

WYDZIAŁY POLITECHNICZNE KRAKÓW

BIBLIOTEKA GŁÓWNA

L. inw.

Druk. U. J. Zam. 356. 10.000.

mit Beispielen für das Studium
und den praktischen Gebrauch

Von

Friedrich Barth

II

Bau und Betrieb der Dampfmaschinen

Mit 115 Figuren



572

Sammlung Götschen

Unser heutiges Wissen in kurzen,
klaren, allgemeinverständlichen
Einzeldarstellungen

Zweck und Ziel der „Sammlung Götschen“ ist, in Einzeldarstellungen eine klare, leichtverständliche und übersichtliche Einführung in sämtliche Gebiete der Wissenschaft und Technik zu geben; in engem Rahmen, auf streng wissenschaftlicher Grundlage und unter Berücksichtigung des neuesten Standes der Forschung bearbeitet, soll jedes Bändchen zuverlässige Belehrung bieten. Jedes einzelne Gebiet ist in sich geschlossen dargestellt, aber dennoch stehen alle Bändchen in innerem Zusammenhange miteinander, so daß das Ganze, wenn es vollendet vorliegt, eine einheitliche, systematische Darstellung unseres gesamten Wissens bilden dürfte

Biblioteka Politechniki Krakowskiej

62



100000295771

re

75,

3885562

3-25-

Sammlung Göschen

Die Dampfmaschinen

Kurzgefaßtes Lehrbuch
mit Beispielen für das Selbststudium
und den praktischen Gebrauch

Von

Dipl.-Ing. Friedrich Barth

beratender Ingenieur in München

II

Bau und Betrieb der Dampfmaschinen

Vierte, verbesserte und vermehrte Auflage

Mit 115 Figuren



Berlin und Leipzig

Walter de Gruyter & Co.

vormals G. J. Göschen'sche Verlagshandlung · J. Guttentag, Verlags-
buchhandlung · Georg Reimer · Karl J. Trübner · Veit & Comp.

1929



1-301266

~~19/6~~

Alle Rechte, insbesondere das Übersetzungsrecht
von der Verlagshandlung vorbehalten.



Druck von Metzger & Wittig in Leipzig.

Akc. Nr. 3984 / 51

3PU-3-568/2016

Inhaltsverzeichnis.

I. Einleitung.

	Seite
1. Entwicklung der Dampfmaschine	7
2. Einteilung der Dampfmaschinen	9
3. Die moderne Heißdampfmaschine	11

II. Die Einzylindermaschinen.

4. Bauarten	13
5. Dampfverteilung der Einzylindermaschine	13
6. Das Indikatordiagramm der Einzylindermaschine	14
Charakteristische Punkte, Füllung, Wahl des Expansionsend- druckes, Vorausströmen, Gegendruck, Kompression, Vorein- strömen.	
7. Die Gleichstromdampfmaschine	19
8. Berechnung der Einzylindermaschine	24

III. Die Mehrzylindermaschinen.

9. Bauarten	26
10. Dampfverteilung und Indikatordiagramm der Ver- bundmaschine	27
11. Das Zylinderverhältnis	29
12. Die Aufnehmergröße	30

	Seite
13. Entwurf des Indikatordiagramms der Mehrzylinder- maschine	31
1. Verfahren für Tandemaschinen	31
2. Verfahren für Zweikurbel-Verbundmaschinen	34
14. Berechnung der Mehrzylindermaschinen	37
Beispiele I und II.	

IV. Kurbelgetriebe und Schwungrad.

15. Einleitung	45
16. Die Kolbenweglinie	45
17. Triebwerksdrücke. Tangentialdruckdiagramm	47
18. Die Ruhe und Gleichförmigkeit des Ganges	48
19. Das Schwungrad und seine Berechnung	50

V. Die Steuerungen.

20. Allgemeine Anforderungen	53
21. Einteilung der Steuerungen	55
22. Die einfache Schiebersteuerung	56
Einleitung, Schieberdiagramme von Zeuner und Müller-Reu- leaux, die Schieberellipse, Ausführungsformen des Schiebers, Diffusor-Kolbenschiebersteuerung, Nachteile der Ein- schiebersteuerungen.	
23. Schiebersteuerungen für veränderliche Füllung	71
Einschiebersteuerung mit Flachregler, Doppelschiebersteue- rungen, Anwendung der Schieberexpansionssteuerungen.	
24. Die Ventilsteuerung	81
25. Die Drehschiebersteuerung	90
26. Umsteuerungen	91
27. Wahl des Steuerungssystems	93

VI. Die Regler.

28. Zweck und Wirkungsweise der Regler	93
29. Statische, astatistische, pseudoastatische Regler	94
30. Ungleichförmigkeitsgrad und Unempfindlichkeitsgrad	95

	Seite
31. Energie und Arbeitsvermögen der Regler	97
32. Einteilung der Regler	98
33. Graphische Untersuchung der Regler	101
34. Umdrehungsverstellung	102
35. Umdrehungsschwankungen bei plötzlichen Belastungsänderungen	103

VII. Die Kondensation.

36. Allgemeines	104
37. Die Mischkondensation	108
Beispiel.	
38. Die Oberflächenkondensation	110
Beispiele I und II.	
39. Die Luftpumpe	114
40. Rückkühlanlagen	116
41. Wiederverwendung des Kondensats	117
42. Zentralkondensationen	117

VIII. Hauptteile der Dampfmaschinen.

43. Der Dampfzylinder	118
44. Kolben und Kolbenstange	124
45. Die Stopfbüchsen	126
46. Die Dampfleitung	127
47. Der Rahmen	128
48. Das Kurbelwellenlager	130
49. Das Triebwerk	131

IX. Betrieb der Dampfmaschinen.

50. Allgemeines	132
51. Fehlerhafte Indikatordiagramme	135
52. Betriebskontrolle	139

	Seite
X. Kombinierte Kraft- und Wärmeerzeugung.	
53. Allgemeines	141
54. Brennstoffkosten mit und ohne Abdampfverwertung	143
55. Projektierung von Heizkraftanlagen	146
56. Betrieb von Heizkraftanlagen	155
57. Hochdruckanlagen	157
Register	159

Der I. Band behandelt die wärme- und dampftechnischen Grundlagen der Dampfmaschinen.

I. Einleitung.

1. Entwicklung der Dampfmaschine.

Nachdem die Versuche des Magdeburger Bürgermeisters Otto v. Guericke dargetan hatten, daß durch Herstellung eines luftleeren Raumes Arbeit erzeugt werden kann, gelang es zuerst Papin, durch Kondensation von Wasserdampf auf einfache Weise Luftleeren herzustellen. Die Engländer Savery und Newcomen machten sich diese Eigenschaft des Wasserdampfes zunutze, ersterer zum direkten Heben von Wasser mit Hilfe einer Dampfmaschine, letzterer zum Betrieb einer besonderen Kraftmaschine (sog. Feuermaschine), welche jedoch im Prinzip nicht durch den Dampfdruck, sondern durch den Luftdruck betrieben wurde. Erst Watt schuf in der zweiten Hälfte des 18. Jahrhunderts die Grundlagen für die heutige Dampfmaschine, weshalb er in der Regel als deren Erfinder bezeichnet wird.

Nicht selten begegnet man selbst in gebildeten Kreisen noch der Ansicht, daß die Erfindung der Kolbendampfmaschine ein Spiel des Zufalls war, indem Watt aus der Betrachtung der Vorgänge in einem siedenden Teekessel die Grundgedanken dazu gefaßt habe. Dies ist natürlich nicht zutreffend. Vielmehr steht fest, daß seine Dampfmaschine die Frucht planmäßiger geistiger Tätigkeit und wissenschaftlich-technischer Forschung war. Denn sein Patent vom Jahre 1769 enthält bereits die leitenden Grundgedanken der modernen Dampfmaschine. Der Unterschied zwischen seiner und der heutigen Dampfmaschine besteht im wesentlichen nur darin, daß die letztere mit höheren Dampfspannungen sowie mit Überhitzung arbeitet, und daß deren bauliche und werkstattentechnische Ausgestaltung sich durch jahrhundertelange Erfahrungen und die größere Präzision unserer heutigen Werkzeugmaschinen bedeutend vervollkommnet hat.

Anfangs waren es ausschließlich die Engländer, welche die Herstellung von Dampfmaschinen betrieben. Sie benötigten

die Maschinen hauptsächlich zum Auspumpen von Grubenwässern aus Steinkohlenbergwerken, da sich hier die Unzulänglichkeit der menschlichen Arbeitskraft schon längst fühlbar gemacht hatte.

Die erste in Deutschland, ganz aus deutschem Material hergestellte Dampfmaschine wurde im Jahre 1785 in Hettstädt im Mansfeldischen als Wasserhaltungsmaschine aufgestellt. Dieser geschichtlich denkwürdige Ort wurde 1890 durch den Verein deutscher Ingenieure mit einem Denkmal geschmückt.

Während die Wattsche Dampfmaschine mit Dampf arbeitete, dessen Spannung nur wenig über der Atmosphäre lag, verwenden unsere heutigen Dampfmaschinen Spannungen bis zu 25 at und mehr und überhitzen den Dampf in der Regel noch. Die Dampftemperatur vor der Maschine beträgt meist 300° C und darüber. Die früher übliche Volldruckmaschine ist fast ganz verschwunden. Bei den hohen Dampfspannungen, die heute im Gebrauch sind, liegt es im Interesse der Wirtschaftlichkeit, die Expansivkraft des Dampfes in weitgehendstem Maße zur Arbeitsleistung auszunützen. Die heutigen Dampfmaschinen haben deshalb durchweg Expansionssteuerungen. Das Expansionsverhältnis ist hierbei meist veränderlich, je nach der Belastung der Maschine.

Ein Unterschied der heutigen Maschinen gegenüber den früheren besteht endlich noch darin, daß man heute wesentlich höhere Drehzahlen anwendet. Dadurch werden einesteiis die Anschaffungskosten verringert und andernteils die Möglichkeit direkter Kupplung mit Dynamomaschinen geschaffen.

Die Fortschritte auf dem Gebiet der Verbrennungskraftmaschinen und der Überlandwerke haben auch die Dampftechnik neu belebt. Damit hängt es zusammen, daß die Dampfmaschine heute nicht so sehr als reine Kraftmaschine, sondern vor allem als „Heizkraftmaschine“ oder Wärmemaschine verwendet wird. Durch die Ausnützung ihres Abdampfes für Heiz-, Koch- und Trockenzwecke wird sie zur wirtschaftlichsten Betriebskraft. Als reine Kondensationsmaschine hingegen ist sie gegenüber modernen Verbrennungskraftmaschinen wirtschaftlich meist nicht mehr wettbewerbsfähig.

Infolge der Einführung der Dampfturbinen hat das Anwendungsgebiet der Kolbendampfmaschinen eine wesentliche Einschränkung erfahren. Stationäre Kolbenmaschinen über 1500 PS kommen heute nur noch selten vor.

2. Einteilung der Dampfmaschinen.

Je nach der Bauart und der Arbeitsweise der Dampfmaschinen kann man unterscheiden zwischen liegenden und stehenden Maschinen, zwischen Volldruck- und Expansionsmaschinen, zwischen Ein- und Mehrzylindermaschinen, zwischen Ventil- und Schiebermaschinen usw.

Bei allen wird die geradlinig hin und her gehende Bewegung des Kolbens mit Hilfe einer Kreuzkopfführung, einer Schubstange und einer Kurbel in drehende Bewegung umgewandelt. Maschinen mit kreisenden Zylindern sowie solche mit kreisenden Kolben haben sich bisher nicht einzuführen vermocht.

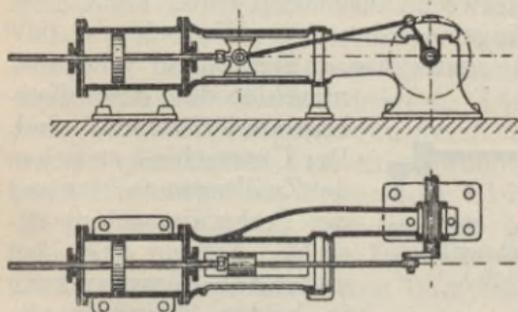


Fig. 1. Liegende Einzylindermaschine mit Bajonettrahmen.

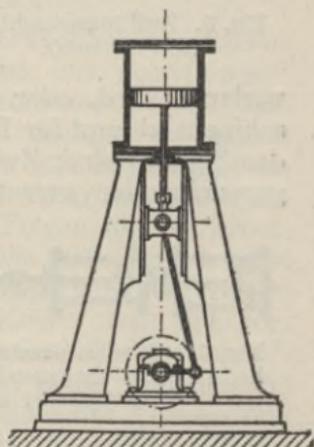


Fig. 2. Stehende Einzylindermaschine.

Je nachdem der Dampf nur auf einer, oder auf beiden Kolbenseiten wirkt, unterscheidet man einfach- und doppeltwirkende Maschinen. Man wendet fast ausschließlich doppeltwirkende an.

Endlich wird noch unterschieden zwischen Auspuff-, Gegendruck- und Kondensationsmaschinen, zwischen Naßdampf- (Sattdampf-) und Heißdampfmaschinen, zwischen Langsam- und Schnellläufern, zwischen stationären und beweglichen Maschinen, sowie zwischen Wechselstrom- und Gleichstrommaschinen. Bei letzteren ist, wie der Name sagt, die Dampfströmung in der Maschine immer gleichgerichtet.

Fig. 1 zeigt eine gewöhnliche liegende Einzylindermaschine mit Bajonettrahmen, Fig. 2 eine stehende Maschine. Letztere hat zwar gegenüber der liegenden Konstruktion den Vorzug

geringeren Platzbedarfs, wird jedoch heute für stationäre Anlagen meist nur dann angewendet, wenn mit Rücksicht auf geringe Anschaffungskosten eine hohe Drehzahl der Maschine

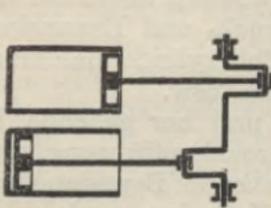


Fig. 3. Zwillingsmaschine (schematisch).

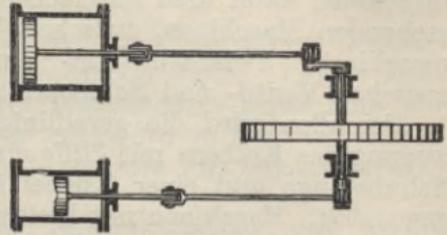


Fig. 4. Zweikurbel-Verbundmaschine.

verlangt wird, oder wenn, wie in Papierfabriken, der Maschinenabampf für Heizzwecke ausgenutzt wird. Fig. 3 zeigt das Schema einer Zwillingsmaschine, deren Kurbeln um 180° gegeneinander versetzt sind. Fig. 4 stellt eine Verbundmaschine dar, deren Kurbeln um 90° versetzt sind.

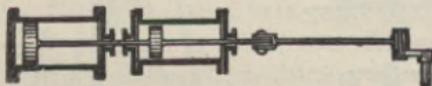


Fig. 5. Tandemaschine. (Bei den heutigen Ausführungen liegt der Hochdruckzylinder hinten.)

Der Unterschied zwischen der Zwillingsmaschine und der Verbundmaschine besteht darin, daß bei ersterer die Dampf Wirkung in beiden Zylindern die gleiche ist, während der Dampf in der Verbundmaschine in zwei Stufen ausgenutzt wird. Der Dampf expandiert erst im Hochdruckzylinder (abgekürzt HZ) und dann im (größeren) Niederdruckzylinder (abgekürzt NZ).

gleiche ist, während der Dampf in der Verbundmaschine in zwei Stufen ausgenutzt wird. Der Dampf expandiert erst im Hochdruckzylinder (abgekürzt HZ) und dann im (größeren) Niederdruckzylinder (abgekürzt NZ).

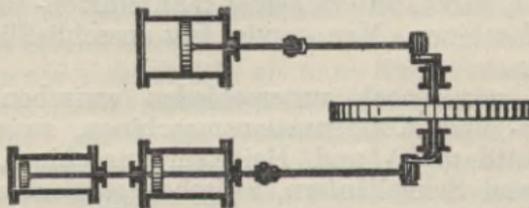


Fig. 6. Dreifach-Expansionsmaschine (schematisch).

Die Maschinen mit zweistufiger Expansion werden heute meist als Tandemaschinen (Fig. 5) gebaut.

Maschinen mit dreistufiger Expansion (Fig. 6) kommen heute nicht mehr vor.

3. Die moderne Heißdampfmaschine.

Fast jede moderne Dampfmaschine arbeitet heute aus Gründen der Wirtschaftlichkeit mit überhitztem Dampf, oder ist wenigstens für den Betrieb mit solchem eingerichtet. Die erste betriebsfähige Heißdampfmaschine für hohe Überhitzung (bis 350°C) baute der Ingenieur Wilhelm Schmidt in den 90er Jahren des vergangenen Jahrhunderts. Seine Dampfmaschine war einfachwirkend und besaß einen Tauchkolben, wodurch Stopfbüchsen vermieden wurden, oder wenigstens (bei Tandemanordnung) außerhalb des Bereichs des Heißdampfes zu liegen kamen.

Bei gesättigtem Dampf waren die gebräuchlichen Zylinderformen infolge des Dampfmantels und der gemeinsamen Dampfzu- und -abführung verhältnismäßig kompliziert. Insbesondere die letztere war die Ursache mancher schlimmen Erfahrung, da die Zylinder bei Betrieb mit Heißdampf infolge der ungleichmäßigen Erwärmung Verkrümmungen erlitten und zum Reißen neigten. Die Folgen der Verkrümmungen waren Klemmungen des Kolbens oder Kreuzkopfes, was im günstigsten Fall einen erhöhten Schmierölverbrauch, nicht selten aber ein Fressen der Gleitflächen nach sich zog. Man schloß daraus, daß sich die gewöhnliche Sattdampfmaschine nur für geringe Überhitzungen eigne, und daß die Einführung hochüberhitzten Dampfes außer der Verwendung entsprechender Konstruktionsmaterialien und erhöhter Werkstattgenauigkeit ein Aufgeben der bisherigen Bauformen zur Voraussetzung habe.

