

Badische Landesbibliothek Karlsruhe

Digitale Sammlung der Badischen Landesbibliothek Karlsruhe

Theoretische Maschinenlehre

in 4 Bänden

Theorie der Kraftmaschinen

Grashof, Franz

Leipzig, 1890

b. Allgemeine Erörterungen im Betreff der Verhältnisse von
Dampfmaschinen

[urn:nbn:de:bsz:31-282943](https://nbn-resolving.org/urn:nbn:de:bsz:31-282943)

b. Allgemeine Erörterungen in Betreff der Verhältnisse von Dampfmaschinen.

§. 74. Uebersicht üblicher Arten und ihrer wesentlichen Einrichtungen.

Abgesehen von Bestrebungen bezüglich direct rotirender Dampfmaschinen, welche zu praktischer Bedeutung bisher nicht gelangt sind, wirkt der Dampf in der Maschine unmittelbar durch seinen Druck auf einen Kolben, der in einem Cylinder dicht anschliessend zwischen gewissen Grenzen hin und her beweglich ist; jede solche Hin- oder Herbewegung heisst ein Hub, eine Hin- und Herbewegung zusammen ein Doppelhub des Kolbens. Der aus Gusseisen bestehende (zunächst als nur einfach vorhanden vorausgesetzte) Dampfeylinder ist an den Enden durch aufgeschraubte Cylinderdeckel geschlossen, von welchen aber wenigstens der eine die Kolbenstange (dampfdicht mit Hülfe einer Stopfbüchse) hindurchlässt, mit welcher der Kolben in seiner Mitte fest verbunden ist.

Wenn der den Nutzwiderstand leistende Maschinentheil eine der Kolbenbewegung gleiche oder ähnliche Bewegung hat, wie z. B. ein Hammer- oder Rammklotz, ein Pumpengestänge oder dergleichen, so kann er unmittelbar oder vermittels eines eingeschalteten Hebels mit der Kolbenstange verbunden sein. Häufiger wird vom hin- und hergehenden Kolben zunächst eine Welle in Rotation um ihre Axe versetzt, indem diese fest mit einer Kurbel, letztere mit der Kolbenstange gelenkig durch eine Kurbelstange verbunden ist; der betreffende Mechanismus ist der gewöhnliche Schubkurbelmechanismus, hier auch als Schubkurbelgetriebe wirkend, mit dem Cylinder als festliegendem Gliede, dem Kolben nebst Kolbenstange als Schieber (Bd. II, §. 39, 1). Nur ausnahmsweise schwingt der Cylinder um eine zu seiner geometrischen senkrechte Axe, so dass dann dieselbe kinematische Kette (ebene Schubkurbelkette) als schwingende Kurbelschleife (Bd. II, §. 39, 3) zur Verwendung kommt; festliegend ist dann das Glied der Kette, welches bei festliegendem Cylinder die Kurbelstange war. Solche Maschinen mit schwingendem Cylinder sind mit principiellen und praktischen Uebelständen behaftet, welche zuweilen jedoch (z. B. bei kleineren Schiffsmaschinen) aufgewogen werden können durch den Vorzug kleineren Raumbedürfnisses, bedingt durch den unmittelbaren Angriff der Kolbenstange am Kurbelzapfen, also ohne Vermittlung einer Kurbelstange.

Obschon somit Dampfmaschinen ohne oder mit rotirender Bewegung,

letztere als solche mit festliegendem oder mit schwingendem Cylinder unterschieden werden können, sollen doch im Folgenden unter Dampfmaschinen ohne weitere Artbezeichnung zunächst nur Rotationsmaschinen mit festliegendem Cylinder verstanden sein. Zu ihnen gehören insbesondere die Transmissionsdampfmaschinen nach von Reiche's Bezeichnung, welche zunächst eine an die Kurbelwelle sich anschliessende, u. U. mannigfach verzweigte Transmission zu betreiben haben, von welcher der Antrieb der Arbeitsmaschinen ausgeht. Letztere können bei bestimmter Art und Betriebsweise der Dampfmaschine sehr verschiedenartig sein, wogegen die zweckmässige Anordnung einer Dampfmaschine ohne Rotation von der Wirkungsweise des betreffenden Nutzwiderstandes in solchem Grade abhängig zu sein pflegt, Kraft- und Arbeitsmaschine oft so eng verbunden sind, dass sie besser als Ganzes in Betracht gezogen werden.

Behufs eines dauernd hinlänglich dampfdichten Anschlusses des Kolbens, bezw. seiner metallischen Liederungsringe an die Cylinderwand, der Kolbenstange an die Packung der Stopfbüchse, sowie zu sicherer und dauerhafter Geradföhrung des Kolbens, ist die Kolbenstange einer Rotationsmaschine mit festliegendem Cylinder an dem aus diesem hervorragenden Ende mit dem sogenannten Kreuzkopfe verbunden, der eine besondere Geradföhrung und zwar sogenannte Coulissenföhrung mit fester Gleitbahn besitzt. Diese Anordnung ist die Regel bei liegenden Dampfmaschinen, d. h. bei horizontaler Cylinderaxe, wogegen bei stehenden Dampfmaschinen, d. h. bei verticaler Cylinderaxe unter Umständen Vortheile mit der Einföguug eines Hebels (eines Balancier's) zwischen Kolben- und Kurbelstange verbunden sein können. Zur Föhrung der Kolbenstange an ihrem Ende dient bei solchen Balancierdampfmaschinen eine Geradföhrung durch Hebelcombination, insbesondere z. B. das sogenannte Watt'sche Parallelogramm.

Man unterscheidet ferner Auspuffmaschinen und Condensationsmaschinen, jenachdem der Abdampf, d. h. der nach seiner Wirkung auf den Kolben abgehende Dampf in die freie Luft oder in den Condensator entweicht, nämlich in einen abgeschlossenen Raum, in welchem er durch kaltes Wasser condensirt wird. In einem Mischungscondensator, bei stationären (bezüglich auf die Erde festgelagerten) Maschinen üblich, erfolgt diese Condensation durch Mischung des Dampfes mit dem Kühlwasser, in einem Oberflächenecondensator durch oberflächliche Abkühlung. Die letztere Anordnung, obschon bei gleicher Wirksamkeit grössere Wassermengen und grosse Kühlflächen erfordernd, ist bei Schiffs-

maschinen gebräuchlich, sofern es hier bei überflüssig vorhandenem, jedoch salzigem Kühlwasser darauf ankommt, möglichst nur das salzfreie Condensationswasser zur Kesselspeisung wieder zu verwenden.

Wenn das Kühlwasser aus so grosser Tiefe gefördert werden muss, dass dazu nicht schon das Vacuum im Condensator (der Ueberschuss des Atmosphärendrucks über den im Condensator vorhandenen Druck) ausreicht, so dient dazu eine Pumpe, als Kaltwasserpumpe bezeichnet im Gegensatze zu der die Absaugung des Condensationswassers aus dem Condensator bewirkenden Warmwasserpumpe. In dem gewöhnlichen Falle des Mischungscondensators hat diese letztere Pumpe zugleich die Luft, welche sich im Condensator aus dem Kühlwasser entwickelt, in die Atmosphäre zu befördern, und diese Bestimmung ist so sehr massgebend für ihre Dimensionen und für ihre ganze Einrichtung, dass sie ausdrücklich als Warmwasser- und Luftpumpe oder auch nur als Luftpumpe bezeichnet wird.

Wie schon aus §. 62 hervorgeht (mit Rücksicht auf den Factor $1 - \frac{T_2}{T_1}$ des Wirkungsgrades), wird der Effect einer Dampfmaschine durch die Condensation des Abdampfes vergrössert. Freilich wird sie dadurch auch complicirter und theurer, und kann eine Auspuffmaschine besonders dann vorzuziehen sein, wenn es bei kleiner Grösse, wobei die Kosten des Brennstoffes im Vergleich mit den übrigen Kosten weniger ins Gewicht fallen, den Umständen gemäss, z. B. bei schnellem Gange, auf möglichst einfache Einrichtung ankommt. Abgesehen davon, dass ausserdem die Condensationseinrichtung natürlich an das Vorhandensein hinreichenden Kühlwassers gebunden, bei Locomotiven z. B. aus diesem Grunde ausgeschlossen ist, kann übrigens auch der Abdampf von Auspuffmaschinen anderweitige nützliche Verwendung finden, z. B. zur Vorwärmung des Speisewassers (§. 68), zur Zugerzeugung durch das Blasrohr (§. 70) u. s. w. Balancier-Dampfmaschinen pflegen nur als langsam gehende Maschinen mit Condensation gebaut zu werden, ersteres, weil nur bei langsamem Gange die schwingende Masse des Balanciers genügend unschädlich ist, letzteres besonders deshalb, weil der Balancier zur Vermittlung des Betriebes von Hülfeinrichtungen, insbesondere zur Anhängung von Pumpenkolbenstangen besonders geeignet ist, solcher Vortheil aber nur bei Condensationsmaschinen in höherem Grade hervortritt.

Bezüglich der Art der Dampfwirkung unterscheidet man einfachwirkende und doppeltwirkende Dampfmaschinen, jenachdem der Dampf nur auf eine Seite des Kolbens oder abwechselnd auf beide Seiten

wirkt. Maschinen ohne Rotationsbewegung sind nicht selten einfachwirkend, Rotationsmaschinen nur ausnahmsweise, z. B. als Drillingsmaschinen, nämlich als Maschinen mit 3 Cylindern, deren Axen, unter Winkeln von 120° gegeneinander geneigt, die Axe der Kurbelwelle in demselben Punkte rechtwinklig schneiden. Während die Dampfzylinder nur aussen geschlossen sind, indem der Dampf nur auf die äussern Kolbenflächen wirkt, greifen die Kurbelstangen einen gemeinschaftlichen Kurbelzapfen an; die Kolbenstangen können ganz entbehrt werden, wenn die Kolben, unmittelbar mit den Kurbelstangen gelenkig verbunden, zugleich die Function von Kreuzköpfen zugewiesen erhalten. Uebrigens kann eine solche Anordnung nur allenfalls bei kleinen Dimensionen und sehr beschränktem Raume u. U. am Platze sein, sowie auch bei so schnellem Gange, dass der durch dauernd hier kaum vermeidliche Undichtigkeit der Kolbenliederungen verursachte Dampfverlust einen nicht zu grossen Theil des ganzen Dampfverbrauches ausmacht.

Wie später näher erörtert wird, werden die Einströmung des Dampfes in den Cylinder und seine Ausströmung aus demselben so geregelt, dass bei Beginn eines Hubes der Hinterdampf (hinter dem Kolben befindliche Dampf) schon eben in der Einströmung, der Vorderdampf (vor dem Kolben befindliche Dampf) schon eben in der Ausströmung begriffen ist, dass also jene Einströmung und diese Ausströmung schon etwas vor dem Ende des vorhergehenden Hubes, bezw. vor und hinter dem Kolben begonnen hatten oder dass, wie man sagt, eine gewisse Voreinströmung und Vorausströmung stattfindet. Die Einströmung hinter dem Kolben wird unterbrochen, sobald er einen gewissen vom Anfange des betreffenden Hubes an gemessenen Weg durchlaufen hat, dessen Verhältniss zur ganzen Hublänge der Füllungsgrad genannt wird; dann erfolgt Expansion des Hinterdampfes bis zum Beginn der Vorausströmung. Ebenso wird die Ausströmung des Vorderdampfes schon vor dem Ende des Hubes unterbrochen, worauf seine Compression erfolgt bis zum Beginn der Voreinströmung. Im Verlauf eines Hubes sind also 4 ausgezeichnete Kolbenstellungen zu unterscheiden, welche unter normalen Umständen folgendermassen aufeinander folgen:

1. Absperrung des Hinterdampfes und Beginn seiner Expansion.
2. Absperrung des Vorderdampfes und Beginn seiner Compression.
3. Ende der Expansion des Hinterdampfes und Beginn der Ausströmung.
4. Ende der Compression des Vorderdampfes und Beginn der Einströmung.

Während die 3 letzten dieser Kolbenstellungen seiner Stellung am Ende des Hubes im Allgemeinen nahe liegen, kann die erste zwischen weiten Grenzen veränderlich sein. Die Maschinentheile und Mechanismen, welche dazu dienen, den Ein- und Austritt des Dampfes in solcher Weise zu regeln, werden zusammengefasst als Steuerung bezeichnet.

Selbst dann, wenn während eines Hubes der Dampf hinter dem Kolben beständig ein-, vor ihm beständig ausströmte, somit dort wie hier fast constante Drucke stattfänden, würde trotz constanten Widerstandsmomentes der Kurbelwelle ihre Winkelgeschwindigkeit periodisch veränderlich sein wegen der Veränderlichkeit des Verhältnisses eines elementaren Kolbenweges und des gleichzeitigen elementaren Winkelweges der Kurbel. Um so mehr würde solche periodische Veränderlichkeit stattfinden wegen der Veränderlichkeit des Dampfdruckes auf den Kolben besonders infolge der mit der Expansion verbundenen Abnahme des Hinterdampfdruckes, wenn sie nicht in engere Grenzen eingeschlossen wird durch ein Schwungrad auf der Kurbelwelle, welches um so schwerer sein muss, je kleiner der Füllungsgrad ist.

Indessen kann der Ungleichförmigkeitsgrad (Verhältniss des Unterschiedes der grössten und kleinsten zur mittleren Winkelgeschwindigkeit) der Kurbelwelle wesentlich verkleinert, bzw. die einer gewissen Grösse desselben entsprechende Schwungradmasse verkleinert werden durch Verbindung von zwei gleichen Maschinen mit gemeinsamer Kurbelwelle zu einer sogenannten Zwillingsmaschine, wenn nur bei parallelen Axen beider Cylinder die zugehörigen Kurbeln rechtwinklig oder nahe rechtwinklig gegen einander gerichtet werden, oder allgemeiner die Summe des spitzen Winkels, unter welchem die Cylinderaxen, und desjenigen, unter welchem die Kurbeln gegen einander geneigt sind, nahe = 90^0 gemacht wird. Indem dann die Todtlagen der beiden Schubkurbelgetriebe (die Lagen, in welchen die Kurbeln die Richtungen der betreffenden Cylinderaxen haben) wechselsweise, nie gleichzeitig stattfinden, wird zugleich der Vortheil erreicht, dass die Maschine ohne Nachhülfe, nur durch die Wirkung des Dampfdruckes aus jeder Ruhelage in Bewegung gesetzt werden kann, was bei einfachen Einzylindermaschinen nicht der Fall ist. Aus diesem Grunde sind Zwillingsmaschinen oft fast unentbehrlich, so bei Locomotiven, Schiffsmaschinen, Bergwerksfördermaschinen und in anderen Fällen, in welchen sie aus jeder zufälligen Ruhelage im einen oder anderen Sinne sofort sollen in Bewegung gesetzt werden können. Der seltenere Fall einer Drillingsmaschine wurde schon oben erwähnt.

Im Gegensatz zu einer Zwillingsmaschine, in deren gleiche Cylinder

der Dampf unmittelbar vom Kessel aus einströmt, soll hier unter einer Zweicylindermaschine eine solche mit zwei verschieden grossen Cylindern und mit Eintritt des Kesseldampfes nur in den kleinern derselben verstanden werden; nachdem er hier als Hinterdampf schon eine gewisse Expansion erfahren hat, strömt er bei dem folgenden Hube aus dem kleinen Cylinder als Vorderdampf desselben in den grossen Cylinder als Hinterdampf, bei einem dritten Hube endlich als Vorderdampf des grossen Cylinders in den Condensator, mit welchem eine solche Zweicylindermaschine stets versehen ist. Bei ihrer ursprünglichen Ausführung als Woolf'sche Maschine bewegten sich die Kolben der parallel neben einander stehenden Cylinder stets in gleichem Sinne, so dass sie auf gleich gerichtete Kurbeln (ev. auf dieselbe Kurbel) derselben Welle wirken konnten; bei späteren Ausführungen liess man die Kolben mit Vortheil auf entgegengesetzt gerichtete Kurbeln wirken, so dass sie sich selbst stets in entgegengesetztem Sinne bewegten. Diese Anordnungen mögen als gleichläufige und als gegenläufige Zweicylindermaschine unterschieden werden. In beiden Fällen ist die hier stets erhebliche Expansion des Dampfes (abgesehen von Nebenumständen) dieselbe wie bei einer Eincylindermaschine, deren Füllungsgrad = ist dem Product aus dem Füllungsgrade des kleinen Cylinders und dem Verhältnisse seines Hubvolumens zum Hubvolumen des grossen Cylinders, unter Hubvolumen das von der wirksamen Kolbenfläche (Kolbenquerschnitt, ev. nach Abzug des Querschnitts der Kolbenstange) bei einem Hube durchlaufene Volumen verstanden. Indem aber der resultirende Dampfdruck auf die Kolben der Zweicylindermaschine zwischen engeren Grenzen veränderlich ist, als der Kolbendruck der gleichwerthigen Eincylindermaschine, entspricht bei jener auch die Rotation der Kurbelwelle einem kleineren Ungleichförmigkeitsgrade, besonders bei der gegenläufigen Zweicylindermaschine, bei welcher zudem die durch die beschränkte Kurbelstangenlänge bedingte Verschiedenheit der Verhältnisse für beide Todtlagen ausgeglichen wird. Zwar ist selbst in diesem Falle die Verkleinerung des Ungleichförmigkeitsgrades, bezw. die Ersparniss an erforderlicher Masse des Schwungrades weniger erheblich, als bei Zwillingsmaschinen unter sonst gleichen Umständen, doch hat die Zweicylindermaschine ausserdem den Vorzug, den (später näher zu besprechenden) schädlichen calorischen Einfluss der Cylinderwände zu vermindern, ein Vorzug, welcher auch um so mehr hervortritt, je grösser der Kesseldruck und je kleiner der Condensatordruck ist, je weiter somit die Expansion getrieben werden kann.

Der Zweicylindermaschine lassen sich übrigens vollständig auch die Vortheile der Zwillingsmaschine (grössere Ersparniss an Schwungradmasse und Möglichkeit der Ingangsetzung nur durch den Dampfdruck aus jeder Ruhelage) dadurch ertheilen, dass man die Kolben auf (gewöhnlich rechtwinklig) gegen einander geneigte Kurbeln der Schwungradwelle wirken lässt, so dass sie sich bei parallelen Cylinderaxen wechselsweise in ihren Endstellungen befinden. Solche sogenannte Compoundmaschinen (Verbundmaschinen) mögen hier als wechselläufige Zweicylindermaschinen bezeichnet werden; sie erfordern das Vorhandensein eines Zwischenbehälters (Receiver's) zwischen den beiden Cylindern zur vorläufigen Aufnahme des aus dem kleinen Cylinder ausströmenden Dampfes, weil derselbe hier nicht immer in derselben Menge gleichzeitig in den grossen Cylinder einströmt. In neuerer Zeit sind grosse Schiffsmaschinen mit Vortheil auch als wechselläufige Dreicylindermaschinen gebaut worden mit 3 Kurbeln, welche unter 120° gegeneinander geneigt sind, in letzterer Beziehung jedoch auch in anderen Anordnungen, indem der Vorzug dieser Dreicylinder- vor den bisher bei Dampfmaschinen gebräuchlichen Zweicylindermaschinen vor Allem in einer noch höheren Expansion bei Kesselspannungen bis zu 14 Atm. zu suchen ist, also in der besonders bei Seeschiffen so wichtigen noch weiteren Verkleinerung des Kohlenbedarfs.

Abgesehen wird hier von der constructiven Gesamtanordnung, verschieden vor Allem bei stationären und transportablen Dampfmaschinen oder Locomobilen, ferner von Anordnungen besonders des Kurbelmechanismus zum Zwecke möglicher Verkürzung der Maschine; von der Form des Gestelles, welches thunlichst so beschaffen sein soll, dass innere Kräfte sicher (ohne merkliche Deformationen und Ersitterungen) vom Gestellkörper aufgenommen werden können, was besonders bei stehenden Dampfmaschinen oft Schwierigkeit macht; abgesehen wird auch von der besonderen Construction einzelner Theile, z. B. von Kolben, Stopfbüchsen u. s. w., sowie von gewissen Hülfsrichtungen (Schmierhähnen, Condensationswasserablasshähnen u. s. w.). Wegen grösseren Einflusses auf die Oekonomie der Dampfbenutzung, so dass im Folgenden noch weiter die Rede davon sein muss, seien hier nur noch vorläufig erwähnt die Dampfcanäle und die Einhüllung der Dampfzylinder. Die Dampfcanäle, welche sich von den Abschlussflächen der inneren Steuerungskörper (§. 75) bis zum einen oder andern Ende eines Cylinders erstrecken, sollen so kurz wie möglich gehalten werden, damit die Summe aus dem Raume eines solchen Canals und dem Raume zwischen dem in seiner

Endstellung befindlichen Dampfkolben und dem betreffenden Cylinderdeckel, d. i. der sogenannte schädliche Raum möglichst klein sei; auch ist es, wie demnächst näher erörtert werden wird, vortheilhaft, dass je zwei solche Canäle zu jedem Cylinderende führen, so dass durch den einen die Einströmung, durch den andern die Ausströmung des Dampfes an dieser Seite stattfindet. Eingehüllt wird ein Dampfeylinder entweder mit schlechten Wärmeleitern zur Verkleinerung von Wärmeverlusten durch Leitung und Strahlung, oder mit einer weiteren Gusseisenwand, zwischen welcher und der Cylinderwand ein Raum zur Aufnahme von Kesseldampf frei bleibt behufs Abgabe noch einer gewissen Wärmemenge an den Dampf im Cylinder; der Vortheil eines solchen sogenannten Dampfmantels bleibt auch späterer Untersuchung vorbehalten.

Erwähnung verdient schliesslich noch die Regulirung der Dampfmaschinen, d. h. ihre Anpassung an verschiedene Grössen des Nutzwiderstandes, bezw. des Widerstandsmomentes gegen die Rotation der Schwungradwelle bei unverändertem Gange, also constanter Winkelgeschwindigkeit jener Welle. Diese Regulirung geschieht durch stärkere oder schwächere Drosselung (durch Stellungsänderung einer Klappe, eines Schiebers oder Ventils in der Dampfzuleitung) oder durch Aenderung des Füllungsgrades, von Hand oder selbstthätig durch einen Regulator, und zwar allgemein durch die bei Geschwindigkeitsänderungen sich verschiebende Hülse eines Centrifugalregulators. Die Drosselung ist insofern unwirtschaftlich, als sie, um Zunahmen sowohl wie Abnahmen des Widerstandes Folge zu geben, in einem gewissen Grade beständig stattfinden muss, entsprechend einem beständigen Spannungsfall, einer plötzlich verkleinerten Spannung des gedrosselten Dampfes, also einer vermeidlichen principiellen Abweichung des zugrunde liegenden Kreisprocesses von dem idealen vollkommensten Verlaufe desselben (Fig. 61, §. 61); dazu kommt, dass die Materialstärken insbesondere des Kessels einem Dampfdrucke angepasst werden müssen, welcher nur ausnahmsweise voll zur Geltung kommt. Diese früher vorzugsweise übliche Regulirung durch Drosselung ist deshalb mehr und mehr durch die Einrichtung veränderlicher Füllung verdrängt worden.

§. 75. Die Steuerung.

Die Steuerung ist ein so wichtiger, die Dampf Wirkung so vorzugsweise bestimmender Bestandtheil einer Dampfmaschine, dass auch als Grundlage der Theorie eine Erörterung ihrer mannichfaltigen Einrichtung (abgesehen von constructiven Einzelheiten) geboten ist.

Die sogenannten inneren Steuerungskörper, welche durch ihre Bewegung unmittelbar die Mündungen der Canäle für die Ein- und Ausströmung des Dampfes regelrecht öffnen und schliessen sollen, sind Schieber oder Ventile, jenachdem sie gegen die betreffenden Sitzflächen (Mündungsflächen der Dampfanäle) nur gleitende (tangentiale) oder normale Bewegungen haben, mit diesen Flächen also immer in Berührung bleiben oder nicht. Ein Schieber hat gewöhnlich eine geradlinig hin- und hergehende, zuweilen eine drehende Bewegung, solcher Drehschieber eine schwingende oder rotirende Bewegung um seine Axe; bei kegelförmiger Sitzfläche von kleinem Oeffnungswinkel wird der Drehschieber zum Hahn. Die Ventile sind meistens Doppelventile (Glocken- oder Röhrenventile), welche bei hohem Grade der Entlastung zur Bewegung eine nur kleine Kraft, zu genügender Durchlassöffnung eine nur kleine Entfernung von der Sitzfläche erfordern.

Mannichfaltiger sind die äusseren Steuerungen, nämlich die Mechanismen, überhaupt die Hilfsmittel zur zweckentsprechenden Bewegung der inneren Steuerungskörper. Diese Bewegung ist bei Rotationsmaschinen entweder eine stets zwangläufige, durch einen zwangläufigen Mechanismus von einem durch den Dampfdruck bewegten Maschinentheile, insbesondere von der Schwungradwelle abgeleitete Bewegung, oder sie wird theilweise und zwar für den Abschluss des Dampfeintritts unabhängig von der Bewegung anderer Maschinentheile durch eine äussere Hilfskraft (Schwerkraft, Federkraft, Spannung einer elastischen Flüssigkeit) bewirkt, deren hierbei geleistete Arbeit durch die Maschine periodisch ersetzt wird, indem sie das betreffende Gewicht auf's Neue hebt, die Feder auf's Neue spannt, die elastische Flüssigkeit zu wiederholter Kraftäusserung comprimirt. Steuerungen der letzteren Art, gewöhnlich Ventilsteuerungen, was die inneren Steuerungskörper betrifft, pflegen im Ganzen als Präcisionssteuerungen bezeichnet zu werden, indem man es dabei unabhängig vom Gange der Maschine in der Hand hat, durch Regelung der äusseren Hilfskraft oder hemmender Widerstände den Abschluss des Dampfes mehr oder weniger schnell und genau in gewissen Augenblicken stattfinden zu lassen. Die Regulirung solcher Maschinen durch Füllungsänderung bewirkt der Regulator selbständig.

Die Zwangläufigkeit der Steuerung erfordert einen wenigstens so lange geschlossenen Mechanismus als äussere Steuerung, wie der innere Steuerungskörper überhaupt zu bewegen ist. Diese Geschlossenheit kann eine selbständige, nur durch die Starrheit der betreffenden Glieder und ihre Verkettung herbeigeführte, oder eine kraftschlüssige, nämlich an

und für sich unselbständige, vielmehr durch eine äussere Hilfskraft vermittelte sein. Letzteres ist nöthig bei Ventilsteuerungen bezüglich auf den Schluss der Ventile; indem nämlich solche Schlussbewegung nur gerade bis zur festen Berührung des Ventils mit seiner Sitzfläche zu geschehen, darauf eine Zeit der Ruhe desselben zu folgen hat, wird vom Augenblicke seines Aufsitzens an sein Zusammenhang mit den in Bewegung bleibenden Maschinentheilen unterbrochen und das Ventil durch dieselbe Hilfskraft auf seinem Sitze festgehalten, welche zusammen mit dem Widerstande eines starren Gliedes seine Schlussbewegung zwangläufig gemacht hatte. Als Hauptbestandtheil der äusseren Steuerung ist in diesem Falle z. B. eine Curvenscheibe (unrunde Scheibe, Höcker) geeignet und üblich, welche durch Druck auf einen Hebel, Rahmen oder dergleichen die Erhebung des Ventils entgegen dem Widerstande einer Feder zur Folge hat, während der Schluss durch den Druck dieser Feder entgegen dem Widerstande der Curvenscheibe bewirkt wird; im Gegensatze zur Präcisionssteuerung wird durch diesen Widerstand trotz der auch hier wirkamen Federkraft die Zwangläufigkeit vermittelt. Im Principe könnte zwar auch die Curvenscheibe zweiseitig wirkend so eingerichtet werden, dass sie ohne Hilfskraft das Ventil in einer bestimmten Lage zeitweilig festhält; doch wäre es praktisch nicht möglich, solche Lage dauernd so genau zu fixiren, dass darin das Ventil gerade die Sitzfläche berührt mit einem Drucke, der gerade zur Dichtung ausreichend ist.

Selbständig geschlossene Mechanismen vermitteln als äussere Steuerung die Bewegung von Schiebern als inneren Steuerungskörpern, und zwar insbesondere Schubkurbelmechanismen, als Kurbelschubgetriebe wirkend, deren kurze Kurbeln als excentrische Scheiben (Excentriks) ausgeführt sind; denn ein Schieber braucht nicht in Ruhe zu sein, um eine Canalmündung dauernd geöffnet oder geschlossen zu erhalten, indem er sich beliebig weit von dieser Mündung entfernen oder über dieselbe hinaus bewegen kann.

Steuerungen von besonderer Art, sogenannte Kataraktsteuerungen, finden sich schliesslich bei nicht rotirenden Maschinen, z. B. bei Wasserhaltungsmaschinen von Bergwerken. Indem es dabei Bedürfniss zu sein pflegt, kürzere oder längere Stillstandspausen zwischen die einzelnen Hübe einzuschalten, sind besondere Vorrichtungen (Katarakte) zu diesem Zwecke vorhanden, welche sowohl die Dauer der Pausen bestimmen, als auch am Ende derselben gewisse Auslösungen bewirken und dadurch das gebundene Arbeitsvermögen von Hilfskräften frei machen, um durch entsprechende Bewegung des Dampfleinlasskörpers (in der Regel durch Oeffnung eines

Ventils) den neuen Hub einzuleiten. Das Fehlen einer rotirenden Welle, von welcher die Bewegung der inneren Steuerungskörper ausgehen könnte, hat übrigens auch schon abgesehen von den erwähnten Hubpausen gewisse Besonderheiten der äusseren Steuerung einer nicht rotirenden Maschine zur Folge.

Die somit zu unterscheidenden Schiebersteuerungen (zwangsläufig mit selbständig geschlossenen Steuerungsmechanismen), Ventilsteuerungen (zwangsläufig mit kraftschlüssigen Mechanismen), Präcisionssteuerungen (nicht ganz zwangsläufige Schieber- oder Ventilsteuerungen) und Kataraktsteuerungen, überhaupt Steuerungen nicht rotirender Maschinen mögen in den folgenden Paragraphen nur noch insoweit etwas eingehender besprochen werden, als es zum besseren Verständnisse ihres Wesens und zur Vorbereitung späterer Erörterungen wünschenswerth erscheint.*

§. 76. Schiebersteuerungen.

Die gewöhnlichste Form eines Steuerschiebers ist der Muschelschieber, von der Kurbelwelle aus durch ein Excenter bewegt, dessen Excentricität = ρ sei; kinematisch ist solche äussere Steuerung als ein Schubkurbelmechanismus zu betrachten mit der Excenterstange als Koppel und mit der Kurbellänge ρ . Die Richtung dieser Steuerkurbel oder Excentricität bildet mit der Dampfkurbel (im Folgenden gewöhnlich schlechtweg als Kurbel bezeichnet), deren Länge $r = \frac{s}{2}$ = der halben Hublänge ist, im Sinne der Rotation dieser Dampfkurbel einen Winkel etwas $> 90^\circ$. Ist derselbe = $90^\circ + \alpha$, so heisst α der Voreilungswinkel des Schieberexcenters; um diesen Winkel geht es einem in gewissem Sinne idealen oder normalen Excenter voraus, welches der Kurbel um 90° vorgeht. Wenn nun vorläufig nicht nur die Excenterstange, was thatsächlich immer der Fall ist, als sehr lang im Vergleich mit ρ , sondern, was freilich weniger der Fall zu sein pflegt, die Kurbelstangenlänge als ein sehr grosses Vielfache der Kurbellänge r angenommen wird, so entspricht dem von einer der beiden Todtlagen aus gerechneten Drehungswinkel φ der Kurbel der Kolbenweg:

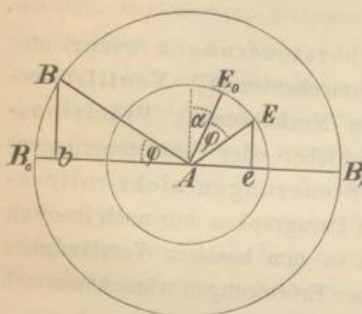
$$x = \frac{s}{2} (1 - \cos \varphi) \dots \dots \dots (1)$$

* Verwiesen sei insbesondere auf: G. Zeuner, Die Schiebersteuerungen, E. Blaha, Die Steuerungen der Dampfmaschinen; G. Herrmann's Bearbeitung von Weisbach's Ingenieur- und Maschinen-Mechanik, II. Theil, 2. Abtheilung.

und die Entfernung des Schiebers von seiner Mittellage, positiv im Sinne der Kolbenbewegung:

$$x\xi = \rho \sin(\alpha + \varphi) \dots \dots \dots (2).$$

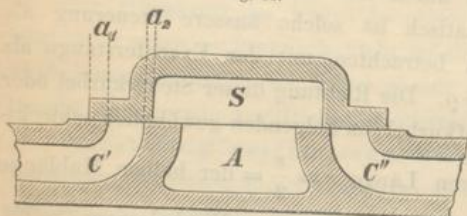
Fig. 64.



Diese Gleichungen, welche implicite auch die Beziehung zwischen x und ξ enthalten, ergeben sich durch einen Blick auf die Figur 64, in welcher AB_0 und AB die Kurbelrichtungen zu Anfang eines Kolbenhubes und nach der Drehung um den Winkel φ , AE_0 und AE die entsprechenden Excenterlagen bedeuten, so dass, wenn b und e die Projectionen von B und E auf den Durchmesser B_0B_1 ($= s = 2r$) des Kurbelkreises sind, $B_0b = x$ und $Ae = \xi$ ist.

Fig. 65 stelle als Schnitt mit einer durch die Cylinderaxe gehenden Ebene einen (in geschlossenem, in der Zeichnung weggelassenem Gehäuse, dem Schieberkasten, befindlichen) Muschelschieber S in seiner Mittellage vor, in welcher er die Mündungen der nach den Enden des Cylinders führenden Dampfcanäle C' , C'' auf gleiche Weise überdeckt, mit

Fig. 65.



seinen Lappen nach aussen um die sogenannte äussere Ueberdeckung a_1 , nach innen um die innere Ueberdeckung a_2 ($< a_1$) übergreifend; bei A schliesst sich das (im Querschnitte erscheinende) Ausblaserohr an, durch welches der Dampf in die Atmosphäre oder in den Condensator entweicht, wenn es durch die Schieberhöhllung mit einem der Dampfcanäle communicirt. Wenn das Cylinderende, von welchem der Canal C' ausgeht, als links bezeichnet wird, so ist bei Beginn des Kolbenhubes von links nach rechts der Schieber um die sogenannte

lineare Voreilung $= \rho \sin \alpha$ (siehe Fig. 64)

nach rechts, also im Sinne der beginnenden Kolbenbewegung von der Mittellage entfernt, entsprechend

der Voreinströmungsweite $= \rho \sin \alpha - a_1$ in C'
 und der Vorausströmungsweite $= \rho \sin \alpha - a_2$ aus C'' .

Während also hinter dem Kolben Einströmung, vor ihm Ausströmung stattfindet, stimmt mit seinem Bewegungssinne derjenige des Schiebers überein, bis sich die Kurbel um $90^\circ - \alpha$ gedreht hat; erst wenn sie sich um gewisse stumpfe Winkel aus der Todtlage gedreht hat, kann es der Fall sein, dass der dem Kolben sich entgegen bewegende Schieber der Reihe nach

bei $\varphi = \varphi_1, x = s_1$ mit der äusseren Kante des linken Lappens den Canal C' ,

bei $\varphi = \varphi_2, x = s_2$ mit der inneren Kante des rechten Lappens den Canal C'' absperirt,

bei $\varphi = \varphi_3, x = s_3$ mit der inneren Kante des linken Lappens den Canal C' ,

bei $\varphi = \varphi_4, x = s_4$ mit der äusseren Kante des rechten Lappens den Canal C'' wieder öffnet. Diese besonderen Werthe von φ und x , entsprechend den im Paragraph 74 erwähnten 4 ausgezeichneten Kolbenstellungen, sind durch (1) und (2) mit Rücksicht darauf bestimmt, dass in ihnen bezw.

$$\xi = a_1 \quad a_2 \quad - a_2 \quad - a_1$$

ist. Unter α_1 und α_2 zwei durch die Gleichungen

$$\sin \alpha_1 = \frac{a_1}{\rho} \quad \text{und} \quad \sin \alpha_2 = \frac{a_2}{\rho} \quad \dots \dots \dots (3)$$

definierte Hülfswinkel verstanden, ergibt sich nämlich aus (2) und (1):

$$\sin(\alpha + \varphi_1) = \frac{a_1}{\rho} = \sin \alpha_1, \text{ also } \alpha + \varphi_1 = 180^\circ - \alpha_1$$

$$\varphi_1 = 180^\circ - (\alpha + \alpha_1); \quad \frac{s_1}{s} = \frac{1 - \cos \varphi_1}{2} = \frac{1 + \cos(\alpha + \alpha_1)}{2} \quad (4),$$

$$\sin(\alpha + \varphi_2) = \frac{a_2}{\rho} = \sin \alpha_2, \text{ also } \alpha + \varphi_2 = 180^\circ - \alpha_2$$

$$\varphi_2 = 180^\circ - (\alpha + \alpha_2); \quad \frac{s_2}{s} = \frac{1 - \cos \varphi_2}{2} = \frac{1 + \cos(\alpha + \alpha_2)}{2} \quad (5),$$

$$\sin(\alpha + \varphi_3) = -\frac{a_2}{\rho} = -\sin \alpha_2, \text{ also } \alpha + \varphi_3 = 180^\circ + \alpha_2$$

$$\varphi_3 = 180^\circ - (\alpha - \alpha_2); \quad \frac{s_3}{s} = \frac{1 - \cos \varphi_3}{2} = \frac{1 + \cos(\alpha - \alpha_2)}{2} \quad (6),$$

$$\sin(\alpha + \varphi_4) = -\frac{a_1}{\rho} = -\sin \alpha_1, \text{ also } \alpha + \varphi_4 = 180^\circ + \alpha_1$$

$$\varphi_4 = 180^\circ - (\alpha - \alpha_1); \quad \frac{s_4}{s} = \frac{1 - \cos \varphi_4}{2} = \frac{1 + \cos(\alpha - \alpha_1)}{2} \quad (7).$$

Ist a die Mündungsweite der Dampfcanäle C, C' , so ist die Mündungsweite a_0 des Ausblasecanals A passend so zu bestimmen, dass seine Eröffnungsweite $> a$ ist, nämlich $= a$ bei grösster Verschiebung $= \rho$ des Schiebers aus der mittleren Lage. Das ist, unter b die Stegbreite zwischen C und A, A und C' verstanden, dann der Fall, wenn

$$a_0 = a + \rho + a_2 - b \dots \dots \dots (8)$$

gemacht wird, wie Fig. 65 leicht erkennen lässt. Die Weite a ist bedingt durch die Rücksicht auf einen angemessenen, zur Kolbenfläche in passendem Verhältnisse stehenden Canalquerschnitt, während

$$\rho = 1,25a \text{ bis } 1,5a, \alpha = 15^\circ \text{ bis } 30^\circ$$

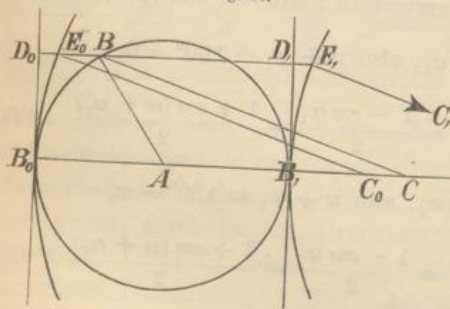
zu sein pflegt. Die Ueberdeckungen a_1 und a_2 sind von gewünschten Grössen der Voreinströmungs- und der Vorausströmungsweite abhängig zu machen, von welchen die erstere

$$\rho \sin \alpha - a_1 = 0,1a \text{ bis } 0,15a$$

zu sein pflegt, letztere $= \rho \sin \alpha - a_2$ wenigstens doppelt so gross; erstere ist passend um so grösser, je grösser der beim Hubwechsel mit frischem Kesseldampfe zunächst auszufüllende schädliche Raum ist, letztere um so grösser, je mehr die Hinterdampfspannung zu Ende eines Hubes die mittlere Spannung des beim folgenden Hube ausströmenden Vorderdampfes übertrifft.

