittlerweile schwingt das Schwungrad nach der Richtung z fort bis seine lebendige Kraft erschöpft ist, kehrt hierauf um und schwingt frei fort, bis die obere gekrümmte Seite der Nase k dem Federchen des Armes m begegnet, es in die Höhe biegt (ohne den dreiarmigen Hebel zu drehen) und endlich in die Stellung gelangt, von welcher wir bei dieser Beschreibung der Bewegung ausgegangen sind.

TAB. LXXIX.

Stetiger konischer Pendelgang.

Der auf dieser Tafel dargestellte Gegenstand ist kein Modell, sondern eine wirkliche Uhr, die seit mehreren Jahren in meinem Arbeitszimmer aufgestellt und in geregeltem Gang ist. a ist der bogenförmige Pendelträger. Derselbe steht auf einem mit drei Stellschrauben versehenen Brett b. c ist ein massiver kugelförmiger Pendelkörper. d die Pendelstange, welche oben in einem aus Stahlfedern zusammengesetzten elastischen Universalgelenk (Hook'schen Schlüssel) eingehängt ist. Fig. 4, 5 und 6 zeigen diese Pendelaufhängung in natürlicher Grösse. Die Pendelstange geht durch die Kugel und endigt unten als drahtdünne Spitze d, Fig. 7. Gegen den Pendelträger ist unten ein

Werk angeschraubt, das nichts anderes ist als ein durch eine Feder getriebenes Uhrwerk mit Zeigerwerk und Zifferblatt, aber ohne Hemmung. Dieses Uhrwerk treibt eine Axe e, an welcher die Schleife f (Fig. 1, 2, 3, 8, 9) befestigt ist. Die Spitze d der Pendelstange geht durch die Schleife. Im Beharrungszustand der Bewegung schwingt das Pendel so, dass die Axe desselben einen Kegel beschreibt, und wirkt die Schleife f als Mitnehmer, indem sie durch die Federkraft des Uhrwerks gegen die Pendelspitze drückt und dem Pendel bei jeder Umdrehung an Kraft ersetzt, was es durch Luft- und Reibungswiderstand verliert. Der Gang der Uhr ist sehr regelmässig, stetig und kaum hörbar. Aber die Aufstellung der Uhr und ihre Inganggesetzung erfordern Sorgfalt und Aufmerksamkeit. Professor Schwerd in Speier hat sich eine ähnliche Uhr für sein parallaktisch aufgestelltes Photometer construirt, und ist mit dem Gang derselben ungemein zufrieden.

TAB. LXXX.

Stundenschlagwerk für Thurm- und Hausuhren.

a a Gestellschilde, b b Verbindungstraversen, c eine Axe, welche vom eigentlichen Uhrwerk aus getrieben wird und in jeder Stunde eine Umdrehung macht (Stundenaxe). c_1 ist eine zweite Axe, die vermöge der gleich grossen Räder c_2 c_3 ebenfalls in einer Stunde einmal umgeht. c_4 ist ein an der Axe c_1 befestigter mithin in einer Stunde einmal umlaufender Zeiger (Minutenzeiger). c_5 ist ein an c eingeschnittenes kleines Getriebe, welches in das zwölfmal grössere Rad c_6 eingreift. Dieses dreht sich frei auf c_1 und ist mit einer langen cylindrischen Hülse versehen, die im Schild gelagert ist. An dieser Hülse ist ein Zeiger c_7. Dieser geht also in 12 Stunden einmal herum (Stundenzeiger). Die beiden Zeiger weisen auf ein Zifferblatt c_8. Diese Theile c_5 bis c_8 sind eigentlich für das Stundenschlagwerk nicht nothwendig und sind auch in der Wirklichkeit am eigentlichen Stundenschlagwerk nicht vorhanden, sondern nur die Axe c. d eine mit c verbundene Scheibe, die mit einem Stift d_1 versehen ist (Auslösungsstift). Die Scheibe d dreht sich im Sinne des Pfeiles d_2 (Fig. 1). e e_1 Winkelhebel (Auslösungshebel). Der vertikale Schenkel e legt sich an einen am Gestell angebrachten Stift e_2 an. Der horizontale Schenkel e_1 ist am Ende mit einem nach einwärts gerichteten horizontalen Stift e_3 versehen. f ein horizontaler Hebel (Vorbereitungshebel). f_1 sein Drehungspunkt. f_2 ein an demselben angebrachter Zahn. f_3 eine Nase. f_4 ein bogenförmiger Theil, der mit einem horizontalen Zapfen endigt. g eine Scheibe mit 12 Einschnitten am Umfang. Die Intervalle der Einschnitte verhalten sich wie die natürliche Reihe der Zahlen 1, 2 .... 12. Die Scheibe g befindet sich an einer Axe und wird fortwährend durch die Haupttriebfeder des Werkes im Sinne des Pfeiles g_1 getrieben, kann sich aber nicht bewegen, wenn der Zahn f_2 des Hebels f in einen Einschnitt derselben eingreift.