Um ungleiche Wärmedehnungen zu verhüten, müssen die Arbeitszylinder möglichst symmetrisch unter Vermeidung jeglicher Materialanhäufung gebaut werden. Dies führte zu dem heute fast allgemein üblichen glatten, rohrförmigen Zylinder ohne Rippen und Stege mit getrennten Anschlüssen für die Dampfleitungen.

Der Dampfmantel ist bei der Heißdampfmaschine überflüssig, da durch die Verwendung von überhitztem Dampf die nachteiligen Folgen des Wärmeaustausches größtenteils beseitigt werden. Nur bei den Niederdruckzylindern von Verbundmaschinen wird der geheizte Dampfmantel vielfach noch angewendet, weil der Dampf bei den üblichen Überhitzungen bereits gesättigt in den Niederdruckzylinder eintritt und weil bei Sattdampf der Dampfmantel verringern auf den Wärmeaustausch wirkt.

Für Heißdampf kommen als Steuerungsorgane nur Ventile und Kolbenschieber in Betracht. Letztere sind auch dort am Platz, wo es sich um sehr hohe Dampfdrücke handelt, für die das Ventil nicht mehr in Frage kommt.

Die Stopfbüchsen, die anfänglich mancherlei Schwierigkeiten verursachten, sind heute durchweg mit beweglichen Metallpackungen anstelle der früher üblichen Hanfpackungen ausgerüstet.

Ein besonderes Augenmerk ist auf die Schmierung des Arbeitszylinders zu richten. Während bei der Sattdampfmaschine der Dampf stets feucht ist und daher bis zu einem gewissen Grade selbstschmierend wirkt, hat man es bei der Heißdampfmaschine mit trockenem Dampf zu tun. Dies bedingt naturgemäß eine reichlichere Schmierung. Bezüglich der Art der Schmierung, Dampfschmierung oder Flächenschmierung, sei auf Abschn. 43 verwiesen.

Von einem guten Heißdampföl muß verlangt werden, daß es die bei hoher Überhitzung vorkommenden Dampftemperaturen von 320°C und mehr anstandslos verträgt und hierbei noch so dickflüssig ist, daß ihm eine genügende Schmierfähigkeit verbleibt. Es kommen deshalb nur hochsiedende Mineralöle von bester Qualität in Betracht. Für die Lager genügt gewöhnliches Maschinenöl.

Da der Heißdampf, bezogen auf die Raumeinheit, einen geringeren Wärmeinhalt als der Sattdampf besitzt, so leistet die Heißdampfmaschine bei gleicher Füllung, je nach der Überhitzung und dem Maschinensystem, um 5—20% weniger als eine gleichgroße Naßdampfmaschine. Trotzdem jedoch läßt sich aus einer Heißdampfmaschine im allgemeinen dieselbe Leistung wie aus einer Sattdampfmaschine herausholen, weil bei der ersteren infolge des steileren Abfalls der Expansionslinie die günstigste Füllung etwas höher liegt. Bei gleicher Endspannung ist die Leistung der Heißdampfmaschine sogar größer.

Was die Höhe der Überhitzung betrifft, so wäre es für Kolbenmaschinen wohl am vorteilhaftesten, die Überhitzung so weit zu treiben, daß der Dampf am Ende der Expansion gerade trocken gesättigt oder noch in geringem Maße überhitzt ist. Dies läßt sich jedoch praktisch nicht durchführen, da unsere Schmiermittel im allgemeinen bei Temperaturen über $350\text{—}400^{\circ}\text{C}$ versagen. Es liegt deshalb nahe, die Überhitzung auf zwei Zylinder zu verteilen, um so einerseits jede

Gefahr für den Hochdruckzylinder auszuschließen und anderseits auch im Niederdruckzylinder die bestmögliche Wärmeausnützung zu erzielen. Dies führte zu der sog. Zwischenüberhitzung, die aber heute für normale Anlagen nicht mehr ausgeführt wird, weil sie keine wesentlichen Ersparnisse ergibt.

Zum Schlusse dieses Abschnittes sei noch darauf hingewiesen, daß man heute mit Rücksicht auf geringe Anschaffungskosten die Maschinen wesentlich rascher laufen läßt als früher, durchschnittlich mit etwa 150—250 Umdrehungen pro Minute. Man kann diese höheren Drehzahlen heute anstandslos beherrschen, da sowohl die Konstruktionsmaterialien als auch die Werkstattentechnik gegenüber früher wesentlich vervollkommenet wurden. Auch werden die Maschinen mit Dampfdrücken betrieben, die meist zwischen 12 und 25 at liegen. Es wurden auch schon wesentlich höhere Dampfdrücke verwendet, in Fällen, in denen es sich um Betrieb mit Gegendruck handelt; vgl. Abschn. 57.

II. Die Einzylindermaschinen.

4. Bauarten.

Die Einzylindermaschinen werden teils mit Schieber-, teils mit Ventilsteuerung ausgeführt. Sie können als Wechsel- oder Gleichstrommaschinen gebaut werden. Man wendet sie für Auspuff- und Kondensationsbetrieb an. Auch als Gegendruckmaschine wird die Einzylindermaschine verwendet.

5. Dampfverteilung der Einzylindermaschine.

Bei der Dampfverteilung unterscheidet man vier Momente: Beginn und Ende des Dampfeintritts, Beginn und Ende des Dampfaustritts. Ein- und Auslaß des Dampfes sollen in der Nähe der Kolbentotlagen beginnen.

Die Dampfverteilung hat in solcher Weise zu erfolgen, daß sich bei kleinstem Dampfverbrauch ein möglichst

volles Indikatordiagramm ergibt. Zu diesem Zweck ist es notwendig, daß sowohl die Einströmung als auch die Ausströmung des Dampfes schon vor Hubende beginnt.

Würde man ohne Voreinströmung arbeiten, so hätte man unter Umständen zu Beginn des Kolbenhubs, wo zur Beschleunigung der Massen große Kräfte erforderlich sind, nicht die volle Dampfspannung im Zylinder. Würde man andererseits kein Vorausströmen geben, so könnte am Hubende der entspannte Dampf nicht rasch genug nach dem Austritt entweichen. Die Folge wäre ein erhöhter Gegendruck bzw. ein Arbeitsverlust während der Ausströmung.¹⁾

Je nach der Höhe der Eintrittsspannung und je nachdem man mit freiem Auspuff, Gegendruck oder Kondensation arbeitet, muß der Schluß des Ausströmorgans früher oder später erfolgen, damit die Kompression weder zu hoch, noch zu nieder ist. Eine genügend hohe Kompression ist notwendig mit Rücksicht auf die Ruhe des Gangs. Abgesehen hiervon verbessert sie aber auch den Arbeitsprozeß (vgl. Band I, Abschn. 32).

6. Das Indikatordiagramm der Einzylindermaschine.²⁾

Fig. 7 zeigt die normale Form des Indikatordiagramms einer mit Kondensation arbeitenden Einzylindermaschine. Das Diagramm enthält acht ausgezeichnete Punkte 1—8. Auf dem Wege 1—3 findet Einströmung des Dampfes statt. Die Einströmlinie fällt infolge der Drosselung des Dampfes um so mehr ab, je größer das spezifische Gewicht des Dampfes, je kleiner die Füllung und je größer die Kolbengeschwindigkeit der Maschine ist. Von Punkt 2 ab macht sich infolge der schleichenden Ab-

¹⁾ Vgl. Band I, Abschn. 25, Beisp. II.

²⁾ Vgl. auch die Abschn. 6 und 28—31 im I. Band.

sperrung des Einlaßorgans eine stärkere Drosselung bemerkbar. Die Einlaßlinie fällt daher von Punkt 2 ab entsprechend stärker und geht mit einer mehr oder weniger großen Abrundung in die Expansionslinie über. Genau genommen ist das Kurvenstück 2—3 eine gemischte Einströmungs- und Expansionskurve (vgl. auch Fig. 54). Im Punkt 3 ist die Einströmung beendet, das Einlaßorgan hat abgeschlossen und es findet nunmehr die Expansion des Dampfes statt.

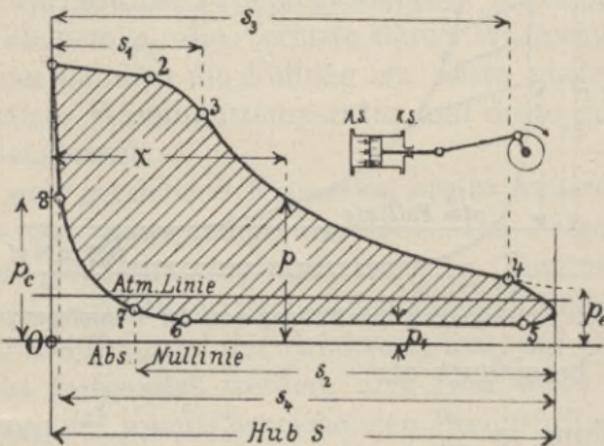


Fig. 7. Charakteristische Punkte des Indikatordiagramms.

Im Punkt 4, d. h. kurz vor Hubende, öffnet bereits das Auslaßorgan. Der Dampf entweicht mit großer Geschwindigkeit in den Kondensator, bei Auspuffmaschinen ins Freie.¹⁾ Die Spannung sinkt infolgedessen rasch auf den Ausströmungsgegendruck p_1 herab. In Fig. 7 ist angenommen, daß der letztere erst im Punkt 5, nach bereits erfolgter Kolbenumkehr, erreicht wird. Der Kolben schiebt jetzt den Dampf vor sich her nach dem Auslaß, bis endlich das Ausströmorgan absperrt. Vom Punkte 6 ab macht sich die allmähliche Verengung der Aus-

¹⁾ Vgl. Band I, Abschn. 25, Beisp. II.

trittsöffnung durch eine Zunahme des Gegendruckes bemerkbar. Im Punkt 7 habe das Ausströmorgan ganz geschlossen, so daß von jetzt ab der im Zylinder verbliebene Dampf komprimiert, d. h. verdichtet wird. Die Dampfspannung steigt infolgedessen bis zum Punkte 8 an, wo das Einlaßorgan wieder öffnet. Von 8—1 findet alsdann Voreinströmung statt.

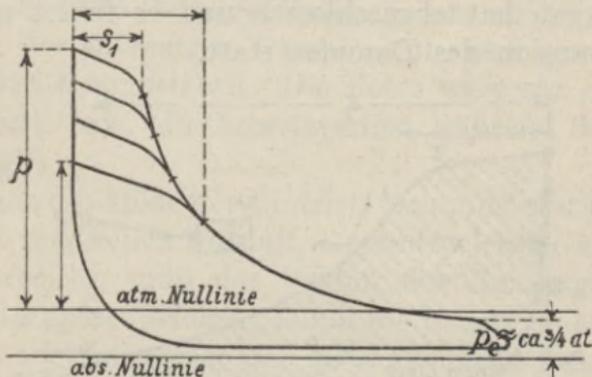


Fig. 8. Abhängigkeit der Füllung von der Dampfspannung.

Man bezeichnet als

$$\text{Füllung in } \frac{\circ}{\circ} \dots \dots \dots \frac{s_1}{s} \cdot 100,$$

$$\text{Kompression in } \frac{\circ}{\circ} \dots \dots \dots \frac{s_4 - s_2}{s} \cdot 100,$$

$$\text{Voreinströmen in } \frac{\circ}{\circ} \dots \dots \dots \frac{s - s_4}{s} \cdot 100,$$

$$\text{Vorausströmen in } \frac{\circ}{\circ} \dots \dots \dots \frac{s - s_3}{s} \cdot 100.$$

Was die Größe der Füllung anbetrifft, so ist diese außer von der Maschinenleistung in erster Linie von der Höhe der Dampfspannung abhängig. Wie Fig. 8 erkennen läßt, kann bei gleichem Expansionsenddruck die Füllung s_1 um so kleiner gewählt werden, je höher die Eintrittsspannung p ist und umgekehrt.

Die normale Füllung ist im übrigen so zu wählen, daß sich der Betrieb möglichst wirtschaftlich gestaltet. Je größer die Füllung ist, desto größer ergibt sich die mittlere indizierte Pressung p_i und desto kleiner fallen die Abmessungen sowie der Preis der Maschine aus, desto größer ergibt sich aber auch die Spannung p_e am Ende der Expansion. Letzteres hat eine schlechte Ausnützung des Dampfes zur Folge, mit Rücksicht auf den höheren Verlust durch unvollständige Expansion. Andererseits jedoch wachsen bei zu weit getriebener Expansion, d. h. bei zu kleinem p_e , die Verluste durch Wärmeaustausch. Je kleiner nämlich die Füllung ist, desto niedriger wird die mittlere Wandungstemperatur und desto größer der Wärmeaustausch.

Zu weit getriebene Expansion ergibt außerdem eine größere und daher teure Maschine. Die Folge ist eine Zunahme der indirekten Betriebskosten (Verzinsung und Abschreibung). Die wirtschaftlich günstige Füllung kann daher nur auf Grund der Erfahrung bzw. auf Grund des Versuchs festgesetzt werden, und zwar unter Berücksichtigung der jeweils herrschenden Brennstoffpreise. In der Regel wählt man bei Kondensationsbetrieb die normale Füllung derart, daß die Expansionsendspannung $p_e = 0,6 - 1$ at abs und bei Auspuffbetrieb $p_e = 1,2$ bis $1,5$ at abs beträgt.¹⁾ Diese Werte sind jedoch nur als Durchschnittswerte aufzufassen. Denn in Wirklichkeit hat man sich auch nach den gerade vorhandenen Modellen sowie nach der augenblicklichen Konjunktur zu richten. Bei gedrückten Preisen wird man unter Umständen p_e größer annehmen, um eine kleinere und billigere Maschine zu bekommen (vgl. auch Abschn. 8).

Die wirkliche Füllung ist durch die Kolbenstellung bestimmt, bei welcher das Einlaßorgan absperrt (Punkt e'')

¹⁾ Vgl. auch Abschn. 8.

in Fig. 9). Häufig wird jedoch nicht $d'' e''$, sondern $d' e'$ als Füllung bezeichnet, wobei e' den Schnittpunkt der Tangenten an die Einström- und Expansionslinie darstellt. Verlängert man die letztere bis zur Horizontalen durch d , so stellt $d e$ die theoretische Einströmlinie bzw. Füllung dar, wie sie sich bei Wegfall sämtlicher Spannungsverluste ergeben müßte.

Die Vorausströmung ist um so größer anzunehmen, je höher die Drehzahl der Maschine und je größer p_e ist. Bei Auspuffmaschinen gibt man etwa 5—15% Voraus-

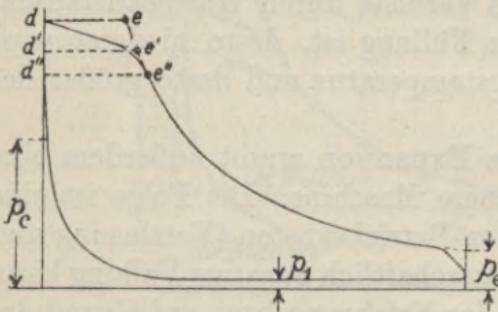


Fig. 9. Bestimmung der Füllung aus dem Diagramm.

strömen, bei Kondensationsmaschinen hingegen 10—20%, weil hier eine stärkere Volumenzunahme des Dampfes stattfindet. Nur bei Gleichstrommaschinen genügt ein kleineres Vorausströmen, durch-

schnittlich 10%. Um die bei geringer Belastung von Auspuff- und Gegendruckmaschinen durch die Schleifenbildung bedingten Verluste zu verringern, ordnet man unter Umständen 30—40% und mehr Vorausströmen an (vgl. Abschn. 51).

Der Gegendruck p_1 beträgt im allgemeinen bei Auspuffmaschinen 1,1—1,15 at abs, bei Kondensationsmaschinen 0,15—0,2 at abs. Wird der Abdampf zu Heizzwecken verwendet, so ist der Gegendruck durch den Heißdampfdruck bestimmt.

Die Kompression wird zweckmäßig so weit getrieben, daß p_c etwa $\frac{1}{2}$ der Eintrittsspannung beträgt. Bei Einzylinderkondensationsmaschinen kommt man allerdings

nicht entfernt so hoch hinauf, kaum bis auf 2 at abs. Nur bei der Gleichstromdampfmaschine lassen sich hohe Kompressionen ohne weiteres erreichen.

Der erforderliche Kompressionsweg hängt von der Größe des schädlichen Raums ab, sowie von der Ein- und Austrittsspannung. Meist gibt man bei Auspuffmaschinen 20—30% Kompression, bei Hochdruckzylindern von Verbundmaschinen 10—15% und bei Kondensationsmaschinen 30—40%. Über 40% Kompression läßt die Steuerung für gewöhnlich nicht zu, obgleich dies zur Erreichung einer höheren Endspannung erwünscht wäre.

Das Voreinströmen beträgt meist 0,5—2,0%, je nach der Drehzahl, der Größe des schädlichen Raums und der Höhe der Kompression. Auch das Eröffnungsgesetz der Steuerung ist hier von Einfluß. Bei großem schädlichen Raum oder bei schleichender Eröffnung der Einlaßorgane muß man unter Umständen mehr als 2% Voreinströmen geben. Die Linie der Voreinströmung wird als Gerade gezeichnet.

Über die Konstruktion der Expansions- und Kompressionslinie findet sich Näheres im I. Band, Abschn. 30 und 31.