Wenn das Längenverhältniss der Kurbelstange und der Kurbel (gewöhnlich $= 5$ bis 6) nicht gross genug ist, um die Gleichung (1) als

Fig. 66.



hinlänglich zutreffend betrachten zu können, so ist sie durch die genaue oder eine mehr angenäherte Beziehung zwischen Kolbenweg und Winkelweg der Kurbel (gemäss Bd. II, §. 40) zu ersetzen. Einfacher führt die Zeichnung zum Ziel. Ist nämlich (Fig. 66) B_0BB_1 der mit dem Halbmesser

$$AB = r = \frac{s}{2}$$

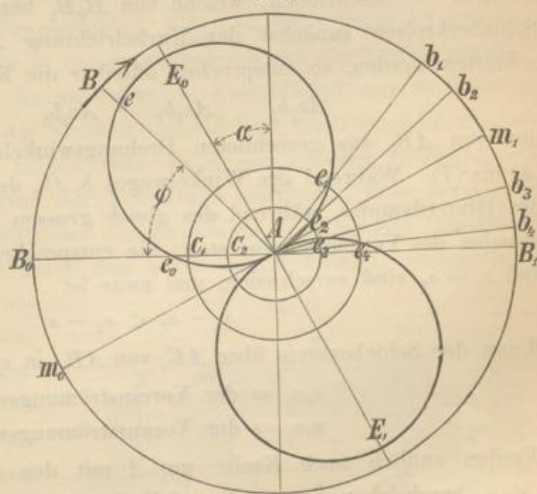
beschriebene Kurbelkreis, B_0 der äussere (obere), B_1 der innere (untere) Todtpunkt, sind die Geraden B_0D_0 und B_1D_1 in B_0 und B_1 normal zu B_0B_1 , sind ferner B_0E_0 und B_1E_1 Kreisbögen, beschrieben aus den in der Geraden B_0B_1 über B_1 hinaus liegenden Grenzlagen C_0 und C_1 des Kreuzkopfes als Mittelpunkten mit der Kurbelstangenlänge als Halbmesser, und ist AB irgend eine Kurbellage, entsprechend der Lage C des Kreuzkopfes zwischen C_0 und C_1 , die Gerade $D_0E_0BD_1E_1$ parallel B_0B_1 , so wären gemäss (1)

bei unendlich langer Kurbelstange die entsprechenden Entfernungen des Kolbens von seinen Grenzlagen = BD_0 und BD_1 , während sie thatsächlich = BE_0 und BE_1 , nämlich = CC_0 und CC_1 , um gleiche Strecken $D_0E_0 = D_1E_1$ bzw. kleiner und grösser sind. Entsprechend z. B. dem Kurbelwinkel $B_1AB = \varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ oder φ_4 wären also die nach (4), (5), (6) oder (7) berechneten Kolbenwege s_1, s_2, s_3 oder s_4 streng genommen durch Multiplication mit dem Verhältnisse $\frac{BE_1}{BD_1}$ zu corrigiren, welches um so mehr von 1 verschieden ist, je mehr der Winkel B_1AB von einem rechten verschieden und je kleiner das Längenverhältniss $\frac{BC}{BA}$ ist. Bei dem einfachen Muschelschieber pflegen übrigens die Winkel $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4$; insbesondere die 3 letzten hinlänglich viel $> 90^\circ$ zu sein, um bei den üblichen Längenverhältnissen $\frac{BC}{BA}$ diesen Correctionsfactor = 1 setzen, also die Gleichungen (4)–(7), wenigstens die 3 letzten derselben ohne Correction lassen zu dürfen. —

Die besprochenen Beziehungen zwischen Kurbel-, Kolben- und Schieberbewegung lassen sich auf verschiedene Weise graphisch mit Hilfe sogenannter Schieberdiagramme darstellen, von welchen besonders dasjenige von Zeuner üblich geworden ist. Ist auch für den zunächst in Rede stehenden einfachen Schieber ein Bedürfniss zu solcher Darstellung bei der Einfachheit der obigen Gleichungen weniger vorhanden, so ist sie doch in der Ausdehnung auf andere Fälle, in welchen die analytischen betreffenden Ausdrücke weniger einfach und durchsichtig ausfallen, von grossem Werthe.

In Fig. 67 sei B_0B_1 der die beiden Todtpunkte verbindende Durchmesser des in verjüngtem Massstabe gezeichneten Kurbelkreises, ent-

Fig. 67.



sprechend einem Drehungssinne der Kurbel, welcher durch den Pfeil bei B angedeutet ist. Es seien ferner

$$\text{die Winkel } B_0AE_0 = B_1AE_1 = 90^\circ - \alpha,$$

$$\text{die Strecken } AE_0 = AE_1 = \rho$$

und über diesen als Durchmesser Kreise, die sogenannten Schieberkreise beschrieben. Ist dann AB irgend eine Kurbelrichtung, so ist die in dieselbe fallende Sehne des Schieberkreises:

$$Ae = \rho \cos(90^\circ - \alpha - \varphi) = \rho \sin(\alpha + \varphi),$$

nach (2) = der entsprechenden Entfernung des Schiebers von seiner Mittellage im Sinne der Kolbenbewegung. Ist m_0m_1 die zu E_0E_1 senkrechte gemeinsame Tangente der Schieberkreise, so war bei der Kurbelrichtung Am_0 gegen Ende des vorigen Hubes der Schieber durch seine Mittellage hindurch gegangen; bei der Kurbelrichtung Am_1 kehrt er in diese Lage zurück, worauf die negativen Entfernungen ξ von derselben durch die in die Kurbelrichtungen fallenden Sehnen des Schieberkreises über AE_1 (oder auch als die den Kurbelrichtungen entgegengesetzten Sehnen des Kreises über AE_0) dargestellt werden.

Werden noch um A als Mittelpunkt mit Halbmessern = den Ueberdeckungen a_1 und a_2 Kreise — die sogenannten Deckungskreise nach Zeuner — beschrieben, welche von B_0B_1 bzw. in e_1 und e_2 , von den Schieberkreisen zunächst der Kurbelrichtung Am_1 in e_1, e_2, e_3, e_4 geschnitten werden, so entsprechen offenbar die Kurbelrichtungen

$$Ae_1b_1 \quad Ae_2b_2 \quad Ae_3b_3 \quad Ae_4b_4$$

den von AB_0 aus gerechneten Drehungswinkeln $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4$ gemäss (4) bis (7). Während des Winkelweges b_1Ab_3 der Kurbel findet Expansion des Hinterdampfes, während des gleich grossen Winkelweges b_2Ab_4 Compression des Vorderdampfes statt; die entsprechenden Kolbenwege $s_3 - s_1$ und $s_4 - s_2$ sind verschieden, und zwar ist

$$s_4 - s_2 < s_3 - s_1.$$

Wenn der Schieberkreis über AE_0 von AB_0 in e_0 geschnitten wird, so ist

$$e_0c_1 = \text{der Voreinströmungsweite,}$$

$$e_0c_2 = \text{der Vorausströmungsweite.}$$

Werden endlich noch Kreise um A mit den Halbmessern $a + a_1$ und $a + a_2$ beschrieben, so werden, falls letztere $< \rho$ sind, fragliche Kreise folglich die Schieberkreise schneiden, durch die Schnittpunkte die Kurbelrichtungen bestimmt, zwischen welchen die Dampfcanäle ganz geöffnet sind; allgemein sind ihre jeweiligen Oeffnungsweiten = den Strecken der betreffenden Kurbelrichtungslinien, welche zwischen den Deckungskreisen

und entweder den Schieberkreisen oder den zuletzt erwähnten Kreisen enthalten sind, jenachdem jene oder diese näher bei A von der Kurbelrichtungslinie geschnitten werden. Das Diagramm lässt insbesondere auch die Schnelligkeit anschaulich erkennen, mit welcher die Eröffnung und der Schluss der Canal-mündungen stattfinden. Die Bestimmung der betreffenden Kolbenstellungen kann in Verbindung mit dem Schieberdiagramm durch Zeichnung gemäss Fig. 66 geschehen. —

Gemäss Gl. (4) kann zwar durch Vergrösserung von α und α_1 , also des Voreilungswinkels und der äusseren Ueberdeckung, der Füllungsgrad verkleinert werden, doch hat eine erhebliche solche Expansion auch eine erhebliche Compression zur Folge, indem diese einer ebenso grossen Kurbeldrehung entspricht wie jene. Zur Verkleinerung von s_1 ohne Aenderung von s_2, s_3, s_4 und bei derselben Anordnung der zwei sowohl zur Einströmung, als zur Ausströmung dienenden Dampfcanäle C', C'' (Fig. 65) muss dem Schieber ein besonderer Abschlusskörper hinzugefügt werden, in der Regel auch ein Schieber, der Expansionsschieber, im Gegensatz zu welchem dann der Muschelschieber, welcher abgesehen vom Abschlusse der Einströmung nach wie vor die Dampfvertheilung in der bisher besprochenen Weise besorgt, als Vertheilungsschieber bezeichnet sei. Ursprünglich wurde der durch ein besonderes Excenter nach derselben Richtung, wie der Vertheilungsschieber, hin- und herbewegte Expansionsschieber als einfache Platte in einem besonderen Schieberkasten angeordnet, aus welchem der in ihn einströmende Kesseldampf nur so lange in die benachbarte Kammer des Vertheilungsschiebers einströmen konnte, bis eine Oeffnung zwischen beiden vom Expansionsschieber abgeschlossen wurde. Indem aber hierbei der Uebelstand stattfindet, dass der Dampf in Vertheilungsschieberkasten an der Expansion des Dampfes theilnimmt (bis zur Absperrung auch durch den Vertheilungsschieber), entsprechend einer Vergrösserung des sogenannten schädlichen Raumes um diesen ganzen Kastenraum, liess man später den Expansionsschieber sich unmittelbar auf der Rückfläche des Vertheilungsschiebers gleitend bewegen: siehe

Fig. 68.

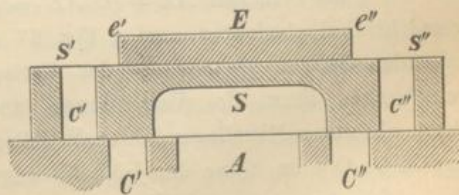
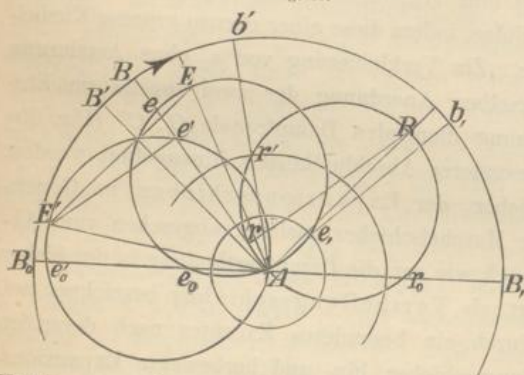


Fig. 68, in welcher Figur der ebene plattenförmige Expansionsschieber E und der Vertheilungsschieber S beide in ihren Mittellagen bezüglich auf die Dampfcanäle C', C'' gezeichnet sind, obgleich solche Lagen als gleich-

zeitige nicht vorkommen. Der Schieber S erhält jetzt eine ganz ebene Rückenfläche und Fortsätze an den Enden zur Anordnung der Canäle e', e'' , welche bis zur Kurbelrichtung Ab_1 (Fig. 67) mit C' , bezw. C'' communiciren, den Dampf aber schon vorher nicht mehr durchströmen lassen, nachdem in Folge relativer Verschiebung von E gegen S die Kanten e', e'' von E beziehungsweise an den Kanten s', s'' der Canäle e', e'' auswärts vorbei gegangen sind.

Die Bewegungen der Schieber und die relative Bewegung des einen gegen den andern lassen sich in Beziehung zur Kurbeldrehung am über-

Fig. 69.



sichtlichsten, hier auch am einfachsten mit Hilfe eines Schieberdiagrammes darstellen: Fig. 69. In dieser Figur beziehen sich die Schieberkreise über den Durchmessern AE, AE' und AR , welche analog Fig. 67 durch hier weggelassene gleiche, im Punkte A sie berührende

Kreise zu ergänzen sind, der Reihe nach auf die Bewegungen des Vertheilungsschiebers (Voreilungswinkel des betreffenden Excenters = α , Excentricität $AE = \rho$), des Expansionsschiebers (Voreilungswinkel des betreffenden Excenters = α' , Excentricität $AE' = \rho'$) und auf ihre relative Bewegung gegen einander. Indem nämlich entsprechend der Kolbenbewegung von B_0 nach B_1 (von links nach rechts) und dem durch den Pfeil bei B angezeigten Drehungsinne der Kurbel

$$\text{die Winkel } B_0AE = 90^\circ - \alpha, \quad B_0AE' = 90^\circ - \alpha',$$

$$\text{die Strecken } AE = \rho, \quad AE' = \rho'$$

gemacht sind, bedeuten analog Fig. 67 die in eine Kurbelrichtung AB fallenden Sehnen Ae und Ae' der Kreise über AE und AE' die Verschiebungen bezw. des Vertheilungs- und des Expansionsschiebers aus ihren absoluten Mittellagen (ihren Mittellagen in Beziehung auf die Dampfcanäle C', C'') im Sinne der Kolbenbewegung (nach rechts). Die Strecke

$$ee' \text{ (Fig. 69) } = -(Ae' - Ae)$$

ist also die relative Verschiebung des Expansionsschiebers gegen den Vertheilungsschieber im Sinne nach links aus der fingirten Lage (Fig. 68), in welcher ihre Mitten unter sich, nämlich beide mit der Mitte zwischen

C' und C'' correspondiren. Indem die Geraden Ee und $E'e'$ normal zu AB sind, ist ee' die Projection von EE' auf AB und dann offenbar auch = der in die Richtung AB fallenden Sehne Ar eines dritten Schieberkreises über der gleich und parallel EE' gezogenen Strecke AR als Durchmesser.

Bei der Kurbelrichtung AB_0 zu Anfang des betreffenden Kolbenhubes ist der Expansionsschieber gegen den Vertheilungsschieber nach rechts verschoben und die Strecke $Ar_0 = e_0'e_0$ (Fig. 69); bei der Kurbelrichtung AB' , welche, durch den zweiten Schnittpunkt der Schieberkreise über AE und AE' hindurch gehend, normal zu EE' und AR ist, und somit den relativen Schieberkreis in A berührt, fallen die Mitten beider Schieber zusammen; während der folgenden halben Kurbelumdrehung findet relative Verschiebung nach links statt, wodurch die Dampfströmung abgeschnitten wird bei der Kurbelrichtung Ab' , deren Sehnenlänge Ar' im relativen Schieberkreise

$$= k = e's' = e''s'' \text{ (Fig. 68)}$$

für die relative Mittellage der Schieber ist. Ohne den Expansionsschieber würde der Dampftritt erst durch den Vertheilungsschieber abgeschnitten werden bei der Kurbelrichtung Ab_1 mit der Sehnenlänge $Ae_1 = a_1$ des betreffenden Schieberkreises über AE ; jedenfalls müssen die Elemente e', ϱ', k des Expansionsschiebers so gewählt werden, dass er nicht vor dieser Kurbelrichtung Ab_1 den Dampftritt aufs Neue zulässt, dass also der mit dem Halbmesser $Ar' = k$ um den Mittelpunkt A beschriebene Kreis, welcher die Kurbelrichtung Ab' durch seinen im hohlen Winkel B_0Ab_1 gelegenen Schnittpunkt r' mit dem relativen Schieberkreise bestimmt, den letzteren nicht zweimal innerhalb jenes Winkels schneidet.

Unbeschadet der Erfüllung dieser Forderung können die Elemente e' und ϱ' des Expansionsschiebers so gewählt werden, dass, wenn der mit k bezeichnete Kantenabstand veränderlich eingerichtet wird, dadurch jede beliebige Füllung des Cylinders erzielt werden kann. Indem von der Expansionsschieberplatte nur die äusseren Theile in Betracht kommen, welche bei ihrer relativen Bewegung gegen den Vertheilungsschieber die Durchgangscanäle e', e'' (Fig. 68) desselben erreichen, lässt sich jene Veränderlichkeit von k dadurch herbeiführen, dass der Expansionsschieber getheilt wird, und dass beide Theile durch einen geeigneten Mechanismus in der Richtung der Schieberbewegung, jedoch unbeschadet derselben als Ganzes stets in entgegengesetztem Sinne um gleichviel beweglich gemacht werden. Bei der vielfach verbreiteten Meyer'schen Expansionssteuerung ist zu dem Ende die Expansionsschieberstange um ihre Axe

drehbar eingerichtet und neben einander mit entgegengesetzt gewundenen Schraubengängen versehen, durch welche sie mit den entsprechenden Muttern an sich tragenden beiden Theilen des Expansionsschiebers gepaart ist; die Drehung jener Stange im einen oder anderen Sinne hat so eine Vergrößerung oder Verkleinerung von k zur Folge, während ihre Hin- und Herbewegung durch die gelenkig mit ihr verbundene Expansions-excenterstange eine ebenso grosse Hin- und Herbewegung des getheilten Schiebers im Ganzen verursacht.

Wenn die Canäle c' , c'' (Fig. 68) des Vertheilungsschiebers S der Breite nach schräg gegen die Bewegungsrichtung der Schieber (gegen die Schieberstangen) gerichtet werden, entsprechend dann auch die Kanten e' , e'' des Expansionsschiebers E , welche den Canalkanten s' , s'' parallel bleiben müssen, so kann eine Aenderung des Kantenabstandes k auch durch Verschiebung von E gegen S senkrecht gegen die Schieberstangenrichtung bewirkt werden. Das ist der Fall bei der Expansionssteuerung von Rider, wobei zudem der Expansionsschieber coaxial um seine Stange cylindrisch gekrümmt, entsprechend der Rücken des Vertheilungsschiebers hohlcylindrisch gestaltet ist, so dass behufs Aenderung von k die erwähnte Verschiebung des Expansionsschiebers normal zu seiner Stangenrichtung durch eine leichter ausführbare Drehung um diese Stange zu ersetzen ist.

Anstatt den Expansionsschieber durch ein besonderes Excenter zu bewegen, hat man ihn auch wohl als Schlepsschieber angeordnet, nämlich ihn vom Vertheilungsschieber, gegen welchen er durch den Dampf angedrückt wird, mitschleppen lassen, bis er behufs Abschlusses des betreffenden Canals c' , c'' von einem Anschläge aufgehalten, somit dem in Bewegung bleibenden Vertheilungsschieber S relativ entgegen bewegt wird. Indem dieser Vorgang nur stattfinden kann, so lange S im Sinne des Kolbenhubes in Bewegung ist, also während der vom Hubanfange gerechneten Kurbeldrehung um $90^\circ - \alpha$, haftet übrigens solcher Schlepsschiebersteuerung (Farcot'scher Steuerung) die Beschränkung an, dass ihr nur Füllungen $< 0,5$, durch Stellungänderung der Anschläge regulirt, entsprechen können. —

Von anderen Formen des Vertheilungsschiebers ausser dem Muschelschieber, besonders dann zuweilen vorkommend, wenn er bei dem Fehlen einer besonderen Expansionsvorrichtung der allein vorhandene Steuerschieber ist, kann hier abgesehen werden. Solche andere Formen können begründet sein durch den Vorzug möglichst kurzer Dampfcanäle (röhrenförmige und Kolbenschieber), oder kleineren Drucks auf die

Gleitfläche und entsprechend kleiner Reibungsarbeit (entlastete Schieber), oder einfacher Anordnung der äusseren Steuerung (Drehschieber, besonders mit rotirender statt oscillirender Bewegung); im Allgemeinen werden indessen diese Vortheile durch entsprechende Nachteile aufgewogen, besonders durch mangelhaftere Dampfdichtigkeit. Die Reibungsarbeit des Muschelschiebers kann zuweilen auch einfacher durch Verästelung der Dampfcanäle an der Mündung in entsprechend schmalere Zweigcanäle, wie es bei grossen Maschinen wohl geschieht, insofern verkleinert werden, als dann der entsprechend gestaltete Schieber nur einer kleineren Hin- und Herbewegung bedarf.

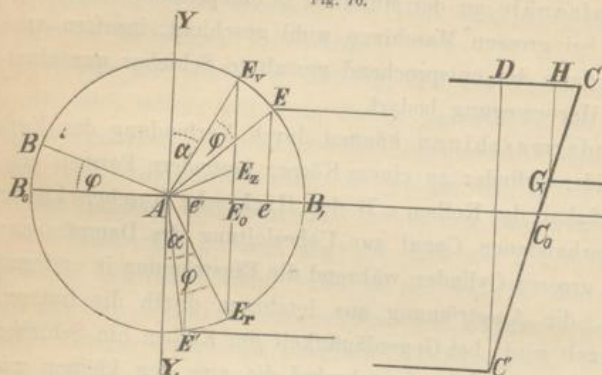
Bei Zweicylindermaschinen können durch Verbindung der Vertheilungsschieber beider Cylinder zu einem Körper besondere Formen entstehen, bei Gleichläufigkeit der Kolben z. B. der Hick'sche Muschelschieber mit einem darin vorhandenen Canal zur Ueberleitung des Dampfes aus dem kleinen in den grossen Cylinder, während die Einströmung in ersteren durch die äusseren, die Ausströmung aus letzterem durch die inneren Schieberlappen geregelt wird; bei Gegenläufigkeit der Kolben ein Schieber mit zwei Muscheln, von welchen abwechselnd die eine den kleinen mit dem grossen, die andere den letzteren mit dem Condensator verbindet, während die äusseren Lappen stets die Einströmung in den kleinen Cylinder regeln. Demselben Zwecke dient der eigenthümlich gestaltete Ehrhardt'sche Hahn, indem er, an jedem Ende der parallelen Cylinder quer gelagert, abwechselnd entweder die Einströmung in den kleinen und die Ausströmung aus dem grossen Cylinder, oder nach Drehung um 90° die Verbindung beider vermittelt.

Bemerkenswerth ist aber schliesslich noch die Bewegung des Muschelschiebers mit Hülfe einer Coulissee behufs leichter Veränderung des Füllungsgrades (freilich begleitet von entsprechender Aenderung des Compressionsgrades) und besonders zum Zwecke der Umsteuerung, d. h. um die Maschine je nach Bedürfniss im einen oder umgekehrten Sinne sich bewegen zu lassen, z. B. Locomotiven und Schiffsmaschinen, häufig auch Fördermaschinen in Bergwerken und andere. Meistens wird die Maschine in diesen Fällen als Zwillingsmaschine (§. 74) gebaut, um sie aus jeder Lage durch den Dampfdruck in Bewegung setzen zu können, und weil eine Umsteuerung während des Ganges möglichst leichte Schwungräder erfordert, um die Zeit bis zum Stillstande, also bis zum Beginne der umgekehrten Bewegung abzukürzen. Durch diese Umsteuerung während des Ganges wird der Schieber in solche Lage gebracht und in solche Bewegung versetzt, wie sie einem Excenter entspricht, welches der Kurbel

nicht vorgeht, sondern nachfolgt; bis zum Stillstande findet dann Bremsung durch Gegendampf statt, indem während des grössten Theils des Kolbenhubes der vordere Cyllinderraum mit dem Kessel, der hintere mit der Atmosphäre bezw. mit dem Condensator communicirt.

Inwiefern die Coulissensteuerung als eine Excentersteuerung mit willkürlich veränderlichen Elementen ρ und α (Excentricität

Fig. 70.



und Voreilungswinkel) zu betrachten ist, ergibt sich abgesehen von untergeordneten Besonderheiten durch folgende Ueberlegung mit Bezugnahme auf Fig. 70. Auf der

Kurbelwelle sitzen 2 Excenter (Vertheilungsexcenter), deren Mittelpunkte bei der Todtlage AB_0 der Kurbel in E_0 und E_r liegen, entsprechend den gleichen Excentricitäten AE_0 und $AE_r = \rho$ und den gleichen Voreilungswinkeln $YAE_0 = Y_1AE_r = \alpha$ (YAY_1 senkrecht zu B_0AB_1X) bzw. für den Vorwärts- und Rückwärtsgang, nämlich für die Drehungsrichtung B_0YB_1 oder $B_0Y_1B_1$ der Kurbel. AE und AE' seien die Richtungen dieser Excenter, nachdem sich die Kurbel um den Winkel $B_0AB = \varphi$ gedreht hat. Die Länge l der betreffenden Excenterstangen EC und $E'C'$, welche mit der hier als gerade vorausgesetzten Coulisse CC' bei C und C' gelenkig verbunden sind, sei sehr gross im Vergleich mit ρ und mit der halben Coulissenlänge $C_0C = C_0C' = c$; sofern der Mittelpunkt C_0 der Coulisse (mit welchem sie so aufgehängt ist, dass C_0 nach der Richtung AX etwas beweglich bleibt) stets höchstens die Entfernung c von AX besitzt, sind dann die Excenterstangen immer nur wenig gegen AX geneigt, so dass die Bewegungen der Punkte C, C' nach der Richtung AX denjenigen der Punkte E, E' nach derselben Richtung, d. h. den Bewegungen ihrer Projectionen e, e' auf AX näherungsweise gleich gesetzt werden können. Die Coulisse dient einem Gleitstücke G als Führung, mit welchem die in der Richtung AX sich erstreckende (höchstens einen sehr kleinen Winkel mit dieser Richtung bildende) Schieberstange GS gelenkig verbunden ist. Diesem Gleitstücke werden

verschiedene Lagen in der Coulisse, entsprechend $C_0G = z = 0$ bis e , angewiesen durch Bewegung senkrecht zu AX entweder des Coulissenmittels C_0 oder (im entgegengesetzten Sinne) des Gleitstückes G oder durch beide Bewegungen zugleich; in den letzten Fällen hat die Schieberstange noch ein Gelenk G' an einer mittleren Stelle, welche hinlänglich weit von G entfernt sei, um die Strecke GG' ihrer Projection in OX beständig gleich setzen zu können.

Indem unter diesen Umständen die Bewegungen der Punkte C und C' bezw. mit denjenigen von E und E' im Sinne AX übereinstimmen, sind bei der Kurbelrichtung AB die Abscissen x und x' bezw. von C und C' (die Entfernungen dieser Punkte von AY):

$$\left. \begin{aligned} x &= l + Ae = l + \rho \sin(\alpha + \varphi) \\ x' &= l + Ae' = l + \rho \sin(\alpha - \varphi) \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (9).$$

Die Abscisse X des Punktes G ist:

$$X = x - CH = x - \frac{CG}{CC'} CD = x - \frac{e-z}{2e} (x - x') = \frac{x + x'}{2} + \frac{z}{c} \frac{x - x'}{2}$$

oder mit Rücksicht auf (9):

$$X = l + \rho \sin \alpha \cos \varphi + \frac{z}{c} \rho \cos \alpha \sin \varphi \dots \dots \dots (10).$$

Mit der Bewegung von G im Sinne AX stimmt diejenige des Schiebers überein, dessen Entfernung ξ von seiner Mittellage sich folglich zu

$$\xi = X - l = \rho \sin \alpha \cos \varphi + \frac{z}{c} \rho \cos \alpha \sin \varphi \dots \dots \dots (11)$$

ergiebt, weil l = dem Mittelwerthe von x sowohl, wie von x' ist, somit auch = dem Mittelwerthe der Abscisse X jedes anderen Punktes G der Geraden CC' . Die dieser Gleichung (11) entsprechende Schieberbewegung könnte durch ein einziges Excenter mit den Elementen ρ' und α' bewirkt werden, wenn die demselben entsprechende Gleichung:

$$\xi = \rho' \sin(\alpha' + \varphi) = \rho' \sin \alpha' \cos \varphi + \rho' \cos \alpha' \sin \varphi$$

der Gleichung (11) identisch gleich ist, wenn also ρ' und α' den Gleichungen entsprechen:

$$\left. \begin{aligned} \rho' \sin \alpha' &= \rho \sin \alpha \\ \rho' \cos \alpha' &= \frac{z}{c} \rho \cos \alpha \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (12).$$

Wie leicht ersichtlich, ist dieses $\rho' = AE_z$ (Fig. 70), $\alpha' = \sphericalangle YAE_z$, falls die Gerade E_0E_r durch den Punkt E_z in demselben Verhältnisse getheilt wird, wie CC' durch G .

Liegt G in C oder in C' , so verhält sich alles gerade so, als ob nur das Vorwärts- oder nur das Rückwärts-Excenter vorhanden wäre. Jeder Lage von G zwischen C und C_0 entspricht Vorwärtsgang, jeder Lage zwischen C' und C_0 Rückwärtsgang, und zwar mit um so kleinerer Füllung, freilich auch mit um so früher abgeschlossener Ausströmung des Vorderdampfes, je kleiner die Entfernung C_0G ist. Liegt G in C_0 , entsprechend $z = 0$, so liegt E_z in E_0 und ist nach (12):

$$\alpha' = 90^\circ \text{ und } \rho' = \rho \sin \alpha;$$

gemäss (3)—(7) ist dann:

$$\begin{aligned} \sin \alpha_1 &= \frac{a_1}{\rho \sin \alpha} & \left| \begin{array}{l} s_1 = \frac{1 - \sin \alpha_1}{2}; \\ s_2 = \frac{1 - \sin \alpha_2}{2} \end{array} \right. \\ \sin \alpha_2 &= \frac{a_2}{\rho \sin \alpha} & \left| \begin{array}{l} s_3 = \frac{1 + \sin \alpha_2}{2}; \\ s_4 = \frac{1 + \sin \alpha_1}{2} \end{array} \right. \end{aligned}$$

Die Expansion hinter und die Compression vor dem Kolben entsprechen gleich grossen verhältnissmässigen Wegen desselben:

$$\frac{s_3 - s_1}{s} = \frac{s_4 - s_2}{s} = \frac{\sin \alpha_1 + \sin \alpha_2}{2} = \frac{a_1 + a_2}{2 \rho \sin \alpha}.$$

Besonders übersichtlich lässt das Schieberdiagramm diese und andere Verhältnisse erkennen.

§. 77. Ventilsteuerungen.

Während bei der üblichen Schiebersteuerung der Muschelschieber die Ein- und Ausströmung des Dampfes an jedem Ende des Cylinders einer doppeltwirkenden Maschine vermittelt, sind bei der Ventilsteuerung besondere Ventile hierzu nöthig, zwei Einlass- und zwei Auslassventile, welche dann aber ebenso leicht an den Cylinderenden, wie an irgend einer anderen Stelle, angeordnet werden können zu thunlichster Verkleinerung der Dampfanäle und somit der schädlichen Räume; zudem kann von jedem dieser Ventile ein besonderer kurzer Canal in den Cylinder geführt werden, durch welchen somit vortheilhafter Weise nur heisser Dampf ein- oder nur abgekühlter Dampf ausströmt. Auch bedarf es zur Aenderung des Expansionsgrades keines besonderen Steuerungskörpers, wenn nur die Bewegung der Einlassventile durch einen entsprechend regulirbaren Mechanismus unabhängig von der äusseren Steuerung der Auslassventile bewirkt wird.

Die Ventile pflegen, wie schon im §. 75 bemerkt wurde, Glocken- oder Röhrenventile zu sein. Den skizzenhaften Axialschnitt eines Röhrenventils z. B. zeigt Fig. 71; ss und $s's'$ sind die beiden conischen Sitzflächen, welche man sich materiell verbunden (als demselben Metallkörper angehörig) zu denken hat, vv und $v'v'$ sind die entsprechenden Flächen des von der Sitzfläche erhoben gezeichneten Ventils. Durch die Pfeile sind die Strömungsrichtungen des Dampfes angedeutet. Wenn der äussere und innere Halbmesser der oberen Sitzfläche bezw. mit a und r , der unteren mit r und b bezeichnet wird, der halbe Oeffnungswinkel der ersten mit α , der zweiten mit β , so ist bei der Hubhöhe h der kleinste vom Dampfe zu durchströmende Gesamtquerschnitt

$$= 2\pi(r \sin \alpha + b \sin \beta)h,$$

und wenn auch der Druck zwischen den bei geschlossenem Ventil sich berührenden Flächen $= 0$ wäre, würde zur Hebung desselben entgegen dem specifischen Dampfdrucke p doch nur eine Kraft

$$= \pi(a^2 - b^2)p$$

erforderlich sein.

Wenn ein doppelsitziges Ventil so hergestellt ist, dass es unter gewissen Umständen in beiden Sitzflächen dicht schliesst, so ist dadurch unter anderen Umständen, insbesondere bei anderen Temperaturen der dichte Abschluss noch nicht ohne weiteres gesichert, wenn das Ventil und der Sitz aus verschiedenem Material bestehen, oder wenn die Temperaturänderungen beider verschieden gross sind; vielmehr ist dann nach Collmann dazu erforderlich, dass die Spitzen (Mittelpunkte) O und O' bezw. der Kegelflächen ss und $s's'$ zusammenfallen. Sind nämlich die Durchschnitkreise dieser Sitzflächen ss und $s's'$ mit der Cylinderfläche zum Halbmesser r von O und O' bezw. um o und o' , von einander um a entfernt, so würde in Folge einer verhältnissmässigen linearen relativen Ausdehnung $= \varepsilon$ des Ventils gegen den Sitz seine relative axiale Ausdehnung in jener Cylinderfläche von einer zur andern Sitzfläche $= a\varepsilon$ sein, wogegen sie, wenn in beiden die dichte Berührung (in Folge relativer Verschiebung längs den Kegelseiten) erhalten bleiben sollte, $= (o + o')\varepsilon$ sein müsste, falls o und o' in leicht erkennbarem Sinne algebraisch verstanden, insbesondere beide positiv gesetzt werden, wenn, wie in Fig. 71, die nach entgegengesetzten Drehungsrichtungen von der Axe aus gerechneten Winkel α , β beide spitz sind. Die daraus folgende Forderung $a = o + o'$ bedingt das (in Fig. 71 vorausgesetzte) Zusammen-

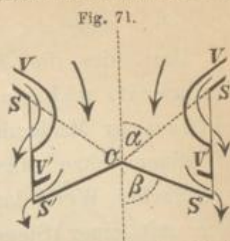


Fig. 71.

fallen von O und O' . Es würde dagegen Klaffen zwischen rr und ss oder zwischen $v'v'$ und $s's'$ eintreten, jenachdem, ε positiv vorausgesetzt, $a > o + o'$ oder $a < o + o'$ wäre. --

Dass hier die äussere Steuerung unbeschadet ihrer Zwangsläufigkeit während der Bewegung eines Ventils ein kraftschlüssiger Mechanismus sein muss, und ohne Zusammenhang mit dem auf seinem Sitze ruhenden Ventile, ist schon im §. 75 erörtert worden. In einfacher Weise kann diesen Bedingungen entsprochen werden durch einen mit einer Steuerwelle A , Fig. 72, rotirenden Höcker, zwischen

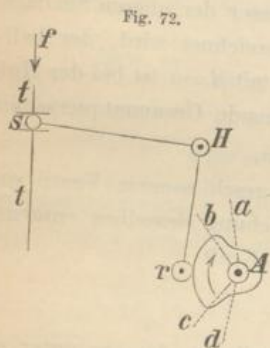


Fig. 72.

welchen und die Ventilstange tt ein um H drehbarer Winkelhebel rHs eingeschaltet ist. Die Figur entspricht dem Zustande grösster Erhebung des Ventils von seinem Sitze; der höhere Bogen des Höckers, dem Winkel bAc entsprechend, drückt gegen die kleine Rolle r oder gegen einen Stift am Ende des Hebelarmes Hr , während der andere Arm, bei s in einen Schlitz der Ventilstange eingreifend, dieselbe entgegen dem im Sinne des Pfeils f stattfindenden Druck einer Feder gehoben erhält. Während der Winkel aAb sich durch die Richtung Ar hindurchgedreht hatte, war das Ventil allmählich geöffnet worden; es schliesst sich ebenso allmählich wieder beim Durchgange des Winkels cAd durch die Richtung Ar . Dabei beginnt jedoch die Hebung erst etwas nach dem Durchgange von Aa , und ist die Schliessung des Ventils vollendet schon etwas vor dem Durchgange von Ad durch die Richtung Ar , weil das aufsitzende Ventil ausser Zusammenhang mit dem Höcker sein muss, sein niedriger, dem (in Fig. 72 erhabenen) Winkel aAd entsprechender Bogen folglich die Rolle r nicht berühren darf. Ist im Falle eines Einlassventils der Höcker in der Weise conoidisch gestaltet, dass der Winkel bAc längs der Steuerwelle veränderlich ist in Folge verschiedener Richtungen Ac und Ad (bei gleichen Grössen der Winkel cAd), so kann durch Verschiebung des Höckers längs der Steuerwelle der Füllungsgrad geändert werden. Bei doppelt wirkenden Maschinen mit 4 Ventilen sind übrigens nur 2 solche Höcker nöthig, einer für die beiden Einlassventile, der andere für die Auslassventile, wenn für jeden die betreffenden zwei Rollen oder Stifte r an diametral gegenüberliegenden Stellen angeordnet werden. Die Oeffnung und die Schliessung des Ventils erfolgen um so schneller, je kleiner die den Uebergangsflächen des Höckers entsprechenden Winkel

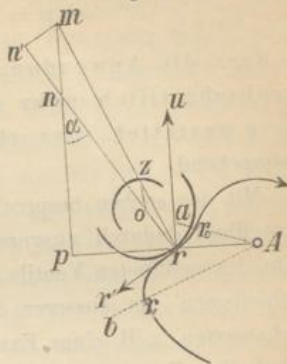
aAb und cAd (Fig. 72) gemacht werden. Die Verkleinerung dieser Winkel ist jedoch nur bis zu einer gewissen Grenze zulässig, wie die folgende Erwägung mit Bezugnahme auf Fig. 73 erkennen lässt. In dieser Figur sei r_0r_1 die Querschnittcurve der Uebergangsfläche, mit welcher der Höcker, im Sinne des Pfeils um A rotirend, die Oeffnung des Ventils bewirkt, indem er einen Stift des betreffenden Winkelhebels, und zwar augenblicklich an der Stelle r radial auswärts drückt, entgegen einem nach Grösse und Richtung durch die Strecke pr dargestellten Widerstande $= R$. In diesem Punkte r sei die Curve r_0r_1 unter dem Winkel α gegen den Radius Ar geneigt, so dass, unter rn ihre Normale in r , unter ru und pn Normalen zu Arp verstanden, auch die Winkel urn und $rap = \alpha$ sind. Ohne Reibung zwischen Stift und Höcker wäre nun zur Hebung des Ventils augenblicklich vom Höcker ein Normaldruck $= rn$ und im Sinne ru eine Kraft $P = pn = R \cotg \alpha$ auf den Stift auszuüben. Wegen der Reibung, welche der relativen Bewegung des Stifts längs der Curve r_0r_1 entgegen, also im Sinne rr' normal zu rn gerichtet und $=$ dem mit dem Reibungscoefficienten μ multiplicirten Normaldrucke ist, hat jedoch der resultirende Druck des Höckers die Richtung rm , welche unter dem Reibungswinkel $\varrho = \text{arctg} \mu$ entgegengesetzt rr' gegen die Normale geneigt ist. Die Grösse dieses Druckes ist $= rm$, unter m den Schnittpunkt ihrer Richtungslinie mit der Geraden pn verstanden; und wenn n' die Projection von m auf rn ist, so ist jetzt der Normaldruck $= rn'$, die Reibung $= mn'$. Die bei r im Sinne ru auszuübende Umfangskraft P ist $= pm$, also

$$P = R \cotg (\alpha - \varrho).$$

Damit sie nicht unendlich gross werde, muss überall $\alpha > \varrho$ sein, z. B. $\alpha > 10^\circ$ bis 12° , entsprechend $\mu = 0,18$ bis $0,21$.

Wenn der Höcker an Stelle des Stiftes auf eine Frictionsrolle wirkt, deren in der Normalen rn (Fig. 73) gelegener Mittelpunkt o , und deren Halbmesser $or = r$, Zapfenhalbmesser $oz = z$ ($< r$) sei, so findet die gleitende Reibung nicht bei r , sondern an der Stelle z statt, wo die Richtungslinie rm des resultirenden Druckes die Zapfenoberfläche trifft, und zwar wird mit ihrer Normalen zo der Winkel $ozr = \varrho$ gebildet.

Fig. 73.