h Fig. 2 Haupttriebaxe, h_1 Sperrrad mit Sperrhaken, h_2 Gehäuse der Triebfeder, h_3 grosses mit dem Federgehäuse verbundenes Rad mit 78 Zähnen und 13 gleich weit von einander abstehenden Stiften (Hebnägelrad). h_4 Getriebe mit 13 Zähnen, h_3 h_2 h_4 bilden ein Stück, das sich frei auf h dreht und von der Feder stets im Sinne des Pfeiles h_2 zur Bewegung angeregt wird. g_2 grosses Stirnrad mit 78 Zähnen, befestigt auf der Axe der Einschnittscheibe g. Es wird von h_4 aus getrieben und wird stets im Sinne des Pfeiles g_2 zur Bewegung angeregt. i Herzscheibe mit zwei diametral gegenüberstehenden grösseren Einschnitten i_1 i_2. i_4 Zahnrad mit i auf gleicher Axe sitzend, i_4 Getriebe (Fig. 2) von h_4 aus getrieben, k Axe (Fig. 2). k_1 (Fig. 1 und 2) krummer Arm mit Stirnfläche. k_2 Getriebe, k_3 Stirnrad (k k_1 k_2 k_3 bilden ein Stück), l_1 Getriebe, l_4 Windflügel, beide an ein und derselben Axe. l_1 wird von k_2 aus getrieben, m Glocke, m_1 Hammer. An der Axe des Hammers ist der Hebel m_2 und die Nasenhülse m_4 angebracht. m_4 kommt mit den Stiften des Rades h_3 in Conflikt. Gegen m_4 drückt die Feder m_3 und treibt den Hammer stets gegen die Glocke.

Nachdem nun die einzelnen Bestandtheile des Schlagwerks beschrieben sind, können wir zur Erklärung des Zusammenhanges übergehen.

Die Zähnezahlen der Räderübersetzungen sind folgende:

das Stiftenrad	h_3	hat	78	Zähne und 13 Stifte.
„ Getriebe	h_4	„	13	„
„ Rad	g_2	„	78	„
„ Getriebe	i_4	„	12	„
„ Rad	i_4	„	80	„
„ Getriebe	k_2	„	10	„
„ Rad	k_3	„	48	„
„ Getriebe	l_1	„	12	„

Hieraus folgt 1) wenn das Stiftenrad h_3 um eine Stiftentheilung $\left(\frac{1}{13}\text{ einer Umdrehung}\right)$ weiter geht macht gleichzeitig g_2 $\frac{1}{13} \times \frac{13}{78} = \frac{1}{78}$ einer Umdrehung und erfolgt ein Hammerschlag, weil bei dieser Bewegung von h_3 ein Stift mit dem Hammerarm m_4 in Conflikt geräth. Dreht sich das Rad h_3 um 2, 3, 4 Stiftentheilungen weiter, so geschehen 2, 3, 4 Hammerschläge und dreht sich die Einschnittscheibe g um $\frac{1}{78}, \frac{2}{78}, \frac{3}{78}, \frac{4}{78}$ einer Umdrehung weiter. Diese Drehungswinkel entsprechen aber genau der Eintheilung von g, denn es ist: $1 + 2 + 3 + \ldots + 12 = 78$. Veranlasst man also umgekehrt, dass die Scheibe g nach jeder Stunde um eine Einschnitttheilung weiter rückt und dann arretirt wird, so schlägt der Hammer der Reihe nach die Stunde.