7. Die Gleichstromdampfmaschine.

Das Prinzip der Gleichstrommaschine ist aus Fig. 10 zu ersehen. Der Dampf durchströmt die Deckel *a* und *b* und tritt durch die darin untergebrachten Ventile E_1 und E_2 in den Zylinder ein. Der Austritt des entspannten Dampfes erfolgt durch Schlitze *s* im mittleren Teil der Zylinderbüchse (Vorausströmung etwa 10%). Der Dampf gelangt hierbei in den Wulst *W* und entweicht alsdann durch den Auslaßstutzen *A* nach dem Kondensator.

Die Auslaßschlitze werden durch den Arbeitskolben *K* gesteuert. Der Kolben dient daher gleichzeitig als Auslaßschieber und fällt beinahe ebenso lang aus wie der Hub. Infolge der Schlitzsteuerung bekommt man sehr reichliche Austrittsquerschnitte, was in Anbetracht der unvermeidlichen großen Kompression von Wichtigkeit ist. Letztere beträgt nämlich ca. 90% des Kolbenweges. Um keine zu großen Enddrücke zu bekommen, muß man deshalb hier auf ein möglichst hohes Vakuum und eine vollkommene Übertragung desselben in das Zylinderinnere bedacht sein.

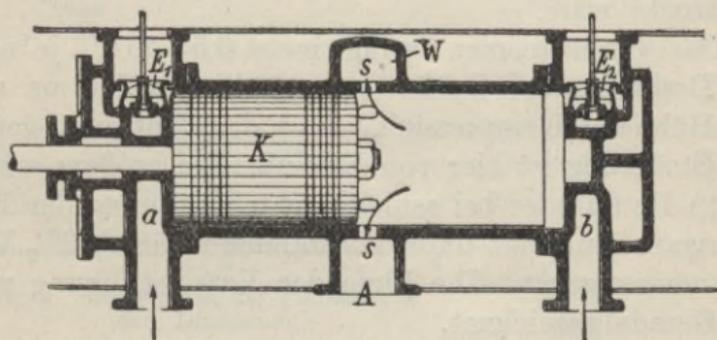


Fig. 10. Zylinder einer Gleichstromdampfmaschine.

Die Bezeichnung Gleichstrommaschine rührt daher, daß der entspannte Dampf nicht in umgekehrter Richtung aus dem Zylinder hinausgeschoben wird, sondern in derselben Richtung austritt, in welcher er einströmt.

Der Hauptvorteil der Gleichstrommaschine ist darin zu erblicken, daß die Auslaßkanäle samt den Auslaßorganen aus dem Füllungsraum entfernt und nach der Zylindermitte verlegt sind. Dadurch wird einer Verringerung des schädlichen Raumes bis auf ca. $1\frac{1}{2}$ bis 2% bei Kondensationsmaschinen sowie eine Verkleinerung der schädlichen Flächen erreicht. Insbesondere letzteres ist von größter Bedeutung. Denn gerade die verhältnis-

mäßig großen, kalten Flächen des Auslaßkanals und des Auslaßorgans verursachen einen sehr lebhaften Wärmeaustausch. Durch die rasche Strömung des austretenden Dampfes wird nämlich der Wärmeübergang von den Wandungen an den Dampf wesentlich erhöht. Einen weiteren Vorteil der Gleichstrommaschine bildet deren kräftige Deckelheizung.

In baulicher Hinsicht hat die Gleichstrommaschine den Vorteil größter Einfachheit. Während eine Tandemmaschine mit Ventilsteuerung acht Steuerorgane besitzt, sind hier nur deren zwei vorhanden. Außerdem ist nur ein einziger, wenn auch wesentlich längerer Zylinder und Kolben erforderlich. Und endlich kommt das Zwischenstück sowie ein Paar Stopfbüchsen in Wegfall. Die Folge ist, daß sich die Gleichstrommaschine kürzer und billiger baut als eine gleichstarke Tandemmaschine, wengleich das Gestänge der ersteren etwas kräftiger ausfällt.

Als Nachteil der Gleichstrommaschine sind vor allem die größeren Undichtheitsverluste und die höheren Triebwerksdrücke zu nennen¹⁾. Zwecks Verringerung der letzteren und zwecks Erzielung einer guten Regulierung wählt man die Füllung verhältnismäßig größer als bei Verbundmaschinen, d. h. der Zylinderdurchmesser der Gleichstrommaschine wird kleiner angenommen als derjenige des Niederdruckzylinders der Verbundmaschine. Dies bedingt eine schlechtere Ausnützung der Expansion.

Um mit demselben Gestänge wie bei einer Tandemmaschine auszukommen, hat man schon vorgeschlagen, mit gedrosseltem Dampfdruck anzufahren. Dieses Mittel ist jedoch nicht zu empfehlen, da man hierbei von der Aufmerksamkeit des Maschinisten abhängt. Zudem kann

¹⁾ Die im Band I, Abschn. 35, genannten Nachteile der Einzylindermaschinen gelten größtenteils auch für die Gleichstrommaschine.

es bei einem plötzlichen Stillstand der Maschine (infolge von Kurzschluß oder dergleichen) doch vorkommen, daß das Gestänge den vollen Dampfdruck auszuhalten hat.

Ein gewisser Nachteil der Gleichstrommaschine ist ferner darin zu erblicken, daß sie nur bei Betrieb mit Kondensation vorteilhaft arbeitet. Versagt die letztere einmal, so läßt sich mit Rücksicht auf die große Kompression nur dann mit Auspuff weiter arbeiten, wenn man einen größeren schädlichen Raum (ca. 14—15%) automatisch oder von Hand zuschaltet.

Ein Zuschaltraum ist schon mit Rücksicht auf das Anlassen der Maschine erforderlich. Da bei der Inbetriebsetzung noch kein Vakuum vorhanden ist, so würde das Anlaufen durch die sich ergebenden hohen Kompressionspannungen sehr erschwert. Man muß deshalb beim Anlassen schädlichen Raum zuschalten.

Gegenüber der Verbundmaschine verträgt die Gleichstrommaschine höhere Dampftemperaturen, weil sie mit kleinerer Füllung als der Hochdruckzylinder arbeitet, weil ferner ein Teil der Frischdampfwärme zum Heizen der Deckel verwendet wird und weil der Kolben verhältnismäßig kühl bleibt. Daß das ganze Temperaturgefälle in einem einzigen Zylinder vor sich geht, ist bei der Gleichstrommaschine weniger bedenklich, weil durch die Entfernung der Auslaßkanäle aus dem Füllungsraum eine Verringerung des Wärmeaustauschs erreicht wird. Dagegen bedeutet der kalte Kolben, wie weiter unten dargelegt wird, einen Nachteil der Gleichstrommaschine.

Bezüglich der hohen Kompression der Gleichstrommaschine ist zu sagen, daß diese weniger schädlich wirken kann als bei der Wechselstrommaschine.¹⁾ Denn erstens hat man bei der Gleichstrommaschine kleinere schädliche Flächen und zweitens findet eine intensive

¹⁾ Vgl. auch die Abschn. 32—34, Band I.

Deckelheizung durch strömenden Dampf statt. Beides wirkt aber verringernd auf den Wärmeaustausch mit dem Kompressionsdampf ein.

Die Heizung des Deckels ist bei der Gleichstrommaschine vorteilhafter als bei der Wechselstrommaschine, weil bei letzterer der kalte Austrittsdampf an dem geheizten Deckel vorbeistreicht und hierbei Wärme entführt. Andererseits strömt bei der Gleichstrommaschine der austretende Dampf mit großer Geschwindigkeit an den Stirnflächen des Kolbens vorüber und kühlt diese ab. Eine Abkühlung des Kolbens findet außerdem vom Kondensator her durch die Auslaßschlitze statt. Um die Nachteile des kalten Kolbens möglichst zu beseitigen, werden dessen Stirnflächen blank ausgeführt. Blanke Flächen erschweren nämlich sowohl den Ein- als auch den Austritt der Wärme und verringern deshalb den Wärmeaustausch zwischen Dampf und Kolben.¹⁾

Alles in allem genommen ist nicht zu verkennen, daß die Einführung der Gleichstrommaschine einen Fortschritt bedeutete. Denn durch die Gleichstromwirkung wird die Einzylindermaschine in thermischer Hinsicht wesentlich verbessert. Wenn auch infolge des größeren Verlustes durch unvollständige Expansion der Dampfverbrauch etwas höher ist als derjenige der Verbundmaschine, so wird dies zum Teil wieder dadurch ausgeglichen, daß die Gleichstrommaschine in der Anschaffung billiger kommt und daher geringere Aufwendungen für Verzinsung und Abschreibung erfordert.

Um die Vorzüge der Gleichstrom- und Wechselstrombauart miteinander zu verbinden, werden auch Verbundmaschinen mit Wechselstrom-Hochdruckzylinder und Gleichstrom-Niederdruckzylinder ausgeführt. Diese An-

¹⁾ Hinsichtlich der Schmierung ist ein kalter Kolben günstiger als ein warmer.

ordnung, die auch für Lokomobilen angewendet wird, ist besonders bei großen Maschinen vorteilhaft, da hier der Niederdruckzylinder infolge der erforderlichen großen Auslaßöffnungen viersitzige Auslaßventile bekäme. Viersitzige Ventile halten aber nicht auf die Dauer dicht.

8. Berechnung der Einzylindermaschine.¹⁾

Das Kolbenhubvolumen bzw. die Zylinderbohrung und der Hub einer Maschine, berechnen sich auf Grund des Indikatordiagramms, welches in der Maschine verwirklicht werden soll. Je größer das Spannungsgefälle, der Expansionsenddruck und die Drehzahl gewählt werden, desto kleiner ergeben sich die Zylinderabmessungen und desto niedriger stellt sich der Preis der Maschine. Andererseits jedoch bedingt ein zu großes p_e gemäß Abschn. 6 eine schlechte Dampfausnützung. Auch die Steigerung der Umdrehungszahl über ein gewisses Maß bedingt eine Erhöhung des Dampfverbrauchs, da mit der Zunahme von n der schädliche Raum prozentual größer wird. Letzteres deshalb, weil der Inhalt der Dampfkanäle ziemlich gleich groß ausfällt, wie bei einer normallaufenden Maschine gleicher Leistung und weil der Abstand zwischen Kolben und Deckel in der Totlage kaum kleiner gewählt werden kann als bei dieser.

Bei Bestimmung der grundlegenden Abmessungen einer Maschine (Bohrung und Hub) ist daher nicht nur auf die Anschaffungskosten, sondern auch auf die Betriebskosten Rücksicht zu nehmen. Wo teure Brennstoffpreise herrschen, tritt die Verzinsung und Abschreibung des Anlagekapitals zurück gegenüber den Brennstoffausgaben, d. h. man bemißt hier die Maschine reichlicher, um die Expansionsfähigkeit des Dampfes

¹⁾ Beim Entwurf einer Maschine ist natürlich auch auf allenfalls vorhandene Modelle Rücksicht zu nehmen.

besser auszunützen. Man darf jedoch nicht so weit herunterexpandieren, wie bei Verbundmaschinen, da sich sonst größere Verluste durch Wärmeaustausch und andere Nachteile ergeben würden (vgl. Band I, Abschn. 35). Als unterste Grenzen von p_e kann man bei Auspuff 1,2—1,5 at abs annehmen, bei Kondensation etwa 0,6—1 at abs. Mit p_e ist die Füllung bestimmt, sofern eine bestimmte Eintrittsspannung gegeben ist (vgl. Fig. 8).

Bei den heutigen Marktverhältnissen bemißt man die Dampfmaschinen nicht mehr so reichlich wie in früheren Jahren; die Normalleistung der Maschinen liegt heute höher und ihre Überlastungsfähigkeit ist dementsprechend kleiner.

Die Aufzeichnung des Indikatordiagramms erfolgt gemäß den Angaben in Abschn. 6. Hierbei nehme man die Eintrittsspannung um ca. 0,5 at kleiner an als die Kesselspannung, um dem Druckabfall in Überhitzer und Rohrleitung Rechnung zu tragen. Bestimme alsdann durch Planimetrieren die mittlere indizierte Pressung p_i , so ist gemäß Band I, Abschn. 7

$$N_i = \frac{F \cdot p_i \cdot u_m}{75} \text{ PS ,}$$

wobei F die mittlere wirksame Kolbenfläche in qcm bedeutet.

Mit $\eta_m = 0,90$ ergibt sich die Nutzleistung zu

$$N_e = \eta_m \cdot N_i = 0,9 \frac{F \cdot p_i \cdot u_m}{75} \text{ PS .}$$

Aus dieser Formel läßt sich F berechnen. Der Zylinderquerschnitt ist bei nicht durchgehender Kolbenstange um die Hälfte des Kolbenstangenquerschnitts größer anzunehmen. Damit ergibt sich alsdann der Zylinderdurchmesser d .

Die mittlere Kolbengeschwindigkeit u_m bestimmt sich aus der Beziehung

$$u_m = \frac{2 \cdot s \cdot n}{60}.$$

Die minutliche Umdrehungszahl liegt heute meist zwischen 150 und 250. Den Hub wähle man bei Langsamläufern zu $s = 1,5 - 2d$, bei Maschinen über 160 Umdrehungen zu $s = 0,9 - 1,3d$. In der Regel liegt u_m zwischen 3 und 4,5 m.

Die mittlere indizierte Pressung p_i beträgt bei 11 bis 12 at Üb Eintrittsspannung und Kondensation in der Regel 3—3,5 kg/qcm, bei Auspuff 3,5—4 kg/qcm. Diese Zahlen beziehen sich auf die normale Leistung. Bei maximaler Leistung ist p_i um 20—30% größer.

Der im vorstehenden angegebene Rechnungsgang gilt auch für Gleichstrommaschinen. Nur hat man hier den mechanischen Wirkungsgrad η_m mit Rücksicht auf die hohe Kompression und den langen Kolben etwas niedriger anzunehmen, als für Wechselstrommaschinen.

Das Hubvolumen einer Maschine läßt sich auch ohne Indikatordiagramm bestimmen. Vgl. in dieser Hinsicht die Ausführungen im Abschn. 14, Beisp. II.

III. Die Mehrzylindermaschinen.

9. Bauarten.

Die Zweifachexpansionsmaschine wird in der Regel in Tandemform ausgeführt, seltener in Zweikurbel-Verbandanordnung. Die letztere hat zwar den Vorzug größerer Gleichförmigkeit des Gangs, weil die Kurbeln um 90 bis 120° versetzt angeordnet sind, jedoch stellt sie sich in der Anschaffung teurer als die Tandemaschine,

welche nur ein einziges Triebwerk und einen einzigen Rahmen besitzt.

Die Tandemmaschine wird heute gewöhnlich so gebaut, daß der NZ an den Rahmen anschließt. Diese Anordnung hat, abgesehen von dem besseren Aussehen, den Vorteil, daß die Wärmeableitung an Rahmen und Gleitbahn und damit auch die Wärmeausstrahlung kleiner ist, als bei vorn sitzendem HZ. Außerdem wirken die starken Wärmedehnungen des HZ weniger schädlich, wenn derselbe hinten angeordnet wird. Und endlich kann man bei vorn sitzendem NZ mit einem größeren Flansch an den Rahmen anschließen und letzteren ausreichend bemessen; auch ist bei dieser Anordnung die Hochdruckstopfbüchse leichter zugänglich. Allerdings ist das Herausnehmen des Kolbens weniger einfach zu bewerkstelligen als bei hinten angeordnetem NZ.

10. Dampfverteilung und Indikatordiagramm der Verbundmaschine.¹⁾

Die theoretische Form des rankinisierten Diagramms zeigt Fig. 11. Die Austrittsspannung p_a des HZ ist hierbei gleichzeitig die Eintrittsspannung für den NZ. Die wirkliche Diagrammform weicht aus verschiedenen Gründen von der theoretischen ab (vgl. auch Fig. 47 in Band I). Man läßt nämlich in der Regel am Ende der Expansion im HZ einen kleinen Spannungsabfall $m n$ zu und außerdem findet beim Überströmen des Dampfes vom HZ zum NZ ein Spannungsverlust statt.

Infolge des Spannungsabfalls findet auch im HZ ein — wenn auch geringer — Verlust durch unvollständige Expansion statt. Die Größe des Verlustes entspricht jedoch nicht etwa der Fläche $m n k$. Der Verlust ist viel-

¹⁾ Vgl. auch Abschn. 35, Band I.

Bemerkt sei, daß Abweichungen von der üblichen Dampfverteilung nicht unbedingt eine Verschlechterung der Dampfausnutzung herbeiführen, daß deshalb eine strenge Einhaltung der heute üblichen Konstruktionsbedingungen wärmetechnisch nicht immer begründet ist; vgl. Z. d. V. d. I. 1912, S. 107.

Die Füllung des HZ ist $s_1 : v$ bzw. $s_1 : v_1$, diejenige des NZ $ik : V$. Bezieht man den Füllungsweg des HZ auf das Niederdruckvolumen, so ergibt sich die reduzierte Füllung $s_1 : V$.

Ändert sich bei einer Verbundmaschine die Füllung s_1 des HZ, so ergibt sich für den NZ doch immer die gleiche Füllung ik (Fig. 11). Man hat deshalb für den letzteren keinen Regler notwendig, wenngleich es mit Rücksicht auf eine schnellere Regulierung der Maschine erwünscht wäre, mit der Hochdruckfüllung auch diejenige des NZ zu verändern, derart, daß die Aufnehmer-spannung bei allen Belastungen konstant bliebe.

In der Regel hat der NZ eine Steuerung mit fester Expansion, welche von Hand verstellbar eingerichtet ist.

Bezüglich der Wahl des Vorein- und Vorausströmens, der Kompression und des Expansionsenddrucks sei auf Abschn. 6 verwiesen.