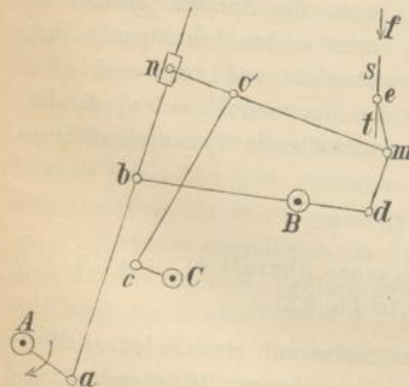
Die wenigstens nöthige Grösse von α , nämlich die Grösse des Winkels $or\alpha$, bei welcher rm mit ru zusammenfiel, ist also jetzt nur:

$$\min \alpha = \arcsin \left(\frac{z}{r} \sin \alpha \right) \text{ nahe } = \frac{z}{r} \alpha,$$

so dass die Anwendung der Frictionsrolle eine der radialen durchschnittlich mehr angenäherte Richtung der Uebergangscurve gestattet, einer schnelleren Oeffnung und Schliessung des Ventils entsprechend.

Mit der soeben besprochenen Beschränkung ist die Höckersteuerung vortheilhaft dadurch ausgezeichnet, dass im Wesentlichen die Oeffnungsweite des geöffneten Ventils constant ist, wogegen bei Benutzung anderer Mechanismen als äusserer Steuerungen, insbesondere von Drehkörpermechanismen, z. B. eines Excentermechanismus mit einem Excenter oder (behufs der Umsteuerung) mit zwei Excentern und Coulissee (§. 76) die Ventilbewegung eine vollkommen sogenannte schleichende, vom Beginn der Oeffnung bis zum Schluss stetige zu sein pflegt. Der in allen Fällen erforderliche todte Gang, um nach dem Ventilschluss die Weiterbewegung des fraglichen Mechanismus bis zur neuen Oeffnung des Ventils durch denselben zu gestatten, pflegt in diesen Fällen an der Angriffsstelle der Ventilstange angeordnet zu werden, z. B. als Verlängerung eines Schlitzes dieser Stange, in welchem ein Hebel jeweils nach dem Ventilschlusse frei weiterschwingen kann, nachdem er durch einseitigen Angriff entgegen der

Fig. 74.



Hilfskraft die Oeffnung des Ventils bewirkt, darauf seine Schliessung gehemmt hatte.

Eine besonders bemerkenswerthe Ventilsteuerung mit Hebelmechanismus (ebenen Drehkörpermechanismus) als äusserer Steuerung, ausgezeichnet durch die Leichtigkeit, mit welcher durch den Regulator eine Aenderung des Füllungsgrades zwischen weiten Grenzen bei hinlänglich schneller Oeffnung und Schliessung insbe-

sondere der Einlassventile bewirkt werden kann, ist die Collmann-Steuerung. Ihr Wesen ist aus Fig. 74 ersichtlich. A ist eine festgelagerte Steuerwelle von gleicher Umdrehungszahl mit der Kurbelwelle der Maschine. Mit A rotirt die Kurbel Aa des Kurbelschwingmechanismus

$AabB$, dessen um die festgelagerte Axe B drehbare Schwinge bBd unmittelbar zur Oeffnung des Auslassventils für die betreffende, hier allein in Betracht gezogene Cylinderseite entgegen dem Drucke einer Feder benutzt wird. Bei d wirkt die Schwinge zur Bewegung der Einlassventilstange st entgegen dem im Sinne des Pfeils f ausgeübten Drucke einer Feder wenigstens mit, indem sie nicht unmittelbar, sondern vermittels des Kniegelenkes dmc mit der Ventilstange bei e , zugleich das Knie durch sein Mittelgelenk m und das Glied mn mit der über b hinaus verlängerten Koppelstange ab des Kurbelschwinggetriebes bei n gelenkig verbunden ist. Rotirte nun die Steuerkurbel Aa im Sinne des beigesetzten Pfeils, so wäre in der gezeichneten Lage d im Aufgange, m in Bewegung nach rechts begriffen, und die dieser letzteren Bewegung entsprechende Verkleinerung der Entfernung de kann trotz des Aufganges von d schon eine Abwärtsbewegung von e , folglich den Ventilschluss wesentlich früher zur Folge haben, als er durch die Schwinge bBd allein bewirkt worden wäre, und zwar um so mehr, je grösser die seitliche Bewegung von m , je weiter nämlich n von b entfernt ist. Sollte die Dampfeinströmung immer bei derselben Kolbenstellung, also derselben Richtung der Steuerkurbel Aa abgeschnitten werden, so dürfte sich das Gelenk an einer unveränderlichen Stelle der Koppel ab befinden; $bdmn$ wäre dann eine viergliedrige Drehkörperkette, deren Glieder dm und mn zu bestimmten Bewegungen gezwungen sind durch die festen Verbindungen ihrer anderen Glieder mit je einem Gliede des zwangläufigen Mechanismus $AabB$. Thatsächlich ist aber bei der Collmann-Steuerung eine gewisse Stelle o des Gliedes mn zwangläufig gemacht durch ihre gelenkige Verbindung mit dem Bolzen c ; dadurch ergab sich die Nothwendigkeit, den Zapfen n an einer Hülse anzuordnen, welche längs bn verschieblich ist. Durch Drehung der festgelagerten Welle C , an deren Arm Cc sich der Bolzen c befindet, ist es aber jetzt auf einfache Weise ermöglicht, die Stelle, an welcher sich die Hülse n bei der Rotation von A längs bn etwas hin- und herschiebt, folglich den Füllungsgrad zu ändern, und zwar kann das durch den Regulator bewirkt werden, indem seine Hülse mit der Welle C in geeignete Verbindung gesetzt wird. Damit die Verhinderung der Abwärtsbewegung von e durch den Schluss des Ventils nicht auch die Bewegungen von d und m hindere, musste wieder für entsprechend todten Gang an passender Stelle gesorgt werden, was dadurch geschehen ist, dass der Schenkel em des Kniegelenkes zusammengesetzt wurde aus einer um e drehbaren, gegen m hin offenen cylindrischen Röhre, und aus einer in ihr relativ verschieblichen, um m drehbaren entsprechenden Stange;

auf solche Weise kann die Schenkellänge em unbehindert grösser werden, kleiner aber nur so lange, bis ein Anschlagbund der einwärts gleitenden Stange gegen den Rand der Röhre trifft. Schliesslich mag nur noch bemerkt werden, dass an der anderen Seite des Dampfeylinders die parallel mit der Axe desselben verlaufende Steuerwelle A mit einer entgegengesetzt Aa gerichteten Kurbel ausgerüstet ist zur Bewegung der Ventile an dieser Seite mit Hülfe eines dem besprochenen ganz gleichen Mechanismus.

Genauere Einsicht in die Bewegungsverhältnisse des zusammengesetzten Mechanismus der Collmann-Steuerung gewährt seine Aufzeichnung (bezüglich der Mittellinien seiner stangenförmigen Glieder) für regelmässig aufeinander folgende Configurationen. Wenn man insbesondere die so für verschiedene Kolbenstellungen als Abscissen gefundenen Erhebungshöhen des Ventils als Ordinaten einer Curve aufträgt, lässt diese die Schnelligkeit anschaulich erkennen, mit welcher die Oeffnung und Schliessung des Ventils stattfinden. Namentlich erstere, der Summe von gleich gerichteten Antheilen entsprechend, welche die Bewegungen der Punkte d und m an der Verticalbewegung des Punktes e (Fig. 74) haben, zeigt sich erheblich, obschon eine recht grosse Schnelligkeit der bei grösserer Kolbengeschwindigkeit stattfindenden Schliessung erwünschter wäre. Thatsächlich findet man diese, als Differenz entgegengesetzter Antheile jener Einzelbewegungen, weniger erheblich; in dieser Beziehung gebührt Präcisionssteuerungen der Vorzug.

Die Collmann-Steuerung ist auch für Umsteuerungen ausgebildet worden. Die Stangen von zwei symmetrisch gegen die Kurbelrichtung angeordneten Excentern setzen dabei eine Coulisse in schwingende Bewegung, in welcher zwei Gleitstücke sich in veränderlichen, bezüglich auf die Mitte stets entgegengesetzten Lagen befinden. Von diesen Gleitstücken vermittelt durch entsprechenden kinematischen Zusammenhang das eine die erste, das andere die zweite der beiden Einzelbewegungen des Kniegelenks; durch gleichzeitige entgegengesetzte Verschiebung beider Gleitstücke je auf die andere Coulissenhälfte, in welcher sie je vom anderen Excenter regiert werden, ist so die Umsteuerung leicht zu bewirken.

§. 78. Präcisionssteuerungen.

Jede Drosselung des Dampfes auf seinem Wege vom Kessel bis zum Condensator (in welcher Bezeichnung hier mit Rücksicht auf Auspuffmaschinen die Atmosphäre einbegriffen werde), nämlich jede, plötzliche

(auf sehr kurzer Strecke stattfindende) vorübergehende Querschnittsverkleinerung des Dampfstroms, veranlasst durch eine örtliche Verengung des Leitungsquerschnittes, hat einen nachtheiligen Spannungsfall zur Folge, einen der betreffenden Widerstandshöhe entsprechenden Ueberschuss der Druckhöhe vor über dieselbe hinter der Drosselungsstelle. Bei gegebenen Spannungen im Kessel und im Condensator bewirkt also die Drosselung des einströmenden Dampfes Verkleinerung des Hinterdampfdrucks im Cylinder, die Drosselung des ausströmenden Dampfes Vergrösserung des Vorderdampfdrucks. An den Mündungen der Dampfcanäle findet solche Drosselung statt während ihrer allmählichen Oeffnung und Schliessung durch die betreffenden Steuerungsorgane (Schieber, Ventile), deren Bewegungen somit vortheilhafter Weise schnell hierbei zu erfolgen haben. In Betreff der Oeffnung und Schliessung eines Ausströmungscanals, sowie auch der Oeffnung eines Einströmungscanals ist das freilich insofern weniger wichtig, als diese Vorgänge so nahe am Ende eines Kolbenhubes stattfinden, dass wegen der klein gewordenen Geschwindigkeit des Kolbens auch diejenige des ein- oder ausströmenden Dampfes, welcher die fragliche Widerstandshöhe im quadratischen Verhältnisse entspricht, von nur mässiger Grösse ist. Von Wichtigkeit ist dagegen der schnelle Abschluss eines Einlasscanals, zu einer Zeit erfolgend, in welcher die Kolbengeschwindigkeit erheblich zu sein pflegt; von dem hierbei durch die Drosselung verursachten (mit Umsetzung in Wärme verbundenen) Arbeitsverluste kann zwar ein Theil, aber doch immer nur ein kleiner Theil der Expansionsarbeit zugut kommen in Folge Verdampfung von Wasser, welches im einströmenden Dampfe enthalten ist oder bei seiner Expansion entsteht.

Bei Präcisionssteuerungen wird dieser schnelle Abschluss des Einlasscanals dadurch vermittelt, dass die Schlussbewegung des im entsprechenden Augenblicke von der äusseren Steuerung losgelösten betreffenden Steuerungskörpers lediglich durch eine äussere Hilfskraft bewirkt wird; durch die Verschiebung der Regulatorhülse bei zu- oder abnehmender Geschwindigkeit der Maschine wird die Auslösung bzw. früher oder später herbeigeführt. Bei den von Corliss herrührenden ersten solchen Maschinen waren die Steuerungskörper Drehschieber, und es wurden die Einlassschieber durch niedersinkende Gewichte geschlossen; später wurden meistens Ventile, und zur Schliessung der Einlassventile fast ausschliesslich Federkräfte verwendet. Bei solcher Präcisions-Ventilsteuerung sind nicht nur die Einlassventile während ihrer Schlussbewegung, sondern alle Ventile während ihres Aufsitzens ausser Zusammenhang mit dem Bewegungsmechanismus.

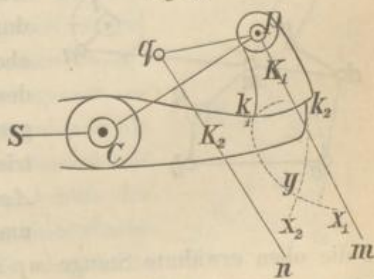
Der Mechanismus zur Oeffnung jedes Einlassorgans E besteht hier aus zwei Theilen, von welchen der eine M_1 dauernd mit der Maschine in Zusammenhang und Bewegung, der andere M_2 mit E zusammenhängend abwechselnd in Ruhe und Bewegung ist. In Zusammenhang unter sich treten beide Theile nur zur Oeffnung des Einlasscanals, indem ein Knaggen K_1 am letzten Gliede von M_1 , etwas (der beabsichtigten Voreinströmung entsprechend) vor dem Ende eines Kolbenhubes gegen einen Knaggen K_2 am ersten Gliede von M_2 trifft und ihn zur entsprechenden Bewegung von E entgegen der auf E wirkenden Schliessungskraft (Schwerkraft, Federkraft) vor sich her treibt, bis in dem Augenblicke, in welchem nach dem Hubwechsel die Absperrung des Hinterdampfes stattfinden soll, K_2 von K_1 nach vorhergegangener relativer Verschiebung abschnappt, das Einlassorgan E zur Schlussbewegung durch die Schliessungskraft freigebend. Zu präciser Fixirung des Augenblickes des Abschnappens sind die Angriffsflächen von K_1 und K_2 scharfkantig an der betreffenden Seite begrenzt, und zur Erhaltung dieser Kanten k_1 und k_2 unter der Einwirkung des in vielmaliger Wiederholung vor dem Abschnappen auf eine verschwindend schmale Fläche concentrirten Druckes zwischen den Knaggen sind diese aus möglichst hartem Stahl verfertigt. Jenachdem die Bahnen der massgebenden Kanten k_1 und k_2 parallel sind oder sich schneiden, findet die relative Verschiebung von K_2 gegen K_1 erst kurz vor der Auslösung (vor dem Abschnappen) oder beständig während ihrer Berührung statt, ersteres z. B. dadurch, dass ein Arm der Klinke, an welcher sich K_1 oder K_2 befindet, gegen einen Anschlag trifft. Der Augenblick der Auslösung kann (vermittels des Regulators) im ersten Falle durch Verstellung jenes Anschlages, im zweiten durch Aenderung der Bahn von k_1 oder von k_2 , somit durch Lagenänderung des massgebenden Schnittpunktes beider Bahnen verändert werden, z. B. durch Verlegung der Schwingungsaxe eines Hebels, durch welchen die Kreisbahn einer dieser beiden Kanten vermittelt wird.

Bei der Corliss-Maschine in ihrer ursprünglichen sowohl wie in späteren Ausführungen ist der Präcisionsmechanismus von der ersten der beiden erwähnten Arten; die massgebenden Kanten k_1 , k_2 durchlaufen im Wesentlichen gleichgerichtete Bahnen. Wenn, wie gewöhnlich, die diesen Maschinen eigenthümlichen 4 Drehschieber von derselben Steuerscheibe aus bewegt werden, welche von der Kurbelwelle aus durch ein Excenter in schwingende Bewegung versetzt wird, so sind in der mittleren Lage dieser Steuerscheibe (ebenso wie bei mittlerer Lage eines Muschelschiebers) alle Canäle geschlossen, so dass sie während einer halben einfachen

Schwingung, entsprechend einer Vierteldrehung der Kurbel oder einem halben Kolbenhube geöffnet werden müssen; nur während dieser Oeffnung kann die Ausklinkung zur Schlussbewegung eines Einlasschiebers stattfinden, weshalb nur Füllungen $< 0,5$ bei solchen Maschinen erreicht werden können. Frei von dieser Beschränkung ist die Anordnung von Bede und Farcot mit besonderen Bewegungsmechanismen für die Einlass- und für die Auslassdrehchieber, einem Präcisionsmechanismus erster Art für erstere, einem zwangläufigen Mechanismus für letztere. Der Unterschied zwischen beiderlei Anordnungen ist analog demjenigen zwischen einer Farcot'schen Schleppschiebersteuerung (§. 76) und einer Meyer'schen oder Rider'schen Steuerung mit selbständig bewegtem Expansionschieber.

Als Beispiel einer Präcisionssteuerung zweiter Art ist die neuere Sulzer-Steuerung mit Ventilen bemerkenswerth. An jedem Ende des horizontalen Dampfzylinders ist zur Bewegung des oberhalb desselben befindlichen Einlassventils ein Hebel SCK_2 (Fig. 75) um eine horizontale feste Axe C drehbar, welcher, bei S die Ventilstange angreifend, entgegen dem Drucke einer Feder das Ventil hebt, wenn der andere Hebelarm CK_2 , der am Ende K_2 den oben ebenso bezeichneten Knaggen bildet, niedergedrückt wird. Der dazu dienende Knaggen K_1 bildet hier einen Arm des Winkelhebels K_1pq , welcher um den Bolzen p des lose um C schwingenden Hebels Cp drehbar ist; die der Angriffsfläche von K_2 congruente Angriffsfläche von K_1 ist eine Kreiscylinderfläche um p als Axe. Der Winkelhebel K_1pq erhält nun eine zusammengesetzte Bewegung dadurch, dass bei jeder Kurbelumdrehung einmal p vermittle einer Stange mp in einem Kreisbogen um C hin- und her-, q vermittle einer anderen Stange nq in einer gewissen geschlossenen Bahn herumgeführt wird, unter m und n zwangläufig bewegte Punkte (Gelenke) verstanden. Auch die Kante k_1 von K_1 wird dadurch in einer geschlossenen Bahn bewegt, von welcher in Fig. 75 nur ein Theil k_1x_1 punktirt gezeichnet ist, welcher der Bewegung der Kante k_1 von etwas vor der Hebung des Ventils bis etwas nach dem Zurückfallen desselben entspricht; die Kante k_2 von K_2 bewegt sich in dem Kreisbogen k_2x_2 um C , und dessen Schnittpunkt y mit k_1x_1 ist der Ort der Kanten k_1, k_2 im Augenblicke der Auslösung. Regulirbar ist dieser Augenblick, also die Füllung des Cylinders durch Aenderung

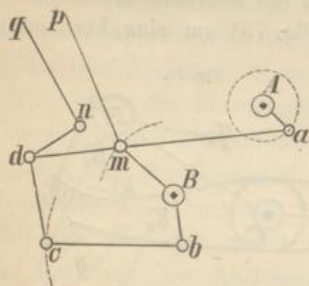
Fig. 75.



der Bahn des Endpunktes n der Stange nq , wodurch auch die Bahnen von q und k_1 entsprechend geändert werden. Die Verhältnisse sind so zu wählen (mit Hilfe von Aufzeichnungen des ganzen Mechanismus in verschiedenen Configurationen), dass in dem Augenblicke, in welchem K_1 gegen K_2 trifft, der Kolben sich etwas vor dem Hubende befindet, entsprechend der verlangten Voreinstromung, möglichst auch so, dass die Bahn von k_1 vor jenem Augenblicke nur schwach, nachher aber stark gegen die Angriffsfläche von K_1 geneigt ist, wie es in Fig. 75 gezeichnet wurde, einem sanften Aufsetzen von K_1 auf K_2 , dagegen einer schnellen Erhebung des Ventils entsprechend.

Wie die betreffenden Bewegungen der Punkte, bzw. der Gelenke m und n zustandekommen, und wie die Bahn von n behufs Regulierung

Fig. 76.



der Füllung verändert werden kann, wird durch Fig. 76 angedeutet. A ist eine parallel neben dem Cylinder gelagerte Steuerwelle, welche, von der Kurbelwelle aus durch gleiche conische Räder angetrieben, ebenso rotirt wie diese. An den Enden des Cylinders besitzt sie entgegengesetzt gerichtete Kurbeln (Excenter) Aa zum Antriebe je eines Kurbelschwingmechanismus $AamB$; an das so in einem Kreisbogen um B hin- und herbewegliche Gelenk m

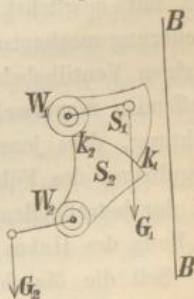
ist die oben erwähnte Stange mp angeschlossen. Um den in geschlossener Bahn umlaufenden Bolzen d an der Verlängerung der Koppel am schwingt der Winkelhebel cdn , mit dessen einem Arme bei n die Stange nq gelenkig verbunden ist, während der andere bei c in einem Kreisbogen um den Bolzen b durch die Lenkstange bc geführt ist; dieser Bolzen befindet sich an dem Arme Bb der Welle B , um welche die Schwinge Bm lose drehbar ist. Inwiefern die Ortsveränderungen des Bolzens b (in Folge von Drehungen der Welle B durch die Wirkung des Regulators auf einen anderen Arm derselben) solche Änderungen der geschlossenen Bahn des Gelenkes n zur Folge haben, welche bei passender Wahl der Verhältnisse Füllungsgraden von Null bis ungefähr 0,9 entsprechen, kann durch Zeichnung erkannt werden, auf welche auch jene Wahl der Verhältnisse selbst bei der Zusammengesetztheit des Mechanismus angewiesen ist. Die Steuerung des unter dem Cylinder befindlichen Auslassventils erfolgt auch von der Koppel am aus durch eine gelenkig angeschlossene Stange und einen zwischen dieser und der Ventilstange angeordneten Winkelhebel.

§. 79. Steuerungen für Maschinen ohne rotirende Bewegung.

Bei Maschinen ohne Rotation werden allgemein doppelsitzige Ventile als innere Steuerungskörper verwendet, deren Bethätigung von einem Steuerbaume ausgeht, welcher sich mit dem Kolben des verticalen Cylinders auf- und abbewegt; durch die Wirkung von Knaggen an diesem Steuerbaume auf entsprechende Hebel und durch äussere Steuerungen, welche im Allgemeinen als Sperrklinkensteuerungen charakterisirt werden können, werden die Ventile jeweils kurz vor dem Ende eines Hubes in die Lagen gebracht, welche sie beim folgenden Hube haben müssen, abgesehen zunächst von der früheren Schliessung der Einlassventile im Falle erheblicher Expansion und abgesehen von den ev. durch Katarakte zu regelnden Hubpausen.

Das Wesen einer solchen Steuerung (von übrigens verschiedenartiger Anordnung im Einzelnen) ist durch Fig. 77 angedeutet mit Bezug zunächst auf doppeltwirkende Maschinen ohne Expansion. In dieser Figur sind W_1 und W_2 zwei Steuerwellen mit den Sperrklinken (Sperrsegmenten) S_1, S_2 ; letztere sind nach gleichen Kreisbögen begrenzt, sowohl aussen (um W_1 und W_2 als Mittelpunkten), als auch an den Seitenflächen, welche abwechselnd mit der Aussenfläche des anderen Segments behufs der Sperrung sich berühren, und welche die Aussenfläche des eigenen Segments in der für die Auslösung massgebenden Kante k_1 bzw. k_2 schneiden. An den Wellen W_1, W_2 befinden sich ausserdem je 4 Hebel; durch den einen H_1 bzw. H_2 erfolgt ihre Drehung im einen (für beide entgegengesetzten) Sinne, wenn er von einem Knaggen K_1 bzw. K_2 am Steuerbaume BB erreicht wird, am zweiten wirken Gewichte G_1, G_2 auf Drehung im umgekehrten Sinne, am dritten und vierten sind Stangen zur Bewegung der Ventilhebel angeschlossen, vermittels welcher abwechselnd die Ventile durch die niedersinkenden Gewichte G_1, G_2 geöffnet (gehoben), oder ihr Schluss der Wirkung des Eigengewichtes (und ev. eines Belastungsgewichtes oder einer Feder) frei gegeben wird in Folge der durch K_1, K_2 bewirkten umgekehrten (mit Hebung von G_1, G_2 verbundenen) Drehung der Steuerwellen. Von solchen Ventilen befinden sich oben und unten je ein Auslass- und ein Einlassventil; die oberen seien bzw. mit A_1 und E_1 , die unteren mit A_2 und E_2 bezeichnet. A_1 und E_2 werden von der Welle W_1 , A_2 und E_1 von W_2

Fig. 77.



gesteuert. Die Figur 77 entspricht dem Niedergange des Kolbens, wobei A_1 und E_2 geschlossen, A_2 und E_1 offen sind; G_1 ist gehoben, G_2 niedergesunken. Nähert sich der Kolben dem unteren Hubende, so trifft der Knaggen K_2 des Steuerbaumes auf den Hebel H_2 und dreht dadurch W_2 in solchem Sinne, dass G_2 gehoben wird, A_2 und E_1 sich schliessen, bis nach dem Vorbeigange der Kante k_2 an k_1 die Hemmung von W_1 gelöst und durch das niedersinkende Gewicht G_1 diese Welle in solchem Sinne gedreht wird, dass damit die Oeffnung von A_1 und E_2 verbunden ist, folglich der Aufgang des Kolbens beginnt. Nahe dem oberen Hubende trifft K_1 auf H_1 und dreht W_1 zurück unter Wiedererhebung von G_1 und Schliessung von A_1 , E_2 , bis nach dem Vorbeigange von k_1 an k_2 durch das Niedersinken von G_2 auch W_2 in die Lage der Figur zurückgedreht wird unter Oeffnung von A_2 , E_1 u. s. f.

Wenn zum Zwecke der Expansion des Hinterdampfs ein Einlassventil E geschlossen werden sollte, nachdem der Kolben erst irgend eine mittlere Stelle bei dem betreffenden Hube erreicht hat, so kann das mit möglichst geringer Aenderung bzw. Ergänzung des erklärten Steuerungsmechanismus durch eine auslösbare Verbindung des zu E gehörigen Ventilhebels mit der Stange geschehen, wodurch er von der betreffenden Steuerwelle W aus bewegt wird, mit Hülfe einer solchen Vorrichtung, dass jene Verbindung durch den Druck eines weiteren (zur Regulirung des Füllungsgrades verstellbaren) Knaggens am Steuerbaume bei der betreffenden Kolbenstellung gelöst und durch die Drehung von W zu Ende des Hubes wiederhergestellt wird.

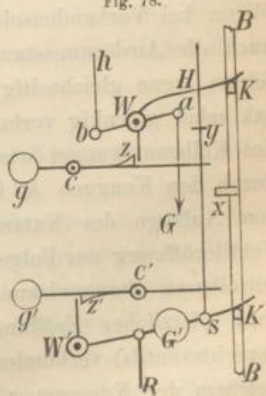
Soll die Maschine einfachwirkend sein, wie es insbesondere bei Wasserhaltungsmaschinen oft der Fall ist, früher ausschliesslich der Fall war, soll z. B. nur der Niedergang des Kolbens durch den Dampfdruck bewirkt werden, um den Arm eines Balanciers zur Hebung des am anderen Arme angehängten Gestänges niederzudrücken (indirecte Wirkung), so fehlen die Ventile A_1 und E_2 , an deren Stelle ein durch die Welle W_1 (Fig. 77) gesteuertes Gleichgewichtsventil durch seine Oeffnung die Verbindung der Cyllinderräume vor und hinter dem aufwärts gehenden Kolben herstellt, während es bei seinem Niedergange geschlossen ist. Wenn sein Schluss schon dann durch den Druck des Knaggens K_1 gegen den Hebel H_1 der Welle W_1 bewirkt wird, wenn der Kolben seinen Aufgang noch nicht vollendet hat, so dient der vor ihm abgesperrte Dampf als elastisches Kissen zu möglichst stossloser Beendigung des Gestängenederganges. Wenn übrigens die Maschine ohne Condensation arbeitete, so könnte auch das Auslassventil A_2 fehlen, unter den vorausgesetzten

Umständen folglich der untere Cylinderraum beständig mit der Atmosphäre communiciren, weil dann dem beim Aufgange des Kolbens vor und hinter ihm herrschenden atmosphärischen Drucke eine für die erwähnte Bufferwirkung des Vorderdampfes noch genügende Dampfdichte entspräche. Bei Condensationsmaschinen mit unerheblicher Expansion kann man umgekehrt veranlasst sein, ausser dem Condensatorventile, d. h. dem unten befindlichen zum Condensator führenden Auslassventile noch oben ein besonderes Ausblaseventil in die Atmosphäre anzuordnen, welches beim Aufgange des Kolbens anfänglich geöffnet wird, um bei dem folgenden Niedergange desselben nur die kleinere, den Cylinder vor ihm erfüllende Dampfmasse von atmosphärischer Dichtigkeit condensiren zu müssen. —

Die Verhältnisse von Wasserhaltungsmaschinen ohne Rotationsbewegung bringen es mit sich, dass die Regulirung des geförderten Wasserquantums durch mehr oder weniger lange Stillstandspausen zwischen den Hüben erfolgen kann und passender Weise geschieht. Zu Ende eines Hubes werden dann nur die während desselben offen gewesen Ventile durch den Steuerbaum geschlossen, wogegen die den neuen Hub vermittelnden Ventileröffnungen einer besonderen Hilfsvorrichtung, dem Katarakte, übertragen werden, welcher während der Hubpause in Bewegung bleibt, nachdem er früher vom Steuerbaume aus in entsprechende Lage gebracht (aufgezogen worden) war. Er ist im Wesentlichen eine Pumpe, dessen Kolben beim Aufzuge Wasser oder Oel ansaugt, welches er beim Niedersinken in Folge seines durch ein Belastungsgewicht unterstützten Eigengewichtes durch eine kleinere Oeffnung zurückpresst; die Verkleinerung dieser Oeffnung vergrößert die Zeit des Niedersinkens, also die Dauer der Hubpause.

Beispielsweise bei einer indirect- und ein-fachwirkenden Wasserhaltungsmaschine handle es sich um eine Stillstandspause vor dem Aufgange des Kolbens, wozu die Oeffnung des Gleichgewichtsventils durch einen Katarakt zu bewirken ist. Die Figur 78 entspricht der Lage, in welche der dazu dienende Mechanismus am Ende des vorhergegangenen Kolbenaufganges gekommen war durch den Druck des Knaggens K des Steuerbaumes BB gegen den Hebel H der Steuerwelle W , und des Knaggens K' gegen den um W' drehbaren Hebel, an welchen die Kataraktkolbenstange R gehängt ist.

Fig. 78.



Durch ersteres wurde W so gedreht, dass damit die Hebung des am Arme Wa hängenden Gewichtes G und die Schliessung des Gleichgewichtsventils durch die Ventilhebelstange bh verbunden war, darauf die Hemmung von W in dieser Lage durch den Zahn z des um c drehbaren, bei g beschwerten Sperrhebels gz . Durch den Druck von K' gegen den durch ein Gewicht G' beschwerten Hebel $W'G'$ war der Katarakt aufgezogen und in diesem Zustande durch den Zahn z' eines um c' drehbaren, bei g' beschwerten Sperrhebels gehemmt worden. Der Mechanismus verharrt so während der Stillstandspause, welche etwa bei höchster Lage des Kolbens durch einen anderen, das Einlassventil öffnenden Katarakt begrenzt wird, und während des folgenden Kolbenniederganges, bis kurz vor dem Ende desselben der Knaggen x des Steuerbaumes den Sperrhebel $g'c'$ an dem seinem Belastungsgewichte g' entgegengesetzten Ende niederdrückt und dadurch die Sperrung des Katarakthebels aufhebt. Indem dieser dann durch das Belastungsgewicht G' den allmählichen Niedergang des Kataraktkolbens bewirkt, wird der Aufgang des unterdessen in tiefster Lage ruhenden Dampfkolbens erst dadurch eingeleitet, dass der Anschlag y der bei s an den Katarakthebel angeschlossenen Auslösungsstange sy den Sperrhebel gz dreht, dadurch die Sperrung von W aufhebt, so dass das niedersinkende Gewicht G das Gleichgewichtsventil vermittels der Stange bh öffnet.

Fehlte der Sperrhebel $g'c'$ (Fig. 78), so würde der Niedergang des Kataraktkolbens zugleich mit demjenigen des Dampfkolbens beginnen; die Dauer des ersteren bis zur Auslösung von W wäre also = der Summe aus Niedergangszeit des Dampfkolbens und unterer Hubpause desselben. Wenn bei Vorhandensein von $g'c'$ der Sperrhebel gz fehlte, so könnten auch die Auslösungsstange sy und die Steuerwelle W mit ihren Hebeln fehlen, wenn gleichzeitig die Ventilhebelstange unmittelbar mit dem Katarakthebel gelenkig verbunden wird (in Fig. 78 links von W'); zu Ende des Kolbenaufganges wird dann die Schliessung des Gleichgewichtsventils durch den Knaggen K' bewirkt gleichzeitig mit der Hebung von G' und dem Aufzuge des Kataraktkolbens, dessen Niedergang unmittelbar die Ventileröffnung zur Folge hat. Diese einfachere unmittelbare anstatt der mittelbaren Steuerwirkung durch Auslösung ist aber mit schleichender statt plötzlicher Eröffnung des betreffenden Ventils (hier des Gleichgewichtsventils) verbunden, welche schon in dem Augenblicke beginnt, in welchem der Knaggen x zu Ende des Kolbenniederganges den Katarakthebel auslöst. Ein weiteres Eingehen auf die in diesen und in anderen Beziehungen mannichfachen Besonderheiten von Kataraktsteuerungen, sowie

auf ihre Anordnung bezüglich der verschiedenen Katarakte derselben Maschine, kann hier unterbleiben.

Nur mag schliesslich noch bemerkt werden, dass die Kataraktsteuerung nicht ganz auf Maschinen ohne Rotation, also ohne Schwungrad, beschränkt ist, wenn nur die Bethätigung der Katarakte und überhaupt der Steuerung nicht, wie sonst bei rotirenden Maschinen, von der Schwungradwelle aus, sondern von einem mit dem Kolben auf- und niedergehenden Steuerbaume aus erfolgt. Insbesondere ist das der Fall bei der Wasserhaltungsmaschine von Kley; bei doppelter und indirecter Wirkung ist der Balancier an der Seite, an welcher die Kolbenstange angreift, bezw. die beiden Kolbenstangen im Falle einer Zweicylindermaschine angreifen, durch Kurbelstange und Kurbel mit der Welle eines Schwungrades verbunden, welches somit bei jeder Hubpause mit der ganzen Maschine (ausser den vorher aufgezogenen Katarakten) zum Stillstande kommt, wobei es unwesentlich (durch Verkleinerung oder Vergrösserung der Füllung übrigens willkürlich herbeizuführen) ist, ob dieser Stillstand etwas vor oder hinter der Todtlage der Kurbel eintritt, der neue Hub folglich mit umgekehrtem oder gleichbleibendem Drehungssinne des Schwungrades erfolgt. Die fragliche Anordnung ist trotz grösserer zulässiger Kolbengeschwindigkeit insofern mit grösserer Betriebssicherheit verbunden, als der Hub durch die Kurbel genau und sanft begrenzt, sowie das Durchgehen der Maschine im Falle eines Gestängebruchs dadurch verhindert ist, dass die dann über die Todtlage sich hinaus bewegende Kurbel eine Bewegung des Steuerbaumes zur Folge hat, durch welche er den betreffenden Katarakt schon wieder aufzieht, bevor dieser eine neue Dampfeinströmung vermitteln konnte. Die in mehrfacher Hinsicht eigenthümliche Kley'sche Kataraktsteuerung selbst ist ohne speciellere, dem Zwecke dieses Buches fern liegende Zeichnung nicht verständlich.

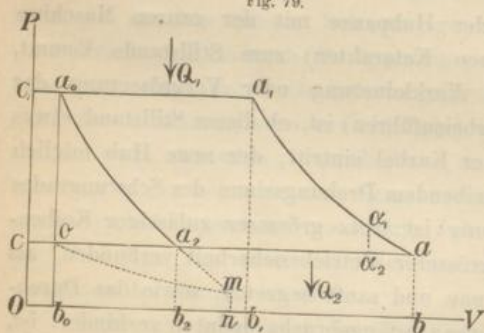
§. 80. Principielle Verwirklichung des idealen Kreisprocesses einer Dampfmaschine.

Die Besonderheit der Dampfmaschine als Wärmemotor besteht darin, dass die Zustandsänderungen der Arbeitsflüssigkeit (Wasser bezw. Wasserdampf) eine Aenderung der Aggregatform in sich schliessen. In Verbindung mit dem Umstande, dass der Druck gesättigter Dämpfe mit zunehmender Temperatur wesentlich schneller, als diese, zunimmt, wird dadurch der Vortheil gewährt, dass innerhalb eines gegebenen Temperaturintervalls eine besonders grosse Aenderung des Volumens und des Drucks, somit eine grosse Arbeit durch den dem Wärmemotor zugrundeliegenden

Kreisprozess der vermittelnden Flüssigkeit erzielt werden kann. Ein idealer solcher Kreisprozess, dessen Zustandcurve aus zwei isothermischen und zwei adiabatischen Curven besteht (Fig. 61, §. 61), und durch welchen bei gegebenen Grenztemperaturen t_1 und t_2 (absoluten Temperaturen T_1 und T_2) die grösstmögliche Arbeit gewonnen wird, könnte im Princip, nämlich abgesehen von allen thatsächlich stets vorhandenen Nebenumständen, insbesondere von dem beständigen Wärmeaustausch zwischen Dampf und Hülle (Canal- und Cylinderwand mit Kolben) auf folgende Weise verwirklicht werden. Vorausgesetzt ist Dampf, welcher stets gesättigt, im Allgemeinen feucht ist.

Aus dem Kessel, in welchem die Temperatur t_1 und der entsprechende Druck p_1 (specifischer, d. i. Druck pro Flächeneinheit) herrscht, ströme der Dampf in einen Cylinder (Expansionscylin-

Fig. 79.



der Dampf in einen Cylinder (Expansionscylin- der Zustande p_1, y_1 , d. h. mit jenem Kesseldrucke und in solchem Grade feucht, dass er in einem Kilogramm $1 - y_1$ Kgr. Wasser enthält. Ist G das Gewicht dieses

einströmenden Dampfes, so war zu seiner Bildung aus Wasser vom Zustande p_1, t_1 im Kessel die Wärme

$$Q_1 = G y_1 r_1 \dots \dots \dots (1)$$

erforderlich, unter r_1 die der Temperatur t_1 oder die dem Drucke p_1 entsprechende spezifische Verdampfungswärme verstanden. In Figur 79 mit der Abscissenaxe OV und der dazu senkrechten Ordinatenaxe OP , in welcher die Abscissen die vom Kolben (von seiner dampfberührten Fläche) durchlaufenen Räume, die Ordinaten die entsprechenden Dampfdrucke p bedeuten, sei $c_1 a_1$ die Zustandcurve des im Kessel entwickelten und in den Cylinder strömenden Dampfes; sie ist als Isotherme hier eine mit der Abscissenaxe parallele Gerade. Die Arbeit, welche dabei der Dampf auf den Kolben überträgt, ist dargestellt durch die rechteckige Fläche $O c_1 a_1 b_1$, deren Theil $O c_1 a_0 b_0 =$ der Arbeit ist, welche auf den Kolben übertragen worden wäre, wenn der Dampf ganz als Wasser vom Zustande p_1, t_1 und entsprechendem Volumen $= c_1 a_0 = O b_0$ eingeströmt wäre. Der im Cylinder jetzt abgesperrte Dampf expandirt hinter dem sich weiter bewegenden

Kolben gemäss der adiabatischen Zustandcurve a_1a bis zur Temperatur t_2 und zu entsprechendem Druck p_2 , wobei die spezifische Dampfmenge bis y abnehme; sie nimmt ab, sofern y_1 nur wenig < 1 war (siehe Bd. I, §. 33). Die Expansionsarbeit ist $= b_1a_1ab$. Indem dann der Dampf durch den zurückgehenden Kolben unter Aufwendung einer Arbeit $= bacO$, entsprechend der geraden isothermischen Zustandcurve ac parallel OV , aus dem Expansionscylinder heraus und in den Condensator geschafft wird, in welchem die Temperatur t_2 mit dem entsprechenden Drucke p_2 herrscht, wird die spezifische Dampfmenge weiter auf einen gewissen kleinen Werth y_2 reducirt, indem die Wärme

$$Q_2 = G(y - y_2)r_2 \dots \dots \dots (2)$$

entzogen wird, wenn r_2 die der Temperatur t_2 entsprechende spezifische Verdampfungswärme bedeutet. Aus dem Condensator ströme der Dampf im Zustande p_2, y_2 in einen anderen Cylinder (Compressioncylinder), auf dessen Kolben während Durchlaufung des Volumens Ob_2 die Arbeit Oca_2b_2 übertragend. Dieses Volumen Ob_2 sei so bemessen, dass, wenn der zurückkehrende Kolben des Compressioncylinders den in ihm abgesperrten Dampf bis zum Anfangsdrucke p_1 und der entsprechenden Temperatur t_1 comprimirt gemäss der adiabatischen Zustandcurve a_2a_0 , derselbe gerade zu Wasser verdichtet ist. Ausser der betreffenden Compressionsarbeit $= b_2a_2a_0b_0$ ist dann zur Herbeiführung des anfänglichen Zustandes nur schliesslich noch eine Arbeit $= b_0a_0c_1O$ aufzuwenden, damit der vollends zurückkehrende Compressionskolben das Wasser vom Zustande p_1, t_1 in den Kessel zurückschaffe.