2) wenn h_3 um eine Stiftentheilung weiter rückt, macht i_4 $\frac{1}{13} \times \frac{78}{12} = \frac{1}{2}$ Umdrehung. Nach jedem Schlag macht also i eine halbe Umdrehung und kommt einer der beiden Einschnitte nach oben zu stehen.

3) k_1 macht eine halbe Umdrehung, wenn sich h_3 nur um $\frac{1}{2} \times \frac{10}{80} \times \frac{12}{78} = \frac{1}{1248} = \frac{1}{96} \times \frac{1}{13}$ einer Umdrehung bewegt oder wenn h_3 nur um $\frac{1}{96}$ einer Stiftentheilung fortrückt.

4) Die Axe des Windflügels l_4 dreht sich $\frac{78}{12} \times \frac{80}{10} \times \frac{48}{12} = 312$mal schneller als das Stiftenrad h_3.

In Fig. 1 ist das Werk in der Ruhezeit, d. h. in der Zeit von einem Stundenschlag bis zum nächsten dargestellt. In dieser Zeit sind nur allein die Theile c d d_1 e_1 e_2 e_3 .... e_8 im Gang, alles Uebrige des eigentlichen Schlagwerkes ist in Ruhe, weil der Zahn f_2 in einen Einschnitt der Scheibe g eingreift. So wie aber die Stunde herannaht, die z. B. durch 7 Hammerschläge signalisirt werden soll, tritt der Stift d_1 der Scheibe d mit dem untern Ende des Armes e in Berührung und wenn nun der Stift d_1 noch etwas weiter rückt, wird der Hebel f durch den Stift am Ende von e_3 gehoben. Der Stift von f_4 verlässt die Stirnfläche von k_1 und nun kommt h_3 in Gang, was zur

Folge hat, dass k_1 eine halbe Umdrehung macht, bis die Stirnfläche von k_1 an den Stift e_3 stösst, und dass ferner auch i etwas weiter rückt, wodurch der Einschnitt i_2 auf f_1 einwirkt und den Hebel f hebt, so dass f_3 auf den runden Theil von i zu stehen kommt und f_2 aus dem Einschnitt der Scheibe g gehoben wird. Diese Stellung, die der „Vorbereitung" entspricht, ist in Fig. 5 dargestellt. Der ganze Mechanismus ist nun dadurch arretirt, indem der Stift e_3 die Bewegung des Hebels k_1 hemmt. Kurze Zeit nachdem diese Vorbereitung eingetreten ist, verlässt der Stift d_1 den Hebel e e_1, dieser ist nun sich selbst überlassen, fällt durch sein Gewicht in die Lage Fig. 1 zurück und wird in derselben durch den Gestellstift e_3 gehalten. Nun aber sind alle Hemmungen beseitigt, die Triebfeder kommt zur Wirksamkeit und weil der Zahn auf dem Intervall steht, dessen Länge $\frac{7}{78}$ einer Peripherie entspricht, so kann der Hebel f nicht eher herabfallen, als bis h_2 um 7 Stifteutheilungen weiter gegangen ist, also nicht eher, als bis der Hammer siebenmal an die Glocke geschlagen hat.

Während die 7 Schläge geschehen, macht i sieben halbe Umdrehungen. Nachdem der siebente Schlag geschehen, ist also einer der Einschnitte von i nach oben gekehrt, kann also f herabfallen, weil f_3 an einen Einschnitt gerathen ist und f_2 über einem Einschnitt von i steht. Es tritt also nun wiederum die Ruhestellung, welche der Zeit vom 7. bis 8. Stundenschlag entspricht, ein.

Fig. 6 zeigt das Hebel- und Scheibenwerk des Schlagwerks, während die sieben Glockenschläge geschehen.

Der Windflügel dient nur als Regulator und bewirkt, dass die Bewegung während des Schlagens nahe gleichförmig erfolgt, so dass die Schläge annähernd in gleichen Zeitintervallen auf einander erfolgen. Man kann die Flügel etwas verstellen und dadurch bewirken, dass die Schläge schneller oder langsamer auf einander folgen.