11. Das Zylinderverhältnis.

Angenähert läßt sich das Verhältnis der Hubräume von Hoch- und Niederdruckzylinder aus dem theoretischen Diagramm (Fig. 11) bestimmen. Bei Zulassung eines Spannungsabfalls mn ist das Zylinderverhältnis $v_1 : V$, bei Vorhandensein einer Spitze im Hochdruckdiagramm $v : V$.

Ist man nicht an Rücksichten auf vorhandene Zylindermodelle gebunden, so wählt man das Zylinderverhältnis derart, daß in beiden Zylindern ungefähr die-

selbe Arbeitsleistung stattfindet.¹⁾ In der Regel beträgt das Zylinderverhältnis bei Kondensationsmaschinen bei den heute üblichen Dampfdrücken 1 : 3 bis 1 : 4. Für Auspuffbetrieb, welcher bei Abdampfverwertung in Betracht kommen kann, ist das Zylinderverhältnis entsprechend kleiner.

Wird mit Zwischendampfentnahme gearbeitet, so ist das Zylinderverhältnis anders zu wählen. Durch die Entnahme von Heizdampf aus dem Aufnehmer verringert sich die Niederdruckfüllung, während die Hochdruckfüllung entsprechend zunimmt (vgl. Band I, Abschn. 43).

Bei Zwischendampfentnahme geht man mit dem Zylinderverhältnis, je nach der Größe der Zwischendampfentnahme, bis auf 1 : 2, bei dauernd sehr großer Zwischendampfentnahme sowie bei Auspuffbetrieb sogar bis auf 1 : 1 herunter.

12. Die Aufnehmergröße.

Der zwischen den Auslaßorganen des HZ und den Einlaßorganen des NZ gelegene Raum bestimmt die Größe des Aufnehmers. Wenn der Inhalt des Aufnehmers unendlich groß wäre, so würde die Ausströmungslinie des HZ bzw. die Einströmlinie des NZ *ik* (Fig. 11) horizontalen Verlauf besitzen, d. h. der Aufnehmerdruck bliebe alsdann konstant. Bei endlicher Größe des Aufnehmers hingegen weichen die genannten Linien gemäß Fig. 12 und 13 von der Horizontalen ab, und zwar um so mehr, je kleiner der Aufnehmer ist.

Gemäß Abschn. 35, Band I, soll der Aufnehmer im Interesse einer raschen Regulierung der Maschine möglichst kleinen Inhalt besitzen. Man begnügt sich deshalb

¹⁾ Bei den früheren Satttdampfmaschinen nahm man außerdem Rücksicht auf möglichst gleiches Temperaturgefälle in den Zylindern, um den Wärmeaustausch tunlichst zu beschränken.

in der Regel mit einem einfachen Überströmrohr. Der gesamte Aufnehmerinhalt entspricht alsdann annähernd dem Hubvolumen des NZ.

An sich könnte bei Tandemaschinen sowie bei Verbundmaschinen mit 180° Kurbelversetzung das Aufnehmercolumen gleich Null sein. Im Gegensatz hierzu ist jedoch für Verbundmaschinen mit zwischenliegender Kurbelversetzung (90° — 120°) ein gewisses Aufnehmercolumen erforderlich, weil sonst der Dampf im HZ bis zum Öffnen des NZ komprimiert werden müßte. In Fig. 13 würde alsdann die Kurve de mit der Expansionslinie bd zusammenfallen.

13. Entwurf des Indikatordiagramms der Mehrzylindermaschine.

Der Entwurf der Diagramme von Hoch- und Niederdruckzylinder geschieht mit Hilfe der Kolbenweglinien.¹⁾ Nachdem auf Grund des theoretischen Diagramms Fig. 11 die reduzierte Füllung $s_1 : V$ sowie das Zylinderverhältnis annähernd festgestellt wurden, verfähre man wie folgt:

1. Verfahren für Tandemaschinen. Trage gemäß Fig. 12 die Hubräume der Zylinder, deren schädliche Räume sowie den Aufnehmerinhalt ihrem Größenverhältnis entsprechend auf einer Horizontalen auf. Schlage die Kurbelhalbkreise und teile sie in eine Anzahl gleicher Teile, so ergeben sich gemäß Abschn. 16 die Kolbenweglinien. Zeichne nun unter die Kolbenweglinien die Indikatordiagramme, und zwar zunächst dasjenige für den HZ. Der Füllungsweg s_1 ergibt sich durch Multiplikation der aus dem theoretischen Diagramm Fig. 11 bekannten reduzierten Füllung mit $\frac{V}{v}$. Die

¹⁾ Vgl. Abschn. 16. Das Verfahren rührt von Zeuner und Schröter her. Siehe Z. d. V. d. I. 1884, S. 191 und 1890, S. 553.

Expansionslinie bd konstruiert sich bei Heißdampf als Polytrope in bezug auf Punkt O . Im Punkt d ist der Auslaß des HZ bereits geöffnet und Verbindung mit dem Aufnehmer hergestellt.¹⁾ Da auch der Kolben des NZ im Totpunkt steht, so hat der NZ ebenfalls geöffnet. Es sind also jetzt der HZ, der Aufnehmer und der schädliche Raum des NZ miteinander in Verbindung. Im Kolbenwegdiagramm werden diese Räume durch die Länge der Horizontalen v_1 dargestellt.

Keht nunmehr die Kolbenbewegung um, so vergrößert sich der Dampfraum, da der Kolben des NZ ein größeres Hubvolumen besitzt als derjenige des HZ. Der Dampf expandiert demnach im HZ, im Aufnehmer und im NZ gleichzeitig, und zwar kann man, da er bereits gesättigt oder doch nur schwach überhitzt sein wird, eine gleichseitige Hyperbel als Expansionslinie annehmen. Diese ist punktweise zu bestimmen. Wird der Dampfdruck im Punkt d gleich p_1 gesetzt, so bestimmt sich für eine beliebige Kolbenstellung der Dampfdruck zu
$$p = \frac{p_1 \cdot v_1}{v}.$$
 Damit läßt sich Linie de aufzeichnen.

Im Punkt e schließt der NZ ab und der Dampf wird in der Folge im HZ und im Aufnehmer komprimiert. Im Punkt f ist die Spannung wieder gleich derjenigen in d . Der HZ schließt jetzt ab, damit er bei der nächsten Verbindung mit dem Aufnehmer wieder dieselbe Spannung vorfindet. Es beginnt nun die Kompression im HZ.

Um die Punkte f und e zu bekommen, geht man von dem Endpunkt g der Kompression aus; g ist durch das Voreinströmen und die Annahme von p_c bestimmt. Bei der Wahl von p_c ist zu berücksichtigen, daß die Kom-

¹⁾ In Fig. 12 und 13 wurde angenommen, daß das Diagramm des HZ in eine Spitze ausläuft. Gewöhnlich läßt man (gemäß Abschn. 10) einen kleinen Spannungsabfall zu, etwa $1/2 - 3/4$ at.

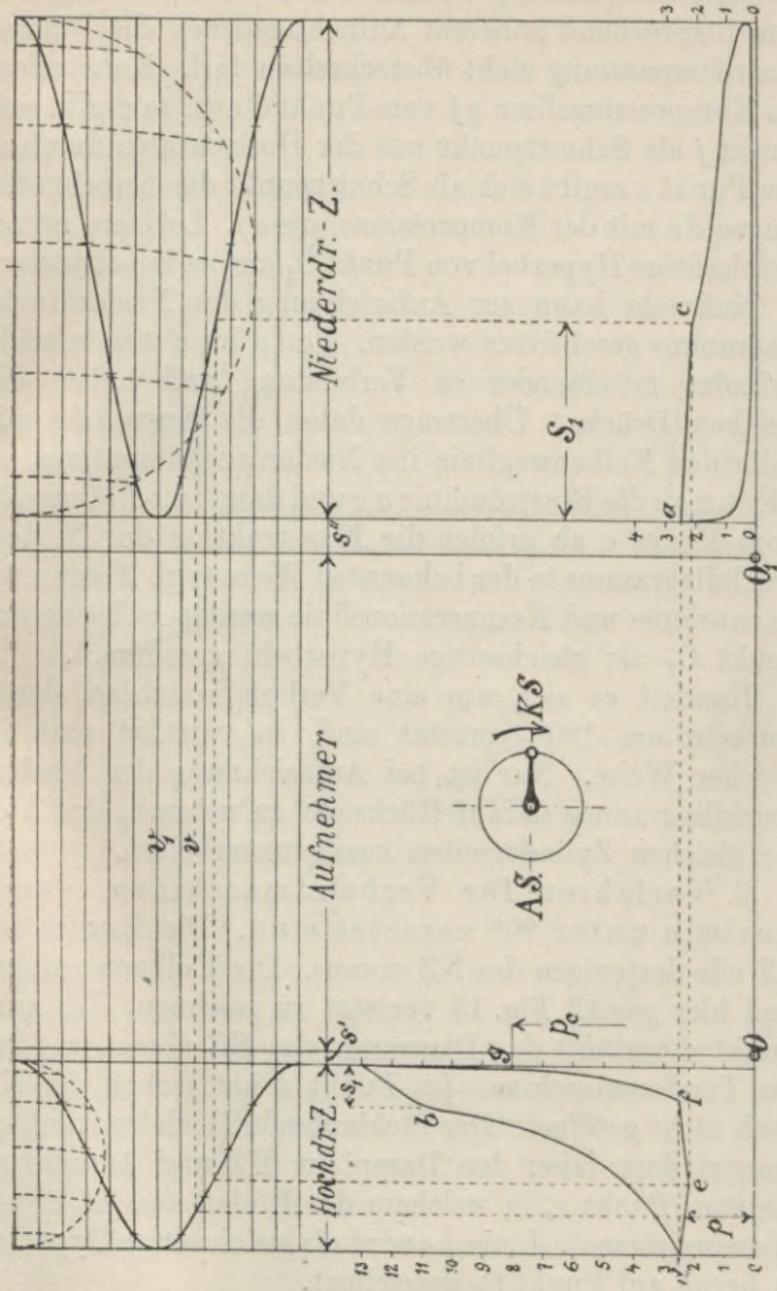


Fig. 12. Entwurf der Indikatordiagramme für eine 300 PS-Tandemmaschine.

pressionsendspannung auch bei höherer Belastung und dementsprechend höherem Aufnehmerdruck die Dampf-Eintrittsspannung nicht überschreiten darf. Konstruiere die Kompressionslinie gf vom Punkt O aus, so ergibt sich Punkt f als Schnittpunkt mit der Horizontalen durch d . Der Punkt e ergibt sich als Schnittpunkt der berechneten Kurve de mit der Kompressionslinie ef . Letztere ist als gleichseitige Hyperbel von Punkt O_1 aus zu konstruieren.

Nunmehr kann zur Aufzeichnung des Niederdruckdiagramms geschritten werden. Von d bis e stehen beide Zylinder miteinander in Verbindung und haben die gleichen Drücke. Übertrage daher die Kurve de mit Hilfe der Kolbenweglinie ins Niederdruckdiagramm, so erhält man die Einströmlinie ac und damit die Füllung S_1 . Vom Punkt c ab erfolgt die Konstruktion des Niederdruckdiagramms in der bekannten Weise (vgl. Abschn. 6). Expansions- und Kompressionslinie werden in bezug auf Punkt O_1 als gleichseitige Hyperbeln gezeichnet.

Handelt es sich um eine Verbundmaschine, deren Kurbeln um 180° versetzt sind, so verfährt man in gleicher Weise. Nur ist bei Aufzeichnung des Niederdruckdiagramms darauf Rücksicht zu nehmen, daß hier die gleichen Zylinderseiten zusammenarbeiten.

2. Verfahren für Verbundmaschinen, deren Kurbeln unter 90° versetzt sind. Die Kurbel des HZ eile derjenigen des NZ voraus. Die Kolbenweglinien sind hier gemäß Fig. 13 versetzt zu zeichnen. Bis zum Punkt d verläuft das Diagramm des HZ ebenso wie bei der Tandemmaschine. Im Punkt d hat jedoch der NZ noch nicht geöffnet. Der rücklaufende Hochdruckkolben komprimiert daher den Dampf im HZ und Aufnehmer bis zum Punkt e , in welchem der Einlaß des NZ öffnet (Voreinströmen). Linie de wird als gleichseitige Hyperbel in bezug auf Punkt O_1 gezeichnet.

Von jetzt ab findet gemeinsamer Vorgang in beiden Zylindern statt. Da der Kolben des NZ kleinere Geschwindigkeit hat als derjenige des HZ, so steigt die Linie ef anfangs. Der Verlauf von ef ist wieder auf dem Wege der Rechnung festzustellen, wobei als Anfangszustand der Druck und das Volumen in Punkt e zu gelten haben.

Der Punkt f , in welchem der HZ abgeschlossen wird, und in welchem die Kompression beginnt, bestimmt sich wieder als Schnittpunkt mit der in bezug auf Punkt O rückwärts konstruierten Kompressionslinie gf .

Übertrage nunmehr Kurve ef mittels der Kolbenweglinien in die Niederdruckseite, so ergibt sich Linie ai . Von i aus findet Expansion im Aufnehmer und NZ statt; die Expansionslinie in ist in bezug auf Punkt O als gleichseitige Hyperbel zu zeichnen. Punkt n liegt in gleicher Höhe wie Punkt d , damit der beim folgenden Hub in den Aufnehmer strömende Dampf wieder die gleiche Spannung vorfindet. Diese Forderung ist somit bestimmend für die Füllung des NZ. Von n aus ist das Diagramm des NZ in der bekannten Weise zu zeichnen.

Die beiden Diagramme Fig. 12 und 13 sind für dieselben Verhältnisse entworfen; vgl. Beispiel I im nächsten Abschnitt. Infolge der endlichen Aufnehmergröße ist die Füllung des NZ verschieden groß, bei der Tandemaschine 39,7%, bei der Verbundmaschine 28,6%. Der Unterschied fällt um so größer aus, je kleiner das Aufnehmervolumen ist. Je kleiner nämlich das letztere gewählt wird, desto tiefer liegt bei der Tandemaschine (Fig. 12) der Punkt e . Einer kleineren Spannung entspricht aber ein größeres Dampfvolmen und eine größere Niederdruckfüllung. Bei der Verbundmaschine ist die Füllung des NZ unabhängig vom Aufnehmervolumen.

Unter Voraussetzung gleichbleibenden Aufnehmer-
volumens ist sowohl bei der Tandem- als auch bei der
Verbundmaschine die Niederdruckfüllung konstant und
unabhängig von der Füllung des HZ. Man hat deshalb
für den NZ von Mehrfachexpansionsmaschinen keinen
Regler nötig, sondern kann hierfür eine Steuerung
mit fester Expansion verwenden. In Wirklichkeit ge-
schieht dies allerdings nicht. Man macht vielmehr gemäß
früher die Einlaßsteuerung des NZ von Hand verstellbar.

14. Berechnung der Mehrzylindermaschinen.

Die Leistung einer Verbundmaschine ist, abgesehen
von dem Einfluß der schädlichen Räume, gleich der-
jenigen einer Einzylindermaschine mit den Abmessungen
des NZ und einer Füllung gleich der reduzierten Füllung.
Man kann deshalb annehmen, daß die ganze Dampf-
arbeit im NZ verrichtet werde, und kann letzteren ge-
mäß Abschn. 8 genau so berechnen wie den Zylinder
einer Einzylindermaschine. Nur wählt man hier p_0
kleiner, etwa 0,5—0,8 at abs, entsprechend Kondensa-
tionsbetrieb. Bei hohen Brennstoffpreisen expandiert
man unter Umständen noch weiter herunter. Auspuff-
betrieb kommt für Verbundmaschinen nur ausnahms-
weise in Betracht.

Man verfare demnach folgendermaßen: Zeichne das
rankinisierte Gesamtdiagramm Fig. 11, indem man den
Füllungsweg s_1 in der bekannten Weise durch Rück-
wärtskonstruieren der Expansionslinie von Punkt g aus
bestimmt. Teile das Diagramm durch eine Horizontale ik
derart, daß sich zwei annähernd gleichgroße Flächen er-
geben, so stellt dek das Diagramm des HZ und $ikgh$
dasjenige des NZ dar. Bestimme alsdann die Fläche des
Gesamtdiagramms und dividiere dieselbe mit der Länge V
des Niederdruckdiagramms, so ergibt sich die mittlere

Spannung. Letztere ist, da das tatsächliche Diagramm gemäß früher kleiner ausfällt als das theoretische, noch mit einem Völligkeitsgrad von 0,75—0,9 zu multiplizieren.¹⁾ Der so festgestellte mittlere Druck entspricht dann dem Wert p_i , wie er sich voraussichtlich für die wirkliche Maschine ergibt. Damit berechnet man nun die Abmessungen des NZ. Da der HZ gewöhnlich denselben Hub bekommt wie der NZ, so verhalten sich die nutzbaren Kolbenflächen wie die Diagrammlängen, d. h. $\frac{f}{F} = \frac{v}{V}$. Damit sind dann auch die Abmessungen des HZ festgelegt.

Im vorstehenden wurde stillschweigend ein unendlich großes Aufnehmervolumen vorausgesetzt. In Wirklichkeit trifft dies aber nicht zu. Die Linie ik , welche die Auspufflinie des HZ bzw. die Füllungslinie des NZ darstellt, verläuft infolgedessen nicht als horizontale Gerade. Ihr Verlauf hängt vielmehr vom Behältervolumen und von der Kurbelversetzung ab.²⁾ Dies sowie der Einfluß der Kompression bedingt Verschiebungen in der Arbeitsverteilung auf beide Zylinder. Diese Verschiebungen lassen sich bei einiger Übung unschwer berücksichtigen, indem man bei Teilung des Diagramms Fig. 11 die obere Fläche schätzungsweise etwas größer annimmt als die untere, oder umgekehrt. Damit ergibt sich dann auch ein etwas anderer Wert für das Zylinderverhältnis.