Indem nun im Expansionscylinder die Arbeit

$$Oca_1b_1 + b_1a_1ab - bacO = ca_1a_1a$$

verrichtet und im Compressioncylinder die Arbeit

$$- Oca_2b_2 + b_2a_2a_0b_0 + b_0a_0c_1O = ca_2a_0c_1$$

verbraucht wird, ist die gewonnene Arbeit

$$= ca_1a_1a - ca_2a_0c_1 = a_0a_1aa_2.$$

Wird sie mit E_0 bezeichnet, so ist, unter A den Wärmewerth der Arbeitseinheit verstanden,

$$AE_0 = Q_1 - Q_2$$

oder, weil sich $Q_1 : T_1 = Q_2 : T_2$ verhält (Bd. I, §. 14, Gl. 4),

$$AE_0 = Q_1 \left(1 - \frac{T_2}{T_1} \right).$$

Der Quotient

$$\frac{AE_0}{Q_1} = 1 - \frac{T_2}{T_1} \dots \dots \dots (3)$$

ist das Verhältniss des Wärmewerthes der gewonnenen Arbeit zur mitgetheilten (aufgewendeten) Wärme, und kann als Wirkungsgrad des idealen Kreisprocesses bezeichnet werden.

Dieser Wirkungsgrad ist um so grösser,

je grösser T_1 und je kleiner T_2 ,

also auch je grösser p_1 und je kleiner p_2

ist. Wären etwa $p_1 = 10$ Atm. ($t_1 = 180,3$)

und $p_2 = 0,1$ Atm. ($t_2 = 46,2$)

die praktisch äussersten betreffenden Grenzwerte, so ergäbe sich der entsprechende grösstmögliche Wirkungsgrad

$$= 1 - \frac{273 + 46,2}{273 + 180,3} = 0,296.$$

Er wird durch eine kleine Vergrösserung von p_2 ebenso sehr vermindert, wie durch erhebliche Verkleinerung von p_1 . Man findet ihn z. B.

für $p_1 = 10$ und $p_2 = 0,2$ ($t_2 = 60,45$)

ebenso wie für $p_1 = 6,2$ ($t_1 = 160,7$) und $p_2 = 0,1$

nur $= 0,264 = (1 - 0,108) 0,296$.

Er wird also um 10,8 Procent verkleinert durch Vergrösserung von p_2 um 0,1 Atm., aber durch Verkleinerung von p_1 erst um 3,8 Atm., woraus zu schliessen ist, dass es bei Condensationsmaschinen in der hier in Rede stehenden Beziehung mehr auf möglichste Vollkommenheit des Vacuums im Condensator, als auf sehr grossen Kesseldruck ankommt.

Ist dagegen p_2 = einem grösseren Werthe gegeben, wie bei Auspuffmaschinen ($p_2 = 1$), so kann nur durch sehr grosse Kesselspannungen p_1 der Wirkungsgrad des idealen Kreisprocesses demjenigen einer Condensationsmaschine nahe gebracht werden. Er ergibt sich z. B.

$= 0,177$ für $p_1 = 10$ und $p_2 = 1$ ($t_2 = 100$),

aber nur $= 0,140$ für $p_1 = 6,2$ und $p_2 = 1$,

somit um

$$\frac{0,177 - 0,14}{0,177} 100 = 20,9 \text{ Proc.}$$

kleiner, während ihn dieselbe Verkleinerung von p_1 im Falle $p_2 = 0,1$ nur um 10,8 Procent verkleinerte.

Zugleich kann man bemerken, dass das Verhältniss der fraglichen Wirkungsgrade, welche $p_2 = 0,1$ und $p_2 = 1$ entsprechen,

$$\text{für } p_1 = 10 \text{ sich } = \frac{0,296}{0,177} = 1,67$$

$$\text{für } p_1 = 6,2 \text{ sich } = \frac{0,264}{0,140} = 1,89$$

ergiebt. Bezüglich des hier in Rede stehenden Wirkungsgrades ist somit die Condensation des Abdampfes mit erheblichem, und zwar mit um so grösserem Vortheile verbunden, je weniger gross der Kesseldruck ist.

§. 81. Verschiedenheit des idealen vom realen Kreisprocesse einer Dampfmaschine.

Der Kreisprocess unserer üblichen Dampfmaschinen weicht von dem im vorigen Paragraph besprochenen idealen Vorgange principiell insofern ab, als ein besonderer Compressioncyliner nicht vorhanden ist, vielmehr der Dampf schon im Condensator vollständig zu Wasser von der Temperatur t_2 condensirt und als solches durch die Speisevorrichtung in den Kessel geschafft wird, um daselbst zunächst durch eine zusätzliche Wärmetheilung in Wasser von der höheren Temperatur t_1 zurückgeführt zu werden. Statt des Arbeitsdiagramms $a_0 a_1 a a_2$ (Fig. 79) ergiebt sich somit das Diagramm $a_0 a_1 a o$, abgesehen von der verhältnissmässig geringen Abhängigkeit des Wasservolumens vom Zustande des Wassers, mit Rücksicht worauf die Zustandcurve $o a_0$ nicht genau eine mit OP parallele gerade Linie ist. Die gewonnene Arbeit wird dadurch zwar vergrössert um den Betrag der Fläche $o a_0 a_2$, aber der Arbeitswerth der jetzt mehr mitzutheilenden Wärme ist noch grösser, nämlich (siehe Bd. I, §. 16) = der Fläche $b_0 a_0 m n$, wenn $a_2 m$ die Fortsetzung der Adiabate $a_0 a_2$, $o m$ die durch o gehende Isodyname (schwächer, als jene, gegen OV geneigt, siehe Bd. I, §. 35, Fig. 11) und $m n$ die Ordinate des Durchschnittspunktes beider Curven ist. Der Wirkungsgrad des Kreisprocesses wird durch diese principielle Abweichung verkleinert.

Ob die Condensation auf oberflächlicher Abkühlung oder auf Wärmeentziehung durch Mischung mit kaltem Wasser beruht, macht im Princip keinen Unterschied; auch im letzteren Falle kann man sich vorstellen, dass es eben das durch Condensation entstandene Wasser von der Temperatur t_2 ist, welches durch den Speiseapparat in den Kessel zurückgeschafft wird, so dass es sich auch hier um einen wirklichen Kreisprocess

derselben Wassermenge zwischen den Grenztemperaturen t_1 und t_2 handelt. Bei einer Auspuffmaschine kann die Atmosphäre als Condensator betrachtet, im Princip also $p_2 = 1 \text{ Atm.}$, $t_2 = 100$ gesetzt werden; nur hat man sich vorzustellen, dass in diesem atmosphärischen Condensator eine Verdichtung zu Wasser von der Temperatur $t_0 (< t_2)$ des Speisewassers bei constanter Pressung p_2 stattfindet, so dass t_2 nicht mehr eigentlich die Minimaltemperatur des gedachten Kreisprocesses ist. Uebrigens braucht letztere nur wenig $< t_2$ (t_0 nur wenig $< 100^\circ$) zu sein, indem der Abdampf zur Vorwärmung des Speisewassers (§. 68, 3) benutzt werden kann.

Die Arbeit, welche mit $G = 1 \text{ Kgr.}$ Dampf durch einen Kreisprocess gewonnen werden kann, welchem die Zustandcurve $a_0 a_1 a o$ (Fig. 79) entspricht, ist

$$E = O c_1 a_1 b_1 + b_1 a_1 a b - b a c O - c o a_0 c_1 \\ = L_1 + L - L_2 - L_0.$$

Nun ist, übrigens mit Beibehaltung der im vorigen Paragraph gebrauchten Buchstabenbezeichnungen, wenn w das als constant zu betrachtende spezifische Volumen des Wassers und

$$\begin{array}{cccc} w + A, & w + A_1, & w + A_2 \dots & \\ \text{das der Temperatur} & t & t_1 & t_2 \dots \end{array}$$

entsprechende spezifische Volumen gesättigten Wasserdampfs bedeutet, das Volumen des einströmenden Kilogramms feuchten Dampfes:

$$V_1 = w + y_1 A_1, \text{ also } L_1 = V_1 p_1 = p_1 (w + y_1 A_1) \dots (1).$$

Der Wärmewerth der bei adiabatischer Expansion (längs $a_1 a$) geleisteten Arbeit ist, unter ϱ (ev. mit dem betreffenden Index) die innere spezifische Verdampfungswärme verstanden, gemäss Bd. I, §. 35, Gl. (6):

$$AL = q_1 - q_2 + y_1 \varrho_1 - y \varrho_2 \dots (2)$$

und am Ende dieser Expansion ist das Volumen:

$$V = w + y A_2, \text{ somit } L_2 = V p_2 = p_2 (w + y A_2) \dots (3).$$

Endlich muss das Wasser aus einem Raume, in welchem der Druck p_2 herrscht, in den Kessel, worin der Druck p_1 vorhanden ist, gefördert werden, entsprechend der aufzuwendenden Arbeit:

$$L_0 = (p_1 - p_2) w \dots (4).$$

Aus (1) bis (4) folgt:

$$AE = A(L_1 + L - L_2 - L_0) \\ = q_1 - q_2 + y_1 (\varrho_1 + A p_1 A_1) - y (\varrho_2 + A p_2 A_2) \\ = q_1 - q_2 + y_1 r_1 - y r_2 \dots (5).$$

Dabei ist y durch y_1 mit t_1 und t_2 (bezw. p_1 und p_2) bestimmt. Nach Bd. I, §. 35, Gl. (2) ist nämlich, unter a_1 und a_2 die Werthe von

$$a = \int_0^t \frac{dq}{T}$$

bezw. für $t = t_1$ und $t = t_2$, und unter q die der Temperatur t entsprechende spezifische Flüssigkeitswärme des Wassers verstanden (Bd. I, §. 27),

$$a_2 + y \frac{r_2}{T_2} = a_1 + y_1 \frac{r_1}{T_1}$$

$$y r_2 = (a_1 - a_2) T_2 + y_1 r_1 \frac{T_2}{T_1}$$

und somit nach Gl. (5) auch:

$$AE = q_1 - q_2 + y_1 r_1 \left(1 - \frac{T_2}{T_1}\right) - (a_1 - a_2) T_2 \dots \dots \dots (6).$$

Die bei dem Kreisproceſſe mitzutheilende Wärme ist hier

$$= q_1 - q_0 + y_1 r_1,$$

wenn q_0 die der Temperatur t_0 des Speisewassers entsprechende Flüssigkeitswärme bedeutet; und der Wärmewerth der Arbeit, welche mit derselben Wärmemenge durch den idealen Kreisproceſſ gewonnen würde, ist nach (3) im vorigen Paragraph:

$$AE_0 = (q_1 - q_0 + y_1 r_1) \left(1 - \frac{T_2}{T_1}\right) \dots \dots \dots (7).$$

Im Verhältnisse $\frac{E}{E_0}$ ist der Wirkungsgrad des realen Kreisproceſſes im Princip kleiner, als der des idealen, nämlich

$$= \frac{E}{E_0} \left(1 - \frac{T_2}{T_1}\right) = \frac{q_1 - q_2 + y_1 r_1 \left(1 - \frac{T_2}{T_1}\right) - (a_1 - a_2) T_2}{q_1 - q_0 + y_1 r_1} \dots \dots (8).$$

Beispielsweise findet man im Falle $q_0 = q_2$ ($t_0 = t_2$) und $y_1 = 1$ die folgenden Werthe nach Rechnungen von Zeuner:*

p_1	t_1	p_2	t_2	$\frac{E}{E_0}$	$1 - \frac{T_2}{T_1}$	$\frac{E}{E_0} \left(1 - \frac{T_2}{T_1}\right)$
3	133,9	1	100	0,969	0,083	0,080
5	152,2	1	100	0,954	0,123	0,117
10	180,3	1	100	0,931	0,177	0,165
3	133,9	0,1	46,2	0,933	0,216	0,201
5	152,2	0,1	46,2	0,921	0,249	0,229
10	180,3	0,1	46,2	0,903	0,296	0,267

* Grundzüge der mechanischen Wärmetheorie, 2. Aufl.

Indem das Verhältniss $\frac{E}{E_0}$ um so kleiner gefunden wird, je grösser p_1 und je kleiner p_2 ist, wird die Vortheilhaftigkeit eines möglichst grossen Maximal- und möglichst kleinen Minimaldrucks durch die principielle Unvollkommenheit des realen Kreisprocesses etwas vermindert; die bezüglich des idealen Kreisprocesses im vorigen Paragraph bemerkten allgemeinen Folgerungen bleiben aber auch für den realen Kreisprocess gültig. Uebrigens ist der verhältnissmässige Effectverlust durch die principielle Unvollkommenheit desselben

$$= \frac{E_0 - E}{E_0} = 1 - \frac{E}{E_0},$$

für obige Beispiele = 3 bis 10⁰/₀, klein genug, um aufgewogen zu werden durch den Vortheil grösserer Einfachheit und Billigkeit der Maschine in Folge der Ersparung des Compressionscylinders und wegen grösserer Völligkeit des Arbeitsdiagramms, entsprechend einer in gegebenem Cylinder erzielbaren grösseren Arbeit.

Dass $\frac{E}{E_0}$ um so grösser ist, je weniger $t_0 < t_2$, ist ohne Weiteres ersichtlich und auch selbstverständlich. Was aber den Einfluss der Feuchtigkeit des in den Cylinder strömenden Dampfes (des Werthes von y_1) betrifft, so kann man bemerken, dass $E_0 - E$ nach (6) und (7) unabhängig von y_1 , und dass folglich, weil E_0 nach (7) durch $y_1 < 1$ im Verhältnisse

$$\frac{q_1 - q_0 + y_1 r_1}{q_1 - q_0 + r_1}$$

kleiner wird, als für $y_1 = 1$ (für trockenen gesättigten Dampf), ebendadurch $\frac{E_0 - E}{E_0}$ im umgekehrten Verhältnisse grösser wird, z. B.

mit $t_0 = t_2 = 46,2$ ($p_2 = 0,1$) und $p_1 = 3$ bis 10 Atm.

für $y_1 = 0,9$ im Verhältnisse 1,09 bis 1,08

für $y_1 = 0,8$ im Verhältnisse 1,20 bis 1,18.

Mit Rücksicht auf den verhältnissmässigen Effectverlust wegen der principiellen Unvollkommenheit des Kreisprocesses ist es also vortheilhaft, möglichst trockenen Dampf in den Cylinder gelangen zu lassen. —

Ausser der vorbesprochenen, durch die principielle Einrichtung der üblichen Dampfmaschinen bedingten Abweichung des Kreisprocesses vom idealen Verlaufe desselben giebt es noch manche andere, im Folgenden

näher zu besprechende Ursachen, welche solche Abweichungen und namentlich auch eine Verkleinerung des Wirkungsgrades zur Folge haben. Dahin gehören ausser Wärmeverlusten durch Leitung und Strahlung, Reibungen und Betriebsarbeiten von Hülfeinrichtungen insbesondere die folgenden.

1. Thermische Wechselwirkung zwischen dem Dampf im Cylinder und der Cylinderwand.

2. Widerstände gegen die Bewegung des Dampfes vom Kessel in den Cylinder und aus diesem in den Condensator, bezw. in die Atmosphäre, bedingt durch Länge und Weite der betreffenden Canäle, durch örtliche und zeitliche Verengung derselben (Drosselung) und durch die Geschwindigkeit des Kolbens.

3. Unvollständigkeit der Expansion, gemäss welcher im Princip durch Abstumpfung der Spitze bei a (Fig. 79) das Arbeitsdiagramm die Form $a_0 a_1 a_2 o$ erhält; der Verlust an Arbeit, entsprechend der kleinen Fläche $a_1 a a_2$, kann durch die Ersparung an erforderlichem Cylinderraum (um $a a_2$) mehr als aufgewogen werden.

4. Einfluss der schädlichen Räume (§. 74) und im Zusammenhange damit der Compression des jeweils vor dem Kolben im Cylinder bleibenden Dampfes.

5. Voreinströmung und Vorausströmung, gemäss welcher schon vor dem Ende eines Kolbenhubes der frische Dampf vor ihm einströmen und besonders der Hinterdampf auszuströmen beginnt.

6. Dampflässigkeit von Kolben und innerer Steuerung, beruhend auf unvollkommener Dichtung des Kolbens im Cylinder, bezw. der Schieber auf ihren Gleitbahnen, der Ventile auf ihren Sitzen.

§. 82. Anwendung überhitzten Dampfes.

Vor Besprechung der zuletzt hervorgehobenen Umstände werde die Frage erörtert, ob es bezüglich des Wirkungsgrades im Princip von Vortheil ist, den im Kessel entwickelten gesättigten Dampf von der Temperatur t_1 durch weitere Wärmemittheilung bei constantem Drucke p_1 zu überhitzen, bevor er mit diesem Drucke p_1 , aber mit höherer Temperatur t in den Cylinder einströmt. Wären nur t und t_2 als die Grenztemperaturen gegeben, zwischen welchen der Kreisprocess stattfinden soll, so wäre solche Verwendung überhitzten Dampfes im Princip unvortheilhaft, weil die Mittheilung der Wärme nicht bei constanter Maximaltemperatur stattfindende. Indessen kann bezüglich der Anforderungen des praktischen

Dampfmaschinenbetriebes auch der Maximaldruck = p_1 gegeben sein und dadurch nur mittelbar bei Verwendung gesättigten Dampfes die entsprechende Temperatur t_1 als Maximaltemperatur, während ihre Steigerung etwa bis t an und für sich nicht unzulässig erscheint. Nur unter dieser Voraussetzung handelt es sich darum, den Wirkungsgrad eines Kreisprocesses mit dem Arbeitsdiagramme $a_0 a_1 a o$ (Fig. 79) für den Fall fraglicher Verwendung überhitzten Dampfes mit seinem Werthe = $\frac{E}{E_0} \left(1 - \frac{T_2}{T_1}\right)$

für den üblichen Fall gesättigten Dampfes (§. 81) zu vergleichen, vorausgesetzt dass t_1 und t_2 , bzw. T_1 und T_2 in beiden Fällen gleich gross sind, dass aber im ersten Falle der Dampf vor seinem Eintritt in den Cylinder um $t - t_1 = T - T_1$ bei constantem Drucke p_1 (des gesättigten Dampfes von der Temperatur t_1) überhitzt wird. Dabei werde der Kreisprocess auf 1 Kgr. Dampf bezogen, und angenommen, dass dieser trocken ($y_1 = 1$) dem Kessel entströmt.

Ist dann die ohne Ueberhitzung mitzutheilende Wärme = Q_1 und der Wärmewerth der damit durch den fraglichen Kreisprocess erzielbaren Arbeit = $\eta_1 Q_1$, so ist

$$\eta_1 = \frac{E}{E_0} \left(1 - \frac{T_2}{T_1}\right) \dots \dots \dots (1)$$

der im vorigen Paragraph besprochene Wirkungsgrad. Durch die Ueberhitzung um $T - T_1$ bei dem Drucke p_1 werde nun aber das Dampf-volumen um $v - v_1$ vergrößert; das Arbeitsdiagramm Fig. 79 wird um ebensoviel im Sinne der V -Axe verlängert, entsprechend der zusätzlichen Arbeit in Wärmeeinheiten gemessen

$$= A(p_1 - p_2)(v - v_1).$$

Indem aber zu dieser Ueberhitzung eine Wärmemenge

$$= c_p (T - T_1)$$

erfordert wird, unter c_p die als unabhängig von der Temperatur zu betrachtende spezifische Wärme ungesättigten Dampfes bei constantem Druck verstanden, so ergibt sich im Princip der Wirkungsgrad des Kreisprocesses im Falle der Ueberhitzung:

$$\eta = \frac{\eta_1 Q_1 + A(p_1 - p_2)(v - v_1)}{Q_1 + c_p (T - T_1)} \dots \dots \dots (2).$$

Nach Weyrauch* entspricht es den Beobachtungen Hirn's bezüglich

* Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, 1876, S. 1.

des Zusammenhanges von Druck, Volumen und Temperatur überhitzten Wasserdampfes sehr gut, wenn

$$Ap_1(v - v_1) = AR(T - T_1) = 0,12(T - T_1)$$

gesetzt wird, während c_p bis auf Weiteres = 0,48 ungefähr gesetzt werden kann (Bd. I, §. 37), so dass Gl. (2) übergeht in:

$$\eta = \frac{\eta_1 Q_1 + 0,12 \left(1 - \frac{p_2}{p_1}\right) (T - T_1)}{Q_1 + 0,48(T - T_1)} \dots \dots \dots (3).$$

Hiernach ist $\eta > \eta_1$, wenn

$$\frac{1}{4\eta_1} \left(1 - \frac{p_2}{p_1}\right) > 1; \eta_1 < \frac{1}{4} \left(1 - \frac{p_2}{p_1}\right) \dots \dots \dots (4)$$

ist, und indem sich z. B.

für $p_1 =$	3	5	10	3	5	10	Atm.
und $p_2 =$	1	1	1	0,1	0,1	0,1	„
$\eta_1 =$	0,080	0,117	0,165	0,201	0,229	0,267	(§. 81)

$$\frac{1}{4} \left(1 - \frac{p_2}{p_1}\right) = 0,167 \quad 0,2 \quad 0,225 \quad 0,242 \quad 0,245 \quad 0,248$$

ergiebt, zeigt sich, dass mit der Ueberhitzung des Dampfes bei Auspuffmaschinen im Princip ein Vorthheil verbunden ist, bei Condensationsmaschinen aber nur im Falle nicht sehr grossen Anfangsdrucks des Dampfes. Uebrigens ist bei den zulässigen Graden der Ueberhitzung der Vorthheil unerheblich ausser etwa bei Auspuffmaschinen mit kleinen Dampfspannungen, welche aber an und für sich unvorthheilhaft und ungebräuchlich sind. Man findet z. B. mit

$$Q_1 = q_1 - q_2 + r_1 \text{ und } T - T_1 = 50$$

für obige Werthe von p_1 und p_2 nach Gl. (3):

$$\eta = 0,084 \quad 0,121 \quad 0,167 \quad 0,203 \quad 0,230 \quad 0,266.$$

Nützlich bleibt die Mittheilung solcher Wärme, welche anderenfalls verloren wäre (z. B. von zur Essenwirkung mehr als ausreichend heissen abziehenden Gasen der Kesselfeuerung), in der Absicht, um den der Maschine zuströmenden Dampf durch mässige Ueberhitzung vor allem zu trocknen.

§. 83. Thermische Wechselwirkung zwischen Dampf und Cylinderwand.

Unter den am Ende von §. 81 angeführten Ursachen von weiterer Aenderung des principiellen Kreisprocesses und Verkleinerung des Wirkungsgrades ist der Wärmeaustausch zwischen dem wirksamen Dampf

und der Cylinderwand (einschliesslich Kolben und Wandungen der Ein- und Ausströmungscanäle) von hervorragender Bedeutung. Ihm ist es vorzugsweise zuzuschreiben, dass man den Dampfverbrauch von Dampfmaschinen in der Regel viel grösser findet, als mit Rücksicht auf die Zahl der Kolbenhübe, den Zustand des einströmenden Dampfes und den bei jedem Hube von ihm auszufüllenden Cylinderraum zu erwarten gewesen wäre. Undichtheit der Dampfabschlussorgane und Feuchtigkeit des einströmenden Kesseldampfes können zwar Theil daran haben, reichen aber bei weitem zur Erklärung nicht aus, indem auch bei nachgewiesenermassen dichtem Abschlusse der fraglichen Organe und bei fast trockenem oder selbst etwas überhitztem Dampfe sich Differenzen zwischen dem wirklichen und dem principiellen Dampfverbrauche von ähnlicher Grösse ergeben.

Auch hat man sich den thermischen Einfluss der Cylinderwand in der Hauptsache nicht etwa als Wärmedurchgang von innen nach aussen vorzustellen. Denn der Betrag eines solchen Wärmeverlustes an die Umgebung kann nach Analogie von Erfahrungen mit gut umhüllten gusseisernen Dampfleitungsröhren zu durchschnittlich wenig mehr, als 1,5 Kgr. pro Quadratm. innerer Oberfläche stündlich condensirten Dampfes geschätzt werden, und sofern ein Dampfeylinder von 1 Quadratmeter Wandfläche einer Maschine von etwa 20 Pferdestärken mit $20 \cdot 15 = 300$ Kgr. stündlichem Dampfverbrauch entsprechen könnte, würde diese Wärmeabgabe nach aussen einen Dampfverlust von nur 0,5 %₀, voraussichtlich selbst in sehr ungünstigen Fällen von nicht über 1 %₀ zur Folge haben.

Die nach heutiger Vorstellung richtige Erklärung, begründet vor Allem durch Versuche Hirn's und seiner Mitarbeiter, ist folgende. Der in den Cylinder mit der Temperatur t_1 strömende Dampf kommt hier in Berührung mit eisernen Wänden von vielmal grösserer Masse, welche vorher mit ausströmendem Dampfe von kleinerer Temperatur t_2 in Berührung waren und deshalb eine Temperatur angenommen hatten, welche nach aussen zunehmend, in den innersten Oberflächenschichten nur wenig $> t_2$ ist. In Folge dessen wird Wärme vom einströmenden Dampfe an die Cylinderwand abgegeben, während eine entsprechende Dampfmenge zu Wasser condensirt wird, welches an der Wand haftet. Dieser Wärmeübergang findet fast ohne Widerstand statt, indem der vom condensirten Dampfe erfüllt gewesene Raum sofort von anderem Dampfe wieder eingenommen wird, welcher seinerseits an der Wand condensirt wird u. s. f. Unter diesen Umständen nimmt die innerste unendlich dünne Wandschicht eine Temperatur an, welche kaum $< t_1$ ist; durch die Wand hindurch

nach aussen nimmt dann die Temperatur mehr und mehr mit abnehmendem Wärmegefälle ab. Ist die Dampfeströmung zu Ende und beginnt die Expansion, so wird zunächst die Wärmeabgabe vom Dampf an die Cylinderwand noch andauern, indem zu der betreffenden Wandfläche in Folge der Bewegung des Kolbens immer neue ringförmige Flächentheile hinzukommen, welche zuvor mit dem ausströmenden weniger warmen Vorderdampfe in Berührung waren. Bei einigermaßen beträchtlicher Expansion und entsprechender Temperaturabnahme wird aber alsbald eine umgekehrte Wärmebewegung von der Cylinderwand zum Dampf beginnen können, welche in Folge theilweiser Verdampfung des Wasserbeschlages auf der ersteren wieder fast ohne Uebergangswiderstand vonstatten geht, also der Temperatur der innersten Wandschicht beständig mit der abnehmenden Dampftemperatur ohne in Betracht kommende Differenz Schritt zu halten gestattet. Indessen wird doch zu Ende des Kolbenhubes in der Regel nur erst ein Theil der Wärme, die vom einströmenden Dampf an die Wand übergegangen war, jenem wieder zurückgegeben, und somit auch nur theilweise der dabei entstandene Wasserbeschlag durch Verdampfung wieder verschwunden sein, um so mehr, als auch das bei der Expansion im Innern der ganzen Dampfmasse nebelartig ausgeschiedene Wasser zum Theil an die Wände gelangen und daselbst haften bleiben kann, sowie auch schon das Wasser, welches der mit heftiger Bewegung eingeströmte Dampf mit sich geführt haben mochte, grossentheils an den Wänden sich ablagern musste. Wenn aber nun bei rückgängiger Kolbenbewegung die Dampftemperatur = t_2 wird, erfolgt verhältnissmässig schnell die Verdampfung des an den Wänden noch vorhandenen Wassers durch von ihnen nach innen abgegebene Wärme. Sobald alles Wasser verdampft ist, was, wie sich annehmen lässt, meistens schon vor dem Ende der Ausströmung des Vorderdampfes der Fall sein wird, kann ein weiterer Wärmeübergang von der Cylinderwand zum Dampf nur sehr langsam und in Folge eines erheblichen Temperaturüberschusses an der inneren Wandfläche stattfinden. Bei Beginn der Compression des Vorderdampfes wird vermuthlich nur noch solches Wasser vorhanden sein, welches, bei der Expansion durch Condensation aus Dampf entstanden, in kleinen Theilchen in demselben schwebt, und man wird voraussichtlich wenig mit der Annahme irren, dass dieses Wasser durch die Compression gerade verdampft wird, dass also zu Ende der Compression der Dampf ohne Wasserbeschlag auf den Wänden gerade trocken und gesättigt ist. In welchem Sinne bei dieser Compression der vermuthlich nur unbedeutende Wärmeaustausch stattfindet, ist ohne Zweifel von den Umständen (Compressionsgrad, even-

tuelle Heizung des Cylinders von aussen mit Kesseldampf u. s. w.) abhängig; im Allgemeinen kann die anfangs noch fortdauernde Wärmebewegung von der Wand zum Dampf schon während der Compression umgekehrt werden.

Die Cylinderwand hat somit den nachtheiligen Einfluss, dass sie den Uebergang von Wärme aus dem Kessel in den Condensator, bezw. in die Atmosphäre vermittelt ohne dass diese Wärme Gelegenheit fände, durch Expansion theilweise in Nutzarbeit umgesetzt zu werden; denn die bei der Einströmung an den Cylinder abgegebene Wärme wird grossentheils erst dann durch Verdampfung von Wasser wieder zurückgegeben, wenn der dadurch gebildete Dampf als Vorderdampf ohne nützliche Arbeit im Ausströmen begriffen ist. Auch was denjenigen Theil des Wasserbeschlages betrifft, welcher schon während der Expansionsperiode wieder verdampft, so erfolgt doch diese Verdampfung bei niedriger Temperatur, als bei welcher der Niederschlag stattgefunden hatte, entsprechend einem Verlust an ausnutzbarem Temperaturgefälle.

Zur Verminderung dieses nachtheiligen Einflusses der Metallwände können hauptsächlich folgende Mittel in Frage kommen:

1. Heizung des Cylinders von aussen durch Kesseldampf mit Hilfe eines sogenannten Dampfmantels,
2. Dampfwirkung in mehr als einem Cylinder nacheinander,
3. thunlichste Verkürzung der Dampfanäle, und namentlich Anordnung besonderer Canäle nur für die Einströmung und nur für die Ausströmung des Dampfes an jeder Seite des Cylinders,
4. grosse Kolbengeschwindigkeit,
5. Beimischung von Luft zum Betriebsdampfe.

Zur Prüfung der Wirksamkeit dieser Hilfsmittel, besonders des an erster Stelle genannten, mögen die Umstände noch etwas eingehender erörtert werden, unter welchen der in Rede stehende nachtheilige Wärmeaustausch stattfindet. Zunächst ist zu bemerken, dass die mittlere Temperatur der Cylinderwand nur zwischen sehr engen Grenzen schwanken kann. Ist nämlich z. B. bei dem Durchmesser d des Cylinders seine Länge $= 2d$, Wanddicke $= \delta$ bei Voraussetzung des Meters als Längeneinheit, so ist sein Gewicht mit Berücksichtigung des Kolbens, doch ohne Rücksicht auf die Dampfanäle ungefähr

$$= 7500 \left(4 \frac{\pi d^2}{4} + \pi d \cdot 2d \right) \delta = 22500 \pi d^2 \delta \text{ Kgr.}$$

zu setzen, dagegen das Gewicht seiner vollen Füllung mit gesättigtem Dampf vom Drucke p_1 (spec. Gewicht γ_1)

$$= \gamma_1 \frac{\pi d^3}{4} \cdot 2d = \gamma_1 \frac{\pi d^3}{2}.$$

Würde diese ganze Dampfmasse zu Wasser von der Temperatur t_1 an der Wand condensirt, so würde die dadurch frei werdende Wärme eine Temperaturerhöhung x des Cylinders bewirken können, welche, die specifische Wärme des Eisens = 0,12 angenommen, auf Grund bekannter Bedeutung des Buchstabens r durch die Gleichung bestimmt ist:

$$22500 \pi d^2 \delta \cdot 0,12 x = \gamma_1 \frac{\pi d^3}{2} r_1.$$

Daraus folgt

$$x = \frac{\gamma_1 r_1}{5400} \frac{d}{\delta}$$

und mit $\frac{d}{\delta}$ etwa = 20:

$$x = \frac{\gamma_1 r_1}{270}$$

z. B. für $p_1 = 5$ Atm., $\gamma_1 = 2,75$, $r_1 = 499$: $x = 5^\circ$ C. sehr nahe. Würde den durchschnittlichen Verhältnissen besser entsprechend eine Füllung = 0,5 und ein Dampfverlust durch Condensation an der Cylinderwand von 40 % angenommen, so ergäbe sich

$$x = 5 \cdot 0,5 \cdot 0,4 = 1^\circ.$$

Weil nun aber die periodische Temperaturschwankung der innersten Wandschicht

= $t_1 - t_2$ ist, z. B. mit $p_1 = 5$, $p_2 = 0,13 - 0,14$ Atm. = $152 - 52 = 100^\circ$, so können sich diese Temperaturschwankungen mit einigermaßen erheblicher Grösse nur bis zu verhältnissmässig kleiner Tiefe in die Wand hinein erstrecken.

Eine andere Vorbemerkung ist Folgende. Eine eiserne Wand komme abwechselungsweise mit gesättigtem Dampf von der Temperatur t_1 und von der kleineren Temperatur t_2 in Berührung. Während einer solchen Berührungszeit mit dem wärmeren Dampf seien G_1 Kgr. desselben an ihr condensirt worden, indem die entsprechende Condensationswärme $G_1 r_1$ an die Wand übergang. Wenn dann die letztere durch Vermittlung des an ihr haftenden Wasserbeschlages = G_1 Kgr. mit dem Dampf von der Temperatur t_2 in Berührung kommt, so kann man sich vorstellen, dass zunächst dieses vorher niedergeschlagene Wasser von der Temperatur t_1 in Wasser und Dampf von der Temperatur t_2 zerfällt, indem ein gewisser

Theil = $G_1 - G_2$ desselben verdampft wird auf Kosten des der Temperaturdifferenz $t_1 - t_2$ entsprechenden Antheils an vorhandener Flüssigkeitswärme. Sofern der Ersatz des vorher angrenzenden Dampfes von der Temperatur t_1 (Druck = p_1) durch Dampf von der Temperatur t_2 (Druck = p_2) eine gewisse Zeit erfordert, wird auch die Verdampfung jener $G_1 - G_2$ Kgr. des Wasserbeschlages schon bei einem von p_1 bis p_2 abnehmenden Druck und bei einer von t_1 bis t_2 abnehmenden Temperatur des angrenzenden Dampfes beginnen können, so dass dem Vorgange streng genommen die Gleichung entspricht:

$$G_1 q_1 - G_2 q_2 = (G_1 - G_2) Q \dots \dots \dots (1),$$

unter Q die sogenannte Gesamtwärme (= $606,5 + 0,305 t$) gesättigten Wasserdampfes für eine gewisse mittlere Temperatur t zwischen t_1 und t_2 verstanden. Indessen macht es wenig Unterschied, wenn so gerechnet wird, als ob die Temperatur des angrenzenden Dampfes plötzlich von t_1 in t_2 übergänge, so dass die Verdampfung jener $G_1 - G_2$ Kgr. Wasser lediglich unter dem Drucke p_2 bei der Temperatur t_2 stattfindet. Indem in Gl. (1) entsprechend Q durch

$$Q_2 = 606,5 + 0,305 t_2$$

ersetzt wird, folgt daraus das Gewichtsverhältniss des übrig gebliebenen und des vorhanden gewesenenen Wasserbeschlags:

$$\frac{G_2}{G_1} = \frac{Q_2 - q_1}{Q_2 - q_2} = \frac{r_1 - (Q_1 - Q_2)}{r_2} \dots \dots \dots (2).$$

Zur Verdampfung dieser übrig gebliebenen G_2 Kgr. Wasser während der Berührung mit Dampf von derselben Temperatur t_2 müsste die Wand eine Wärmemenge = $G_2 r_2$ hergeben, und das Verhältniss derselben zu der an die Wand vorher übergebenen Wärme ist nach (2):

$$\frac{G_2 r_2}{G_1 r_1} = 1 - \frac{Q_1 - Q_2}{r_1} = 1 - 0,305 \frac{t_1 - t_2}{r_1} \dots \dots \dots (3).$$

Indem es < 1 ist, würde daraus eine Wärmezunahme in der Wand folgen, wenn sie auf der anderen Seite gegen Wärmübergänge geschützt wäre. Indem aber unter solchen Umständen, wie sie bei Dampfmaschinen vorkommen, das fragliche Verhältniss nur wenig < 1 ist,

z. B. für $p_1 = 5$ Atm. ($t_1 = 152,2$ und $r_1 = 499,2$)
und $p_2 = 0,2$ Atm. ($t_2 = 60,4$)

$$\frac{G_2 r_2}{G_1 r_1} = 0,944$$

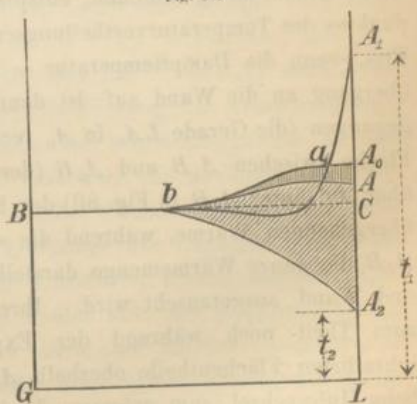
gefunden wird, und indem auch noch etwas Wasser zu verdampfen sein kann, welches ohne Wärmeabgabe an die Wand sich an ihr abgelagert

hatte (Feuchtigkeit des vom Kessel kommenden Dampfes, Wasserausscheidung bei der Expansion), so wird man wenig irren mit der Annahme, dass der periodische Wasserniederschlag an der inneren Cylinderwand einer Dampfmaschine gerade ausreichend ist, um den im periodischen Beharrungszustande erforderlichen Wiederaustritt der jeweils zuvor bei der Condensation eingedrungenen Wärme durch seine Verdampfung zu vermitteln, dass also unter normalen Umständen auch ohne besondere Vorkehrungen zu entsprechender Ableitung weder eine Ansammlung von Wärme in, noch von Wasser an der Cylinderwand stattfindet. Bei einem Cylinder mit Dampfmantel kann dann die von aussen (in Folge entsprechender Condensation, also fast ohne Temperaturgefälle) an die Cylinderwand übergehende Wärme an den Dampf im Innern nicht durch Verdampfung von Wasser, also nur in Folge eines grösseren Temperaturgefälles an der inneren Wandfläche übergehen.

Zur Gewinnung einer anschaulichen Vorstellung von dem verschiedenen Verhalten eines ungeheizten, aber gegen Wärmeverluste nach aussen geschützten, und eines durch Dampfmantel mit Kesseldampf geheizten Cylinders werde nun zunächst, um Verwicklungen möglichst auszuschliessen, ein Cylinderdeckel oder ein dicht am Ende des Cylinders befindliches ringförmiges Wanelement in Betracht gezogen, welches bei einem Hin- und Hergange des Kolbens der Reihe nach mit dem einströmenden, dem expandirenden und beim Kolbenrückgange mit dem ausströmenden Dampf in Berührung kommt, indem die Compression des Vorderdampfes als untergeordnet für die in Rede stehende Vergleichung ausser Betracht bleiben mag.

Ist der Cylinder ungeheizt und an seiner äussern Oberfläche undurchlässig für Wärme, so behalten die äusseren Wandschichten beständig dieselbe zwischen t_1 und t_2 , den Temperaturen des ein- und ausströmenden Dampfes, liegende Temperatur, welche für die übrigen, periodisch wärmeren und weniger warmen Schichten als mittlere Temperatur zu betrachten ist. Sie ist in Figur 80, einem Normalschnitte der Wand (GB ihrer Aussen-

Fig. 80.

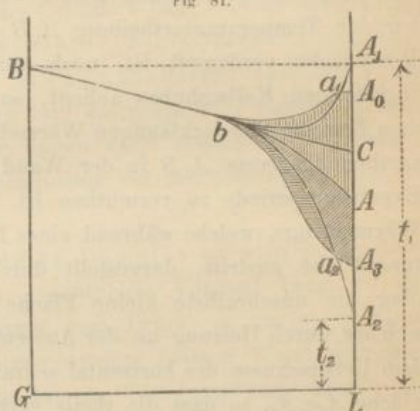


LC ihrer Innenfläche entsprechend), durch die von der Grundlinie $GL =$ der Wanddicke an aufgetragenen gleichen Ordinaten $GB = LC$ dargestellt. Zu Ende der Ausströmung des Dampfes, welcher mit diesem Wandstücke in Berührung war, ist dann die Temperaturvertheilung in den verschiedenen Schichten desselben durch eine gewisse, von B aus mit der Geraden BC bis zu einer gewissen Stelle b zusammenfallende, dann nach oben convexe Curve BA_2 darzustellen, wenn $LA_2 = t_2$ ist. Kommt jetzt beim Hubwechsel des Kolbens der einströmende Dampf mit dem betreffenden Wandstücke in Berührung, so steigt die Temperatur seiner innersten Schicht von t_2 fast plötzlich auf t_1 , der Anfangspunkt der Temperaturvertheilungcurve von A_2 bis A_1 ($LA_1 = t_1$), wo er während der Einströmung bleibt. Die Curve selbst, welche anfangs von A_1 bis zu einem nächst A_2 gelegenen Punkte von A_2B (einem an der Innenfläche fast unendlich grossen Temperaturgefälle entsprechend) sich erstreckte und dann mit A_2B zusammenfiel, hebt sich für die inneren Wandschichten allmählich und habe zu Ende der Einströmung die in der Figur zunächst nach unten convex, dann geradlinig gezeichnete Form A_1a_1bB angenommen; die Fläche zwischen den Curven A_2B und A_1B entspricht der an die Wand hierbei übergegangenen Wärme. Selbst diese Curve A_1B ist zunächst A_1 noch so stark gegen die Grundlinie GL geneigt, ein so grosses Wärmegefälle in den inneren Schichten bedeutend, dass die entsprechende Wärmebewegung von innen nach aussen auch während des grössten Theils der Expansionsperiode noch fort dauert, trotzdem dass während derselben mit der Temperatur des Dampfes auch die der innersten Wandschicht stetig abnimmt, entsprechend einer Bewegung des Anfangspunktes der Temperaturvertheilungcurve von A_1 in der Richtung gegen A_2 . Erst, wenn die Dampftemperatur = LA_0 geworden ist, höre der Wärmeübergang an die Wand auf; ist dann die Temperaturecurve in A_0B übergegangen (die Gerade LA_0 in A_0 rechtwinklig treffend), so entspricht die Fläche zwischen A_1B und A_0B (der Ueberschuss der Fläche unter A_0B über die unter A_1B in Fig. 80) der bei der Expansion noch an die Wand übergehenden Wärme, während die schraffierte Fläche zwischen A_0B und A_2B die ganze Wärmemenge darstellt, welche periodisch zwischen Dampf und Wand ausgetauscht wird. Ihre Zurückgabe an den Dampf erfolgt zum Theil noch während der Expansion, entsprechend dem vertical schraffirten Flächentheile oberhalb AB , der Temperaturvertheilungcurve beim Hubwechsel, zum grösseren Theil erst bei der rückgängigen Kolbenbewegung, wobei die Temperaturecurve wieder in A_2B übergeht, nachdem ihr Anfangspunkt fast plötzlich von A auf A_2 gesunken war, einem an

der Innenfläche der Wand anfangs sehr grossen Wärmegefälle im Sinne gegen den angrenzenden ausströmenden Dampf hin entsprechend.

Ist aber der Cylinder durch Kesseldampf geheizt, so ist die Temperatur seiner äussersten Oberflächenschicht constant = t_1 , und es hat hier wegen der beständigen Wärmebewegung einwärts die Temperaturvertheilungcurve einen gegen die Grundlinie GL geneigten, zunächst geradlinigen Verlauf BC , Fig. 81.

Gegen C hin entspricht diese Gerade den mittleren Temperaturen der betreffenden Wandschichten; die periodisch wechselnden Temperaturcurven schliessen sich tangential an sie an. Insbesondere entspreche die Curve A_2B auch hier dem Augenblicke, in welchem bei der Dampfausströmung der Wasserbeschlag gerade verdampft ist, welcher Augenblick aber jetzt (siehe die weitere Besprechung der Vorgänge) früher eintritt, als zur



Zeit des Kolbenwechsels beim Uebergange von Ausströmung zu Einströmung des Dampfes; diese Curve ist stärker gegen GL geneigt, als in Fig. 80, in Folge durchschnittlich höherer Wandtemperatur. Aus demselben Grunde ist die Curve A_1a_1bB , welche die Temperaturvertheilung zu Ende der Einströmung darstellt, bei A_1 umgekehrt weniger steil, und die Fläche zwischen beiden weniger gross in Folge Annäherung der Anschlussstelle b an die innere Wandfläche. Der bei A_1 weniger steile Verlauf von A_1B bedingt einen schnelleren Uebergang der Temperaturvertheilungcurve in A_0B , der Umkehrung des Wärmeüberganges an der Innenfläche der Wand entsprechend, so dass auch die an letztere bei der Expansion noch übergelassene Wärme = der Fläche zwischen A_1B und A_0B hier wesentlich kleiner ist. Im Fortgange der Expansion tritt also eine grössere Wärmemenge, der vertical schraffirten Fläche zwischen A_0B und AB entsprechend, aus der Wand wieder aus, der Expansionsarbeit des Dampfes zugut kommend. Wenn dann aber bei der rückgängigen Kolbenbewegung, wobei A in A_2 abfällt, alles vorher niedergeschlagene Wasser wieder verdampft, die Temperaturvertheilungcurve in A_2a_2bB übergegangen und alle von der Innenfläche aus an die Wand vorher übergegangene Wärme daselbst wieder ausgetreten ist, so muss jetzt ferner

auch diejenige Wärme an der Innenfläche austreten, welche während des ganzen Doppelhubes durch die Heizung an der Aussenfläche eintritt. Dieser Austritt kann nur mit wesentlich grösserem Widerstande in Folge einer Temperaturdifferenz von erheblicher Grösse stattfinden, so dass sich der Anfangspunkt der Temperaturcurve über A_2 erhebt und diese Curve zu Ende der rückläufigen Kolbenbewegung etwa in $A_3 a_2 b B$ übergegangen sein mag. Dieser Umstand lässt erwarten, dass der Zeitpunkt, in welchem bei der Temperaturvertheilung $A_2 B$ der Wasserbeschlag an der inneren Wandfläche verdampft ist, noch verhältnissmässig weit vom Ende des rückläufigen Kolbenhubes abliegt, so dass auch aus diesem Grunde das dem Beginne der rückläufigen Wärmebewegung entsprechende Temperaturvertheilungsgesetz $A_0 B$ in der Wand schon bald nach dem Anfange der Expansionsperiode zu vermuthen ist. In Figur 81 wird jetzt die ganze Wärmemenge, welche während eines Doppelhubes aus der Wand an ihrer Innenfläche austritt, dargestellt durch den Ueberschuss der schraffirten über die unschraffirte kleine Fläche $A_2 a_2 A_3$; der Theil dieser Wärme, welcher durch Heizung an der Aussenfläche eingedrungen war, entspricht dem Ueberschusse des horizontal schraffirten Flächentheils über jene kleine Fläche $A_2 a_2 A_3$, so dass die theils vertical, theils schräg schraffirte Fläche $A_0 a_1 b a_2 A_3$ der Wärme entspricht, welche, vermittelt durch abwechselnde Condensation und Wiederverdampfung von Wasser an der inneren Wandfläche ausgetauscht wird. Insbesondere der schräg schraffirte Flächentheil, der Wärme entsprechend, welche erst bei der Dampfausströmung aus der Wand wieder austritt und somit ganz verloren geht, ist hier wesentlich kleiner, als im Falle der Figur 80.

Für mittlere Stellen der cylindrischen Wand sind die Umstände freilich etwas andere und weniger einfache, als für das im Vorstehenden betrachtete Wandelement, welches einem der beiden Deckel oder wenigstens einer Stelle in ihrer unmittelbaren Nachbarschaft entnommen gedacht war; doch wird der Vortheil des Dampfmantels dadurch nicht hinfällig. Es findet nur ein öfterer und von der Stelle des Elements abhängiger Wechsel der thermischen Verhältnisse in kürzeren Intervallen statt. Liegt nämlich ein ringförmiges Wandelement in der Entfernung x von dem Cylinderdeckel, von welchem aus der Kolben einen Doppelhub beginnt, und ist s_1 der Kolbenweg bei der Einströmung des Dampfes, so wird jenes Wandelement während des Doppelhubes zuerst von ausströmendem Dampfe berührt, dann im Falle $x > s_1$ von expandirendem oder im Falle $x < s_1$ zuerst von einströmendem und erst später von expandirendem Dampfe, darauf beim Rückgange des Kolbens von ausströmendem,

endlich im Falle $s - x > s_1$ (s Hublänge) von expandirendem oder im Falle $s - x < s_1$ zuerst von einströmendem und erst später von expandirendem Dampfe. Im Falle

$$s_1 < 0,5 \text{ und } s_1 < x < s - s_1$$

kommt das betreffende Wandelement nie mit einströmendem Dampfe in Berührung, in allen Fällen mit Dampf von durchschnittlich um so niedriger Temperatur, je näher es der Mitte des Cylinders liegt. Unter diesen Umständen muss die mittlere Temperatur der Cylinderwand von den Enden nach der Mitte hin etwas abnehmen, und zwar um so mehr, je kleiner die Füllung ist; die periodische radiale Wärmebewegung in der Cylinderwand von innen nach aussen und umgekehrt wird von einer untergeordneten longitudinalen Wärmeströmung vorwiegend von den Enden zur Mitte begleitet.

Von der Verwendung überhitzten Dampfes ist auch in der hier in Rede stehenden Beziehung ein wesentlicher Vortheil kaum zu erwarten. Ist der einströmende Dampf vom Drucke p_1 um $t - t_1$ Grad überhitzt, so condensirt er sich an der weniger heissen Wand, nachdem er sich in ihrer unmittelbaren Nähe bis zur Sättigungstemperatur t_1 abgekühlt hat, und diese Temperatur behält der Wasserbeschlag sowohl, wie die innerste Wandschicht, so lange die Einströmung dauert. Die Wärmebewegung in der Wand erfolgt also ebenso, als ob gesättigter Dampf von der Temperatur t_1 eingeströmt wäre. Die Condensation wird zwar insofern langsamer stattfinden, als der Dampf in Berührung mit der Wand, bezw. dem Wasserbeschlage auf derselben immer erst bis t_1 abgekühlt sein muss, bevor er condensirt werden kann; dagegen kann nach dem Schluss der Einströmung die Wiederverdampfung durch aus der Wand zurückströmende Wärme erst später, nämlich erst dann beginnen, wenn die Temperatur der ganzen Dampfmasse im Cylinder unter diese Temperatur t_1 , die der Wasserbeschlag bis dahin behält, gesunken ist. —

Was die übrigen der oben angeführten Gesichtspunkte betrifft, von welchen aus eine Verminderung des nachtheiligen thermischen Einflusses der Cylinderwand angestrebt werden kann, so ist zunächst der Erfolg einer Mehrcylindermaschine in dieser Beziehung, d. h. der Dampf-wirkung in mehr als einem Cylinder nach einander, durch allgemeine Erwägungen kaum zu beurtheilen. Wesentlich massgebend für den in Rede stehenden thermischen Vorgang sind die Temperaturdifferenz $t_1 - t_2$ des ein- und des ausströmenden Dampfes und die Grösse der Wandfläche. Ist nun bei einer Zweicylindermaschine t_2 die Temperatur

in dem Behälter oder Canal zwischen beiden Cylindern, so ist jene massgebende Differenz für den kleinen Cylinder nur $= t_1 - t_2$, für den grossen $= t_2 - t_2$, während zugleich bei jenem die abkühlende Wandfläche kleiner ist, als bei der gleichwerthigen Eincylindermaschine. Um aber die Wirkung dieser günstigen Umstände anders, als durch Versuche, sicher zu erkennen, müsste die Gesetzmässigkeit des ganzen Vorganges eingehender erwogen und mathematisch ausgedrückt werden, was erst später in dem den Dampfverbrauch betreffenden Abschnitte wenigstens einigermaßen geschehen soll. Die Folgen äusserer Cylinderheizung, wobei immer auch die Condensation im Dampfmantel als Wärmeverbrauch in Anschlag zu bringen ist, sind ausserdem bei Zweicylindermaschinen schwieriger von vornherein zu übersehen; wenn insbesondere auch der grosse Cylinder mit Kesselampf von der wesentlich höheren Temperatur t_1 , als sie im Innern dieses Cylinders vorkommt, geheizt ist, so wird dadurch zwar die Ablagerung von Condensationswasser aus dem einströmenden Dampfe vermuthlich fast ausgeschlossen; je mehr das aber der Fall ist, desto mehr wäre die Heizung dieses Cylinders bei der Expansion oder gar bei der Ausströmung des Dampfes von Nachtheil.

Uebrigens ist der verhältnissmässige Dampfverlust, welcher der Verminderung des Wirkungsgrades durch den in Rede stehenden thermischen Einfluss entspricht, nicht zu verwechseln mit dem schlechtweg sogenannten Dampfverlust, worunter der Ueberschuss des wirklichen über den principiellen Dampfverbrauch verstanden zu werden pflegt, nämlich über denjenigen, welcher ohne die fraglichen Einflüsse stattgefunden hätte. Für diesen Verlust, welcher bei der Bestimmung des voraussichtlichen gesammten Dampfverbrauches einer Maschine von gewissen Abmessungen bei gewisser Betriebsweise in Frage kommt, sind bei einer Zweicylindermaschine nur die Verhältnisse des kleinen Cylinders massgebend, und ist deshalb derselbe jedenfalls kleiner, als bei der im Uebrigen gleichwerthigen Eincylindermaschine.

Zu den Metallwänden, durch welche der in Rede stehende Verlust an mechanischer Leistung der disponiblen Dampfwärme verursacht wird, gehören wesentlich auch die Wandungen der Dampfcanäle zwischen dem Cylinder und den inneren Steuerungskörpern, sofern sie ebenso, wie Cylinder- und Kolbenwand, abwechselungsweise vom heissen und vom abgekühlten Dampfe berührt werden. Letzteres pflegt bei den üblichen Schiebersteuerungen der Fall zu sein, so dass möglichst kleine Länge dieser Canäle, schon zur Verkleinerung des schädlichen Raumes geboten, auch hinsichtlich des thermischen Einflusses vortheilhaft ist. Noch wirk-

samer ist die Anordnung besonderer Canäle nur für die Einströmung und nur für die Ausströmung des Dampfes, wie es am leichtesten die Einrichtung von Ventilsteuerungen mit sich bringt.

Indem endlich die fragliche Wärmebewegung nur mit einer gewissen durch die Umstände bedingten Geschwindigkeit erfolgen kann, ist es selbstverständlich, dass sie in um so geringerem Masse zustande kommt, dass insbesondere an der Cylinderwand ein um so kleinerer Theil des einströmenden Dampfes condensirt werden wird, je weniger Zeit dazu vorhanden, je grösser also die Kolbengeschwindigkeit ist. Die Art, wie jener Theil von dieser Geschwindigkeit abhängt, ist übrigens keine einfache umgekehrte Proportionalität. Von dem Augenblicke an, in welchem jeweils der einströmende Dampf mit der Wand von kleinerer Temperaturgefälle von der innersten zur folgenden elementaren Wandschicht von einem unendlich grossen Werthe an stetig ab, wie oben im Anschlusse an die Figuren 80 und 81 erläutert wurde. Indem somit auch die Wärmeströmung in das Innere der Wand und damit die Zunahme des Wasserbeschlages an der inneren Wandfläche immer langsamer stattfindet, muss dieser Beschlag in geringerem Verhältnisse abnehmen, als die Kolbengeschwindigkeit zunimmt. —

Die Vortheilhaftigkeit der Beimischung von Luft zum Betriebsdampfe ist noch nicht als erfahrungsmässig hinlänglich erwiesen zu erachten, obschon es insbesondere durch Versuche von Osborne Reynolds* festgestellt wurde, dass die Condensationsfähigkeit von gesättigtem Wasserdampf an kälteren Metallwänden durch Mischung desselben mit Luft erheblich vermindert wird. Ihm zufolge soll bis zu solchen Beimischungen von Luft, dass deren Spannung etwa 0,1 der Dampfspannung beträgt, die Condensationsfähigkeit des Dampfes nahe in demselben Verhältnisse abnehmen, wie dieses Spannungsverhältniss zunimmt, darüber hinaus in abnehmendem Grade bis zum Spannungsverhältnisse von Luft und Dampf = 0,3; er nimmt an, dass sich (durch Molekularanziehung) eine Haut von verdichteter Luft auf der Metallfläche bildet, welche als schlechter Wärmeleiter die Abkühlung und Condensation des Dampfes erschwert. Bei der Anwendung auf den Betrieb von Dampfmaschinen könnte die Luft durch eine besondere Compressionspumpe entsprechend verdichtet dem Kesseldampfe in einer möglichst gleichförmige Mischung versprechenden Weise zugeführt oder, bei Voraussetzung ununterbrochener

* Siehe Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, 1887, S. 284.

Kesselspeisung, von der Speisepumpe mitgesaugt werden. Im einen wie im anderen Falle muss sie zunächst bis zur Spannung des Dampfes comprimirt werden, um in diesen eingeführt werden zu können, worauf sie in ihm sich ausdehnt bis zu einer dem Mischungsverhältnisse entsprechenden kleineren Spannung, um welche dann die Spannung des Gemisches die Dampfspannung übertrifft, abgesehen von dem Einflusse einer Temperaturverschiedenheit beider Bestandtheile; ob durch die Kosten der Luftcompression der Vortheil verminderter Dampfcondensation im Cylinder nicht allzusehr eingeschränkt wird, muss die Erfahrung lehren. Ein resultirender Gewinn ist weniger wahrscheinlich bei Condensationsmaschinen, bei welchen die im Condensator wieder ausgeschiedene Luft das Vacuum in ihm vermindert und von der Luftpumpe zu atmosphärischem Drucke verdichtet werden muss, als bei Auspuffmaschinen, bei welchen die zugemischte Luft als Bestandtheil des mit atmosphärischer Spannung entweichenden Gemisches für sich allein eine viel kleinere Spannung hat.

§. 84. Calorimetrische Untersuchung der Dampfmaschinen.

Der näheren theoretischen Untersuchung, insbesondere auch der numerischen Bestimmung des im vorigen Paragraph im Allgemeinen besprochenen Wärmeaustausches zwischen dem Dampfe in den verschiedenen Perioden seiner Wirkung in der Maschine und den ihn dabei einschliessenden eisernen Wänden stellen sich selbst dann, wenn die betreffenden Constanten bezüglich der Wärmeleitung im Eisen und des Ueberganges der Wärme aus ihm in den Dampf und umgekehrt zuverlässiger bekannt wären, als es thatsächlich der Fall ist, so erhebliche Schwierigkeiten entgegen in Folge der Mannichfaltigkeit von Umständen, welche dabei berücksichtigt werden müssen, dass eine Ergänzung und Controle durch Versuche mit Dampfmaschinen im Betriebe unerlässlich ist. Die Methode solcher sogenannten calorimetrischen Untersuchung, vielfach angewendet von Hirn und seiner Schule, werde hier in allgemeiner mathematischer Form erläutert bei Voraussetzung einer Eincylindermaschine mit Condensation und eines so guten Zustandes derselben, dass von Dampflosigkeit des Kolbens und der Steuerungsorgane abzusehen ist.* Es sollen dabei die folgenden Buchstabenbezeichnungen

* F. Grashof, calorimetrische Untersuchung der Dampfmaschinen. Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, 1883, S. 161; Ernst A. Brauer, die gegenwärtige Richtung der Dampfmaschinenentheorie und ihre experimentelle Begründung, ebendasselbst S. 649.

gebraucht werden mit Verwendung der Ziffern 0, 1, 2, 3 als Indices zur Bezeichnung solcher Grössen, welche bezw. das Ende der Compression, den Anfang und das Ende der Expansion, sowie den Anfang der Compression betreffen, ferner der Buchstaben *a, b, c, d* als Indices zur Bezeichnung von Grössen für die zwischen jene vier ausgezeichnete Kolbenstellungen fallenden Perioden, so dass sich ein Index *a* auf die Einströmungsperiode (0—1), *b* auf die Expansions-, *c* auf die Ausströmungs-, *d* auf die Compressionsperiode bezieht. Hiernach seien bei Voraussetzung von Meter, Kilogramm und 1° Celsius, sowie der entsprechenden Calorie als zugrundeliegenden Einheiten:

V_0, V_1, V_2, V_3 bezw. die zu Ende der Compression, zu Anfang und zu Ende der Expansion, sowie zu Anfang der Compression im Cylinder auf der betreffenden Kolbenseite abgesperrten Dampfvolamina, von welchen V_0 mit Rücksicht auf die Voreinströmung etwas grösser, als der schädliche Raum, V_2 mit Rücksicht auf die Vorausströmung etwas kleiner ist, als die Summe des schädlichen Raumes und des ganzen Hubvolumens,

L_a, L_b, L_c, L_d die Wärmewerthe bezw. der Volldruckarbeit, der Expansionsarbeit, der Auspuffarbeit und der Compressionsarbeit.

Für die Zustände des Dampfes in den durch die Indices bezeichneten Kolbenstellungen seien:

q_0, q_1, q_2, q_3 die specifischen Flüssigkeitswärmen,

$\varrho_0, \varrho_1, \varrho_2, \varrho_3$ die specifischen inneren Verdampfungswärmen,

$\gamma_0, \gamma_1, \gamma_2, \gamma_3$ die specifischen Gewichte gesättigten (trockenen)

Dampfes,

y_0, y_1, y_2, y_3 die verhältnissmässigen Dampfmenngen, d. h. die Verhältnisse des auf der betreffenden Kolbenseite im Cylinder befindlichen Gewichtes an wirklichem Dampf zum Gesamtgewichte des Dampf- und Flüssigkeitsgemisches.

Den Condensator betreffend seien noch:

q_4, q_c, q_e die specifischen Flüssigkeitswärmen bezw. des durch die Condensation des Dampfes entstehenden Wassers, des zufließenden und des abfließenden Kühlwassers; im Falle eines Mischungscondensators ist dabei $q_c = q_4$ (= der Flüssigkeitswärme, welche der im Condensator herrschenden Temperatur entspricht), bei einem Oberflächencondensator ist $q_c < q_4$.

Den Kessel betreffend sei:

q die dem Druck in ihm entsprechende specifische Flüssigkeitswärme,

r die entsprechende specifische Verdampfungswärme = $q + ApA$

(Summe von innerer und äusserer spec. Verdampfungswärme),

y der Dampfgehalt in 1 Kgr. des aus dem Kessel entweichenden Gemisches.

Von Gewichten, alle auf einen einfachen Kolbenhub bezogen, kommen in Betracht:

G das Gewicht des in den Cylinder gelangenden Dampf- und Wassergemisches,

G_0 das Gewicht des jeweils im Raume V_0 befindlichen, gemäss vorigem Paragraph als trocken und gesättigt vorausgesetzten Dampfes ($y_0 = 1$), so dass

$G + G_0$ das Gewicht des Dampf- und Wassergemisches ist, welches sich nach vollendeter Einströmung auf der betreffenden Kolbenseite im Cylinder mit zugehörigem Dampfcanal abgesperrt befindet,

G_s das Gewicht des Kesselspeisewassers,

G_m das Gewicht des ev. im Dampfmantel entstehenden Condensationswassers,

G_r das Gewicht des in der Leitungsröhre vom Kessel zur Maschine ausgeschiedenen Condensationswassers,

G_c das Gewicht des für den Condensator verbrauchten Kühlwassers.

Bezüglich der gesuchten Grössen sei schliesslich:

Q_a die Wärme, welche bei der Einströmung,

Q_b diejenige, welche bei der Expansion vom Dampf an den Cylinder übergeht,

Q_c die Wärme, welche bei der Ausströmung,

Q_d diejenige, welche bei der Compression vom Cylinder an den Dampf zurückgegeben wird. Von diesen Grössen können Q_b und Q_d auch negativ sein, d. h. einer vorwiegend umgekehrten Wärmebewegung entsprechen.

Was ausser den zuletzt genannten Grössen, deren Ermittlung durch die in Rede stehende Untersuchung bezweckt wird, die übrigen betrifft, deren Werthe dazu (ausser einigen weiteren, demnächst noch zu erwähnenden) bekannt sein müssen, so sind

$$V_0 \quad V_1 \quad V_2 \quad V_3$$

durch die Dimensionen des Cylinders mit zugehörigen Dampfcanälen und durch die Verhältnisse der Steuerung bestimmt, deren mittlerer Einfluss auf diese Volumina aus der mittleren Gestalt des von jeder Seite des Cylinders abzunehmenden Indikatordiagrammes (Bd. II, §. 190) erkannt werden kann. Diesem Diagramme sind auch die Grössen

$$L_a \quad L_b \quad L_c \quad L_d$$

zu entnehmen, und indem dasselbe die Spannungen in den durch die

Indices 0, 1, 2, 3 bezeichneten Kolbenstellungen anzeigt, findet man die entsprechenden Werthe von

$$q_0, \rho_0, \gamma_0 \quad q_1, \rho_1, \gamma_1 \quad q_2, \rho_2, \gamma_2 \quad q_3, \rho_3, \gamma_3$$

aus der Tabelle (Bd. I, §. 29) thermodynamischer Grössen für gesättigten Wasserdampf. Durch Messung der betreffenden Temperaturen ergeben sich ebenso:

$$q_4 \quad q_c \quad q_e$$

und durch Messung des Dampfdrucks im Kessel:

$$q \text{ und } r = \rho + A p \Delta,$$

während y durch die im §. 73 besprochenen Methoden gefunden werden kann, wenn nicht mit Rücksicht auf die Mängel derselben eine schätzungsweise Annahme dieser unter normalen Umständen der Einheit vermuthlich sehr nahe kommenden Grösse vorgezogen wird. Durch Messung oder Wägung lassen sich, falls die unterschiedenen Condensationswassermengen für eine beobachtete Zahl von Hübem getrennt gesammelt werden,

$$G_s \quad G_m \quad G_r \quad G_c \quad G$$

ermitteln, insbesondere G im Falle eines Flächencondensators als Gewicht des von der Warmwasserpumpe pro Hub des Dampfkolbens aus dem Condensator geförderten Wassers, im Falle eines Mischungcondensators als Ueberschuss dieses Gewichtes über G_c . (Bei einer Auspuffmaschine wäre $G = G_s - G_m - G_r$ zu setzen oder nach Schätzung etwas kleiner wegen kaum ganz zu vermeidender Dampflässigkeit der Leitungsröhre.) Wenn endlich die jeweiligen Wasservolumina des als stets gesättigt vorausgesetzten und im Allgemeinen feuchten Dampfes gegen die viel grösseren Dampf- oder Gesamtvolumina vernachlässigt werden, so können jetzt die Grössen

$$G_0 \quad y_1 \quad y_2 \quad y_3$$

nach der Annahme $y_0 = 1$ aus den folgenden mit Rücksicht auf die Bedeutungen der betreffenden Buchstaben ohne Weiteres verständlichen Gleichungen gefunden werden:

$$G_0 = V_0 \gamma_0 \dots \dots \dots (1)$$

$$(G + G_0) y_1 = V_1 \gamma_1 \dots \dots \dots (2)$$

$$(G + G_0) y_2 = V_2 \gamma_2 \dots \dots \dots (3)$$

$$G_0 y_3 = V_3 \gamma_3 \dots \dots \dots (4).$$

Was nun die gesuchten Grössen

$$Q_a \quad Q_b \quad Q_c \quad Q_d$$

betrifft, so ergeben sie sich aus den Gleichungen des Arbeitsvermögens für die unterschiedenen vier Wirkungsperioden des Dampf- und Wasser-



gemisches, durch welche Gleichungen für jede dieser Perioden die Zunahme des Arbeitsvermögens fraglichen Gemisches gleich gesetzt wird der algebraischen Summe der Arbeiten der auf dasselbe einwirkenden äusseren Kräfte und der Arbeitswerthe der von aussen mitgetheilten Wärmemengen. Das Arbeitsvermögen besteht aus innerem Arbeitsvermögen und aus lebendiger Kraft (äusserem freiem Arbeitsvermögen); doch kann die letztere hier ohne in Betracht kommenden Fehler unberücksichtigt bleiben. Wenn auch z. B. der Dampf mit einer grossen mittleren Geschwindigkeit von etwa 40 Sekundenmtr. in den Cylinder einströmte, entsprechend einer Geschwindigkeitshöhe von ungefähr 80 Mtr. oder einer lebendigen Kraft von 80 Meterkgr. pro 1 Kgr. Dampf, und wenn diese lebendige Kraft zu Ende der Volldruckperiode noch vollständig als solche vorhanden wäre (entsprechend heftigen Wirbelbewegungen des Dampfes, in welche seine strömende Bewegung im Cylinder übergeht), so betrüge doch ihr Wärmewerth noch nicht 0,5 Procent vom Wärmewerthe der Volldruckarbeit von 1 Kgr. Dampf oder von der äusseren Verdampfungswärme, welche für Dampfspannungen von 2 bis 10 Atm. (siehe die Werthe von ApA in der Tabelle, Bd. I, §. 29) = 42 bis 46 ist, so dass mit dem Mittelwerthe 44 das fragliche Verhältniss in der That nur

$$= \frac{80}{424 \cdot 44} = \frac{1}{233}$$

gefunden würde. Die höchste Genauigkeit, mit welcher die Grösse der Volldruckarbeit dem Indikatordiagramm entnommen werden kann, ist aber viel kleiner, so dass die Berücksichtigung der lebendigen Kraft nicht geboten ist. Bei ihrer Vernachlässigung ist durch die für jede der vier Perioden aufzustellende Gleichung, wenn sie mit dem Wärmewerthe A der Arbeitseinheit multiplicirt gedacht wird, auszudrücken, dass der Zuwachs an Wärmegehalt (Wärmewerth des inneren Arbeitsvermögens) gleich ist der algebraischen Summe der als Wärme gemessenen Arbeiten äusserer Kräfte und der von aussen mitgetheilten Wärmemengen. Der Wärmegehalt ist dabei, wie üblich, als Ueberschuss über denselben im Zustande flüssigen Wassers von 0° Celsius verstanden.

Während der Volldruckperiode nimmt der Wärmegehalt der G Kgr. einströmenden feuchten Dampfes auf dem Wege vom Kessel in den Cylinder und der mit jenen sich mischenden, im Cylinder schon vorhanden gewesenen G_0 Kgr. Dampf zusammen zu um:

$$(G + G_0)(q_1 + y_1 \varrho_1) - G(q + y \varrho) - G_0(q_0 + \varrho_0).$$

Die Summe der Wärmewerthe der Arbeiten der dabei auf diesen Dampf

wirkenden äusseren Kräfte, nämlich der positiven Arbeit des Kesseldrucks und der negativen des Kolbendrucks, ist:

$$G Ap (w + y \Delta) - L_a,$$

unter w das specifische Volumen des Wassers verstanden, welches aber in Vergleich mit dem specifischen Volumen $w + y \Delta$ des Gemisches so klein ist, dass dafür

$$G y \cdot Ap \Delta - L_a$$

gesetzt werden darf. Die mitgetheilte Wärme ist negativ, bestehend aus einem Wärmeverlust durch Abkühlung in der Leitungsröhre, welcher mit Q_r bezeichnet sei, und aus der an den Cylinder abgegebenen Wärme Q_a . Wegen

$$q + Ap \Delta = r$$

ist also die fragliche Gleichung für diese Periode:

$$(G + G_0)(q_1 + y_1 q_1) - G(q + yr) - G_0(q_0 + q_0) = -L_a - Q_r - Q_a \cdot I.*$$

Der Abkühlungsverlust Q_r ist bestimmt durch das Condensationswassergewicht G_r und durch die Temperatur t'' , bei welcher im Durchschnitt diese Condensation stattfindet und welche dem arithmetischen Mittel der Temperaturen t und t' am Anfang und am Ende der Leitungsröhre gleich gesetzt werden kann. Die entsprechende Condensationswärme $G_r r''$ bedeutet zwar einen Wärmeverlust, welcher thatsächlich nicht während einer Einströmungsperiode stattfindet, sondern während eines ganzen Hubes; indessen macht sich der Einfluss auch der bei der Absperrung fortdauernden Abkühlung auf den demnächst einströmenden Dampf in gleicher Weise geltend. Dagegen vertheilt er sich auf die ganze pro Hub dem Kessel entströmende Dampfmenge G_s , so dass bezüglich des hier in Betracht kommenden Dampfgewichtes G zu setzen ist:

$$Q_r = \frac{G}{G_s} G_r r'' \dots \dots \dots (5).$$

Dabei liegt die Voraussetzung zugrunde, dass der Dampf ebenso feucht in den Cylinder einströmt, wie er dem Kessel entströmte, eine Annahme, welche sich dadurch umgehen liesse, dass Wasserabscheider (durch die Ablagerung von im Dampfe schwebenden Wassertheilchen an entsprechend angebrachten Metallwänden wirkend) von solcher Wirksamkeit, dass der

* Mit Rücksicht auf die als verhältnissmässig sehr klein oben erkannte lebendige Kraft, welche der Dampf im Cylinder am Ende der Volldruckperiode noch besitzt, müssten die Grössen q_1 , q_1 , y_1 in Gl. I streng genommen auf den Ruhezustand bezogen werden, in welchen der Dampf ohne äussere Einflüsse allmählich überginge, wenn der Kolben im fraglichen Augenblicke sich zu bewegen aufhörte.

Dampf ihnen trocken entströmt, am Anfang und am Ende der Leitungsröhre angebracht werden, etwa A_1 am Anfange derselben (so, dass darin nur das Wasser gesammelt wird, welches als solches aus dem Kessel mitgeführt wurde), A_2 am Ende, und dass dann unter G_r das Gewicht des pro Hub in der Leitungsröhre ausgeschiedenen Wassers einschliesslich des in A_2 , aber ausschliesslich des in A_1 ausgeschiedenen verstanden wird. Die vorausgesetzte Wirksamkeit der Abscheider wäre aber nicht weniger unsicher, als die Voraussetzung, welche umgangen werden sollte. Aus der Gleichung I kann Q_a gefunden werden.

Wenn nur am Ende des Zuleitungsrohrs ein so wirksamer Wasserabscheider angeordnet würde, dass der ihm entströmende Dampf als trocken vorauszusetzen ist, so würde durch Messung des Drucks p' dieses Dampfes, wodurch auch die entsprechenden Elemente r' und r'' bestimmt sind, die Berücksichtigung einer Abkühlungswärme Q_r zu entbehren sein. Wird dann nämlich die Zustandsänderung des einströmenden Dampfes nicht vom Kessel, sondern von diesem Abscheider an gerechnet, so ist Gl. I zu ersetzen durch:

$$(G + G_0)(q_1 + y_1 \varrho_1) - G(q' + r') - G_0(q_0 + \varrho_0) = -L_a - Q_a \dots \text{I, a.}$$

Abgesehen indessen von der schon erwähnten zweifelhaften Berechtigung des Vertrauens auf die vorausgesetzte Wirksamkeit des Wasserabscheiders, wäre auch in Folge der absatzweisen Bewegung des Dampfes in der Leitungsröhre die hinlänglich zutreffende Messung von p' mit Schwierigkeiten verbunden. Zu Ende der Einströmungsperiode ist die Bewegung in der ganzen Röhre am gleichförmigsten, p' entsprechend $< p$ und etwas grösser, als der gleichzeitige Druck p_1 im Cylinder; nach der Absperrung dauert aber die Strömung des Dampfes in der Leitung zunächst noch fort, er häuft sich am Ende der Röhre zeitweilig an und bewirkt eine Zunahme von p' vielleicht bis p und darüber. Von den Umständen ist es abhängig, welche Grösse p' zu Anfang der neuen Einströmung besitzt; während derselben kann sie von mehr als p bis fast zu p_1 abnehmen.

Für die Expansionsperiode ergiebt sich die aufzustellende Gleichung des Arbeitsvermögens ohne weiteres zu:

$$(G + G_0)(q_2 + y_2 \varrho_2) - (G + G_0)(q_1 + y_1 \varrho_1) = -L_b - Q_b \dots \text{II,}$$

und ist daraus Q_b zu berechnen.

Für die Auspuffperiode hat sich die Gleichung nicht nur auf das Gewicht $G + G_0$ des Gemisches im Cylinder, und zwar bis zum Wasser-

zustande seines Bestandtheils G im Condensator zu beziehen, entsprechend einer Zunahme des Wärmegehaltes

$$= G q_4 + G_0 (q_3 + y_3 \varrho_3) - (G + G_0) (q_2 + y_2 \varrho_2),$$

sondern auch auf das die Condensation bewirkende Kühlwasser, dessen Wärmegehalt dabei um

$$G_c (q_e - q_c)$$

zunimmt. Ebenso besteht die Arbeit äusserer Kräfte nicht nur in derjenigen des Kolbendrucks, dessen Wärmewerth = L_c ist, sondern auch in der Arbeit der Schwere des etwa aus einer Tiefe = h Mtr. in den Condensator (in Folge des kleinen Drucks in ihm) angesaugten Kühlwassers und aus der Arbeit, welche der Atmosphärendruck hierbei auf dasselbe ausübt, zusammen

$$= G_c (b - h),$$

unter b die Wasserbarometerhöhe von ungefähr 10 Mtr. verstanden; ausserdem in der negativen Arbeit des Drucks des Luftpumpenkolbens, bezw. des Kolbens der Warmwasserpumpe. Diese Arbeiten sind indessen verhältnissmässig so unbedeutend, dass es vorzuziehen ist, ihren Einfluss in dem Gliede $G_c (q_e - q_c)$ einzubegreifen und dieses nachträglich durch eine besondere Gleichung zu bestimmen, um so mehr, als kleine Messungsfehler der Temperaturen, welche den Flüssigkeitswärmen q_c und q_e zugrunde liegen, bei der im Vergleich mit G überwiegenden Grösse von G_c so bedeutende Fehler zur Folge haben können, dass es eben auch deshalb vorzuziehen ist, jenes Glied überhaupt nicht durch Messung fraglicher Temperaturen, sondern sammt den darin einbegriffenen untergeordneten Gliedern auf andere Weise zu bestimmen, wie demnächst gezeigt werden wird. Unter diesen Umständen kann dann auch der nur unsicher bestimmbare Wärmeverlust auf dem Wege vom Cylinder zum Condensator in demselben Gliede einbegriffen werden, so dass in der aufzustellenden Gleichung nur noch Q_c als mitgetheilte Wärme zu berücksichtigen bleibt; sie ist dann:

$$G q_4 + G_0 (q_3 + y_3 \varrho_3) - (G + G_0) (q_2 + y_2 \varrho_2) + G_c (q_e - q_c) = L_c + Q_c \quad \text{III.}$$

Q_c ergibt sich daraus nach der Bestimmung von $G_c (q_e - q_c)$.

Für die Compressionsperiode hat man ohne Weiteres die Gleichung:

$$G_0 (q_0 + \varrho_0) - G_0 (q_3 + y_3 \varrho_3) = L_d + Q_d \dots \dots \dots \text{IV}$$

zur Berechnung von Q_d .