Punkt O in Fig. 11 läßt sich meist so annehmen, daß der dadurch festgelegte Inhalt der schädlichen Räume (s' und s'') mit dem wirklich vorhandenen annähernd

¹⁾ Wenn im Band I, Abschn. 35, der Völligkeitsgrad kleiner angegeben wurde, so hängt dies damit zusammen, daß er sich dort auf ein Diagramm ohne Kompression, d. h. auf ein größeres Diagramm bezieht.

²⁾ Dies lassen die Diagramme, Fig. 12 und 13, welche für gleiche Zylinderabmessungen und gleiche Spannungsverhältnisse entworfen wurden, deutlich erkennen.

übereinstimmt. Ergeben sich jedoch größere Unterschiede, so hat man die Kompressions- und Expansionslinien der beiden Diagramme $dek i$ und $ikgh$ von verschiedenen Nullpunkten aus zu konstruieren.

Die Expansionslinie des HZ konstruiere man als Polytrope, wobei der mittlere Expansionsexponent um so größer anzunehmen ist, je höher die Dampftemperatur liegt. Die Expansionslinie des NZ kann, da es sich hier in der Regel um gesättigten Dampf handelt, als gleichseitige Hyperbel gezeichnet werden.

Nachdem nunmehr die Füllung und das Zylinderverhältnis annähernd festgelegt sind, zeichnet man zwecks genauerer Feststellung der Zylinderabmessungen und Steuerungsverhältnisse die Diagramme von Hoch- und Niederdruckzylinder mit Hilfe der Kolbenweglinien auf. Näheres hierüber findet sich im Abschn. 13.

Beispiel I. Für eine Normalleistung von $N_e = 300$ PS soll eine Zweifachexpansionsmaschine mit Kondensation entworfen werden. Die Drehzahl der Maschine soll $n = 150$, die Eintrittsspannung und Temperatur des Dampfes 12 at Üb bzw. 300°C betragen. Welches sind die erforderlichen Zylinderabmessungen?

Nimmt man $p_e = 0,7$, $p_1 = 0,17$ entsprechend einer mittleren Kondensatorspannung von 0,09 at abs an, so ergibt sich bei Aufzeichnung des theoretischen Diagramms (Fig. 14) die

Füllung $\frac{s_1}{V} = 0,084$ und das Zylinderverhältnis zu rund 2,66.

Schätzt man die schädlichen Räume von Hoch- und Niederdruckzylinder zu je 7%, und das Behältervolumen gleich dem Hubvolumen des Niederdruckzylinders, so lassen sich die Diagramme (Fig. 12 und 13) mit Hilfe der Kolbenweglinien konstruieren. Auf die Berechnung der Zylinderabmessungen aus dem theoretischen Diagramm soll hier verzichtet werden.

In Fig. 12, welche sich auf eine Tandemmaschine bezieht, ist die Füllung des HZ 22,2%, diejenige des NZ 39,7% und die reduzierte Füllung $\sim 8,4\%^1$.) Der mittlere Druck im HZ

¹⁾ Diese Füllungen beziehen sich auf den Schnittpunkt von Einström- und Expansionslinie; die wirklichen Füllungen im Zylinder sind daher etwas größer.

bestimmt sich durch Planimetrieren zu 3,75 at. Reduziert man denselben auf den NZ, so ergibt sich 1,41 at. Der mittlere Druck des Niederdruckdiagramms bestimmt sich zu 1,49 at. Berücksichtigt man den Spannungsverlust beim Überströmen des Dampfes vom Hoch- zum Niederdruckzylinder, so zeigt sich, daß das tatsächliche p_i nur etwa das 0,9fache beträgt, d. h. die mittlere indizierte Spannung des NZ ist gleich $0,9 \cdot 1,49 = 1,34$ at. Der gesamte, auf den NZ reduzierte Druck ist demnach 2,75 at. Dies würde der mittleren indizierten

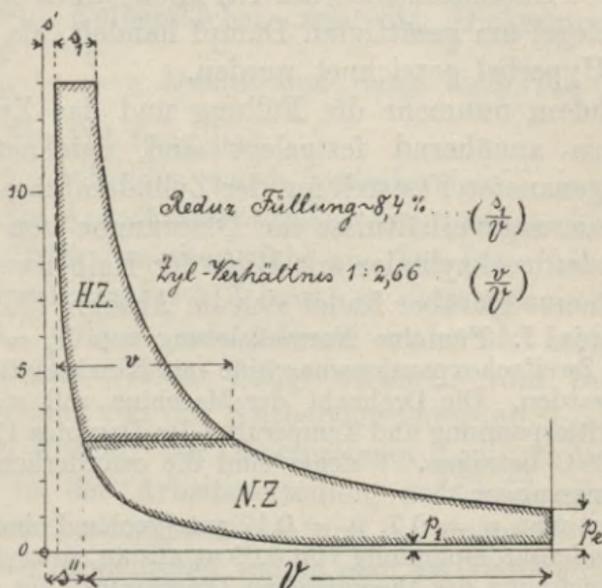


Fig. 14. Theoretisches Diagramm einer Zweifachexpansionsmaschine.

Spannung der wirklichen Maschine entsprechen. Mit $S = 0,85 D$ und $\eta_m = 0,91$ bestimmt sich alsdann die nutzbare Kolbenfläche zu 3280 qcm. Schlägt man hierzu 63,6 qcm für die beiderseits durchgehende Kolbenstange von 90 mm Durchmesser, so bekommt man einen Zylinderquerschnitt von 3343,6 qcm und damit eine Zylinderbohrung von 65,25 cm. Rundet man die letztere auf $D = 650$ mm ab, so ergibt sich der Hub zu $S = 550$ mm und die Bohrung des HZ aus der Beziehung $\frac{d^2 \pi}{4} = \frac{D^2 \pi}{4 \cdot 2,66}$ zu rund $d = 400$ mm. Mit diesen abgerundeten Maßen ergibt sich alsdann:

Mittlere Kolbengeschwindigkeit $u_m = \frac{2 \cdot 0,55 \cdot 150}{60} = 2,75 \text{ m}$

Nutzbare Kolbenfläche vom NZ

$F' = 3318,31 - 63,62 = \dots \dots \dots 3254,69 \text{ qcm}$

Mittlere nutzbare Kolbenfläche vom HZ

$F'' = 1256,64 - 31,81 = \dots \dots \dots 1224,83 \text{ qcm}$

Zylinderverhältnis $\dots \dots \dots 1 : 2,657$

Niederdruckleistung $N_i' = \frac{3254,69 \cdot 1,34 \cdot 2,75}{75} = 159,8 \text{ PS}$

Hochdruckleistung $N_i'' = \frac{1224,83 \cdot 3,75 \cdot 2,75}{75} = 168,3 \text{ PS}$

Indizierte Gesamtleistung $N_i = N_i' + N_i'' = \dots \dots 328,1 \text{ PS}$

Nutzleistung $N_e = \eta_m \cdot N_i = 0,91 \cdot 328,1 = \dots \dots 298,6 \text{ PS}$

Führt man die gleiche Rechnung für eine Zweikurbel-Verbundmaschine durch, so ergibt sich auf Grund von Fig. 13 bei gleicher Hochdruckfüllung eine Niederdruckfüllung von nur 28,6%, gegenüber 39,7% bei der Tandemmaschine. Die mittlere indizierte Spannung im HZ bestimmt sich zu 3,43 at (reduziert 1,29 at), diejenige im NZ zu 1,39 at, wobei für die Spannungsverluste vom HZ zum NZ derselbe Betrag angenommen wurde wie bei der Tandemmaschine. Das gesamte p_i ist sonach 2,68 at. Damit wird

die Hochdruckleistung $\frac{1224,83 \cdot 3,43 \cdot 2,75}{75} = \dots \dots 154,0 \text{ PS}$

die Niederdruckleistung $\frac{3254,69 \cdot 1,39 \cdot 2,75}{75} = \dots \dots 165,8 \text{ PS}$

die indizierte Gesamtleistung $\dots \dots \dots 319,8 \text{ PS}$

die Nutzleistung $\dots \dots \dots 291,0 \text{ PS}$

Der Unterschied im gesamten mittleren Druck p_i und in der Gesamtleistung ist auf Ungenauigkeiten beim Aufzeichnen und beim Planimetrieren der Diagramme zurückzuführen. Da das Gesamtexpansionsverhältnis dasselbe ist, so müssen bei gleichem η_m auch die Leistungen übereinstimmen. Die tatsächliche Gesamtleistung dürfte bei der angenommenen Hochdruckfüllung von 22,2% etwa in der Mitte liegen, d. h. es ist $N_e = 295 \text{ PS}$. Um demnach 300 PS zu bekommen, muß die Füllung etwas größer als 22,2% angenommen werden.

Zu beachten ist, daß die Leistungsverteilung bei der Tandemmaschine eine andere ist als bei der Verbundmaschine. Bei der ersteren überwiegt die Leistung des

HZ diejenige des NZ. Bei der Verbundmaschine verhält es sich umgekehrt. Diese Unterschiede sind auf den Einfluß der endlichen Aufnehmergröße zurückzuführen. Je kleiner der Inhalt des Aufnehmers ist, desto größer fallen die Unterschiede aus, denn desto mehr wird das Hochdruckdiagramm der Tandemmaschine nach unten ausgebaucht sein, dasjenige der Verbundmaschine dagegen nach oben. Dies kann man, wie bereits erwähnt, bei der Teilung des theoretischen Diagramms berücksichtigen, indem man bei Tandemmaschinen die Trennungslinie etwas höher, bei Verbundmaschinen etwas tiefer einzeichnet.

Will man im vorliegenden Fall bei der Verbundmaschine gleiche Leistungsverteilung ohne Änderung des Zylinderverhältnisses erreichen, so ist dies ohne weiteres durch Zulassung eines kleinen Spannungsabfalls im HZ möglich.¹⁾ Durch einen solchen Spannungsabfall vergrößert sich gemäß früher die Hochdruckarbeit auf Kosten der Niederdruckarbeit.

Wie die Diagramme Fig. 12 und 13 erkennen lassen, ist die Kompression im HZ bei gleicher Endspannung $p_e = 8 \text{ at}$ verschieden groß. Bei der Tandemmaschine hat man 16,5% Kompression, bei der Zweikurbel-Verbundmaschine nur 14,5%, weil bei letzterer der Anfangspunkt f der Kompression höher gelegen ist.

Wenn sowohl in den Diagrammen Fig. 12 und 13, als auch im theoretischen Diagramm Fig. 14 die Endspannung p_e größer ist, als ursprünglich angenommen, so hängt dies damit zusammen, daß in diesen Diagrammen die Spannungsverluste zwischen HZ und NZ nicht berücksichtigt wurden. Diese Verluste wurden vielmehr nur in der Rechnung berücksichtigt. Der Endpunkt

¹⁾ In den Fig. 12 und 13 wurde gemäß früher angenommen, daß das Diagramm des HZ eine Spitze hat.

der Expansion liegt deshalb in Wirklichkeit tiefer, als in den Diagrammen angegeben.

Beispiel II. Die Abmessungen der im letzten Beispiel durchgerechneten Maschine sollen ohne Aufzeichnung des Indikatordiagramms ermittelt werden.

Wenn es sich darum handelt, für ein Angebot rasch das geeignete Zylindermodell festzustellen, oder wenn eine angebotene Maschine daraufhin nachgerechnet werden soll, ob sie den gegebenen Garantien entsprechend bemessen ist, so wäre die Aufzeichnung der Diagramme zu zeitraubend. Man kann dann folgendermaßen verfahren:

Bestimme den voraussichtlichen Dampfverbrauch der Maschine und berechne mit Hilfe des spezifischen Dampfvolmens das Volumen, welches der verbrauchte Dampf am Ende der Expansion einnimmt, so hat man das gesuchte Hubvolumen.

Gemäß Band I, Abschn. 39 und 40, ist der Dampfverbrauch pro PSi-Stde

$$D_i = \frac{632,3}{H \cdot \eta_g}.$$

Im vorliegenden Fall ergibt sich das adiabatische Wärmegefälle aus dem JS-Diagramm zu $H = 202$ WE. Nimmt man den thermodynamischen Wirkungsgrad η_g für die gegebenen Spannungs- und Temperaturverhältnisse zu 70% an, so ergibt sich $D_i = 4,47$ kg.

Das pro Stunde verbrauchte Dampfgewicht ist

$$G = N_i \cdot D_i = \frac{V}{v},$$

wobei V das vom Kolben durchlaufene Stundenvolumen und v das spezifische Dampfvolmen am Ende der Expansion bedeuten. Aus dieser Beziehung bestimmt sich das erforderliche stündliche Hubvolumen des Niederdruckzylinders zu

$$V = v \cdot N_i \cdot D_i.$$

Im vorliegenden Fall ergibt sich für $p_e = 0,7$ at auf Grund der Entropietafeln, adiabatische Expansion vorausgesetzt,

$v = 2,25$ cbm.¹⁾ Damit wird $V = 2,25 \cdot \frac{300}{0,91} \cdot 4,47 = 3316$ cbm.

¹⁾ In der wirklichen Maschine erfolgt zwar die Expansion nicht nach der Adiabate. Jedoch stimmt, wie die Wärmediagramme lehren, der Dampfzustand am Ende der Expansion ziemlich genau mit demjenigen der verlustlosen Maschine überein.

Drückt man V mit Hilfe der Zylinderabmessungen aus, so ist

$$V = 2 \cdot F \cdot s \cdot n \cdot 60 = 2 \cdot \frac{d^2 \pi}{4} \cdot s \cdot n \cdot 60,$$

wobei d und s in Metern einzuführen sind. Setzt man wieder $s = 0,85 d$, so findet sich

$$d = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V}{2 \cdot \pi \cdot 0,85 \cdot n \cdot 60}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 3316}{2 \cdot \pi \cdot 0,85 \cdot 150 \cdot 60}} = 0,651 \text{ m.}$$

Dieser Wert deckt sich ziemlich gut mit dem im letzten Beispiel errechneten. Rundet man wieder auf 650 mm ab, so bestimmt sich der Hub zu $s = 0,85 \cdot 650 = 550$ mm. Nimmt man nun noch das Zylinderverhältnis an, so bekommt man die Abmessungen des Hochdruckzylinders. Hierbei wähle man Zylinderverhältnisse zwischen 1 : 2,6 und 1 : 3, da diese bei dem vorliegenden Dampfdruck am häufigsten vorkommen. Hat man das Zylinderverhältnis zu klein angenommen, so ergibt sich der HZ etwas zu knapp. Dies läßt sich jedoch nachträglich wieder dadurch ausgleichen, daß man im HZ auf das Spitzendiagramm verzichtet und einen Spannungsabfall zuläßt.

Da bei der vorstehenden Rechnung keine Rücksicht auf den schädlichen Raum genommen wird, so ergeben sich für ein bestimmtes D_i und p_e die Zylinderabmessungen etwas zu groß. Man rechnet also auf diese Weise nicht zu knapp, sondern eher etwas zu reichlich.

Will man nach vorstehender Rechnungsmethode kontrollieren, ob bei einem Maschinenangebot zu günstige Garantien abgegeben wurden, so rechnet man, da in diesem Fall V , D_i und N_i bekannt sind, das spez. Dampf-volumen v aus. Trägt man nun in das $J\bar{S}$ -Diagramm die Adiabate ein und geht herunter bis zu dem berechneten v , so bestimmt sich der Expansionsdruck p_e . Ergibt sich derselbe abnormal hoch, so kann man schließen, daß ein zu knapper Dampfverbrauch garantiert bzw. eine zu kleine Maschine angeboten wurde. Man kann auf diese Weise rasch verschiedene Maschinenangebote miteinander vergleichen.

IV. Kurbelgetriebe und Schwungrad.

15. Einleitung.

Das Kurbelgetriebe, bestehend aus Kreuzkopf, Schubstange und Kurbel nebst Kurbelwelle, hat die Aufgabe, die geradlinig hin- und hergehende Bewegung des Kolbens in eine drehende umzuwandeln. Da die auf die Kurbel geäußerten Triebkräfte im Verlaufe einer Umdrehung zwischen Null und einem Höchstwert schwanken, so ist es zur Erzielung einer gleichförmigen Drehbewegung notwendig, ein Schwungrad anzuordnen. Durch die im Schwungrad aufgespeicherte lebendige Kraft wird der Gang der Maschine um so mehr gleichmäßig, je größer und schwerer das Schwungrad gemacht wird. Näheres über Kolbenweg, Kolbengeschwindigkeit und Kolbenbeschleunigung findet sich in dem Göschenbändchen „Maschinenelemente“.

16. Die Kolbenweglinie.

Die Kolbenweglinie ist eine Kurve, deren Abszissen die Kolbenwege und deren Ordinaten die entsprechenden Zeiten (Kurbelwege, Kurbelwinkel) sind. Man verwendet sie zur Konstruktion der Diagramme von Verbundmaschinen (vgl. Abschn. 13). Die Aufzeichnung der Kolbenweglinie geschieht gemäß Fig. 15 in folgender Weise:

Teile den Kurbelkreis in eine Anzahl gleicher Teile, beispielsweise deren 12. Bestimme unter Berücksichtigung der endlichen Länge der Schubstange die zugehörigen Kolbenstellungen a, b, c, d, e und übertrage diese mittels Loten auf wagerechte Linien, die in beliebigen, aber gleichen Abständen voneinander gezogen

sind. Die Schnittpunkte *I, II . . .* stellen alsdann Punkte der Kolbenweglinie dar. Letztere ermöglicht, für verschiedene Kurbellagen rasch die zugehörigen Kolbenstellungen anzugeben und umgekehrt.

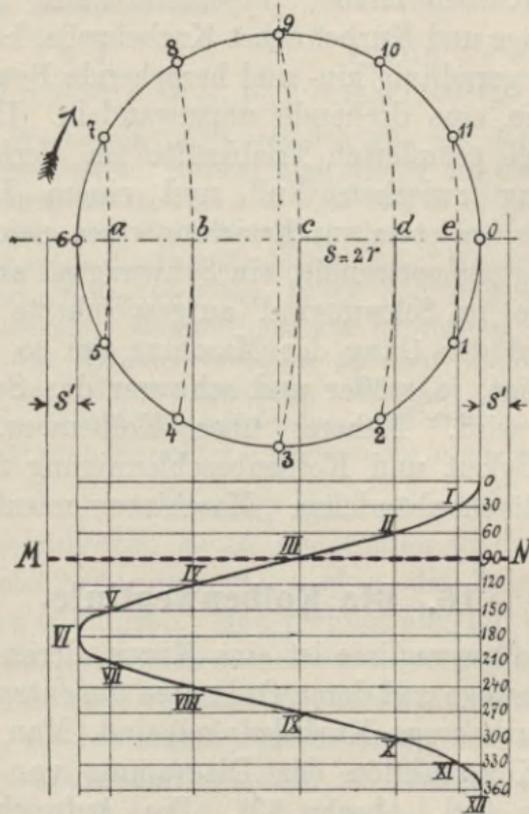


Fig. 15. Konstruktion der Kolbenweglinie.

Die Kolbenweglinie wird zum Raumdiagramm, wenn man zu beiden Seiten des Kolbenhubs s noch den schädlichen Raum s' aufträgt. Für die Kurbelstellung 3 stellen dann beispielsweise die Strecken *III M* und *III N* die Räume dar, welche links und rechts vom Kolben vorhanden sind.

17. Triebwerksdrücke. Tangentialdruckdiagramm.

Die in der Zeiteinheit auf die Kurbel übertragene Arbeit ist, wie sich aus dem Indikatordiagramm ergibt, verschieden groß. Während der ersten Hälfte des Hubes wird mehr Arbeit geleistet und auf die Kurbel übertragen, als während der zweiten Hälfte.

Unter Berücksichtigung der Beschleunigungskräfte der Triebwerksmassen fallen die Unterschiede in der Arbeitsleistung etwas kleiner aus, weil die Massenkkräfte zur Vergleichmäßigung der Kurbeldrücke beitragen. Denn während des ersten

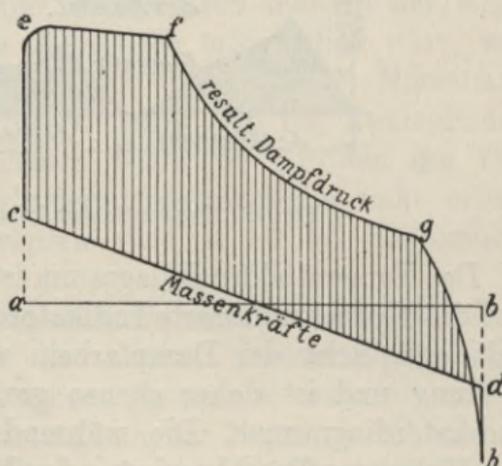


Fig. 16. Größe der Triebwerksdrücke.

Teils des Kolbenhubs subtrahieren sich die Beschleunigungskräfte von den resultierenden Dampfdrücken, während des zweiten Teils hingegen addieren sie sich zu den letzteren. Um die wirkliche Größe der Triebwerksdrücke zu bekommen, hat man einfach die Längen der Senkrechten zwischen der Kurve des resultierenden Dampfdrucks und der Kurve der Beschleunigungskräfte zu bestimmen (Fig. 16).

Der auf den Kurbelzapfen in horizontaler Richtung geäußerte Druck entspricht dem jeweiligen Triebwerksdruck. Zerlegt man diesen in eine tangentiale und eine radiale Komponente, so stellt die erstere den Tangential-

druck, d. i. denjenigen Teil des Triebwerksdrucks dar, welcher eine treibende Wirkung auf die Kurbel ausübt. Zeichnet man zu den Kurbelwegen als Abszissen die jeweiligen Tangentialkräfte als Ordinaten auf, so ergibt sich das Tangentialdruckdiagramm (Fig. 17), auch Drehkraftlinie genannt.

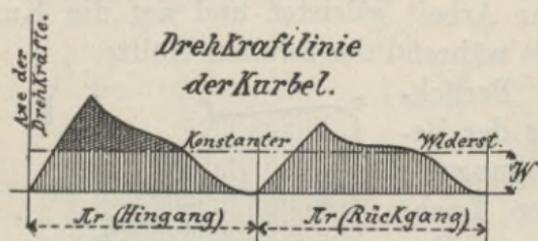


Fig. 17. Tangentialdruckdiagramm.

Das Tangentialdruckdiagramm ist gewissermaßen das auf die Kurbel reduzierte Indikatordiagramm. Sein Inhalt entspricht der Dampfarbeit während einer Umdrehung und ist daher ebenso groß wie derjenige der Indikatordiagramme. Die während der ersten Hälfte des Hubes zur Beschleunigung der Massen aufgewendete Arbeit wird während der zweiten Hälfte wieder zurückgewonnen.

18. Die Ruhe und Gleichförmigkeit des Ganges.

Um einen ruhigen und stoßfreien Gang der Maschine zu erzielen, ist es notwendig, daß der Druckwechsel im Triebwerk allmählich und bereits vor dem Totpunkt stattfindet.¹⁾ Es müssen deshalb die Kompressionspannungen gegen Hubende die Trägheitskräfte der Triebwerksmassen überwiegen, d. h. es müssen im Tangentialdruckdiagramm die Ordinaten kurz vor Hubende null oder negativ werden.

¹⁾ Vgl. Z. d. V. d. I. 1912, S. 836 und 841.

Da die Trägheitskräfte bei raschlaufenden Maschinen größer sind als bei langsamlaufenden, so erfordern die ersteren eine entsprechend größere Kompression.

Die Rückwirkung der Triebwerksmassen auf das Fundament sollte bei größeren raschlaufenden Maschinen durch Gegengewichte an der Kurbel möglichst aufgehoben werden. Bei kleineren Maschinen ordnet man die Gegengewichte wohl auch am Schwungrad an. Gegengewichte an der Kurbel muß man in der Regel kleiner machen, als theoretisch erforderlich wäre, weil sie schwer unterzubringen sind. Beste Massenausgleichung im Triebwerk selbst ist bei Zweizylindermaschinen zu erreichen, wenn die Kurbeln um 180° versetzt und die Zylindermitten möglichst nahe nebeneinander gelegt werden (wie z. B. bei Lokomobilmaschinen).¹⁾

Wie das Tangentialdruckdiagramm erkennen läßt, schwankt die auf die Kurbel geäußerte Drehkraft zwischen Null und einem Maximum, während der zu überwindende Widerstand in der Regel gleichbleibende Größe besitzt. Die Umfangsgeschwindigkeit des Kurbelzapfens ist daher keine konstante.

Das Verhältnis der im Verlaufe einer Umdrehung auftretenden größten Geschwindigkeitsschwankung zur mittleren Geschwindigkeit gibt ein Bild von der Ungleichförmigkeit des Ganges. Man bezeichnet dasselbe als den Ungleichförmigkeitsgrad:

$$\delta_s = \frac{v_{\max} - v_{\min}}{v_{\text{mittel}}}.$$

Je gleichförmiger der Gang einer Maschine, d. h. je kleiner δ_s sein soll, desto größer ist die Masse des Schwung-

¹⁾ Ausführliche Erörterungen über den Ausgleich der Massenwirkungen finden sich in der Z. d. V. d. I. 1894, S. 1091; 1897, S. 998; 1898, S. 907.

rades zu wählen. Als mittlere Werte des Ungleichförmigkeitsgrades kann man annehmen¹⁾:

für Pumpen und Schneidwerke	1 : 25
für Werkstättenbetrieb	1 : 40
für Mahlmühlen	1 : 50
für Spinnmaschinen (niedrige Garnnummern)	1 : 60
für Spinnmaschinen (hohe Garnnummern)	1 : 100
für Dynamomaschinen (für Lichtbetrieb)	1 : 150—1 : 300

Ist z. B. die mittlere Umlaufgeschwindigkeit des Schwungradkranzes $v_{\text{mittel}} = 20$ m und $\delta_s = 1 : 60$, so wird die größte auftretende Geschwindigkeitsschwankung: $v_{\text{max}} - v_{\text{min}} = 20 \frac{1}{60} = 0,333$ m.

Daher: $v_{\text{max}} = 20,166$ m; $v_{\text{min}} = 19,834$ m.

19. Das Schwungrad und seine Berechnung.

Das Schwungrad hat die Aufgabe, den Gang der Maschine zu vergleichmäßigen. Die zeitweise geleistete Mehrarbeit wird im Schwungrad in Form von lebendiger Kraft aufgespeichert. In Fig. 17 stellen diejenigen Flächen, welche die Linie des Widerstandes überragen, die Mehrarbeit dar. Maßgebend für die Berechnung des Schwungrades ist die größte Überschußarbeit (in Fig. 17 doppelt schraffiert). Denn je mehr die an die Kurbel abgegebene Arbeit die Widerstandsarbeit übertrifft, desto mehr Beschleunigungsarbeit muß das Schwungrad aufnehmen und in der folgenden Periode unter Geschwindigkeitsabnahme wieder an die Kurbel abgeben.

Das Schwungrad hat aber noch einen weiteren Zweck. Es soll durch seine Massenwirkung die zeitliche Dauer des Reguliertvorgangs überwinden helfen. Wird z. B.

¹⁾ Von den Elektrikern wird meist das Schwungmoment GD^2 , seltener der Ungleichförmigkeitsgrad δ_s vorgeschrieben. Das Schwungmoment läßt sich aus den Gleichungen des nächsten Abschnitts unschwer ermitteln.

die Maschine plötzlich mehr belastet, so ist anfangs deren Füllung zu klein, da der Regulator infolge seiner Masse nicht sofort in Tätigkeit treten kann. Mit anderen Worten: es wird während der Dauer des Reguliervorgangs weniger Kraft erzeugt, als nötig ist. Die Geschwindigkeit der Maschine würde deshalb abnehmen, wenn nicht ein genügend schweres Schwungrad vorhanden wäre. Man wendet aus diesem Grunde auch bei Maschinen ohne Kurbelgetriebe (Turbinen) Schwungräder an.

Man kann die Masse des Schwungrades aus der Formel

$$A = \frac{1}{2} M (v_{\max}^2 - v_{\min}^2) = M v^2 \delta_s \text{ } ^1)$$

berechnen, wobei A den größten Arbeitsüberschuß in mkg, δ_s den Ungleichförmigkeitsgrad, M die Masse und v die mittlere Umfangsgeschwindigkeit des Schwungrings in m/sek bedeuten. Von der so berechneten Masse M braucht jedoch in Wirklichkeit nur etwa das 0,9fache in den Schwungradkranz gelegt zu werden, da ja auch die Schwungradarme zur Vermehrung des Trägheitsmomentes beitragen. Das auszuführende Gewicht G des Schwungringes kann daher wie folgt angenommen werden:

$$G = 0,9 \cdot 9,81 \cdot M = 8,83 M.$$

Für Überschlagsrechnungen läßt sich das Kranzgewicht ohne Aufzeichnung des Tangentialdruckdiagramms aus der Formel

$$G = \frac{c N_e}{\delta_s n v^2}$$

bestimmen. Hierbei bedeuten N_e die Nutzleistung in PS, n die minutliche Umdrehungszahl, v die mittlere Umfangsgeschwindigkeit des Schwungrades in m/sek, δ_s den

¹⁾ Da man es in Wirklichkeit mit elastischen Konstruktionsteilen zu tun hat, welche unter der Einwirkung des Triebwerksdrucks nachgeben bzw. federn, so ist der tatsächliche Ungleichförmigkeitsgrad kleiner als der aus dieser Gleichung berechnete.

Ungleichförmigkeitsgrad und c eine Konstante, welche für Einzylinder- und Tandemaschinen zu $c = 7000$, für Verbundmaschinen mit versetzten Kurbeln zu $c = 2500$ bis 4000 angenommen werden kann.¹⁾

Das Gesamtgewicht des Schwungrades kann zu etwa $1,35 G$ angenommen werden.

Den Schwungradhalbmesser kann man etwa gleich dem fünffachen Kurbelhalbmesser wählen. Keinesfalls aber soll bei gußeisernen Schwungrädern die Umfangsgeschwindigkeit über 30 m/sek betragen.

Die Beanspruchung des Schwungradkranzes durch die Fliehkraft würde ohne die Arme ausschließlich auf Zug erfolgen. Infolge der Arme kommen jedoch Biegungsspannungen hinzu, welche die Beanspruchung des Kranzes bis auf das Dreifache steigern können.²⁾

Die Arme werden durch die Fliehkraft auf Zug und durch das zu übertragende Moment auf Biegung beansprucht. Bei der Berechnung auf Biegung wird angenommen, daß das Moment von der Hälfte der Arme aufzunehmen ist. Letztere betragen meist $6-8$. Die Gesamtbeanspruchung wird für Gußeisen zu 100 kg/qcm gewählt.

Jedes Schwungrad ist mit einer Andrehvorrichtung auszurüsten. Diese hat bei Einzylinder- und Tandemaschinen hauptsächlich den Zweck, die Kurbel in eine für das Anlassen geeignete Stellung zu bringen. Außerdem erleichtert sie die Einstellung der Steuerung und die Untersuchung der einzelnen Teile auf Dampfdichtheit. Die Schaltvorrichtung wird bei kleineren Maschinen von Hand betätigt, bei größeren hingegen erfolgt ihr Antrieb häufig durch kleine Dampfzylinder.

¹⁾ Vgl. K. Mayer, Z. d. V. d. I. 1889, S. 113.

²⁾ Genaue Formeln zur Schwungradberechnung stammen von J. Göbel, siehe Z. d. V. d. I. 1898, S. 352 und 1899, S. 237.

V. Die Steuerungen.

20. Allgemeine Anforderungen.

Zur Steuerung gehören die inneren Dampfverteilungsorgane (Schieber, Ventile) und deren Antriebsmechanismus.

Das Steuerorgan soll im Betriebe möglichst dicht sein. Am dichtesten halten Kolbenschieber mit federnden Dichtungsringen und Kolbenventile.

Als Material für die Steuerorgane dient Gußeisen, seltener Stahlguß.

Die Durchgangsquerschnitte in den Steuerteilen und Dampfkanälen müssen so bemessen sein, daß keine zu großen Drosselverluste eintreten. Man berechnet die Kanalquerschnitte aus der Formel

$$f = \frac{F \cdot u_m}{w} \text{ qcm,}$$

wobei F die wirksame Kolbenfläche in qcm, u_m die mittlere Kolbengeschwindigkeit und w die mittlere Dampfgeschwindigkeit in den Kanälen bedeuten. Meist wählt man $w = 30\text{—}40$ m/sek. Die wirkliche größte Dampfgeschwindigkeit beträgt bei 5facher Schubstangenlänge etwa das 1,6fache. Hierbei ist jedoch keine Rücksicht auf die Druck- und Temperaturverluste während der Einströmung genommen.

Der Durchgangsquerschnitt durch das eigentliche Steuerorgan wird in der Regel knapper bemessen, d. h. man läßt größere Dampfgeschwindigkeiten (70—100 m) zu, um möglichst kleine Ventil- und Schieberabmessungen zu bekommen. Je kleiner nämlich das Steuerorgan ist, desto besser dichtet es erfahrungsgemäß ab und desto geringer fallen die Undichtheitsverluste aus. Allerdings wachsen hierbei die Drosselverluste. Dies ist aber

weniger bedenklich, zumal der überhitzte Dampf einen geringeren Strömungswiderstand besitzt als der gesättigte.

Knappe Abmessungen der Steuerorgane haben zudem den Vorzug, daß die Antriebskräfte verringert werden.

Speziell bei Ventilmaschinen ist man mit Rücksicht auf die heute üblichen hohen Drehzahlen und die so beliebte Verwendung von Achsenreglern bestrebt, den Ventilhub möglichst klein zu wählen. Dies bedingt entsprechend größere Ventildurchmesser.

Der schädliche Raum soll sowohl seinem Inhalt, als vor allem auch seiner Oberfläche nach möglichst klein gemacht werden, um einen geringen Wärmeaustausch zu bekommen. Aus diesem Grunde empfiehlt es sich, auch in den Dampfkanälen möglichst große Geschwindigkeiten zuzulassen, um keine zu großen Querschnitte zu erhalten. Im allgemeinen beträgt der schädliche Raum bei Flachschiebersteuerungen 5—8⁰/₀, bei Kolbenschiebersteuerungen 5—10⁰/₀, bei Ventilsteuerungen 3—8⁰/₀ und bei Corlißsteuerungen 3—5⁰/₀ des Kohlenhubvolumens, wobei die größeren Werte für kleinere Dampfzylinder gelten.

Bei Kondensationsmaschinen, welche vorübergehend auch mit Auspuff arbeiten müssen, sind Einrichtungen zur raschen Änderung des Kompressionsgrades (verstellbare Exzenter, Nocken oder dgl.) vorzusehen.

Von jeder guten Steuerung ist zu verlangen, daß der Rückdruck auf den Regler möglichst gering ist und keine Änderung im Ausschlage desselben hervorruft. Speziell bei Ventilsteuerungen ist der Rückdruck am größten im Moment des Ventilanhubes.

Man strebt heute nach möglicher Vereinfachung der Steuerungen. Die früher gebräuchlichen, kinematisch oft sehr verwickelten Steuerungen mußten mit der Steigerung der Drehzahlen verschwinden. Man hat heute erkannt,

daß die Beurteilung von Maschinen nicht auf Grund mehr oder weniger schöner Diagramme erfolgen darf, sondern ausschließlich nach wärmetechnischen Gesichtspunkten.