Die Addition der Gleichungen I, II, III, IV ergibt die Gleichung des Arbeitsvermögens für das Kühlwasser und das im Cylinder wirksame

Dampf- und Wassergemisch für einen ganzen Hub, und zwar, indem sich auf der linken Seite die meisten Glieder aufheben, sowie mit der Bezeichnung

$$L_i = L_a + L_b - L_c - L_d$$

für die indicirte Arbeit des Dampfes pro Hub, in der Form:

$$Gq_4 - G(q + yr) + G_c(q_e - q_c) = -L_i - Q_r - Q_a - Q_b + Q_c + Q_d \quad (6).$$

Nun kann für die ganze Eisenmasse des Cylinders einschliesslich Dampfanäle, Kolben und Mantel im Falle des Vorhandenseins eines solchen mit Rücksicht auf ihren periodischen Beharrungszustand, bei welchem ihr Wärmezustand nach je einem Hube wieder derselbe wird, die Gleichung des Arbeitsvermögens in der Form aufgestellt werden:

$$0 = Q_a + Q_b - Q_c - Q_d + Q_m - Q_v + Q_k \dots \dots \dots (7).$$

Dabei bedeutet Q_m die dieser Eisenmasse pro Hub ev. vom Manteldampfe mitgetheilte, Q_v die unter allen Umständen durch äussere Abkühlung verloren gehende Wärme, Q_k die an die Eisenmasse übergehende Wärme, welche durch die Kolbenreibung bei einem Hube producirt wird, nämlich durch Vermittlung dieser Reibung aus einem kleinen Theile des Arbeitsvermögens hervorgeht, welches vom Dampfdrucke an den Kolben schon übertragen worden war. Durch Addition folgt aus (6) und (7):

$$G(q_4 - q - yr) + G_c(q_e - q_c) = -L_i - Q_r + Q_m - Q_v + Q_k \dots \dots (8)$$

als Gleichung des Arbeitsvermögens pro Hub für den Cylinder, das darin enthaltene Dampf- und Wassergemisch und das Kühlwasser zusammen. Indem man daraus $G_c(q_e - q_c)$ berechnet, kann es mit Rücksicht auf die untergeordneten Werthe von Q_m , Q_v und Q_k der Fall sein, dass jene Grösse zutreffender gefunden wird, als durch Messung der Temperaturen t'_c und t_e mit Berücksichtigung der Umstände (Arbeiten des Atmosphärendrucks und der Schwere des Kühlwassers, sowie Wärmeverlust durch Abkühlung in der Leitung vom Cylinder zum Condensator), deren Einflüsse einbegriffen wurden. Die Controle durch Vergleichung der zweierlei Bestimmungen ist dabei nicht ausgeschlossen.

Was schliesslich die in der Gleichung (8) vorkommenden noch nicht bestimmten Grössen betrifft, so ist

$$Q_m = G_m r' - Q_v \dots \dots \dots (9)$$

bei Voraussetzung solcher Anordnungen, dass die Dampftemperatur im Mantelraume = der Temperatur t' am Ende der Dampfleitungsröhre gesetzt werden kann. Es handelt sich dann nur noch um die angenäherte Bestimmung der verhältnissmässig kleinen Grössen Q_v und Q_k .

Q_v kann bei Vorhandensein eines Dampfmantels leicht und sicher dadurch gefunden werden, dass beim Stillstande der Maschine der Mantelraum lange genug mit dem Kessel in Communication erhalten wird, um annehmen zu dürfen, dass die Temperatur der Cylindermasse constant geworden ist, und dass dann die Condensationswassermenge bestimmt wird, welche unter solchen Umständen im Mantelraume während einer gewissen Zeit niedergeschlagen wird. Dieselbe ist als lediglich von der nach aussen abgegebenen Wärme herrührend zu betrachten, entsprechend Gl. (9) mit $Q_m = 0$. Ist ein Dampfmantel nicht vorhanden, so müsste Q_v erfahrungsmässig geschätzt werden je nach der Art, wie der Dampfcylinder mit schlechten Wärmeleitern umgeben ist.

Um über Q_k ein ungefähres Urtheil zu gewinnen, können Versuche dienen, welche Völckers für den Leergang von Dampfmaschinen anstellte. Nachdem er zuvor die Reibungsarbeit der Schwungradwelle besonders bestimmt hatte, ergab sich die Spannungsdifferenz beiderseits vom Kolben, welche zur Ueberwindung der Kolbenreibung (mit Stopfbüchsenreibung der zugehörigen Kolbenstange), sowie der Reibungen des Schubkurbeltriebes und der Steuerung erforderlich war,

$$= \frac{0,0227}{d} \text{ Atm.,}$$

unter d den Cylinderdurchmesser, in Mtr. ausgedrückt, verstanden. Indem nahe die Hälfte davon für die Kolbenreibung in Rechnung gebracht wird, kann bei einer Hublänge = s Mtr.

$$Q_k = \frac{0,011}{d} \cdot 10\,000 \frac{\pi d^2}{4} s \frac{1}{424} \text{ nahe} = 0,2 ds \dots \dots (10)$$

Cal. geschätzt werden.

§. 85. Abkühlungsverlust und Widerstand der Leitungen. Drosselung.

Der Wärmeverlust durch äussere Abkühlung des Dampfes in dem Leitungsrohre vom Kessel zum Cylinder hat zwar auf die Gestalt des Indikatorgramms keinen Einfluss, sofern diese Abkühlung bei unveränderter Spannung und Temperatur des Dampfes nur eine Ausscheidung von Condensationswasser zur Folge hat, welches nicht in den Cylinder gelangt. Bei langen Leitungen jedoch, z. B. für den in Kesselanlagen über Tage erzeugten Betriebsdampf unterirdischer Wasserhaltungsmaschinen, kann jener Abkühlungsverlust von erheblichem Einflusse auf die Oekonomie der ganzen Anlage sein, nämlich auf die Dampfmenge, somit die Wärmemenge, vermittels welcher eine gewisse Arbeit gewonnen wird, und er

kommt deshalb neben dem Spannungsabfalle in der Leitungsröhre wesentlich in Betracht, um die vortheilhafteste Weite derselben unter gegebenen Umständen zu bestimmen; je kleiner diese Weite, desto kleiner zwar auch die Oberfläche, also der Wärmeverlust durch Abkühlung, desto grösser aber der Spannungsabfall in Folge grösserer Strömungsgeschwindigkeit des Dampfes und damit wachsenden Widerstandes.

Sorgfältige und umfassende Versuche über den Wärmeverlust durch Abkühlung und den Spannungsabfall in Dampfleitungs- röhren als Grundlage zur Beurtheilung der zweckmässigsten Dampfgeschwindigkeit in denselben wurden ausgeführt von R. Nasse, L. Ehrhardt und M. F. Gutermuth an der unterirdischen Wasserhaltungsanlage des Josephaschachtes der königl. Grube Gerhard bei Louisenthal (Saarbrücken).^{*} Die Beobachtungen bezogen sich auf eine gusseiserne Leitungsröhre von 140 Millim. Weite bei 323 Mtr. Länge und auf eine schmiedeeiserne Röhre von 75 Millim. Weite bei 330 Mtr. Länge, durch welche der Betriebsdampf den 239,5 Mtr. unter Tage liegenden Maschinen zugeführt wurde. Die sorgfältige Umhüllung beider Leitungen bestand aus Grünzweig'scher Isolirmasse von 20 Millim. Dicke, umgeben von einer 10 Millim. dicken Filzlage; das Ganze war in Kautschukleinwand mit Draht fest eingewickelt bei besonderem Schutze der Flanschverbindungen.

Um den Wärmeverlust durch Abkühlung vermittels der sich bildenden Condensationswassermengen bei strömendem Dampfe hinlänglich genau zu bestimmen, wäre zur Sicherung eines bestimmten Anfangs- und Endzustandes möglichst vollkommene Entwässerung dieses Dampfes am Anfang und am Ende der Leitung nöthig gewesen. Indem sich aber selbst ein später beschaffter grosser solcher Abscheider nicht wirksam genug erwies, wurde auf Grund der Annahme gleich grossen Abkühlungsverlustes unter übrigens gleichen Umständen bei ruhendem und bei strömendem Dampfe die sich bildende Condensationswassermenge bestimmt, wenn in der einerseits mit dem Kessel communicirenden, aber andererseits abgesperrten Leitungsröhre die Dampfspannung während der Versuchszeit von 9 bis 18 Stunden auf gleicher Höhe erhalten wurde. Die so für verschiedene Dampfspannungen p (Atmosphären, absolut) und entsprechende Temperaturen t des Dampfes gefundenen Condensationswassermengen pro Stunde und Quadratmeter innerer Wandfläche der Leitungs-

^{*} Siehe die betreffende, vom Vereine deutscher Ingenieure preisgekrönte Abhandlung von Gutermuth in der Zeitschrift des Vereins, Jahrgang 1887.

röhre sind unter der Bezeichnung C_1 für die gusseiserne, C_2 für die schmiedeeiserne Leitung, in Kilogr. ausgedrückt, folgende:

$p =$	4	5	6	7
$t =$	144	152,2	159,2	165,3
$C_1 =$	1,03	1,09	1,21	1,33
$C_2 =$	1,10	1,21	1,29	1,35
$t' =$	17,2	18,9	19,8	16,9
$C =$	1,065	1,15	1,25	1,34.

Hinzugefügt sind die betreffenden mittleren Temperaturen t' im Schachte und die Werthe von

$$C = \frac{1}{2}(C_1 + C_2)$$

behufs theilweiser Ausgleichung des Einflusses von Zufälligkeiten, welcher den für gleiche Dampfspannungen nicht sehr verschiedenen Einzelwerthen C_1 und C_2 anhaften kann. Diese mittleren Werthe C entsprechen nahe der Gleichung:

$$C = 0,706 + 0,09p \dots \dots \dots (1),$$

und wenn der Wärmeverlust pro Stunde und Quadratmeter Leitungsfläche

$$Cr = \mu(t - t') \dots \dots \dots (2)$$

gesetzt wird, ergibt sich für

$p =$	4	5	6	7
und $t - t' =$	126,8	133,3	139,4	148,4
$\mu =$	4,24	4,31	4,43	4,42.

Im Mittel ist $\mu = 4,35$; und es wächst dieser Coefficient wenigstens nicht so erheblich und gesetzmässig mit der Temperaturdifferenz $t - t'$, dass der Wärmeverlust einer höheren Potenz derselben proportional gesetzt werden müsste.

Die Coefficienten der Gleichungen (1) und (2) hängen übrigens nicht nur von der Beschaffenheit der Rohrumhüllung, sondern auch, wie Gutermuth a. a. O. an Beispielen nachweist, aus kaum erkennbaren Ursachen in solchem Grade von anderen Umständen ab, dass die zuverlässige Bestimmung der Abkühlungsverluste einer bestimmten Dampfleitung nur durch Versuche an ihr selbst geschehen kann.

Die theoretische Bestimmung des Spannungsabfalls in Dampfleitungsröhren (Bd. I, §. 114 und §. 115) erfordert vereinfachende Voraussetzungen von zweifelhafter Berechtigung, um zu praktisch brauchbaren,

genügend einfachen Ergebnissen zu führen. Wenn aber ebenso, wie es bei Wasser- oder Luftleitungen zu geschehen pflegt, die Leitungswiderstandshöhe

$$B = \lambda \frac{l}{d} \frac{u^2}{2g}$$

gesetzt wird, unter l die Länge, d die Weite der Röhre, und unter u die mittlere Strömungsgeschwindigkeit in ihr verstanden, so dass mit dem mittleren spezifischen Gewicht γ hier des strömenden Dampfes der Spannungsabfall

$$z = B\gamma = \gamma\lambda \frac{l}{d} \frac{u^2}{2g} \dots \dots \dots (3)$$

ist, so wurde durch die Versuche von Nasse, Ehrhardt und Guter-muth, insoweit sie zur Berechnung in dieser Hinsicht geeignet waren, die von H. Fischer für nicht allzu grosse z und u schon früher benutzte Formel bestätigt gefunden:

$$z = 0,0015 \gamma \frac{l}{d} u^2 \dots \dots \dots (4)$$

Kilogramm pro Quadratmeter, vorausgesetzt dass u in Sek. Mtr., γ in Kgr. pro Cubikmtr. ausgedrückt ist, während l und d in Metern ausgedrückt seien. Aus

$$\frac{\lambda}{2g} = 0,0015 \text{ gemäss (3) und (4)}$$

folgt λ nahe = 0,03, somit nicht kleiner, als für Wasser. —

Bei mässiger Leitungslänge l , etwa bis 30 Mtr., pflegt die Bestimmung der Weite d an die Forderung geknüpft zu werden, dass die mittlere Strömungsgeschwindigkeit $u = 30$ bis 40 Sek. Mtr. sein soll. Bei grossen Dampfspannungen p und kleinen zu leitenden Dampfmen-gen = G Kgr. pro Sek. (beide als Mittelwerthe für die ganze Leitungsröhre verstanden) kann jene Forderung übrigens schon zu unerwünscht grossen Werthen von z führen; besser ist es, auch bei mässigen Leitungslängen u etwa zwischen 20 und 40 Mtr. um so kleiner anzunehmen, je grösser p , je grösser l und je kleiner G ist. Indem nämlich

$$G = \gamma \frac{\pi d^2}{4} u, \text{ also } d = 2 \sqrt{\frac{G}{\gamma \pi u}} \dots \dots \dots (5)$$

ist, folgt aus (4):

$$z = 0,0015 \gamma \frac{l u^2}{2} \sqrt{\frac{\gamma \pi u}{G}} = 0,00075 l \sqrt{\frac{\gamma^3 \pi u^5}{G}} \dots \dots (6)$$

Handelt es sich z. B. um den Betriebsdampf einer Dampfmaschine von NPferdestärken, welche 10 Kgr. Dampf pro Pferdest. und Stunde verbraucht,

setzt man also bei Abstraction von dem Dampfverlust durch Abkühlung in der Leitung:

$$G = \frac{10 N}{3600},$$

so ergibt sich für z der Ausdruck:

$$z = \zeta \frac{l}{\sqrt{N}} \text{ mit } \zeta = 0,0252 \sqrt{\gamma^3 u^5} \dots \dots \dots (7),$$

und man findet z. B.

	für $p =$	2,5	5	10 Atm.
und für	$u = 30 : \zeta =$	213	566	1503
	$u = 40 : \zeta =$	438	1163	3085

Insbesondere z. B. für $p = 10, u = 30, l = 30, N = 100$ wäre

$$z = 1503 \frac{30}{10} = 4509 \text{ Kgr. pro Quadratm.}$$

$$= 0,45 \text{ moderne Atmosphären,}$$

gerechnet zu 1 Kgr. pro Quadratcentim. Für $N = 25$ wäre unter sonst gleichen Umständen $z = 0,9$ Atm. Bei der Annahme $u = 40$ wäre aber in beiden Fällen z mehr als doppelt so gross gefunden worden.

Die Durchmesser längerer Leitungsröhren sind mit Rücksicht auf die Betriebserfordernisse von der am wenigsten nachtheiligen Gesamtwirkung des Dampfverlustes durch äussere Abkühlung und des Spannungsverlustes in Folge des Leitungswiderstandes abhängig zu machen. (Siehe Gutermuth a. a. O.) Wenn insbesondere das am Ende der Röhre von der Länge l pro Sek. erforderliche Dampfgewicht G_2 und der daselbst nöthige Druck p_2 gegeben sind, so ist bei ausserdem vorgeschriebener Kesselspannung p_1 damit auch der Spannungsabfall z bestimmt, somit der mittlere Druck p in der Röhre mit den entsprechenden Werthen von t, γ und r (spec. Verdampfungswärme). Nach (4) ist dann bei Einsetzung des Ausdrucks von u gemäss (5):

$$z = 0,0015 \gamma \frac{l}{d} \left(\frac{4 G}{\gamma \pi d^2} \right)^2; d^5 = \frac{0,024 G^2 l}{\pi^2 \gamma z} \dots \dots \dots (8).$$

Hieraus kann ein Näherungswerth von d gefunden werden, indem G vorläufig $= G_2$ oder nach Schätzung etwas grösser gesetzt wird. Der stündliche Wärmeverlust W durch Abkühlung in umgebender Luft von der Temperatur t' ist dann nach (2):

$$W = \pi d l \cdot u (t - t') \dots \dots \dots (9),$$

und indem die entsprechende stündliche Condensationswassermenge $= \frac{W}{r}$ ist, kann jetzt die Dampfmenge, welche im Mittel pro Sek. durch einen Röhrenquerschnitt strömt, richtiger:

$$G = G_2 + \frac{1}{2} \frac{W}{3600 r}$$

gesetzt werden, um damit aus (8) und (9) corrigirte Werthe von d und W zu finden. Der Abkühlungsverlust, welcher zur Bestimmung der Weite kürzerer Leitungen ganz unberücksichtigt bleiben konnte, kommt auch hier nur nebensächlich insofern in Betracht, als er durch seinen Einfluss auf G mittelbar auch d etwas beeinflusst.

Ist aber bei gegebenen Werthen von l , G_2 und p_2 der Kesseldruck nicht vorgeschrieben unterhalb eines gewissen nicht zu überschreitenden Maximums, so sind Proberechnungen nöthig, um die vortheilhafteste Weite d zu finden. Sollen insbesondere die Dampfkosten möglichst klein werden, so findet man für versuchsweise angenommene Werthe von p_1 (entsprechende Temperatur $= t_1$), wodurch auch z , p , t , γ , r bestimmt sind, d und W ebenso wie im vorigen Falle, und dann die zur Dampfbildung stündlich aufzuwendende Wärme:

$$Q = \left(3600 G_2 + \frac{W}{r} \right) (606,5 + 0,305 t_1 - t_0) \dots \dots (10),$$

unter t_0 die Temperatur des Kesselspeisewassers verstanden. Bis zum gegebenen Maximum ist p_1 so anzunehmen, dass Q möglichst klein ausfällt. —

Wenn die Maschine nicht sehr weit vom Kessel entfernt, die Dampfleitung nicht sehr lang ist, so kann übrigens der besprochene längs der ganzen Röhre stetig einwirkende Leitungswiderstand von untergeordneter Grösse sein im Vergleich mit besonderen Widerständen, welche durch örtliche Verengungen, wie namentlich durch Drosseln zum Zweck der Regulirung verursacht werden. Dieses, im §. 74 als unwirtschaftlich erklärte und heutzutage wenigstens bei grösseren Maschinen durch entsprechende Füllungsänderung zumeist ersetzte Regulirungsverfahren ist gleichwohl wiederholt als durchaus nicht unwirtschaftlich angesprochen worden auf Grund der Erwägung, dass die Wärme, welche durch Vermittlung des Widerstandes aus äusserem Arbeitsvermögen entsteht, im Wesentlichen den Wärmegehalt des Dampfes, somit seine Arbeitsfähigkeit in der Maschine vergrössert. Einer Erörterung dieser Frage von

Zeuner* liegen Gleichungen zugrunde, die sich leicht aus den im vorigen Paragraph aufgestellten ergeben. Bedeutet nämlich F die wirksame Kolbenfläche, s die Hublänge, eFs den von der Kolbenfläche F bei der Einströmung durchlaufenen Raum, e_0Fs die Grösse des schädlichen Raums, so ist in (1) und (2), §. 84, bei Abstraction von Voreinströmung:

$$V_0 = e_0Fs \text{ und } V_1 = (e + e_0)Fs,$$

sowie sehr nahe:

$$\gamma_0 = \frac{1}{A_0} \text{ und } \gamma_1 = \frac{1}{A_1}$$

bei Vernachlässigung des spezifischen Wasservolumens gegen A_0 und A_1 . Wenn somit der am Ende eines Hubes im schädlichen Raume enthaltene Dampf hier zunächst im Allgemeinen als wasserhaltig vorausgesetzt, das Gewicht des betreffenden wirklichen Dampfes nicht $= G_0$, sondern $= G_0y_0$ gesetzt wird, können jene Gleichungen (1) und (2), §. 84, geschrieben werden:

$$e_0Fs = G_0y_0A_0 \dots \dots \dots (11)$$

$$(e + e_0)Fs = (G + G_0)y_1A_1 \dots \dots \dots (12).$$

Hierin sind A_0 und A_1 bestimmt durch die bezüglichen Pressungen p_0 und p_1 , worunter mit Rücksicht auf äussere Bewegung des Dampfes streng genommen die betreffenden Gleichgewichts- (unter übrigens gleich bleibenden Umständen im Ruhezustande eintretenden) Pressungen zu verstehen sind. Dieses p_1 werde mit Zeuner zugleich als mittlere Volldruckpressung angenommen, so dass der Wärmewerth der Volldruckarbeit mit Benutzung von (1) und (2):

$$L_a = A \cdot eFs \cdot p_1 = A[(G + G_0)y_1A_1 - G_0y_0A_0]p_1 \dots (13)$$

gefunden wird. Gemäss der Gleichung I im vorigen Paragraph ist nun, wenn darin für L_a der Ausdruck (13), sowie den Voraussetzungen von Zeuner entsprechend $Q_r = 0$, $Q_a = 0$ und y_0q_0 für q_0 gesetzt wird,

$$(G + G_0)(q_1 + y_1q_1) - G(q + yr) - G_0(q_0 + y_0q_0) + A[(G + G_0)y_1A_1 - G_0y_0A_0]p_1 = 0$$

oder wegen $q_1 + Ap_1A_1 = r_1$ und $q_0 + Ap_0A_0 = r_0$:

$$(G + G_0)(q_1 + y_1r_1) - G(q + yr) - G_0(q_0 + y_0r_0) - G_0y_0A_0 \cdot A(p_1 - p_0) = 0$$

oder mit Rücksicht auf (1) und (2):

$$\frac{e + e_0}{y_1A_1}(q_1 + y_1r_1) - \left(\frac{e + e_0}{y_1A_1} - \frac{e_0}{y_0A_0}\right)(q + yr) - \frac{e_0}{y_0A_0}(q_0 + y_0r_0) - e_0A(p_1 - p_0) = 0$$

* Ueber die Wirkung des Drosselns und den Einfluss des schädlichen Raumes auf die bei Dampfmaschinen verbrauchte Dampfmenge. Civilingenieur, 1875, S. 1.

$$\frac{e + e_0}{y_1 A_1} (q_1 - q - yr) + (e + e_0) \frac{r_1}{A_1} + \frac{e_0}{y_0 A_0} (q + yr - q_0 - y_0 r_0)$$

$$- e_0 A (p_1 - p_0) = 0.$$

Hieraus folgt:

$$y_1 = \frac{q + yr - q_1}{r_1 - \frac{e_0 A_1}{e + e_0} \left[A (p_1 - p_0) - \frac{q + yr - q_0 - y_0 r_0}{y_0 A_0} \right]} \dots (14)$$

übereinstimmend (bei theilweise anderen Buchstabenbezeichnungen) mit der Gleichung IV von Zeuner.

Sind p, y, e, p_0, y_0, e_0 und p_1 gegeben, damit auch die Volldruckarbeit bei gegebenem Hubvolumen Fs , so ist y_1 durch (14) bestimmt, dann G durch (12), weil G_0 durch (11) bestimmt ist. Die Wirtschaftlichkeit des Drosselns, nämlich eines grössern Kesseldruckes p bei gegebenem Einströmungsdrucke p_1 , ist aber nicht sowohl durch G charakterisirt, als vielmehr durch die zur Bildung dieses Dampfgewichtes G im Kessel aufzuwendende Wärme:

$$Q = G (q + yr - q') \dots (15),$$

unter q' die spezifische Flüssigkeitswärme verstanden, welche der Temperatur t' des Speisewassers entspricht.

Bei einer Condensationsdampfmaschine werde z. B. der Kessel mit dem Wasser des Condensators von $t' = 46,2^\circ \text{C}$. (entsprechend einem Druck von 0,1 Atm.) gespeist; es sei ferner

$$p_1 = 3,5 \text{ Atm.}, y = 0,9 \text{ und } e = 0,25$$

sowie, verschwindend kleiner Compression im schädlichen Raum entsprechend,

$$p_0 = 0,2 \text{ Atm.}, y_0 = 1 \text{ und } e_0 = 0,05.$$

Wird dann einmal ganz widerstandslose Einströmung ($p = p_1$) angenommen, ein andermal so erhebliches Drosseln, dass der Kesseldruck $p = 2p_1 = 7 \text{ Atm}$. ist, so ergibt sich nach Zeuner

$$\text{für } p = p_1 : Q = 353,95 Fs$$

$$\text{für } p = 2p_1 : Q = 352,66 Fs,$$

entsprechend einem kleinen Vortheil des Drosselns, wie auch bei anderen Beispielen Zeuner's. Dieser Vortheil würde voraussichtlich ganz verschwinden, wenn die Werthe von Q nicht für gleiche Volldruckarbeiten, sondern gebührender Weise für gleiche Gesamtarbeiten verglichen werden. Indem nämlich y_1 gemäss (14) um so grösser gefunden wird, je grösser unter übrigens gleichen Umständen der Kesseldruck ist, je mehr also

gedrosselt wird, ist dann in der angenäherten Zustandsgleichung des expandirenden Dampfes (Bd. I, §. 35):

$$p v^m = \text{Const. mit } m = 1,035 + 0,1 y_1$$

dieser Exponent grösser, die Expansionscurve steiler abfallend, die Expansionsarbeit bei gleichem Anfangsdrucke p_1 kleiner.

Abgesehen hiervon wird übrigens auch von Zeuner schliesslich hervorgehoben, dass jene Vergleichung für die Frage nach der Vortheilhaftigkeit des Drosselns bezüglich der mechanischen Wärmeausnutzung schon im Princip nicht massgebend ist. Soll nämlich die Regulirung durch Drosseln bewirkt werden, so muss auf die Möglichkeit gerechnet werden, bei grossem Arbeitsbedürfnisse zeitweilig nicht zu drosseln. Dem grössten Drucke p ist also die Widerstandsfähigkeit nicht nur des Kessels, sondern auch der Maschine anzupassen, so dass von ihm, nicht von p_1 , bei der Vergleichung ausgegangen werden muss. Bei kleineren Arbeitsbedürfnissen ist es dann aber vortheilhafter, durch Verkleinerung des Füllungsgrades den Dampfverbrauch entsprechend zu verkleinern, als bei unveränderter Raumgrösse desselben durch Drosseln die Spannung zu reduciren. Der Verlauf des zwischen gegebenen Temperaturen im Kessel und im Condensator stattfindenden Kreisprocesses wird durch Drosseln in höherem Grade unvortheilhafter Weise abweichend von dem idealen, bezw. dem principiellen Verlaufe desselben (§. 80, bezw. §. 81).

Gleichwohl ist die Regulirung durch ein vom Centrifugalregulator bethätigtes Drosselventil besonders bei kleinen und bei sehr schnell gehenden Maschinen ihrer Einfachheit wegen gebräuchlich, erfordert dann aber Sorgfalt bezüglich der Anordnung, um die gewünschte Wirkung zu sichern.* Vor Allem ist zu erwägen, dass bei einem gewissen Belastungszustande der Maschine die Wirksamkeit des Regulators nur dann durch vollständige Ausnutzung seines Muffenhubes nach beiden Seiten hin zu voller Geltung kommt, wenn im Durchschnitt bei dieser Belastung sich der Regulatormuff und somit auch das Drosselventil in mittlerer Lage befindet. Indem aber einer gewissen Belastung der Maschine bei constanter Kesselspannung ein bestimmter Spannungsfall im Zuleitungsrohr, somit eine bestimmte durch das Drosselventil vermittelte Verengung des Durchflussquerschnittes entspricht, so müsste bei verschiedenen Belastungen der Maschine mit der mittleren Stellung des Drosselventils eine verschiedene Grösse des kleinsten Durchflussquerschnittes

* Prüssmann: Dampfmaschinenregulirung durch Drosselventile. Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1887, S. 285.

verbunden werden können. Bei den gewöhnlichen Drosselventilen ist das nicht möglich, und lässt sich höchstens ihre Anordnung so treffen, dass der am häufigsten vorkommende Belastungszustand durchschnittlich einen solchen Spannungsabfall, somit eine solche kleinste Durchflussöffnung erfordert, bei welcher sich das Drosselventil und der Regulatormuff in den mittleren Stellungen befinden. Bei dem Universaldrosselventil von Schäffer & Budenberg, eigentlich einem cylindrischen Drehschieber mit rechteckigen Durchlassöffnungen in seiner hohleylindrischen Wand, kann aber der kleinste Gesamtdurchlassquerschnitt für die mittlere Stellung des Ventils verschiedenen Belastungen entsprechend verändert werden durch die Verbindung desselben mit einem coaxialen Absperrventil, welches von Hand im Sinne der Axe bewegt werden kann, um in demselben Sinne die rechteckigen Durchlassöffnungen in der hohleylindrischen Wand des durch die Wirkung des Regulators drehbaren Drosselventils zu verlängern oder zu verkürzen. —

Die Widerstände gegen die Strömung des Dampfes vom Kessel in den Cylinder und aus diesem in den Condensator, bzw. in die Atmosphäre, beeinflussen das Arbeitsdiagramm des Dampfes bezüglich der Voll- und der Auspufferperiode. Ohne Weiteres leuchtet ein, dass die Zustandcurve des einströmenden Dampfes eine Curve sein wird, welche um so tiefer unter der Geraden $a_0 a_1$, Fig. 79 (§. 80) liegt und in der ersten Hubhälfte um so mehr gegen OV abfällt, je grösser der resultirende Bewegungswiderstand und die mittlere Kolbengeschwindigkeit ist. Indem aber diese Curve auch noch durch andere Umstände bedingt ist, z. B. durch das Aenderungsgesetz der durch die Steuerung vermittelten Grösse der Einlassöffnung, durch die Unstetigkeit der Bewegung im Dampfleitungsrohre u. s. w., ihre theoretische Bestimmung deshalb unthunlich ist, pflegt sie bei Untersuchungen, welche ihre Annahme erfordern, als eine gerade Linie angenommen zu werden, welche der Grundlinie des Diagramms parallel oder (bei Füllungen $< 0,5$) um so mehr dagegen abfallend geneigt ist, je stärker die Drosselung und je grösser die mittlere Kolbengeschwindigkeit ist. Indicatorgramme, von Maschinen im Betriebe abgenommen, lassen solche Annahme als hinlänglich zutreffend erkennen.

Während die Einströmung nur in der ersten Hälfte eines Hubes stattzufinden pflegt, erfolgt die Ausströmung während des grössten Theils eines solchen; der entsprechende Druck vor dem Kolben würde in der Mitte bei grösster Kolbengeschwindigkeit am grössten sein, wenn nicht anfangs die noch grössere Hinterdampfspannung des vorigen Hubes, zuletzt

die allmählich abnehmende Grösse der Ausströmungsöffnung sich in dem Sinne geltend machten, dass der fragliche Druck als constant betrachtet werden kann, entsprechend einer mit der Grundlinie des Diagramms parallelen Geraden als Zustandcurve des ausströmenden Dampfes.

Während der Ueberschuss des Drucks im Kessel über den mittleren Volldruck im Cylinder unter verschiedenen Umständen sehr verschieden und oft sehr erheblich ist, können die Verhältnisse des Ausströmungs-canal's in der Regel so gewählt werden, dass der mittlere Vorderdampfdruck bei der Ausströmung

den Condensatordruck um nur 0,05 bis 0,1 Atm.,

bei Auspuffmaschinen der grösseren Dampfdichte wegen

den Atmosphärendruck um 0,1 bis 0,2 Atm.

übertrifft, wenn nicht im letzteren Falle der Auspuffdampf zum Betriebe eines Strahlgebläses (§. 70) dient, in welchem Falle bei zugleich sehr grosser Kolbengeschwindigkeit der fragliche Ueberdruck bis zu 1 Atm. anwachsen kann.

Sowohl der Druckverlust des einströmenden Hinterdampfes, als der Ueberdruck des ausströmenden Vorderdampfes, beide die Dampfarbeit in der Maschine verkleinernd, sind nach hydraulischen Gesetzen dem Quadrat der mittleren Kolbengeschwindigkeit unter übrigens gleichen Umständen nahe proportional. Trotzdem ist diese Geschwindigkeit im Laufe der Zeit immer mehr gesteigert worden. In der That hängt ihre vortheilhafteste Grösse ausser von dem hier besprochenen Umstande noch von manchen anderen ab; eine weitere betreffende Erörterung werde durch die zwei folgenden Paragraphen vorbereitet.

§. 86. Zustandcurven bei der Expansion und Compression des Dampfes.

Den bisherigen Untersuchungen wurden die Ausdrücke und Gleichungen unverändert zugrunde gelegt, welche die mechanische Wärmetheorie, auf gesättigte Dämpfe angewendet, ergiebt. Bei principiellen Untersuchungen, die mechanische Verwerthung der Wärme betreffend, ist das auch unerlässlich; für den technischen Gebrauch sind aber die auf solcher Grundlage erhaltenen Formeln vielfach zu weitläufig und unbequem. Der somit wünschenswerthe theilweise Ersatz der strengeren thermodynamischen Gleichungen durch angenäherte einfachere Beziehungen erscheint zugleich, und zwar nicht nur zum Zwecke technischer Dimensions-, Effects-, oder Dampfbedarfsbestimmungen, sondern überhaupt bei Untersuchungen von

vorwiegend praktischem Interesse um so mehr gerechtfertigt, als es sich dabei um Umstände zu handeln pflegt, welchen durch die theoretischen thermodynamischen Gleichungen nicht vollständig Rechnung getragen werden kann.

Diese Bemerkungen können insbesondere auf das Gesetz bezogen werden, nach welchem sich bei der Expansion und Compression des Dampfes seine Spannung p mit dem specifischen Volumen v ändert. In dieser Beziehung pflegt nach dem Vorgange von Rankine eine Gleichung von der Form

$$p v^m = \text{Const.}$$

zugrunde gelegt zu werden, in welcher mit genügender Annäherung (Bd. I, §. 35)

$$m = 1,035 + 0,1 y$$

gesetzt werden könnte, unter y die verhältnissmässige Dampfmenge des betreffenden Dampf- und Wassergemisches am Anfange der Expansion, bezw. am Ende der Compression verstanden, wenn angenommen werden dürfte, dass die eine oder andere adiabatisch (ohne äussere Mittheilung oder Entziehung von Wärme) stattfindet. Durchschnittlich wäre dann etwa

für die Expansion $m = 1,13$ entsprechend $y = 0,95$

für die Compression $m = 1,135$ entsprechend $y = 1$

anzunehmen. Die Untersuchung der vom Indicatorstift gezeichneten Curven bestätigt aber diese Werthe des Exponenten m nicht, lässt ihn vielmehr im Allgemeinen als kleiner, verschieden für den ersten und für den zweiten Theil der Curve, und besonders für die Compression als abhängig von den jeweiligen Umständen erkennen. Ursachen solcher Abweichung können sein: Dampflässigkeit des Kolbens oder der inneren Steuerung, und namentlich calorische Einflüsse der Cylinderwand ohne oder mit Dampfmantel. Wird m für die Expansion mit m_1 , für die Compression mit m_2 bezeichnet, so sind als Einzelwirkungen jener Ursachen leicht folgende im Allgemeinen zu übersehen.

Dampflässigkeit des Kolbens vergrössert m_1 und m_2 in abnehmendem Grade während des Verlaufs der betreffenden Zustandsänderung. Dampflässigkeit der Steuerung wirkt in entgegengesetztem Sinne, jenachdem es sich um mangelhaften Abschluss gegen die Zuleitung oder gegen die Ableitung des Dampfes hin handelt. Insbesondere kann solcher Mangel bei der Expansion anfangs noch etwas nachträgliche Zuströmung, zuletzt schon etwas Ausströmung von Dampf zur Folge haben, einem anfangs kleineren, zuletzt grösseren Werthe von m_1 entsprechend; bei der Com-

pression kann aus fraglicher Veranlassung anfangs noch etwas Ausströmung, zuletzt schon etwas Zuströmung von Dampf stattfinden, entsprechend einem auch anfangs kleineren, zuletzt grösseren m_2 . Bei der Expansion findet anfangs noch Wärmeabgabe an den Cylinder statt, also beschleunigte Abnahme des Drucks, einem grösseren Exponenten m_1 entsprechend; später und zwar um so früher beginnend, je wirksamer der Cylinder von aussen geheizt ist, bedingt die umgekehrte Wärmebewegung einen kleineren Werth von m_1 . Bei der Compression ist der Wärmeaustausch zwischen Dampf und Cylinder im Allgemeinen kleiner, nähert sich deshalb m_2 mehr dem grösseren Werthe, welcher oben für den Fall einer adiabatischen Compression angegeben wurde, meistens jedoch ohne ihn zu erreichen; dieses grössere m_2 ist besonders bei Mantelmaschinen nachzuweisen in Folge der mit der Compression dann verbundenen überwiegenden Wärmebewegung vom Cylinder zum Dampf. Diese calorischen Einflüsse machen sich um so mehr geltend, je grösser die Temperaturdifferenz des einströmenden und des ausströmenden Dampfes ist, in der Regel deshalb mehr bei Condensations-, als bei Auspuffmaschinen.

Die Untersuchung von Indicatorgrammen hat nun ergeben, dass in Folge jener mannichfaltigen Einflüsse zusammen mit meistens genügender Annäherung im Durchschnitt $m_1 = 1$ gesetzt werden kann, m_2 gewöhnlich auch = 1, nur bei geheiztem Cylinder und erheblicher Compression besser = 1,1 bis 1,2 zu setzen ist. Eine Ausnahmestellung nehmen nur allenfalls Condensationsmaschinen ohne Dampfmantel ein, welche indessen als weniger vortheilhaft nur noch selten vorkommen. Bei ihnen ist durchschnittlich m_1 merklich > 1 , m_2 sogar < 1 gefunden, etwa $m_1 = 1,1$ und $m_2 = 0,9$.*

Hiernach und mit Rücksicht auf die am Ende des vorigen Paragraph besprochenen Annahmen, die Ein- und die Ausströmungcurve betreffend, hat nun das Arbeitsdiagramm des Dampfes die Gestalt $abcdef$,

Fig. 82. Wenn die Grundlinie, deren Länge $OV =$ dem Hubvolumen ist, als horizontal bezeichnet wird, so ist der Theil de der dem Kreislauf

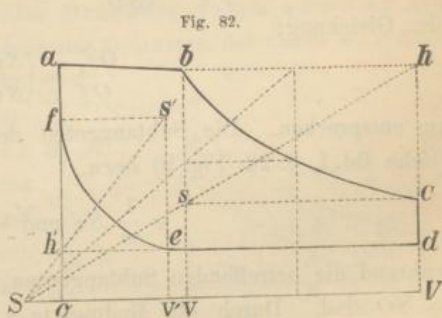


Fig. 82.

* Siehe u. A. das Hilfsbuch für Dampfmaschinen-Techniker mit theoretischer Beilage von Jos. Hrabák, 1883.

entsprechenden Zustandcurve eine horizontale Gerade, fa und cd sind verticale Gerade, während die Gerade ab etwas gegen die Horizontale geneigt ist und die Curven bc und ef , bzw. für Expansion und Compression, in der Regel als gleichseitige Hyperbeln (m_1 und $m_2 = 1$, also den Gleichungen $pv = \text{Const.}$ entsprechend) vorauszusetzen sind. Unter dieser Voraussetzung wird bei gegebenem Punkte b der Punkt c gefunden, indem OS (Fig. 82) = dem betreffenden schädlichen Raume gemacht, bv vertical bis zum Schnittpunkte v mit OV , bh horizontal bis zum Schnittpunkte h mit der Verticalen durch V gezogen, dann durch den Schnittpunkt s der Geraden Sh und bv die Horizontale sc gezogen wird, deren Schnitt mit der Verticalen durch V den gesuchten Punkt c ergibt, weil nach der Construction

$$SV \cdot Vc = SV \cdot vs = Sv \cdot Vh = Sv \cdot vb$$

ist. Ebenso kann, wie die Figur zeigt, der Punkt von bc gefunden werden, welcher irgend einer anderen Verticalen zwischen bv und cV angehört. Auch ist in der Figur die Construction des Endpunktes f der Compressioncurve ersichtlich, falls sie bei gegebenem Anfangspunkte e als gleichseitige Hyperbel vorausgesetzt wird, dem Mariotte'schen Gesetze auch bezüglich der Compression entsprechend.