21. Einteilung der Steuerungen.

Wie schon früher ausgeführt wurde, kommen heute durchweg Expansionssteuerungen zur Anwendung, wobei in der Regel die Expansion veränderlich ist. Man

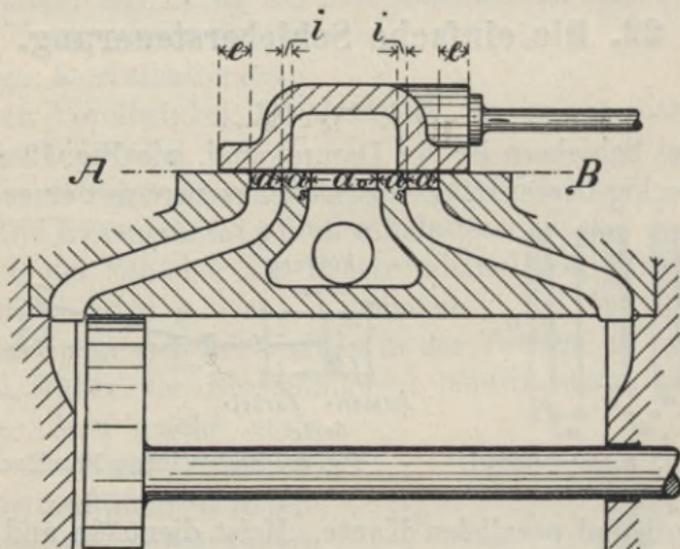


Fig. 18. Zylinderschnitt mit einfachem Muschelschieber.

unterscheidet einfache Schiebersteuerungen mit unveränderlicher Expansion, Schiebersteuerungen für veränderliche Expansion und endlich Ventilsteuerungen sowie Drehschiebersteuerungen. Dazu kommen noch die in neuerer Zeit von Prof. Gutermuth eingeführten Steuerorgane mit Diffusorwirkung. Während Schieber die Dampfkanäle überschleifen, findet bei Ventilen der Schluß durch Aufsitzen auf den Ventilsitz statt. Erstere eignen sich deshalb für hohe Umdrehungszahlen besser als letz-

tere. Speziell beim einfachen Muschelschieber (Fig. 18) sind vier steuernde Kanten vereinigt, je zwei für den Ein- und Auslaß des Dampfes. Der Muschelschieber stellt deshalb das einfachste Steuerorgan dar.

Je nach der Anzahl der in den Zylinder führenden Kanäle unterscheidet man Steuerungen mit zweifachen und mit vierfachen Dampfwegen. Zu den letzteren gehören vor allem die Ventilsteuerungen.

22. Die einfache Schiebersteuerung.

Einleitung.

Bei Schiebern ist der Dampfkanal, wie Fig. 19 zeigt, rechteckig begrenzt. Der Schieber steuert mit einer dem

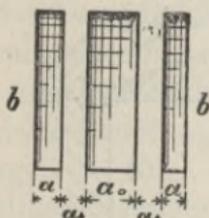


Fig. 19. Schieberspiegel.

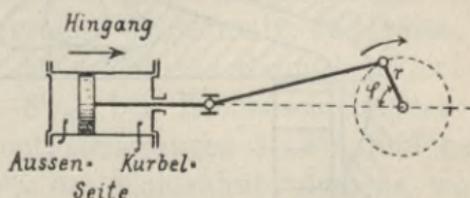


Fig. 20. Rechtsläufige Maschine.

Dampfkanal parallelen Kante. Meist dient ein und derselbe Kanal sowohl für den Einlaß als auch für den Auslaß des Dampfes (Fig. 18).

Im nachfolgenden sei stets angenommen, daß die Kurbel gemäß Fig. 20 rechts vom Zylinder liegt und daß sie sich rechts herum, d. h. im Uhrzeigersinn dreht. So dann sei unter Kurbelseite derjenige Dampfraum verstanden, welcher nächst der Kurbel liegt, unter Außen-seite hingegen der von der Kurbel wegliegende Dampf-raum.

Es bezeichne in der Folge mit Bezug auf die Fig. 18 bis 22:

- a die Weite der Einlaßkanäle,
 a_0 die Weite des Ausströmkanals,
 b die Breite dieser Kanäle,
 a_s die Stegstärke,
 e die äußere Überdeckung (Einlaßdeckung),
 i die innere Überdeckung (Auslaßdeckung),
 ρ die Exzentrizität, d. i. der Exzenteradius,
 v das lineare Voreilen, d. i. die Kanaleröffnung im Totpunkt; mit Bezug auf den Auslaßkanal spricht man vom inneren Voreilen v_i ,
 r den Kurbelhalbmesser,
 α den Voreilwinkel; ist α negativ, so spricht man vom Nacheilwinkel,
 z die Schieberausweichung aus der Mittellage.

Die Exzentrizität ρ muß mindestens gleich $e + a$ sein, damit der Schieber den Einströmkanal voll öffnet. Gewöhnlich wird $\rho > e + a$ gemacht.

Befindet sich der Kolben in der Totlage, so muß gemäß früher der Einströmkanal bereits etwas geöffnet sein. Man mache etwa $v = 2-5$ mm. Gleichzeitig muß auch die innere Schieberkante den andern Kanal bereits geöffnet haben (Vorausströmen).

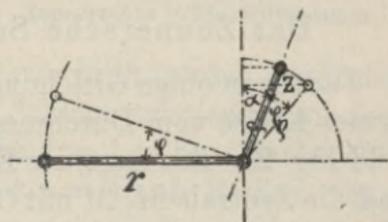


Fig. 21.

Das Exzenter darf infolgedessen mit der Maschinenkurbel nicht gleichgerichtet sein, sondern muß derselben, wie Fig. 21 zeigt, um einen Winkel $90^\circ + \alpha$ vorausseilen.

Da die Exzentrizität ρ im Verhältnis zur Länge der Exzenterstange sehr klein ist, so nimmt man die letztere für gewöhnlich als unendlich lang an. Dadurch vereinfacht sich die Schieberuntersuchung ganz erheblich. Man

erhält alsdann die Schieberausweichung aus der Mittellage gemäß Fig. 22 zu

$$z = \rho \cdot \sin(\alpha + \varphi),$$

wobei φ einen beliebigen Kurbelwinkel bedeutet. Speziell für die Totlage, d. h. für $\varphi = 0$, wird

$$z = \rho \cdot \sin \alpha = e + v.$$

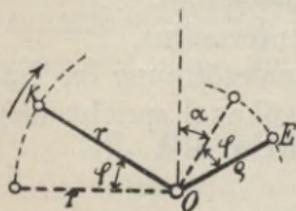


Fig. 22.

Damit läßt sich für beliebige Kurbelwinkel φ die Schieberstellung ermitteln. Einfacher und übersichtlicher als das rechnerische Verfahren gestaltet sich das graphische. Man zieht deshalb gewöhnlich das letztere vor.

Zur graphischen Verfolgung der Schieberbewegung bedient man sich entweder des Zeunerschen Schieberdiagramms oder desjenigen von Müller-Reuleaux. Nachstehend seien beide Diagramme beschrieben. In der Folge möge jedoch nur das Zeunersche verwendet werden.

Das Zeunersche Schieberdiagramm.

Faßt man obige Gleichung für z als die Polargleichung zweier Kreise vom Durchmesser ρ auf, so ergibt sich das Bild Fig. 23. Die Lage der Kreise ist dadurch bestimmt, daß die Zentrale $M_1 M$ mit OY den Winkel α einschließt. Die Sehnen dieser Kreise stellen die jeweiligen Schieberausweichungen aus dem Mittel dar. Denn für einen beliebigen Kurbelwinkel φ ist die Sehne ON in dem rechtwinkligen Dreieck ONP

$$ON = \rho \cdot \sin(\alpha + \varphi) = z.$$

Die Sehnen des oberen Kreises stellen die Schieberausweichungen nach rechts, diejenigen des unteren Kreises die Ausweichungen nach links dar. Nachstehend

sei an einem Beispiel die Verwendung des Zeunerschen Diagramms erklärt.

Für eine bestimmte Maschine sei der Kanalquerschnitt gemäß Abschnitt 20 berechnet worden. Es möge sich beim Aufzeichnen des Zylinderschnittes (Fig. 18) $a = 25$, $a_s = 22$ und $a_o = 80$ ergeben haben; sämtliche Maße in mm. Nimmt man nunmehr $e = 17$, $i = 4$, $v = 4$, $q = 45$ und

$$\frac{r}{l} = \frac{1}{5} \text{ an, so kann}$$

in die Untersuchung der Steuerungsverhältnisse, welche sich auf Grund der obigen Annahmen ergeben, eingetreten werden.

Schlage zunächst in Fig. 24 den Kurbelkreis mit beliebigem

Durchmesser, am besten mit 100 mm, damit die Kolbenwege ohne weiteres in Prozenten des Hubs abgegriffen werden können. Schlage tangierend an den Kurbelkreis die Bögen vom Radius $l = 5r$. Mache $OR = e + v$; beschreibe um O mit $q = 45$ als Radius einen Kreisbogen, welcher die in R errichtete Senkrechte in P trifft; ziehe OP , so ist der Winkel zwischen OP und der Vertikalen der Voreilwinkel α . Derselbe ergibt sich hier zu etwa 28° . Beschreibe nun um den Mittelpunkt M von OP den Zeunerschen Schieberkreis und symmetrisch dazu den zweiten um M_1 .

Betrachten wir zunächst die Außenseite, so muß in der Totlage OB der Kurbel die Schieberausweichung nach rechts gerichtet und gleich $e + v$ sein. Diese Stellung ent-

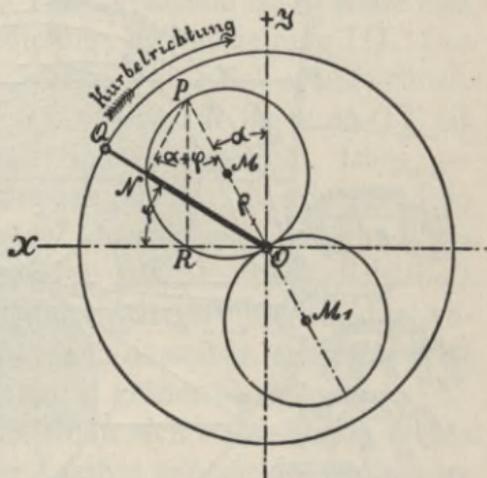


Fig. 23. Zeunersches Schieberdiagramm.

spricht dem Punkt 1 des Indikatordiagramms Fig. 7. Je weiter die Kurbel im Sinne des Pfeils vorrückt, um so größer wird die Schieberausweichung nach rechts. In der Stellung OK ist diese gleich $e + a$, d. h. der Eintrittskanal ist jetzt voll geöffnet. Der Schieber geht alsdann noch weiter nach rechts, bis er bei der Kurbellage OT

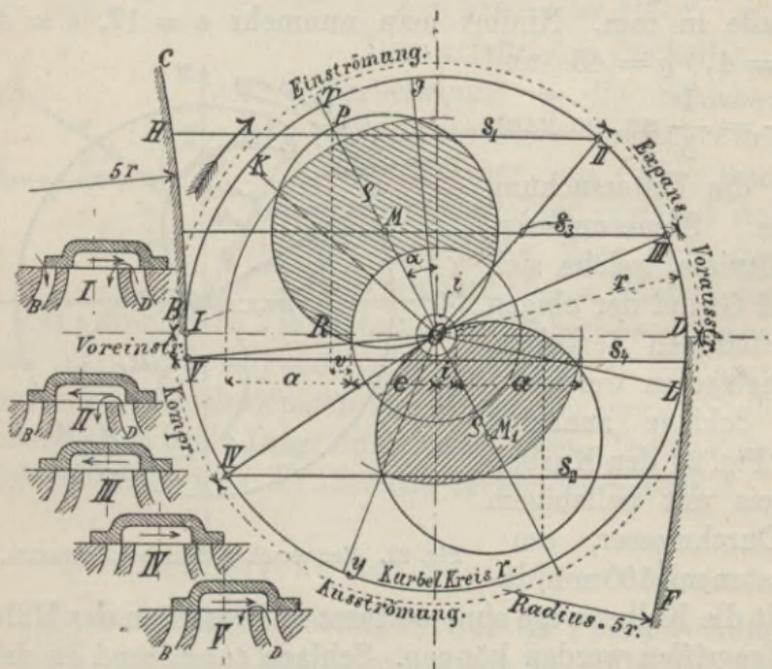


Fig. 24. Zeunersches Schieberdiagramm für die einfache Schiebersteuerung.

seine größte Ausweichung von 45 mm erreicht hat. Nunmehr kehrt der Schieber um und bewegt sich in der Folge nach links. Von OJ ab beginnt die Verengung des Eintrittskanals, bis letzterer bei der Schieberausweichung e bzw. der Kurbelstellung II ganz abgeschlossen wird. Der dieser Kurbelstellung entsprechende Kolbenweg ist s_1 . Von jetzt ab ist die Einströmung zu Ende und es expandiert der Dampf im Zylinder. Der Schieber durchschreitet

seine Mittellage in dem Moment, wo die Kurbel senkrecht zur Richtung MM_1 steht. Er weicht nunmehr nach links aus, so daß von jetzt ab der untere Schieberkreis in Betracht kommt. Sobald die Kurbelstellung durch den Schnittpunkt des Schieberkreises mit dem Kreis i geht, ist der Schieber um den Betrag i nach links ausgewichen. Im nächsten Moment gibt die innere Schieberkante dem Dampf den Austritt frei. Die Expansion ist zu Ende und es beginnt die Vorausströmung; Kurbelstellung III . Der entsprechende Kolbenweg ist in Fig. 7 mit s_3 bezeichnet. Von der Kurbelstellung OL ab bis zur Stellung OY ist der Kanal für die Ausströmung voll geöffnet. Ist a_0 genügend reichlich angenommen, so darf bei der größten Schieberausweichung keine unzulässige Verengung des Auspuffkanals durch die andere Innenkante des Schiebers stattfinden. Die kleinste Durchtrittsöffnung für den Abdampf soll, um eine Drosselung desselben mit Sicherheit zu verhüten, einige Millimeter größer als a sein.

Von OY ab wird durch den sich wieder nach rechts bewegenden Schieber der Austritt verengt, bis endlich im zweiten Schnittpunkt des Kreises i mit dem Schieberkreis die Schieberausweichung nach links wieder gleich i ist; Kurbelstellung IV . Die Ausströmung ist jetzt zu Ende und es beginnt die Kompression. Der entsprechende Kolbenweg ist s_2 . Der Schieber passiert nun wieder die Mittellage und weicht in der Folge nach rechts aus, da die Kurbelradien jetzt wieder den oberen Schieberkreis schneiden. Die Kompression findet statt bis zur Kurbelstellung V , entsprechend dem Weg s_4 ; die Schieberausweichung nach rechts hat hier wieder den Betrag e erreicht. Während des Kurbelweges $V-I$ findet Vorströmung statt. Nunmehr beginnt das Spiel aufs neue.

Die schraffierte Fläche des oberen Kreises stellt die Einströmfläche dar. Sobald nämlich die Kurbelradien

diese Fläche schneiden, hat man auf der Außenseite Einströmung, und zwar stellt das innerhalb dieser Fläche liegende Stück des Kurbelradius die Größe der jeweiligen Eröffnung des Einströmkanals dar. In gleicher Weise bedeutet die schraffierte Fläche des unteren Kreises die Ausströmfläche.

Diese ganze Untersuchung bezog sich auf die Außenseite, jedoch ist deren Gang für die Kurbelseite genau der gleiche. Um die Figur nicht zu komplizieren, wurde hier von einer diesbezüglichen Einzeichnung Abstand genommen.

Die Zusammenstellung der Resultate für die beiden Zylinderseiten ergibt:

	Außenseite	Kurbelseite
Füllung in Prozenten . . .	85	79
Kompression in Prozenten .	9,6	6,2
Voreinströmen in Prozenten	0,4	0,3
Vorausströmen in Prozenten	3,5	4,8

Wie die Zusammenstellung erkennen läßt, sind bei symmetrischer Schieberform Füllung, Kompression, Voreinströmen und Vorausströmen für die beiden Zylinderseiten verschieden groß. Es ist dies auf die endliche Länge der Schubstange zurückzuführen. Bei unendlicher Schubstangenlänge müßten sich für beide Zylinderseiten dieselben Größen ergeben. Der Unterschied in den Füllungen und in der Kompression kann, wenigstens zum Teil, dadurch ausgeglichen werden, daß man die Überdeckungen e und i auf beiden Seiten verschieden groß macht. Auch durch unsymmetrische Einstellung des Schiebers lassen sich die Verhältnisse verbessern. Meist macht man den Schieber symmetrisch und beseitigt die

Ungleichheiten in der Dampfverteilung, wenigstens teilweise, durch entsprechende Einstellung des Schiebers.

Wollte man außer der endlichen Länge der Schubstange auch die endliche Exzenterstangenlänge berücksichtigen, so müßten die Schieberkreise durch Kurven ersetzt werden, deren Punkte einzeln zu berechnen wären. Da dies ziemlich umständlich ist, so berücksichtigt man die endliche Exzenterstange gewöhnlich nicht. Nur wenn $\frac{\rho}{l} < \frac{1}{10} \sim \frac{1}{15}$ ist, dürfte sich deren Berücksichtigung empfehlen.

Das Müller-Reuleauxsche Schieberdiagramm.