Sollte die Compressioncurve vom Punkte e , Fig. 82, aus der Gleichung $pv^m = \text{Const.}$ mit $m \leq 1$ entsprechend gezeichnet werden, so hätte ihr Endpunkt f_1 in der Verticalen Oa der Gleichung:

$$\frac{Of_1}{v'e} = \left(\frac{Sv'}{SO}\right)^m \text{ oder wegen } \frac{Of}{v'e} = \frac{Sv'}{SO}$$

der Gleichung:

$$\frac{Of_1}{Of} = \left(\frac{Sv'}{SO}\right)^{m-1}$$

zu entsprechen. Die Subtangenten der Curve ef_1 in e und f_1 wären (siehe Bd. I, §. 20, Fig. 9) bzw.

$$= \frac{1}{m} Sv' \text{ und } = \frac{1}{m} SO,$$

während die betreffenden Subtangenten der Hyperbel ef bzw. $= Sv'$ und $= SO$ sind. Durch die Endpunkte e und f_1 tangential an bestimmte Richtungen in diesen Punkten liesse sich die verhältnissmässig kurze Compressioncurve in der Regel mit genügender Annäherung zeichnen, besonders wenn die Curve ef mit Hülfe einiger leicht zu construirender Punkte vorher gezeichnet worden wäre. Auch kann mit Umgehung der unbequemen Bestimmung, wenn auch nur des Endpunktes f_1 , durch Rech-

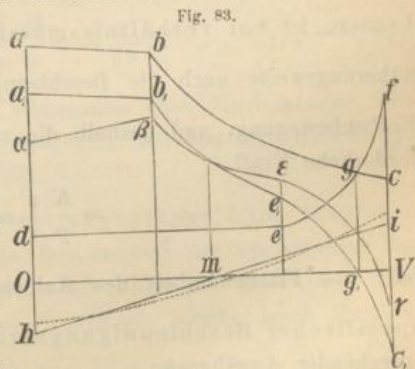
nung die Construction vom Anfangspunkte *e* aus lediglich durch Tangenten geschehen, von welchen kleine Strecken als Curvelemente betrachtet werden.

Das wirkliche Indicatordiagramm unterscheidet sich von Fig. 82 in der Hauptsache nur noch durch Abrundungen der Ecken, welche durch Vereinströmung und Vorausströmung, sowie durch mehr oder weniger allmähliche Oeffnung und Schliessung der Dampfcanäle verursacht werden.

§. 87. Druckdiagramme und Kolbenbeschleunigung.

Wenn man sich zu dem Arbeitsdiagramm Fig. 82 des auf der einen, etwa auf der linken Seite des Kolbens einer Eincylindermaschine befindlichen Dampfes über derselben Grundlinie *OV* auch dasjenige des Dampfes auf der rechten Kolbenseite gezeichnet denkt, dessen den Punkten *a* und *f* des ersteren entsprechende Punkte in der Verticalen *Vh* liegen, so stellt die obere Begrenzungslinie *abc* das Aenderungsgesetz des Hinterdampfdruckes, die untere Begrenzungslinie des zweiten Diagramms das Aenderungsgesetz des Vorderdampfdruckes bei der Kolbenbewegung im Sinne *OV* (von links nach rechts) dar. Unter der Voraussetzung gleichen Verhaltens auf beiden Seiten des Kolbens erhält man die untere Begrenzungslinie des zweiten Diagramms durch eine halbe Umdrehung derjenigen des ersten um die Gerade, welche in der Ebene der Figur die Grundlinie *OV* in ihrem Mittelpunkte rechtwinklig schneidet; so entsteht aus dem linksseitigen Arbeitsdiagramm Fig. 82 das Druckdiagramm *abcdef* des Dampfes, Fig. 83. Die Ueberschüsse der Ordinaten der Curve *abc* über diejenigen von *def* stellen die

Dampfüberdrucke auf den Kolben im Sinne seiner Bewegung dar; im Verlauf des Hubes nimmt dieser Ueberdruck ab und pflegt zuletzt negativ zu werden, wie es auch in der Figur der Fall ist. Dadurch, dass er von der Grundlinie *OV* an gerechnet als senkrechte Ordinate aufgetragen wird, positiv nach oben, negativ nach unten, ergibt sich die Curve *a₁ b₁ e₁ g₁ c₁* der Endpunkte dieser Strecken als Ueberdruckdiagramm des Dampfes.



Von diesem resultirenden Dampfdruck auf den Kolben ist der Druck verschieden, welcher auf den Kurbelzapfen in demselben Sinne (allgemeiner im Sinne des die Todtpunkte verbindenden Durchmessers des Kurbelkreises) ausgeübt wird. Indem nämlich die Bewegung des Kolbens bei einem Hube anfangs beschleunigt, später verzögert ist, wird anfangs ein Theil der Dampf Wirkung zur Beschleunigung der hin- und hergehenden Kolbenmasse (in der Regel aus den Massen des Kolbens selbst mit Kolbenstange, des Kreuzkopfs und der Kurbelstange bestehend) verbraucht, welcher während des zweiten Hubtheils zur Unterstützung des Drucks auf den Kurbelzapfen wieder hergegeben wird. Ist

K das Gewicht der ganzen Kolbenmasse,

r die Kurbellänge = halber Hublänge,

v die für vorliegenden Zweck als gleichförmig vorauszusetzende Geschwindigkeit des Kurbelzapfens,

φ der Kurbelwinkel, d. h. der vom Anfange des Hubes, also vom Todtpunkte an von der Kurbel durchlaufene Drehungswinkel,

x der entsprechende Weg des Kolbens,

F die dampfberührte Kolbenfläche,

$k = \frac{K}{F}$ das Gewicht der Kolbenmasse pro Flächeneinheit des Kolbens,

so ist die Beschleunigung des Kurbelzapfens eine Centripetalbeschleunigung $= \frac{v^2}{r}$, ihre Componente im Sinne des die Todtpunkte verbindenden Durchmessers des Kurbelkreises

$$= \frac{v^2}{r} \cos \varphi.$$

Letztere ist bei verhältnissmässig grosser Kurbelstangenlänge näherungsweise auch die Beschleunigung der Masse $\frac{K}{g}$ im Sinne der Kolbenbewegung, und deshalb die zur Beschleunigung dieser Masse erforderliche Kraft

$$= \frac{K}{g} \frac{v^2}{r} \cos \varphi$$

oder pro Flächeneinheit des Kolbens $= \frac{k}{g} \frac{v^2}{r} \cos \varphi$, welche Grösse als specifischer Beschleunigungsdruck bezeichnet sei. Indem mit entsprechender Annäherung

$$x = r(1 - \cos \varphi); \cos \varphi = \frac{r - x}{r}$$

gesetzt werden kann, ergibt sich der spezifische Beschleunigungsdruck b auch:

$$b = \frac{k}{g} \frac{v^2}{r} \frac{r-x}{r} \dots \dots \dots (1).$$

Die durch diese Gleichung dargestellte Curve mit den rechtwinkligen Ordinaten b für die Abscissenaxe OV , Fig. 83, mit dem Ursprunge O ist eine Gerade hi , welche die Grundlinie OV des Diagramms in ihrem Mittelpunkte m schneidet, und deren Neigung durch

$$Oh = Vi = \frac{k}{g} \frac{v^2}{r}$$

bestimmt ist. Die positiven Werthe von b , einer Verminderung des Kurbelzapfendrucks infolge Beschleunigung der Kolbenmasse entsprechend, sind dabei unterhalb OV , die negativen Werthe von b , der Vergrößerung des Zapfendrucks wegen Verzögerung der Kolbenmasse entsprechend, sind oberhalb OV aufgetragen. Wenn man die Ordinaten der Curve $a_1 b_1 c_1$, d. h. die resultirenden spezifischen Drucke auf den Kolben, um die betreffenden positiven Ordinaten b verkleinert, um die Absolutwerthe negativer b vergrößert, erhält man eine neue Curve $\alpha \beta \varepsilon \gamma$ als Diagramm des Kurbelzapfendrucks im Sinne des die Todtpunkte verbindenden Durchmessers des Kurbelkreises. Im Massstabe der Zeichnung sind die Ordinaten dieser Curve = den durch F dividirten fraglichen Zapfendrucken. Die Dreiecksfläche mOh stellt eine Arbeit dar, welche in der ersten Hälfte des Hubes zur Beschleunigung der Kolbenmasse verbraucht, in der zweiten durch ihre Verzögerung wieder zurückgegeben wird, entsprechend der ebenso grossen Dreiecksfläche mVi , und zwar ist somit diese Arbeit

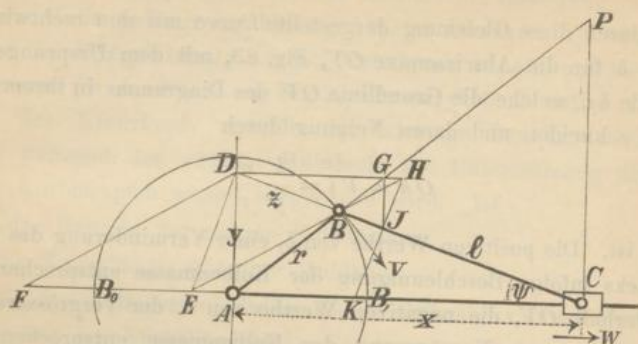
$$= \frac{1}{2} \cdot Fr \cdot \frac{k}{g} \frac{v^2}{r} = K \frac{v^2}{2g} \dots \dots \dots (2).$$

Wenn unter K das Gewicht der Kolbenmasse ohne Kurbelstange verstanden würde, so bezöge sich das Diagramm auf den vom Kreuzkopfe auf die Kurbelstange ausgeübten Druck. —

Bei nicht sehr grosser Kurbelstangenlänge l im Vergleich mit der Kurbellänge r ist obige Bestimmung des spezifischen Beschleunigungsdrucks b gemäss (1) selbst als Näherung unzulässig. Die Beschleunigung des Kolbens oder des Kreuzkopfs, welche durch Multiplication mit $\frac{k}{g}$ oder mit $\frac{K}{g}$ den spezifischen, bezw. den totalen Beschleunigungsdruck liefert, kann dann durch Rechnung (gemäss Bd. I, §. 40) oder

einfacher durch Construction, und zwar insbesondere nach T. Rittershaus* durch eine Construction leicht gefunden werden, welche auf folgender Erwägung beruht. In Fig. 84 sei der Kurbelzapfen B mit der constanten

Fig. 84.



Geschwindigkeit v in Bewegung begriffen vom äusseren Todtpunkte B_0 zum inneren B_1 , w die Geschwindigkeit des Kreuzkopfes (des Punktes C) im Sinne $B_0 B_1$, $AC = x$, Winkel $ACB = \psi$. Normalen zu AC in A und in C mögen bezw. von $BC = l$ und von $AB = r$ in D und in P geschnitten werden, und es sei $AD = y$, $BD = z$. Wegen augenblicklicher Drehung von BC um P als Pol ist dann

$$\frac{w}{v} = \frac{PC}{PB} = \frac{AD}{AB} = \frac{y}{r} \dots \dots \dots (3),$$

so dass wegen $y = x \operatorname{tg} \psi$ die Differenzirung nach der Zeit t ergibt:

$$\frac{dy}{dt} = \frac{r}{v} \frac{dw}{dt} = \frac{x}{\cos^2 \psi} \frac{d\psi}{dt} + \operatorname{tg} \psi \frac{dx}{dt}$$

und folglich die Beschleunigung $\frac{dw}{dt}$ des Kreuzkopfes mit

$$\frac{dx}{dt} = w = \frac{v}{r} y \text{ nach (3):}$$

$$\frac{dw}{dt} = \frac{v}{r} \frac{x}{\cos^2 \psi} \frac{d\psi}{dt} + \left(\frac{v}{r}\right)^2 y \operatorname{tg} \psi \dots \dots \dots (4).$$

Ein Ausdruck der Winkelgeschwindigkeit $\frac{d\psi}{dt}$ ergibt sich am einfachsten, indem man dem ganzen Mechanismus im Sinne CA die Geschwindigkeit w ertheilt denkt, wodurch C zur Ruhe kommt, während B sich dann in

* Zur Construction der Beschleunigungcurve des Kreuzkopfes eines Kurbelmechanismus. Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, 1883, S. 283.

einem Kreise um C mit der Geschwindigkeit $-l \frac{d\psi}{dt}$ und A in der Geraden CA mit der Geschwindigkeit w bewegt; diese Geschwindigkeiten verhalten sich wie die Entfernungen der Punkte B und A von D als Pol für die augenblickliche Elementarbewegung von BA , d. h. es ist

$$-l \frac{d\psi}{dt} = \frac{z}{y}; \quad \frac{dw}{dt} = -\frac{wz}{yl} = -\frac{v}{r} \frac{z}{l}$$

mit Rücksicht auf (3). Nach (4) und mit $tg \psi = \frac{y}{x}$ wird dadurch

$$\frac{dw}{dt} = -\left(\frac{v}{r}\right)^2 \left[\frac{x}{\cos^2 \psi} \frac{z}{l} - \frac{y^2}{x} \right]$$

oder für den Massstab $v = r$:

$$\frac{dw}{dt} = -\left(\frac{x}{\cos^2 \psi} \frac{z}{l} - \frac{y^2}{x}\right) \dots \dots \dots (5).$$

Dieser Ausdruck wird construirt, indem in der Figur DE normal BC und DF parallel BE gezogen wird; denn dann ist

$$EF = CE \cdot \frac{z}{l} = \frac{x}{\cos^2 \psi} \frac{z}{l} \quad \text{und} \quad EA = \frac{y^2}{x},$$

nach (5) also:

$$\frac{dw}{dt} = -(EF - EA) \dots \dots \dots (6).$$

Um das Vorzeichen der Streckendifferenz $EF - EA$ hat man sich zwar nicht weiter zu bekümmern, da man weiss, dass die anfangs im Sinne seiner Bewegung gerichtete Beschleunigung des Kolbens oder Kreuzkopfes im Verlauf des Hubes durch Null gehend in die entgegengesetzte Richtung, d. h. in Verzögerung übergeht. Uebrigens giebt Gl. (6) die Beschleunigung nach Grösse und Richtungssinn (positiv im Sinne $B_0 B_1$, negativ im Sinne $B_1 B_0$), wenn nur beachtet wird, dass, während EA stets positiv ist, EF negativ wird mit z , d. h. mit der Lage von B auf der anderen Seite von AD . Für die Todtlagen B_0, B_1 von B lässt die Construction im Stich; indem aber dann $\psi = 0$ und $y = 0$, nach (5) also

$$\frac{dw}{dt} = -x \frac{z}{l}$$

und

$$\begin{aligned} \text{für } B_0: x &= l - r \text{ und } z = -r \\ \text{für } B_1: x &= l + r \text{ und } z = r \end{aligned}$$

ist, ergeben sich für diese zwei Todtlagen die bekannten Beschleunigungswerthe (für den Massstab $v = r$):

$$(l-r)\frac{r}{l} \text{ und } -(l+r)\frac{r}{l} \dots \dots \dots (7)$$

oder mit Hinzufügung des Factors $\left(\frac{v}{r}\right)^2$ für beliebigen Massstab:

$$\left(1 - \frac{r}{l}\right)\frac{v^2}{r} \text{ und } -\left(1 + \frac{r}{l}\right)\frac{v^2}{r}.$$

Die Ausdrücke (7) können auch leicht construirt werden.

Zieht man in Fig. 84 durch D eine Gerade parallel AC , welche AB in G , EB in H schneidet, durch H eine Gerade parallel DE , welche BC normal in J , AC in K schneidet, so ist

$$KA = KE - EA = HD - EA = EF - EA$$

= dem Absolutwerthe von $\frac{dv}{dt}$ nach (6), und weil wegen

$$DG : GH : HJ = CA : AE : ED$$

GJ normal DG ist, so wird die fragliche Beschleunigung (für den Massstab $v=r$) auch in der Strecke AK gefunden, welche sich ergibt, indem DG parallel AC bis zum Schnitt G mit AB , GJ normal AC bis zum Schnitt J mit BC , JK normal BC bis zum Schnitt K mit AC gezogen wird. Dieser von Mohr angegebenen (von ihm rein geometrisch abgeleiteten) Construction* kann man sich statt der obigen mit Vortheil dann bedienen, wenn der Winkel BAC einem rechten nicht so nahe kommt, dass die Punkte D , G , J allzu dicht beisammen liegen.

Bei der Kurbeldrehung von der inneren zur äusseren Todtlage ist die Aufeinanderfolge der Beschleunigungen des Kreuzkopfes natürlich die umgekehrte, wobei sie immer anfangs im Sinne seiner Bewegung, dann durch Null gehend entgegengesetzt gerichtet sind.

Mit Benutzung der construirten Beschleunigungen lässt sich schliesslich die Linie der specifischen Beschleunigungsdrucke als eine von der Geraden hi , Fig. 83, verschiedene Curve zeichnen, wonach das Druckdiagramm $\alpha\beta\epsilon\gamma$ in entsprechender Form auf dieselbe Weise gefunden wird, wie oben erklärt worden ist. Die in Fig. 83 punktirt gezeichnete Curve lässt beispielsweise die ungefähre Gestalt und Lage erkennen, welche die fragliche Linie für die halbe Kurbeldrehung von der äussern zur innern Todtlage annehmen würde, wenn unter übrigens gleichen Umständen die Länge der Kurbelstange das Fünffache der Kurbellänge wäre; ihre Ordinate ist bei $O = 0,8 Ok$, bei $V = 1,2 Vi$, und indem sie gegen

* „Civilingenieur“, Bd. XXV, S. 613.

die Grundlinie OV anfangs concav, später convex ist, fällt ihr Schnittpunkt mit derselben etwas hinter die Hubmitte. Für die umgekehrte Bewegungsrichtung des Kolbens erhält man die entsprechende Beschleunigungslinie als eine zu der gezeichneten in Beziehung auf OV symmetrische, die Dampfüberdruckslinie als eine Curve, welche zu $a_1 c_1$ in Beziehung auf die in m zu OV Senkrechte symmetrisch ist.

§. 88. Mittlere Kolbengeschwindigkeit.

Am Schlusse von §. 85 wurde die mittlere Kolbengeschwindigkeit als eine Grösse erwähnt, deren möglichst vortheilhafte Annahme von manchen Umständen abhängig ist. Einige dieser Umstände betreffen den einzelnen Fall, wie z. B. die erforderlichen Geschwindigkeiten zu betreibender Arbeitsmaschinen, welchen die Geschwindigkeit des Motors thunlichst anzupassen ist behufs möglichst einfacher Transmission mit mässigen Geschwindigkeitsübersetzungen und entsprechend mässigen Arbeitsverlusten durch Reibung, ferner die Rücksicht auf den verfügbaren Raum, z. B. bei Schiffsmaschinen, wodurch grosse Hublängen und dadurch auch grosse Kolbengeschwindigkeiten ausgeschlossen sein können, um nicht zu grosse Umdrehungszahlen zur Folge zu haben u. s. f.

Von allgemeineren Erwägungen spricht für grosse Kolbengeschwindigkeit die, dass mit ihrer Zunahme die nöthige Grösse und Schwere der Maschine abnimmt, sowie auch der Dampfverlust durch den calorischen Einfluss der Cylinderwand und durch Dampflässigkeit des Kolbens; für kleine Kolbengeschwindigkeit die Erwägung, dass mit ihr zugleich der Spannungsabfall des einströmenden Hinterdampfes und der Spannungsüberschuss des ausströmenden Vorderdampfes abnimmt. Die letztere Rücksicht ist aber um so weniger ausschlaggebend, je grösser die Kesselspannung p ist; mit dieser ist im Laufe der Zeit auch die mittlere Kolbengeschwindigkeit c mehr und mehr vergrössert worden. Wenn übrigens dadurch nicht zugleich die Zeit eines Kolbenhubes übermässig verkleinert werden, die Sanftheit des Ganges, die Haltbarkeit der Maschine und die Functionirung der Steuerungsmechanismen beeinträchtigt werden soll, so ist mit der Kolbengeschwindigkeit zugleich die Hublänge s , bezw. ihr Verhältniss zum Cylinderdurchmesser d angemessen zu vergrössern.

Das Gesetz, nach welchem passenderweise c von p , bezw. vom mittleren Einströmungsdrucke p_1 (vom mittleren Volldruck im Cylinder) und von s abhängig zu machen, nämlich mit p_1 und s zugleich zu vergrössern ist, wird durch so allgemein gehaltene Erwägungen nicht

bestimmt. Weiteren Anhalt gewährt aber die Rücksicht auf die hin- und hergehende sogenannte Kolbenmasse (§. 87). Je grösser c ist, eine desto grössere Arbeit wird zur Beschleunigung dieser Masse in der ersten Hubhälfte verbraucht, durch ihre Verzögerung in der zweiten Hälfte zurückgegeben, eine Wirkung, welche innerhalb gewisser Grenzen insofern günstig ist, als die Arbeit des resultirenden Dampfdruckes auf den Kolben für die erste Hubhälfte grösser ist, als für die zweite, und zwar um so mehr, je kleiner der Füllungsgrad e_1 ist. Unter diesen Umständen ist es angemessen, den Kolben auch um so schneller sich bewegen zu lassen, je kleiner e_1 und je kleiner die Kolbenmasse ist. Dieselbe Erwägung kann aber auch dazu dienen, die mittlere Kolbengeschwindigkeit c als eine gewisse Function von p_1 , s , e_1 und der Kolbenmasse auszudrücken, deren Gewicht wie im vorigen Paragraph mit K , pro Flächeneinheit der dampfberührten Kolbenfläche F mit k bezeichnet sei. Mit Bezug auf eine Einzylindermaschine werde dabei die Forderung zugrunde gelegt, dass zu Gunsten möglichst gleichförmiger Wirkung auf den Kurbelzapfen für die erste Hälfte eines Hubes die Differenz der Arbeiten des Dampfdruckes und des Beschleunigungsdruckes ebenso gross sein soll wie für die zweite Hubhälfte die Summe dieser Arbeiten.

Es bezeichne noch $s_1 = e_1 s$ den Füllungshub, $m F s$ die Grösse des schädlichen Raums, v die Geschwindigkeit des Kurbelzapfens, $p_1 (1 + \vartheta)$ den Hinterdampfdruck zu Anfang, $p_1 (1 - \vartheta)$ denselben zu Ende der Einströmung, gleich viel (siehe Fig. 82) bzw. grösser und kleiner, als der Mittelwerth p_1 , während der Vorderdampfdruck als constant für den ganzen Hub vorausgesetzt, von Compression desselben also hier abgesehen wird, indem es sich nur um die ungefähr passende Form eines Ausdrucks für c handelt. Dabei seien s , s_1 , c , v in Metern, F in Quadratcentimetern, also p_1 und k in Kilogrammen pro Quadratcentimeter ausgedrückt. Mit Benutzung des Ausdrucks (2) im vorigen Paragraph, sowie des Ausdrucks der Expansionsarbeit auf Grund des Mariotte'schen Gesetzes = Product von Druck, entsprechendem Volumen und natürlichem Logarithmus des Expansionsverhältnisses (Bd. I, §. 20 unter 2) wird die zugrunde zu legende Forderung zunächst im Falle $e_1 < 0,5$ ausgedrückt durch die Gleichung:

$$F p_1 s_1 + F (m s + s_1) p_1 (1 - \vartheta) \ln \frac{m s + 0,5 s}{m s + s_1} - K \frac{v^2}{2g} =$$

$$= F (m s + 0,5 s) p_1 (1 - \vartheta) \frac{m s + s_1}{m s + 0,5 s} \ln \frac{m s + s}{m s + 0,5 s} + K \frac{v^2}{2g}$$

Der Vorderdampfdruck kommt darin nicht vor, weil gemäss der Abstraction von Compression seine Arbeit für beide Hübhälften gleich ist. Bei Division durch $F s p_1$ und mit $s_1 = e_1 s$ folgt aus der Gleichung:

$$\frac{K}{F} \frac{v^2}{g s p_1} = e_1 + (m + e_1)(1 - \vartheta) \ln \frac{m + 0,5}{m + e_1} - (m + e_1)(1 - \vartheta) \ln \frac{m + 1}{m + 0,5}$$

$$= e_1 - (m + e_1)(1 - \vartheta) \ln \frac{(m + e_1)(m + 1)}{(m + 0,5)^2};$$

daraus mit $K = Fk$:

$$c = \frac{2}{\pi} v = \frac{2}{\pi} \sqrt{\frac{g s p_1}{k} \left[e_1 - (m + e_1)(1 - \vartheta) \ln \frac{(m + e_1)(m + 1)}{(m + 0,5)^2} \right]}. \quad (1)$$

Im Falle $e_1 > 0,5$ ist die zu erfüllende Forderung unter der Voraussetzung, dass die Hinterdampfspannung nur bis zur Mitte des Kolbenhubes von $p_1(1 + \vartheta)$ bis $p_1(1 - \vartheta)$ abnimmt, dann aber constant bleibt bis zur Expansion:

$$F p_1 \cdot 0,5 s - K \frac{v^2}{2g} = F p_1 (1 - \vartheta) (s_1 - 0,5 s)$$

$$+ F (m s + s_1) p_1 (1 - \vartheta) \ln \frac{m s + s}{m s + s_1} + K \frac{v^2}{2g}$$

$$\frac{K}{F} \frac{v^2}{g s p_1} = 0,5 - (1 - \vartheta) (e_1 - 0,5) - (m + e_1)(1 - \vartheta) \ln \frac{m + 1}{m + e_1}$$

$$c = \frac{2}{\pi} \sqrt{\frac{g s p_1}{k} \left[0,5 - (1 - \vartheta) (e_1 - 0,5) - (m + e_1)(1 - \vartheta) \ln \frac{m + 1}{m + e_1} \right]}. \quad (2)$$

Setzt man gemäss (1) und (2)

$$c = A \sqrt{\frac{s p_1}{k}},$$

so ist A eine Function von m , ϑ und besonders von e_1 . Man findet mit $g = 9,81$ und

	$m = 0,05$	$\vartheta = 0,05$	
für $e_1 = 0,2$		0,4	0,6
	$A = 0,964$	0,912	0,651

und wenn etwa

$$c = B \sqrt{\frac{1 - e_1}{k} s p_1} \dots \dots \dots (3)$$

gesetzt wird, ergibt sich

für $e_1 = 0,2$	0,4	0,6
$B = 1,08$	1,18	1,03

hinlänglich wenig verschieden, um für den vorliegenden Zweck $B =$ einem Mittelwerth $= 1,1$ setzen zu dürfen.

Die Gleichung (3) ist ihrer Form nach eine erweiterte Zusammenfassung der von Werner und von v. Reiche empfohlenen betreffenden Formeln. Werner* setzt nämlich

$$c = \beta \sqrt{s} \dots \dots \dots (4),$$

dabei für Auspuffmaschinen $\beta = 3,3$ und $k = 0,28$

für Condensationsmaschinen $\beta = 2,4$ und $k = 0,32$.

Für Balanciermaschinen kann k wesentlich grösser sein. v. Reiche** folgert:

$$c = \sqrt{p_1} \dots \dots \dots (5)$$

aus einer Anzahl von Beispielen mit durchschnittlich

$$p_1 = 5 \text{ und } e_1 = 0,3.$$

Von jener Gleichung (3) werde übrigens nur die Form beibehalten, während der Coefficient B im Anschlusse an (4) und (5) für mittlere Verhältnisse bestimmt werde. Sein oben bestimmter Werth 1,1 würde mit $e_1 = 0,3$ und $k = 0,3$ der v. Reiche'schen Gleichung (5) entsprechen für

$$1,1 \sqrt{\frac{0,7}{0,3}} s = 1, \text{ also } s = 0,354;$$

indem aber diese Hublänge als Durchschnittswerth zu klein erscheint, werde $B = 0,8$ angenommen, so dass die Uebereinstimmung von (3) mit (5) für obige Mittelwerthe von e_1 und k durch

$$0,8 \sqrt{\frac{0,7}{0,3}} s = 1, \text{ also } s = 0,67$$

als durchschnittliche Hublänge herbeigeführt wird. Die somit sich ergebende Gleichung:

$$c = 0,8 \sqrt{\frac{1 - e_1}{k}} s p_1 \dots \dots \dots (6)$$

stimmt mit Gl. (4) für Auspuffmaschinen, nämlich

mit $\beta = 3,3$ und $k = 0,28$ für durchschnittlich $e_1 = 0,3$

überein, wenn im Durchschnitt

$$0,8 \sqrt{\frac{0,7}{0,28}} p_1 = 3,3 \text{ entsprechend } p_1 = 6,8 \text{ Atm.},$$

für Condensationsmaschinen, nämlich

mit $\beta = 2,4$ und $k = 0,32$ für durchschnittlich $e_1 = 0,25$

dann, wenn im Durchschnitt

$$0,8 \sqrt{\frac{0,75}{0,32}} p_1 = 2,4 \text{ entsprechend } p_1 = 3,8 \text{ Atm.}$$

* Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, 1881, S. 44 und 1884, S. 354.

** Der Dampfmaschinen-Constructeur, 1. Theil, S. 36.

ist. Indem diese Werthe von p_1 als ungefähr passende Mittelwerthe für Auspuff-, bezw. für Condensationsmaschinen gelten können, ist die Gleichung (6) als eine passende allgemeinere Regel für die angemessene Grösse der mittleren Kolbengeschwindigkeit zu betrachten, wenigstens sofern e_1 nicht viel $> 0,6$ ist; sie entspricht der Folgerung, welche oben schon allgemeinen Erwägungen entnommen wurde, dass nämlich c in der Regel um so grösser sein solle, je grösser s und p_1 , je kleiner dagegen e_1 und k sind.

§. 89. **Expansions- und Compressionsgrad. Schädlicher Raum. Vorein- und Vorausströmung.**

Diese im §. 81 weiter genannten Ursachen der Abweichung des Kreisprocesses von seinem principiellen Verlauf werden zum Theil erst später nach Vervollständigung der dazu nöthigen Grundlagen näher zu betrachten sein. Hier mögen nur einige bezügliche Bemerkungen Platz finden.

Was die Unvollständigkeit der Expansion oder die Frage nach dem vortheilhaftesten Expansionsgrade betrifft, so ist sie in der Frage nach dem vortheilhaftesten Füllungsgrade e_1 enthalten, bedingt durch die Forderung kleinstmöglicher Kosten einer Pferdestärke pro Stunde. Letztere, welche sich, insoweit sie hierbei wesentlich in Betracht kommen, aus den Kosten des Brennmaterials und aus dem Aufwande für Verzinsung und Abschreibung des Anlagekapitals für die Maschine mit Rücksicht auf die Umstände des betreffenden Betriebes zusammensetzen, können hier noch nicht näher erwogen werden, indem sie u. A. die Bestimmung der Cylinderdimensionen der Maschine von verlangter Nutzleistung und des voraussichtlichen Dampfverbrauchs derselben voraussetzen. Ohne Weiteres ist nur einleuchtend, dass den kleinsten stündlichen Kosten einer Pferdestärke ein um so kleinerer Füllungsgrad, eine um so vollständigere Expansion entspricht, je höher der örtliche Preis des Brennmaterials im Vergleich mit dem Anschaffungspreise der Maschine ist und je continuirlicher ihr Betrieb sein soll.

Durch einen angemessenen Compressionsgrad des bei jedem Hube vor dem Kolben im Cylinder bleibenden Dampfes kann der Nachtheil des schädlichen Raums vermindert werden. Dieser Nachtheil besteht darin, dass der Dampfverbrauch bei jedem Hube um die Dampfmenge vergrössert wird, welche in den fraglichen Raum einströmen muss, damit die Spannung p_c zu Ende der Compression auf die (hier als constant

betrachtete) Volldruckspannung p_1 erhöht werde; das Volumen dieser Dampfmenge bei der Spannung p_1 , welches als reducirter schädlicher Raum bezeichnet werde, ist auf Grund des Mariotte'schen Gesetzes und bei Abstraction von Voreinströmung

$$= m F s \left(1 - \frac{p_c}{p_1}\right) \dots \dots \dots (1),$$

indem unter den genannten Voraussetzungen der im Cylinder gebliebene Dampf bei dem Drucke p_1 ein Volumen hat, welches im Verhältnisse $p_c:p_1$ kleiner, als der wirkliche schädliche Raum $m F s$ ist. Indem jener am Ende des Hubes, also ohne in Betracht kommende Bewegung des Kolbens, in den schädlichen Raum strömende Dampf eine Volldruckwirkung auf den Kolben nicht ausübt, die Arbeit

$$A = m F s \left(1 - \frac{p_c}{p_1}\right) p_1 = m F s (p_1 - p_c) \dots \dots \dots (2)$$

vielmehr theils zur Compression des vor dem Kolben zurückgebliebenen Dampfes vom Drucke p_c bis zum Drucke p_1 verbraucht wird, theils als lebendige Kraft wirbelförmiger Bewegungen eine Umsetzung in Wärme vermittelt, während die Expansionswirkung durch den in den schädlichen Raum eingeströmten Dampf vergrößert wird, ist der betreffende Nachtheil um so grösser, je grösser die Füllung des Cylinders, je mehr also die Hinterdampfwirkung in Volldruckarbeit besteht. Durch frühere Absperrung des ausströmenden Vorderdampfes, also durch Verstärkung seiner Compression, lässt sich zwar immer der in Rede stehende Dampfverlust, bezw. der demselben entsprechende Verlust A an Volldruckarbeit verkleinern, durch Compression bis $p_c = p_1$ sogar auf Null reduciren, aber nur durch Aufwendung einer weiteren Compressionsarbeit

$$B = m F s p_1 \ln \frac{p_1}{p_c},$$

welche immer $> A$ ist, weil um so mehr

$$\ln \frac{p_1}{p_c} > 1 - \frac{p_c}{p_1}$$

ist, je kleiner p_c im Verhältniss zu p_1 . Während also bei einer Volldruckmaschine der Nachtheil des schädlichen Raumes durch grössere Compression nicht beseitigt werden kann, verhält es sich anders bei einer Expansionsmaschine. Der ohne Volldruckarbeit A in den schädlichen Raum eingeströmte Dampf kommt dann noch mit einem gewissen Arbeitsbetrage E der Expansionswirkung zugut, so dass mit A nicht die obige Compressionsarbeit B , sondern die Differenz $B - E$ zu vergleichen ist,

welche sich bei kleinen Füllungen $< A$ ergeben kann. Zu berücksichtigen bleibt übrigens in allen Fällen, dass durch erhöhte Compression bei gleicher Füllung die Ausnutzung des Cylindervolumens verkleinert, nämlich zur Gewinnung einer gewissen Dampfarbeit unter sonst gleichen Umständen ein grösseres Cylindervolumen nöthig wird.

Zur Beurtheilung des Einflusses, welchen die grössere oder kleinere Compression auf den Dampfverbrauch für eine gegebene resultirende Arbeit ausübt, kommt übrigens nicht nur der den Dimensionen und dem Füllungsgrade des Cylinders entsprechende indicirte (aus dem Indicator-diagramm zu folgernde) Dampfverbrauch in Betracht, sondern auch der Mehrverbrauch, welcher durch den calorischen Einfluss der Metallwände verursacht wird. Freilich ist ein sicheres Urtheil in dieser Hinsicht ohne Weiteres kaum möglich, besonders nicht bezüglich des Einflusses der Compression. Verstärkung derselben wirkt insofern ungünstig, als sie mit dem grösseren Bedarf an Volumen des Cylinders auch die Wandfläche desselben vergrössert, günstig dagegen dadurch, dass sie jeweils vor dem Einströmen des frischen Dampfes eine mässige Anwärmung der Wand des schädlichen Raums durch den bei seiner Compression wärmer werdenden Dampf vermittelt. Sofern dieser Dampf als trocken anzunehmen ist, wird freilich die betreffende Wärmeabgabe an die Wand nur gering sein können.

Bei Zweicylindermaschinen beziehen sich die vorstehenden Bemerkungen zunächst nur auf den kleinen oder Vollruckcylinder. Bei dem grossen oder Expansionscylinder verursacht der schädliche Raum nicht sowohl einen Dampfverlust, bezw. Mehrverbrauch an Dampf, als vielmehr einen Spannungsfall, somit einen Arbeitsverlust, indem der Dampf, welcher aus dem kleinen Cylinder oder aus der Zwischenkammer, also aus einem Raume von im Vergleich mit dem Kessel nur kleiner Grösse zuströmt, eine sehr merkliche Spannungsabnahme erfahren kann, wenn der schädliche Raum des grossen Cylinders von erheblicher Grösse und mit Dampf von erheblich kleinerer Spannung erfüllt ist. Hier ist es unbedingt rathsam, den nachtheiligen Einfluss dieses schädlichen Raumes durch entsprechende Compression des Vorderdampfes im Expansionscylinder möglichst zu beseitigen.

Zu Gunsten eines hohen Compressionsgrades spricht in allen Fällen die Rücksicht auf den Gang der Maschine; schon eine allgemeine Erwägung lässt erwarten, dass er um so sanfter sein wird, je allmählicher die Ausströmungsspannung in die Vollruckspannung übergeführt wird. Uebrigens bleibt solche Sanfttheit des Ganges, welche auch durch andere Umstände bedingt ist, späterer Besprechung vorbehalten. —

Der Uebergang des Dampfdruckes p_c am Ende der Compression in den Volldruck p_1 erfordert eine gewisse Zeit, welche zwar sehr klein, indessen um so grösser ist, je grösser der schädliche Raum mFs und je mehr $p_c < p_1$ ist. Die Voreinströmung ist deshalb auch, wenn schon immer sehr klein, doch passender Weise um so erheblicher zu machen, je grösser mFs und je mehr $p_c < p_1$, je grösser somit der reducirte schädliche Raum ist, wenn sie den Erfolg haben soll, jene Zeit des Ueberganges von p_c in p_1 im Wesentlichen noch in die Zeit der Vorderdampfwirkung fallen, den neuen Hub mit vollem Drucke p_1 beginnen zu lassen.

Wichtiger ist die vortheilhafte Anordnung der Vorausströmung, weil der Uebergang der Spannung p_c des zu Ende der Expansion fast den ganzen Cylinder erfüllenden Dampfes in die Ausströmungsspannung p_2 eine viel grössere Zeit t erfordert. Die durch die entsprechende Abrundung des Arbeitsdiagramms bei cd , Fig. 82, verursachte Verkleinerung der Fläche desselben, also der Arbeit des Dampfes, ist um so geringer, je kleiner der Kolbenweg ist, während dessen die Abnahme des Dampfdruckes von p_c bis p_2 stattfindet, am kleinsten also dann, wenn jene Zeit t halb dem alten, halb dem neuen Kolbenhube angehört. Ist dann ψ der kleine Winkel, um welchen die Kurbel in der Zeit t sich dreht, so ist der unterdessen vom Kolben hin und her durchlaufene Weg

$$= \frac{s}{2} \left(1 - \cos \frac{\psi}{2}\right) \text{ nahe} = \frac{s}{2} \frac{\psi^2}{8},$$

wenn ψ in Bogenmass ausgedrückt ist; mit der Annahme, mit welcher die an die Stelle der Geraden cd des Diagramms Fig. 82 tretende Curve als eine (nach aussen convexe) Parabel angenommen werden kann, wäre der entsprechende Arbeitsverlust ungefähr

$$= \frac{1}{3} (p_c - p_2) \frac{s}{2} \frac{\psi^2}{8} \dots \dots \dots (3)$$

um so grösser, je mehr $p_c > p_2$ und besonders, je grösser ψ , je schneller also der Gang der Maschine ist. Gehörte die Zeit t ganz dem Ende des alten oder dem Anfange des neuen Hubes an, so wäre der dem Kurbelwinkel ψ entsprechende Kolbenweg

$$= \frac{s}{2} (1 - \cos \psi) \text{ nahe} = \frac{s}{2} \frac{\psi^2}{2} \dots \dots \dots (4)$$

und der Arbeitsverlust nahe = dem Vierfachen des Werthes (3). —

Die Dampflässigkeit des Kolbens und der inneren Steuerung, deren Einfluss auf die Zustandscurven bei der Expansion und Compression des Dampfes schon im §. 86 erwähnt wurde, wird später in Verbindung mit dem Dampfverbrauch der Maschine weiter besprochen werden.

§. 90. Gleichförmigkeit des Ganges.

Die Gleichförmigkeit des Ganges einer Dampfmaschine mit Kurbelwelle wird mit Rücksicht auf den Gleichförmigkeitsgrad der Rotation dieser Welle beurtheilt, dessen reciproker Werth der Ungleichförmigkeitsgrad genannt wird. Letzterer ist:

$$\delta = \frac{v' - v''}{v_m},$$

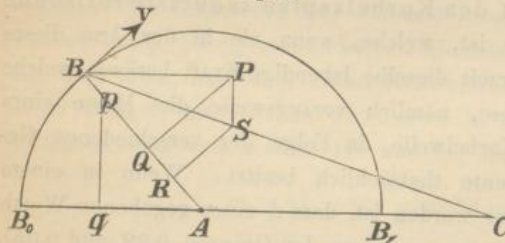
wenn v' das Maximum, v'' das Minimum, v_m den Mittelwerth der Geschwindigkeit v des Kurbelzapfens (des Zapfenmittels) bedeutet, welche in dem hier stets vorausgesetzten periodischen Beharrungszustande bei jeder Umdrehung, nämlich bei jedem Doppelhube in gleicher Weise etwas veränderlich ist. Der Gang der Maschine ist um so gleichförmiger, δ um so kleiner, je grösser die auf den Kurbelzapfen reducirte rotirende Masse M , d. h. die Masse ist, welche, wenn sie in der Axe dieses Zapfens vereinigt wäre, jederzeit dieselbe lebendige Kraft besässe, welche die wirkliche rotirende Masse, nämlich vorzugsweise die Masse eines Schwungrades auf der Kurbelwelle, in Folge der verschiedenen Geschwindigkeiten ihrer Elemente thatsächlich besitzt. Wenn in einem gewissen Falle M so bestimmt worden ist, dass δ einen gegebenen Werth hat (je nach den Umständen etwa zwischen den Grenzen 0,02 und 0,05), so können die Dimensionen des Schwungrades gemäss Bd. II, §. 101 diesem M entsprechend gewählt werden.

Wie die reducirte Masse M für einen verlangten Ungleichförmigkeitsgrad δ durch Rechnung bestimmt werden kann, ist in den Paragraphen 92 bis 100 des II. Bandes dieses Werkes gezeigt worden mit Bezugnahme auf Beispiele, welche zum Theil mit Rücksicht auf die Verhältnisse von Dampfmaschinen ausgewählt wurden. Indessen wird die Durchführung des Rechnungsverfahrens sehr umständlich und zeitraubend in weniger einfachen Fällen, z. B. bei Zwillings- und Mehrlingsmaschinen, bei Zweicylinder- und Mehrcylindermaschinen. Von allgemeinerer Anwendbarkeit ist ein graphisches Verfahren, welches leichter und mit genügender Annäherung zum Ziele führt, indem es nur auf die ungefähre Verwirklichung eines gewissen Ungleichförmigkeitsgrades ankommt. Hier werde solches Verfahren vorläufig seinem Wesen nach erläutert mit Bezugnahme auf Ein cylindermaschinen, wie sie bei den allgemeinen Erörterungen in den vorigen Paragraphen meistens vorausgesetzt wurden.

Das Widerstandsmoment gegen die Drehung der Kurbel- und Schwungradwelle, bezw. die Widerstandskraft Q , welche am Kurbelzapfen entgegengesetzt seiner Bewegungsrichtung angreifend zu denken ist, wird als constant vorausgesetzt, wie es immer bei Transmissions-Dampfmaschinen, überhaupt in solchen Fällen zu geschehen hat, in welchen eine gesetzmässig periodische Aenderung dieses Widerstandes nicht vorhanden oder wenigstens nicht angebar ist.

Unter dieser zuletzt genannten Voraussetzung wird die Aenderung von v nur verursacht durch die periodische Veränderlichkeit des Drucks auf den Kurbelzapfen im Sinne seiner Bewegung, welcher die Folge des Dampfdrucks auf den Kolben und des Beschleunigungsdrucks der Kolbenmasse ist, und welcher hier einfach als Tangentialdruck bezeichnet werde. Im §. 87 wurde unter Bezugnahme auf Fig. 83 gezeigt, wie die Komponente BP , Fig. 85, dieses Drucks im Sinne des die Todtpunkte

Fig. 85.

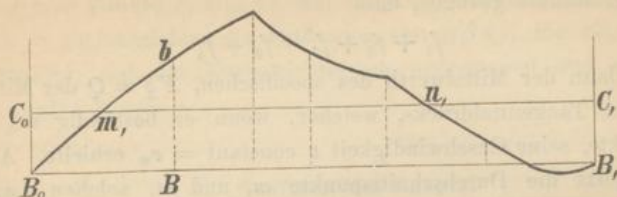


B_0, B_1 verbindenden Durchmessers des Kurbelkreises durch Zeichnung gefunden werden kann. Als Komponente des betreffenden spezifischen, nämlich auf die Einheit der wirksamen Kolbenfläche bezogenen Drucks wird sie für jede Kolbenstellung, nämlich für das bis zu dieser Kolbenstellung von der wirksamen Kolbenfläche durchlaufene Volumen (Kolbenvolumen) als Abscisse durch die zugehörige Ordinate einer gewissen Curve $\alpha\beta\epsilon\gamma$ (Fig. 83 in §. 87) für die Abscissenaxe OV mit dem Ursprunge O dargestellt; die Flächen, welche von dieser veränderlichen Ordinate vom Anfange des Hubes bis zu einer gewissen Kolbenstellung überfahren wurden, sind = den bis dahin auf den Kurbelzapfen übertragenen Arbeiten. Ist nun AB in Fig. 85 die leicht zu bestimmende Kurbellage, welche einem gewissen Kolbenvolumen entspricht, und ist BP = der Ordinate, welche in Fig. 83 zu diesem Kolbenvolumen als Abscisse gehört, so ergibt sich der spezifische Zapfendruck, welcher bei dieser Lage von der Kurbelstange CB , Fig. 85, auf den Zapfen ausgeübt wird, = BS , wenn PS normal AC ist. Der Tangentialdruck ist dann = dem Perpendikel SR von S auf AB .

Das Gesetz, nach welchem sich dieser Druck mit der Zeit, bezw. mit der mittleren Kurbeldrehung ändert, wird durch das Tangential-

druckdiagramm Fig. 86 veranschaulicht. In dieser Figur ist die Grundlinie $B_0 B_1$ = dem halben Umfange des Kurbelkreises gemacht worden,

Fig. 86.



und ist die Curve $B_0 m_1 b n_1 B_1$ dadurch entstanden, dass die Coordinaten $B_0 B$ und $B b$ ihrer Punkte b bzw. gleich gemacht sind den Kreisbögen $B_0 B$ in Fig. 85 und den dazu construirten Strecken SR . Die Ordinaten $B b$ der Curve Fig. 86 stellen somit die Tangentialdrücke für die Einheit der wirksamen Kolbenfläche F (die spezifischen Tangentialdrücke), die zugehörigen Abscissen $B_0 B$ die vom Hubanfange gerechneten Wege des Kurbelzapfens dar, die Flächen $B_0 B b$ die von jenem Augenblicke an vom spezifischen Tangentialdrucke geleisteten, auf den Kurbelzapfen übertragenen Arbeiten. (Diese Flächen wären = denjenigen, welche in Fig. 83 von der beweglichen Ordinate der Curve $\alpha \beta \varepsilon \gamma$ gleichzeitig überfahren werden, wenn die Strecke $B_0 B_1$ in Fig. 86 zur Strecke OV in Fig. 83 sich wie $\pi : 1$ verhielte, wenn also für denselben Massstab OV in Fig. 83 nicht = dem Hubvolumen, sondern = der Hublänge, oder $B_0 B_1$ in Fig. 86 = dem π fachen nicht der Hublänge, sondern des Hubvolumens gemacht worden wäre.) Wenn übrigens die Kurbelstange im Vergleich mit der Kurbel nicht sehr lang ist, so ist darauf Rücksicht zu nehmen, dass für die Bewegung des Kolbens im einen und im andern Sinne die Druckcurve $\alpha \beta \varepsilon \gamma$ in Fig. 83 nicht von gleicher Gestalt, umso mehr das Aenderungsgesetz der Strecke SR in Fig. 85 oder des Tangentialdrucks verschieden ist; die Periode dieser Aenderung umfasst dann vielmehr eine ganze Kurbelumdrehung, und zu ihrer graphischen Darstellung muss das Diagramm Fig. 86 über einer Grundlinie $B_0 B_2 = 2 \cdot B_0 B_1$ = dem ganzen Umfange des Kurbelkreises gezeichnet werden.

Diese zuletzt erwähnte Ergänzung des Diagramms Fig. 86 sei ausgeführt; die Tangentialdruckcurve wird dann hier von einer mit der Grundlinie $B_0 B_1 B_2$ parallelen Geraden in 4 Punkten geschnitten, welche im Sinne $B_0 B_2$ aufeinander folgend mit m_1, n_1, m_2 und n_2 bezeichnet seien. Von der Geraden $C_0 C_2$, der Curve, der Anfangsordinate $B_0 C_0$ und der Endordinate $B_2 C_2$ werden dann 5 Flächen umgrenzt, von welchen

wenn sie in entsprechender Reihenfolge mit f_1, f_2, f_3, f_4 und f_5 bezeichnet werden, f_1, f_3 und f_5 unterhalb, f_2 und f_4 oberhalb $C_0 C_2$ liegen. Jene Gerade $C_0 C_2$ sei nun in solcher Entfernung $q = B_0 C_0 = B_1 C_1 = B_2 C_2$ von der Grundlinie gezogen, dass

$$f_1 + f_3 + f_5 = f_2 + f_4$$

ist; q ist dann der Mittelwerth des specifischen, $Fq = Q$ der Mittelwerth des ganzen Tangentialdrucks, welcher, wenn er beständig am Kurbelzapfen wirkte, seine Geschwindigkeit v constant = v_m erhielte. Auch entsprechen jetzt die Durchschnittspunkte m_1 und m_2 solchen Lagen der Kurbel, in welchen v ein relatives Minimum, n_1 und n_2 solchen, in welchen v ein relatives Maximum ist; und zwar entspricht das absolute Minimum v'' dem Punkte m_1 oder m_2 , jenachdem

$$f_1 \geq f_1 - f_2 + f_3, \text{ also } f_2 \geq f_3$$

ist, das absolute Maximum v' dem Punkte n_1 oder n_2 , jenachdem

$$-f_1 + f_2 \geq -f_1 + f_2 - f_3 + f_4, \text{ also } f_3 \geq f_4$$

ist. Ohne Weiteres leuchtet ein, wie analoger Weise auch unter weniger einfachen Umständen die zwei Punkte M und N der Curve des Tangentialdrucks gefunden werden können, deren Abscissen = den vom Anfange einer Periode bis zu den Augenblicken des Minimums v'' und des Maximums v' seiner Geschwindigkeit v gerechneten Wegen des Kurbelzapfens sind. Werden dann die zwischen diesen Punkten M und N liegenden Flächen f des Diagramms oberhalb $C_0 C_1 C_2$ positiv, unterhalb negativ gesetzt, und wird der Absolutwerth ihrer algebraischen Summe mit Σf bezeichnet, so folgt aus dem Princip der lebendigen Kraft:

$$M \frac{v'^2 - v''^2}{2} = F \cdot \Sigma f$$

und daraus, wenn näherungsweise für die mittlere Geschwindigkeit v_m das arithmetische Mittel des Maximums und Minimums von v , also

$$\frac{v' + v''}{2} = v_m = \frac{v' - v''}{\delta}$$

gesetzt wird,

$$M(v' - v'')v_m = M\delta \cdot v_m^2 = F \cdot \Sigma f$$

$$M = \frac{F \cdot \Sigma f}{\delta \cdot v_m^2} \dots \dots \dots (1).$$

Die besondere Gestalt obiger Figur 86 ist aus Fig. 83 abgeleitet, welche entsprechend der Voraussetzung einer unendlich langen Kurbelstange, nämlich bei Annahme der Geraden hi , Fig. 83, als Linie des specifischen Beschleunigungsdrucks gezeichnet wurde. Die Grundlinie des

Diagramms Fig. 86 brauchte deshalb nur = dem halben Umfange des Kurbelkreises zu sein; und weil in solchem Falle in Fig. 85 der Punkt S mit P zusammenfällt, waren die Ordinaten Bb in Fig. 86 = den Perpendikeln PQ vom Punkte P , Fig. 85, auf die Kurbelrichtung AB zu machen, oder auch = pq , nachdem die Ordinaten von $\alpha\beta\epsilon\zeta$; Fig. 83, einfacher in Ap , Fig. 85, auf die Kurbelrichtungen aufgetragen und auf B_0B_1 projectirt worden waren.

§. 91. Sanftheit des Ganges.

Die Elementenpaare, durch welche die Glieder des Schubkurbelgetriebes einer Rotationsdampfmaschine zusammenhängen, sind zwar Umschlusspaare, doch entsprechen sich die Elementenflächen nicht mathematisch genau. Stets sind gewisse mit fortschreitender Abnutzung zunehmende Spielräume vorhanden, welche, wenn sie auch nur kleine Bruchtheile eines Millimeters betragen, doch im Falle eines Druckwechsels (eines Wechsels der Druckrichtung) zuweilen heftige Stösse veranlassen. Solche Druckwechsel finden in der That periodisch statt sowohl an den Gleitflächen des Kreuzkopfs, wie am Kreuzkopfpapfen, am Kurbelzapfen und in den Lagern der Kurbelwelle, und ist es von Interesse, die Umstände zu untersuchen, unter welchen die entsprechenden Stösse an jenen Stellen möglichst gering ausfallen, der Gang der Maschine möglichst sanft wird.* Vor Allem ist dazu nöthig, die Heftigkeit solchen Stosses unter gegebenen Umständen zutreffend zu beurtheilen, und zwar als Grösse mathematisch auszudrücken als eine Function bestimmbarer Elemente.

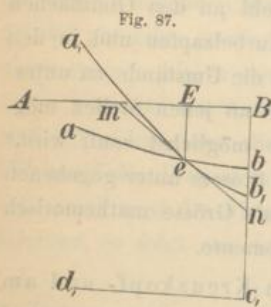
Zunächst handle es sich um die Stösse am Kreuzkopf- und am Kurbelzapfen. Beide kommen unter ähnlichen Umständen zustande und unterscheiden sich nur dadurch, dass die hin- und hergehende Kolbenmasse, durch welche sie bedingt werden, bezüglich der Stösse am Kreuzkopfpapfen aus den Massen des Kolbens selbst, der Kolbenstange und des Kreuzkopfs (ev. bei Condensationsmaschinen auch aus der auf die Kolbenbewegung reducirten Masse des Luftpumpengestänges), bezüglich derjenigen am Kurbelzapfen ausserdem aus der Masse der Kurbelstange besteht; zur Erklärung des Beurtheilungsverfahrens braucht deshalb nur von den Stössen am Kurbelzapfen die Rede zu sein. Dieser sei beispielsweise in Bewegung begriffen vom äussern zum innern Todtpunkte, der Kolben

* Siehe H. Welage: über den ruhigen Gang der Dampfmaschinen mit Kurbelwelle. Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, 1884, S. 637.

also von der Kurbelwelle weg, wie es der Figur 85 entspricht, sowie auch der Figur 83 bezüglich der darin punktirt gezeichneten Beschleunigungslinie. Während des grössten Theils dieses Kolbenhubes zieht die Kurbelstange den Kurbelzapfen hinter sich her, bis nämlich der Druck zwischen beiden = Null wird in der Kolbenstellung, welche dem Schnittpunkte der Curve $\alpha\beta\varepsilon\gamma$ in Fig. 83 mit der Grundlinie OV entspricht. Gemäss der Art und Weise, wie die Curve $\alpha\dots\gamma$ aus der Dampfüberdrucklinie $a_1\dots c_1$ und der Beschleunigungsdrucklinie hi abgeleitet wurde, wird jener Schnittpunkt auch erhalten, wenn die Beschleunigungslinie in der bezüglich auf OV symmetrischen Lage gezeichnet und ihr Schnittpunkt mit der Linie $a_1\dots c_1$ auf OV projicirt wird.

Die betreffenden Verhältnisse treten übrigens in der Zeichnung deutlicher hervor, und ist es auch den folgenden Ermittlungen mehr entsprechend, wenn die Dampfüberdrucke und die Beschleunigungsdrucke als Ordinaten nicht sowohl auf Abscissen, welche den Kolbenwegen proportional sind, als vielmehr auf solche bezogen werden, welche den Wegen des Kurbelzapfens, somit, da die Geschwindigkeit v des letzteren hier als

constant gelten kann, den betreffenden Zeiten proportional sind. Auf diese Weise ist Fig. 87 aus Fig. 83 abgeleitet; AB entspricht dem letzten Stück der Grundlinie OV , B dem Punkte V , die Curve $a_1 b_1$ dem letzten Stück der Dampfüberdrucklinie, ab dem letzten Stück der Beschleunigungsdrucklinie in Fig. 83, und zwar der dort punktirt für das betreffende (hier = 0,2 angenommene) Verhältniss λ der Kurbellänge r zur Kurbelstangenlänge l . Die Fort-



setzung der Curve $a_1 b_1$ entspricht von b_1 bis c_1 der Füllung des schädlichen Raums mit frischem Dampf, ist aber thatsächlich nicht genau eine zur Grundlinie AB senkrechte Gerade, sondern eine an solche Gerade sich nahe anschliessende, nur bei b_1 und c_1 stärker gekrümmte Curve mit $c_1 d_1$ beginnt die Dampfüberdrucklinie für den neuen Hub, auf der andern Seite der Grundlinie gezeichnet, wie für den vorigen Hub, so dass dann die Beschleunigungsdrucklinie ab für beide Hübe dieselbe Lage zu behalten hat. Der Schnittpunkt e von ab und $a_1 b_1$ entspricht dem Augenblicke, in welchem der Druck am Kurbelzapfen = Null wird; ist E seine Projection auf AB , so ist EB im Massstabe der Figur = dem Wege, welchen der Kurbelzapfen vom fraglichen Augenblicke an bis zum (hier inneren) Todtpunkte noch zu durchlaufen hat.

Von demselben Augenblicke an, für welchen die Beschleunigung, die Geschwindigkeit und der Weg des Kolbens bezw. mit φ_0 , w_0 und s_0 bezeichnet seien, bewegt sich die Kolbenmasse während sehr kleiner Zeit, dem Spielraume am Kurbelzapfen entsprechend, unabhängig von diesem, indem sie im Falle von Fig. 87 (überhaupt immer dann, wenn der Druckwechsel noch vor dem Hubwechsel stattfindet) gegen den Kurbelzapfen zurückbleibt, nämlich mehr als dieser im Sinne des Hubes verzögert wird, wie es die Richtungen von $a_1 b_1$ und ab im Punkte e anzeigen. Die kleine Zeitdauer dieser selbständigen Bewegung der Kolbenmasse sei $= t$; nach derselben ist sie um eine Wegstrecke $=$ der Weite Δ des Spielraums hinter dem Zapfen zurückgeblieben, mit welchem die Kurbelstange wieder zusammentrifft an einer Stelle, welche der früheren Berührungsstelle gegenüberliegt, so dass die Kolbenmasse, welche früher den Kurbelzapfen gezogen hatte, jetzt von diesem geschoben wird. Die der kleinen Zeit t entsprechenden, vom Punkte e an sich erstreckenden Bögen von eb und $e_1 b_1$, Fig. 87, können als gerade Linien betrachtet und entsprechend die Beschleunigungen der zwangläufig mit der Kurbel zusammenhängenden und der selbständig bewegten Kolbenmasse zur Zeit des Wiederzusammentreffens, also die Beschleunigungen des Kolbens unmittelbar nach und vor dem Stosse bezw.

$$\varphi = \varphi_0 + \psi t \text{ und } \varphi_1 = \varphi_0 + \psi_1 t \dots \dots \dots (1)$$

gesetzt werden, unter ψ und ψ_1 Constante verstanden. Daraus folgen die betreffenden Geschwindigkeiten und Wege:

$$w = w_0 + \varphi_0 t + \frac{\psi t^2}{2} \text{ und } s = s_0 + w_0 t + \frac{\varphi_0 t^2}{2} + \frac{\psi t^3}{6}$$

$$w_1 = w_0 + \varphi_0 t + \frac{\psi_1 t^2}{2} \text{ und } s_1 = s_0 + w_0 t + \frac{\varphi_0 t^2}{2} + \frac{\psi_1 t^3}{6}$$

Die Zeit t , in welcher der Spielraum Δ durchlaufen wird, entspricht der Gleichung:

$$\Delta = s - s_1 = \frac{\psi - \psi_1}{6} t^3,$$

ist also:

$$t = \sqrt[3]{\frac{6 \Delta}{\psi - \psi_1}} \dots \dots \dots (2),$$

und die relative Geschwindigkeit, mit welcher das Zusammentreffen stattfindet,

$$u = w - w_1 = \frac{\psi - \psi_1}{2} t^2 = \frac{\psi - \psi_1}{2} \sqrt[3]{\frac{36 \Delta^2}{(\psi - \psi_1)^2}}$$

$$u = 1,65 \sqrt[3]{(\psi - \psi_1) \Delta^2} \dots \dots \dots (3).$$

Wäre die Kolbenmasse oder ihre Geschwindigkeit so gross, dass der Punkt b , Fig. 87, unterhalb c_1 läge und somit die Beschleunigungsdrucklinie ab erst nach dem Hubwechsel die Dampfüberdrucklinie schnitte, so fände auch der Druckwechsel am Kurbelzapfen erst nach dem Hubwechsel statt. Nach der Trennung würde dann das mit dem Kolben sich bewegende Gestänge dem Zapfen vorseilen bis zum Wiedertzusammentreffen nach dem relativen Wege $A = s_1 - s$: in (2) und (3) wäre $\psi_1 - \psi$ statt $\psi - \psi_1$ zu setzen.

Was die Grössen ψ und ψ_1 betrifft, welche bezw. $= \frac{d\varphi}{dt}$ und $= \frac{d\varphi_1}{dt}$ als Beschleunigungen zweiter Ordnung der Kolbenmasse bei zwangsläufigem Zusammenhange mit der gleichförmig rotirenden Kurbel, bezw. bei selbständiger Bewegung bezeichnet werden können, so ist nach Bd. I, §. 40, Gl. (14) und (19) für die Bewegung der Kurbel von der äusseren zur inneren Todtlage näherungsweise:

$$\varphi = \frac{v^2}{r} (\cos \alpha - \lambda \cos 2\alpha),$$

wenn α den Kurbelwinkel, nämlich ihren Drehungswinkel seit Beginn des Hubes bedeutet. Daraus folgt:

$$\psi = \frac{d\varphi}{dt} = \frac{v^2}{r} (-\sin \alpha + 2\lambda \sin 2\alpha) \frac{d\alpha}{dt}$$

oder wegen $\frac{d\alpha}{dt} = \omega = \frac{v}{r}$:

$$\psi = -\frac{v^3}{r^2} (\sin \alpha - 2\lambda \sin 2\alpha) \dots \dots \dots (4).$$

Für die Kurbelbewegung von der inneren zur äusseren Todtlage ist λ mit entgegengesetztem Vorzeichen zu nehmen; α ist hier der Kurbelwinkel, welcher dem Schnittpunkte e entspricht.

Die Grösse ψ_1 in den Gleichungen (2) und (3) kann mit Hülfe der Zeichnung Fig. 87 bestimmt werden, in welcher die Abscissen für einen gewissen Längenmassstab die Wege des Kurbelzapfens, die Ordinaten der Curve $a_1 b_1$ für einen gewissen Kräftemassstab die Dampfüberdrucke p pro Quadratcentimeter der Kolbenfläche darstellen. Ist dann nämlich wieder k das auf dieselbe Flächeneinheit bezogene Gewicht der Kolbenmasse, so folgt aus

$$p = \frac{k}{g} \varphi_1$$

$$\psi_1 = \frac{d\varphi_1}{dt} = \frac{g}{k} \frac{dp}{dt} = \frac{gv}{k} \frac{dp}{dx},$$

unter $dx = v dt$ den Weg des Kurbelzapfens im Zeitelement dt verstanden. Wenn aber in Fig. 87 die Tangente mn im Punkte e an $a_1 b_1$ gezogen wird, so kann durch Messung die trigonometrische Tangente ihres Neigungswinkels ε gegen AB , nämlich

$$tg \varepsilon = \frac{Bn}{Bm} = - \frac{dp}{dx}$$

gefunden werden, somit auch:

$$\psi_1 = - \frac{gv}{k} tg \varepsilon \dots \dots \dots (5).$$

Indem nun angenommen werden kann, dass die mit der Kurbel rotirende Masse der betreffenden Welle mit Schwungrad durch die Stösse keine in Betracht kommende Geschwindigkeitsänderung erfährt, weil sie im Vergleich mit der Kolbenmasse sehr gross ist, kann die Heftigkeit eines solchen Stosses durch die lebendige Kraft

$$A = K \frac{u^2}{2g} \dots \dots \dots (6)$$

gemessen werden, welche dem Gesamtgewichte K der Kolbenmasse und ihrer plötzlichen Geschwindigkeitsänderung entspricht, nämlich der plötzlichen Geschwindigkeitszunahme um $u = w - w_1$ oder Abnahme um $u = w_1 - w$, jenachdem der Stoss etwas vor oder nach dem Hubwechsel stattfindet.

Mit Rücksicht auf die Bedeutungen der Grössen ψ und ψ_1 lassen die Gleichungen (3) und (6) erkennen, dass die fraglichen Stösse um so geringer ausfallen, unter je kleinerem Winkel die Curve $a_1 b_1 c_1 d_1$ des Dampfüberdruckes, Fig. 87, von der Curve ab des Beschleunigungsdruckes geschnitten wird, und dass sie am heftigsten sind, wenn sie gerade beim Hubwechsel eintreten; fiele der Punkt e zwischen b_1 und c_1 , und wäre $b_1 c_1$ eine gerade Linie, so wäre ψ_1 nach (5) mit $\varepsilon = 90^\circ$ sogar unendlich gross. Die Geschwindigkeiten v , bei welchen letzteres unter gewissen Umständen der Fall ist, können als gefährliche Geschwindigkeiten bezeichnet werden; der Gang wird sanfter nicht nur, wenn v kleiner ist, sondern auch wenn v noch grösser ist, so dass e in die Strecke $c_1 d_1$ der Dampfüberdrucklinie gerückt wird. Aus demselben Grunde sind auch die Stösse am Kreuzkopfpapfen, welche ebenso zu beurtheilen sind, wie diejenigen am Kurbelzapfen, nur dass die Ordinaten der Curve ab im Verhältnisse der kleineren Kolbenmasse kleiner sind, nicht nothwendig weniger heftig, weil sie mit dem Hubwechsel zusammentreffen können, während bezüglich der Stösse am Kurbelzapfen die gefährlichen Geschwindigkeiten schon überschritten sind.

In Betreff der hier besprochenen Druckwechsel sind nur der Dampfdruck und der Beschleunigungsdruck im Sinne der Kolbenbewegung in Betracht gezogen worden. Ausserdem wirken aber noch Nebenkräfte an den beiden Zapfen, herrührend von der Reibung, von der Schwere der Kurbelstange und namentlich von ihrer schwingenden Bewegung um den Kreuzkopfzapfen. Letztere verursacht einen Beschleunigungsdruck normal zur Stangenrichtung besonders am Kurbelzapfen, welcher zwar kleiner ist, als der Beschleunigungsdruck im Sinne der Kolbenbewegung, aber doch bei grösseren Geschwindigkeiten von wesentlicher Bedeutung sein kann. Er bewirkt dann, wie Wehage in der oben erwähnten Abhandlung näher untersuchte, dass eigentliche Stösse im Allgemeinen gar nicht eintreten, indem eine Trennung beim Druckwechsel nicht stattfindet, vielmehr die Berührungsstelle zwar schnell, aber stetig den betreffenden Zapfen zur Hälfte umläuft. Indem freilich dieser Normalbeschleunigungsdruck ungefähr in der Mitte eines Hubes am grössten ist, bei den Hubwechseln dagegen verschwindet, verlieren dadurch die als gefährlich bezeichneten Geschwindigkeiten ihre Bedeutung nicht.

Gewöhnlich ist die Geschwindigkeit v des Kurbelzapfens klein genug, um mit Hülfe der Compression des Vorderdampfes bis zu grösserer Pressung p_c ungefährlich gemacht werden zu können. Mit Rücksicht darauf, dass das Gewicht k_1 der Kolbenmasse für 1 Quadratecentimeter der Kolbenfläche bezüglich des Kreuzkopfzapfens etwas $< k$ bezüglich des Kurbelzapfens, dass ferner die Beschleunigung φ

$$\text{für den äusseren Todtpunkt} = \frac{v^2}{r}(1 - \lambda)$$

$$\text{für den inneren Todtpunkt} = \frac{v^2}{r}(1 + \lambda)$$

ist, geht nämlich aus den vorstehenden Erörterungen hervor, dass bei allmählich zunehmender Geschwindigkeit einer Dampfmaschine heftige Stösse zuerst am Kurbel-, dann am Kreuzkopfzapfen in der inneren Todtlage, nach weiterer Geschwindigkeitszunahme zuerst an ersterem, dann an letzterem Zapfen bei äusserer Todtlage der Kurbel auftreten, und dass sie bei fortgesetzt zunehmender Ganggeschwindigkeit in derselben Reihenfolge wieder aufhören werden, zuerst am Kurbelzapfen in der inneren, zuletzt am Kreuzkopfzapfen in der äusseren Todtlage. Ist also p_c die Hinterdampfspannung am Ende, p_1 die Spannung hinter, p_2 vor dem Kolben am Anfang des Hubes, so dass in Fig. 87

$$B b_1 = p_c - p_e \text{ und } B c_1 = p_1 - p_2$$

zu setzen ist, so sind heftige Stösse ausgeschlossen, wenn

$$\frac{k}{g} \frac{v^2}{r} (1 + \lambda) < p_c - p_e \dots \dots \dots (7)$$

oder $\frac{k_1}{g} \frac{v^2}{r} (1 - \lambda) > p_1 - p_2 \dots \dots \dots (8)$

ist. Wenn, unter e_1 den Füllungsgrad und unter m den Coefficienten des schädlichen Raums verstanden,

$$p_c = \frac{e_1 + m}{1 + m} p_1$$

und gemäss Gl. (6) in §. 88

$$v = \frac{\pi}{2} \cdot 0,8 \sqrt{\frac{1 - e_1}{k} s p_1}$$

gesetzt wird, so würden nach (7) heftige Stösse ausgeschlossen sein, wenn

$$p_c > \frac{e_1 + m}{1 + m} p_1 + \frac{k}{g r} \frac{\pi^2}{4} \cdot 0,64 \cdot \frac{1 - e_1}{k} s p_1 (1 + \lambda)$$

wäre, oder wegen $s = 2r$:

$$\frac{p_c}{p_1} > \frac{e_1 + m}{1 + m} + 0,322 (1 - e_1) (1 + \lambda) \dots \dots \dots (9)$$

insbesondere mit $\lambda = 0,2$:

$$\frac{p_c}{p_1} > \begin{cases} 0,435 + 0,565 e_1 & \text{für } m = 0,05 \\ 0,478 + 0,522 e_1 & \text{für } m = 0,1. \end{cases}$$

Bei Maschinen mit Condensation sind im Allgemeinen die Umstände einem sanften Gange weniger günstig, als bei Auspuffmaschinen. Abgesehen davon, dass k bei ihnen grösser ist und heftige Stösse deshalb schon bei kleineren Geschwindigkeiten eintreten, kann es auch bei grosser Volldruckspannung p_1 , aber sehr kleiner Condensatorspannung und entsprechend kleiner Ausströmungsspannung p_2 der Fall sein, dass die Bedingung (9) gar nicht zu erfüllen ist, wenn nicht zugleich der schädliche Raum sehr klein ist. Je kleiner m , desto grösser ist nämlich, unter $e_2 s$ den Kolbenweg bei Beginn der Compression verstanden,

$$\frac{p_c}{p_2} = \frac{1 - e_2 + m}{m},$$

während das nach (9) verlangte Verhältniss $\frac{p_c}{p_1}$ mit m etwas abnimmt.

Indem aber die Compressioncurve einen um so steileren Verlauf hat, je kleiner m , können dann auch schon solche Stösse heftig sein, welche einige Zeit vor dem Hubwechsel stattfinden. Verkleinerung der schädlichen Räume und der Condensatorspannung, an und für sich vortheilhaft.

kann somit durch die Rücksicht auf sanften Gang eine gebotene Grenze finden. Von günstiger Wirkung ist auch die Vorausströmung in dieser Beziehung; ihr zufolge ist die Hinterdampfspannung zu Ende des Hubes kleiner, als die Spannung p_e , welche nur in Folge der Expansion erreicht würde, somit auch der durch (7) verlangte Mindestwerth von p_e entsprechend kleiner.

Bei stehenden Maschinen sind alle Ordinaten der Dampfüberdrucklinie für den Niedergang des Kolbens um den einer Dampfspannung $= k$ im Massstabe der Zeichnung entsprechenden Betrag zu vergrössern, für den Aufgang um ebensoviel zu verkleinern. Maschinen mit mehr als einem Cylinder erfordern im Allgemeinen für jeden derselben eine besondere Untersuchung; nur wenn alle Kolben in gleicher Weise auf dieselbe Kurbel wirken, kann die Untersuchung bezüglich der letzteren mit einer resultirenden Kolbenmasse durchgeführt werden. —

Stösse an den Gleitflächen des Kreuzkopfes können unter folgenden Umständen eintreten. Wenn der nach dem Vorhergehenden zu bestimmende Druck P , welcher am Kreuzkopfpapfen im Sinne der Kolbenbewegung stattfindet, in zwei Componenten zerlegt wird, die eine nach der Richtung der Kurbelstange, die andere $= N$ normal zur Führung des Kreuzkopfs, so würde N beständig denselben Richtungssinn behalten, wenn die Umkehrung des Richtungssinnes von P genau mit den Hubwechseln zusammenfiel. Indem aber letzteres im Allgemeinen nicht der Fall ist, auch nicht der Fall sein soll, erhält dann auch N zeitweilig den entgegengesetzten Richtungssinn, und sofern der Kreuzkopf nicht mathematisch genau, sondern mit einem gewissen kleinen Spielraume zwischen den beiden Führungsflächen eingepasst ist, erhält er durch die Wechsel von N bei stehenden Maschinen eine kurze Zeit dauernde und mit einem Stosse abschliessende freie Bewegung. Diese Stösse sind ähnlich wie die oben besprochenen zu beurtheilen, wenn hier das Gewicht der bewegten Masse $=$ demjenigen des Kreuzkopfs, vermehrt um entsprechende Theile der Kurbelstange und ev. der Kolbenstange gesetzt wird. Bei liegenden Maschinen, wenn sie in solchem Sinne umlaufen, dass der Regel nach N abwärts gerichtet ist, können diese Stösse erst dann auftreten, wenn zeitweilig N nicht nur aufwärts gerichtet, sondern auch $> G$ wird, was bei den üblichen Geschwindigkeiten gar nicht vorkommt. Bei umgekehrter Bewegung, bei welcher N in der Regel aufwärts gerichtet wäre, würden umgekehrt die fraglichen Stösse schon dann eingeleitet werden, wenn N zwar noch diese Richtung hätte, aber $< G$ würde, weshalb solcher Fall, welcher z. B. der Figur 85 entspräche, bei Maschinen, die immer in

gleichem Sinne umlaufen sollen, weniger zweckmässig und auch nicht üblich ist. Uebrigens sind diese Stösse, auch wenn sie bei umzusteuernden Maschinen zeitweilig unvermeidlich sind, doch wegen der langsamen Aenderung von N immer nur von geringerer Bedeutung, sofern der Spielraum zwischen den Gleitflächen nicht ungebührlich gross ist.

Der Druck in einem Lager der Kurbelwelle setzt sich zusammen aus Antheilen ihrer Schwere und des Druckes am Kurbelzapfen, welche durch die Disposition bestimmt sind. Erstere Componente ist constant und vertical abwärts gerichtet, letztere gemäss Obigem stetig veränderlich und bei liegenden Maschinen horizontal im einen oder anderen Sinne, bei stehenden Maschinen vertical nach oben oder unten gerichtet. Unter diesen Umständen sind Stösse in den Lagern der Kurbelwelle einer liegenden Maschine ausgeschlossen, indem die stetig veränderliche, immer mehr oder weniger schräg abwärts weisende Richtung des resultirenden Lagerdrucks auch bei Vorhandensein eines Spielraums nur eine gleitend-rollende Relativbewegung, keine Trennung beider Theile zulässt. Bei stehenden Maschinen können dagegen Stösse in den Lagern, gemäss obigen Erörterungen zu beurtheilen, dann vorkommen, wenn der dem Drucke am Kurbelzapfen entsprechende Antheil des Lagerdrucks aufwärts gerichtet ist und grösser wird, als die betreffende Schwerkraft. —

Schliesslich mag nicht unerwähnt bleiben, dass die Sanftheit des Ganges einer Maschine auch durch andere Ursachen beeinträchtigt werden kann, als durch die zeitweilige Aufhebung des kinematischen Zusammenhanges der nur unvollkommen mit kleinem Spielraume (mit sogenanntem todten Gang) gepaarten Glieder ihres Mechanismus in Folge von Druckwechseln an diesen Elementenpaaren. Zunächst werden die letzteren stets begleitet von Spannungsänderungen, also von Deformationen und entsprechenden inneren Bewegungen der Glieder selbst. Wenn z. B. gegen Ende des Hubes einer Dampfmaschine der Dampfdruck auf den Kolben seiner Bewegung entgegen gerichtet wird, so kann es zuerst der Fall sein, dass dieser Druck grösser wird, als der Massendruck, welcher der Verzögerung nur des Kolbens entspricht; in diesem Augenblicke geht am Anfang der Kolbenstange Zug in Druck über oder umgekehrt, und erst nachdem dieser Uebergang sich durch die ganze Kolbenstange fortgepflanzt, dann der von vorn gerichtete Dampfdruck auch noch um den entgegengesetzt gerichteten Massendruck des Kreuzkopfs zugenommen hat, erfolgt der Druckwechsel am Kreuzkopfbzapfen. Ebenso muss er ferner durch die ganze Länge der Kurbelstange fortgeschritten sein, bevor er am Kurbelzapfen stattfindet. Durch passende Formen und genügende

Dimensionen der Glieder können übrigens in der Regel unschwer so erhebliche Deformationen derselben verhindert werden, dass durch dieselben die Stetigkeit und Sanftheit des Ganges merklich gestört würden.

Wichtiger ist das bei liegenden Dampfmaschinen ohne entsprechende Vorkehrung auftretende Bestreben zu periodischer Ortsveränderung ihres Gestells auf dem Fundamente in Folge der Wirkung des Dampfdrucks. Letzterer wirkt als eine bezüglich auf die Maschine als Ganzes innere Kraft mit derselben Grösse, wie auf den Kolben, auch in entgegengesetztem Sinne auf den mit dem Gestell fest verbundenen betreffenden Cylinderdeckel. Jede Bewegung des Kolbens mit Gestänge würde deshalb von einer entgegengesetzten (im Verhältniss der grösseren Masse kleineren) Bewegung des Gestelles begleitet sein, wenn dasselbe in der betreffenden Richtung beweglich, z. B. um eine zu derselben senkrechte horizontale Aufhängeaxe drehbar gemacht, oder wenn es mit Rädern versehen und mit thunlichster Vermeidung von Reibungswiderständen auf eine horizontale Schienenbahn gestellt würde. Bei einer liegenden Dampfmaschine, deren Gestell durch Schraubenbolzen auf einem Fundament befestigt ist, kann sich die Tendenz zur fraglichen Ortsveränderung durch Lockerung jener Bolzen äussern. Durch passend angeordnete Ausgleichmassen ist ihr entgegen zu wirken. Vollkommen würde sie durch eine Masse verhindert werden können, deren Bewegung horizontal und nach demselben Gesetze veränderlich, dabei aber stets entgegengesetzt gerichtet ist, wie die Bewegung der Kolbenmasse, so dass bei entsprechender Grösse jener Ausgleichmasse der Schwerpunkt der gesammten bewegten Masse seinen Ort nicht ändert; indessen pflegt man sich mit der angenäherten einfacheren Ausgleichung durch rotirende, z. B. am Schwungrade excentrisch angebrachte Massen zu begnügen, wenn auch ihre Horizontalbewegung nicht genau dem Bewegungsgesetze der Kolbenmasse entspricht und durch ihre Verticalbewegung neue Massenwirkungen bedingt werden. Letztere sind in der That ungefährlich, sofern sie nur den Lagerdruck der Schwungradwelle periodisch vergrössern oder verkleinern. Bei stehenden Maschinen ist solche Massenausgleichung nicht nur unnöthig, sondern sie wäre, wenn durch rotirende Massen bewirkt, sogar schädlich wegen der dadurch veranlassten horizontalen Kraftwirkungen. Nützlich für die Gleichförmigkeit des Ganges ist dagegen bei solchen Maschinen die Ausgleichung der Schwere ihrer auf- und abbewegten Kolbenmasse, z. B. durch Verkleinerung der Füllung oberhalb des Kolbens oder seiner dampfberührten oberen Fläche durch Verdickung der Kolbenstange daselbst.