Der in Fig. 25 gezeichnete Schieberkreis gilt sowohl für das Exzenter als auch für die Maschinenkurbel. Als Radius wäre die Exzentrizität ρ zu wählen. Zweckmäßig nimmt man jedoch auch hier einen Radius von 5 cm an, um die Kolbenwege sofort in Prozenten ablesen zu können. Der Kolben bewegt sich in der Richtung BB , der Schieber hingegen in Richtung der Linie mm . Die Totlagen der Kurbel sind also in unserer Darstellung horizontal, diejenigen der Exzentrizität unter dem Voreilwinkel α gegen die Vertikale geneigt. In einer beliebigen Kurbelstellung K bedeutet $KN = z$ die Schieberausweichung. Alle oberhalb xx liegenden z stellen Ausweichungen nach rechts dar, alle unterhalb xx liegenden dagegen Ausweichungen nach links. Zieht man im Abstand $+e$ und $-i$ Parallelen zu xx und trägt von denselben jeweils die Kanalweite a ab, so erhält man die durch Schraffur gekennzeichnete Ein- und Ausströmfläche, erstere oben, letztere unten. Die vier charakteristischen Hauptkurbelagen sind mit den gleichen römischen Ziffern bezeichnet, wie in Fig. 24. Die entsprechenden Kolbenwege sind mittels Kreisbögen auf die zu BB parallele Gerade AA

übertragen. Um den Zusammenhang zwischen Schieber- und Indikatordiagramm darzutun, wurde das letztere

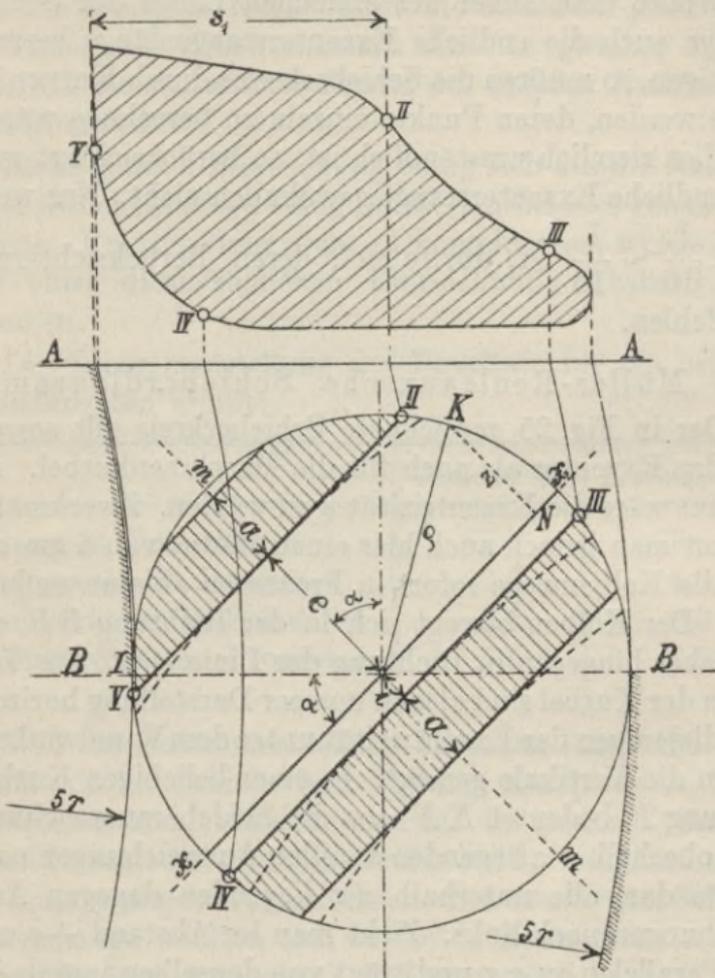


Fig. 25. Müller-Reuleaux'sches Schieberdiagramm mit darüber gezeichnetem Indikatordiagramm.

in Fig. 25 unmittelbar über das Schieberdiagramm gezeichnet.

Bei der Aufzeichnung des Schieberdiagramms wird von der beabsichtigten Dampfverteilung ausgegangen.

Man bestimmt zuerst den Kurbelpunkt II , welcher der Füllung s_1 entspricht, sodann Punkt V , welcher dem Vorströmen entspricht. Damit ergibt sich der Einströmbogen $V m II$. Die Sehne $II-V$ desselben steht senkrecht zum Durchmesser $m m$ und bestimmt den Voreilwinkel α , die äußere Überdeckung e und die ganze Kanaleröffnung $\varrho - e$. Damit ist es möglich, den richtigen Maßstab des Diagramms festzulegen. Nunmehr bestimmt man i derart, daß sich brauchbare Verhältnisse bezüglich der Kompression und des Vorausströmens ergeben, wobei es vorkommen kann, daß sich i negativ ergibt. Das Diagramm für die Kurbelseite läßt sich alsdann auf Grund der im vorstehenden bestimmten Größen ohne weiteres aufzeichnen.

Die Berücksichtigung der endlichen Exzenterstangenzlänge ist bei dem Schieberdiagramm von Müller-Reuleaux in einfacher Weise möglich. Man hat hierbei nur die Sehnen $II-V$ und $III-IV$ durch Kreisbögen zu ersetzen, deren Radius gleich der Länge der Exzenterstange ist, wie dies in Fig. 25 punktiert angedeutet ist.

Die Schieberellipse.

Diese entsteht, wenn man zu den Kolbenwegen als Abszissen die dem Müllerschen oder Zeunerschen Schieberdiagramm entnommenen Schieberausweichungen als Ordinaten aufträgt (Fig. 26). Zieht man in den Abständen e und i vom Mittelpunkt Wagrechte, so bekommt man ein anschauliches Bild von den Kanaleröffnungen während

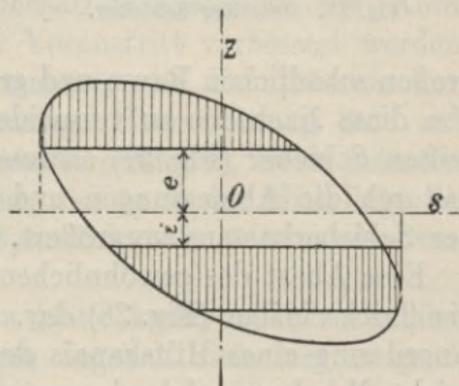


Fig. 26. Schieberellipse.

der Füllung und Ausströmung. Die Eröffnungsellipse ist besonders geeignet zur Beurteilung der Eintrittsdrosselung (vgl. Fig. 54). Für den Entwurf der Steuerung kommt die Schieberellipse nicht in Betracht, sondern nur zur übersichtlichen Darstellung der Öffnungsverhältnisse.

Ausführungsformen des Schiebers.

Im vorausgehenden wurde nur auf den gewöhnlichen Muschelschieber (Fig. 18) Bezug genommen, der das einfachste Dampfverteilungsorgan darstellt.

Hat man es mit langen Zylindern zu tun, so würden die Einströmkanäle sehr lang ausfallen. Dies bedingt aber

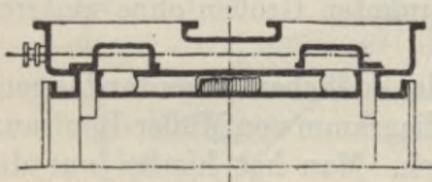


Fig. 27. Geteilter Schieber.

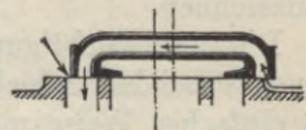


Fig. 28. Trickschieber.

großen schädlichen Raum und große schädliche Flächen. Um diese Nachteile zu vermeiden, kann man einen geteilten Schieber (Fig. 27) anwenden. Allerdings werden dadurch die Abmessungen und die Abkühlungsflächen des Schieberkastens vergrößert.

Eine Abart des gewöhnlichen Muschelschiebers stellt der Trickschieber (Fig. 28) dar. Bei diesem wird durch Anordnung eines Hilfskanals doppelte Einströmung erreicht. Man kann infolgedessen mit kürzerem Schieberhub auskommen, wodurch die Schieberreibung verringert wird. Andererseits ergibt der Trickschieber bei gleichem Schieberhub ein rascheres Öffnen und Schließen der Einlaßkanäle und damit eine Verkleinerung der Drosselverluste. Der Trickschieber wird noch heute für Lokomotiven angewendet, welche mit Sattedampf arbeiten,

der Kolbenschieber (Fig. 30). Ein solcher entsteht, wenn man sich den Querschnitt eines gewöhnlichen Muschelschiebers als erzeugende Fläche eines Rotationskörpers denkt. In der Regel erfolgt hierbei die Einströmung von innen, wie bei dem in Fig. 30 dargestellten Kolbenschieber. Die innere Einströmung hat den Vorteil, daß die Stopfbüchse der Schieberstange nur gegen Abdampf abzudichten hat und daß der Schieberkasten nicht auf seine ganze Länge von dem hochüberhitzten Dampf geheizt wird. Dadurch werden einseitige Wärmedehnungen

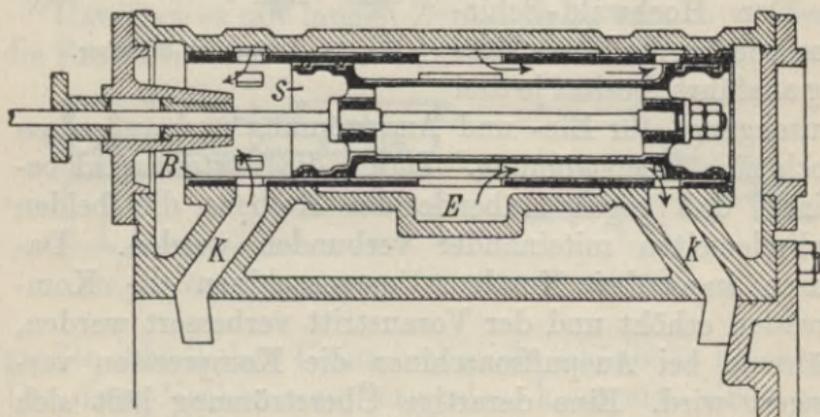


Fig. 30. Kolbenschieber mit federnden Dichtungsringen und innerer Einströmung.

und eventuelle Zylinderrisse vermieden. Infolge des inneren Dampfeintritts liegt hier die Einlaßdeckung *e* innen, die Auslaßdeckung *i* hingegen außen.

Die Abdichtung des Kolbenschiebers erfolgte bei Satt-dampf durch Einschleifen desselben in seine Büchse. Bei Heißdampf haben sich eingeschlifene Schieber nicht bewährt. Gibt man nämlich den Schiebern, um ein Klemmen derselben sicher zu vermeiden, im kalten Zustand reichlich Spiel in ihrer Büchse, so halten sie im Betrieb nicht dicht. Ein reichliches Spiel ist aber notwendig, da es sonst bei etwas höherer Überhitzung vorkommen kann,

daß sich der Schieber in seiner Büchse klemmt. Letztere dehnt sich nämlich weniger stark aus als der Schieber. Bei Satttdampf fallen diese Schwierigkeiten weg. Da man es hier immer mit derselben Temperatur zu tun hat, so läßt sich der Schieber so einpassen, daß er im warmen Zustand gut abdichtet.

Für Heißdampf kommen deshalb nur Kolbenschieber mit Dichtungsringen in Betracht. Und zwar verwendet man am häufigsten federnde Ringe, wie sie auch beim Kolben im Gebrauch sind. Nicht aufgeschnittene Ringe dichten weniger gut ab, denn sie müssen vorsichtshalber mit etwas mehr Spiel eingepaßt werden, um im Betrieb nicht zu klemmen.

Kolbenschieber mit Dichtungsringen haben den Nachteil, daß, insbesondere bei hohen Drehzahlen, ein rascher Verschleiß an den Stirnseiten *b* der Ringe eintritt (Fig. 31). Der Schieber dichtet alsdann nicht mehr so gut ab wie im neuen Zustand, weil der Dampf um die Ringe herum entweichen kann. Außerdem werden die Ringe, wenn der Dampf hinter dieselben (in Raum *a*) tritt, stärker angepreßt. Dies hat eine Erhöhung der Reibung, der Abnützung und des Ölverbrauchs zur Folge. Der Dampf kann auch bei neuen (federnden) Ringen hinter dieselben treten, wenn auch in geringerem Maße, und zwar durch die Stoßfuge *c*.

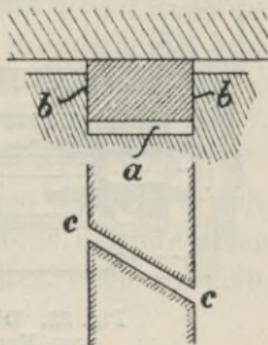


Fig. 31.

Der sich aus der Abnützung der Ringe ergebende Nachteil ist allerdings leicht wieder zu beseitigen, indem man neue Dichtungsringe einsetzt.

Fig. 32 zeigt die Diffusor-Kolbenschiebersteuerung, Patent Gutermuth. Das Wesen dieser neuen Steuerung

besteht darin, daß das Steuerorgan an die engste Stelle einer Düse mit anschließendem, konisch erweiterten Kanal, dem Diffusor, gesetzt wird. Die Dampfgeschwindigkeit beim Eintritt in den Diffusor nähert sich der sog. kritischen Geschwindigkeit und wird im Diffusor wieder vollständig in Druck umgesetzt, so daß im

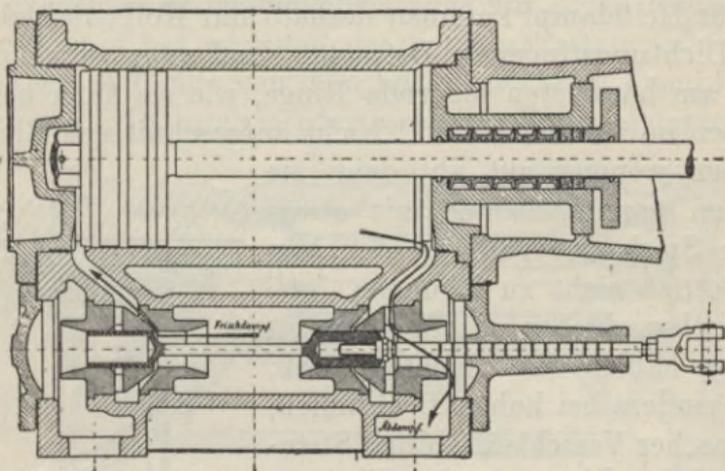


Fig. 32. Diffusor-Kolbenschiebersteuerung von Henschel & Sohn A.-G., Kassel.

Zylinderinnern wieder annähernd der volle Druck herrscht. Die hohe Dampfgeschwindigkeit beim Eintritt in den Diffusor ermöglicht die Anwendung von bisher unerreicht kleinen Abmessungen aller Steuerteile. Der Dampfaustritt erfolgt zwecks Vermeidung einer Drosselung durch besondere Auslaßschlitze größerer Weite.

Nachteile der Einschiebersteuerungen.

Die einfache Schiebersteuerung hat den Vorzug größter Einfachheit, jedoch den Nachteil, daß man mit der Füllung nicht unter 40—45% herunterkommt. Schon hierbei ergeben sich große Einlaßdeckungen und damit

bei Flachschiebern große Schieberreibungen. Man ist deshalb nicht in der Lage, die Expansivkraft von hochgespanntem Dampf genügend auszunützen. Da die Füllung zudem ein für allemal konstant ist, so muß die Regulierung dadurch erfolgen, daß man bei geringerer Belastung den Frischdampf drosselt, was gemäß Abschn. 23 und 29 im I. Band einen Verlust bedeutet.

23. Schiebersteuerungen für veränderliche Füllung.

Diese Steuerungen werden auch kurz als Expansionschiebersteuerungen bezeichnet. Man unterscheidet hierbei Einschieber- und Doppelschiebersteuerungen.

Die Einschiebersteuerung mit Flachregler.

Hier werden verschiedene Füllungen dadurch erzielt, daß man Voreilwinkel und Hub des Steuerexzenters verändert. Letzteres ist nicht fest mit der Welle verkeilt, sondern wird durch einen Flachregler der Belastung entsprechend verstellt. Man kann so durch Veränderung des Schieberweges verschiedene Füllungen auch mit dem einfachen Muschelschieber erzielen. Die Wirkungsweise einer derartigen Steuerung ist mit Bezug auf Fig. 33 die fol-

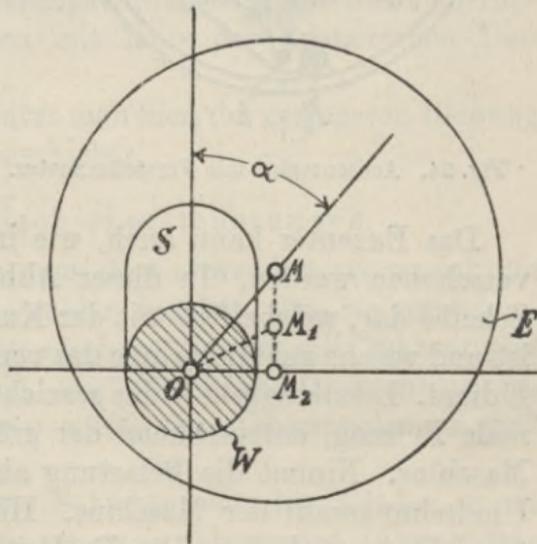


Fig. 33. Verstellbares Exzenter für Steuerungen mit Achsenregler.

gende: Das Exzenter E ist derart mit der Welle W verbunden, daß sich seine Lage durch geradlinige Verschiebung in dem Exzenterschlitze S verändern läßt. In der gezeichneten Stellung des Exzenters ist die Exzentrizität gleich OM und der Voreilwinkel gleich α . Hierbei ist die Füllung ein Maximum. Denkt man sich nun das Exzenter nach unten verschoben, so daß sein Mittelpunkt nach M_1 zu liegen kommt, so vergrößert sich hierbei der Voreilwinkel, während

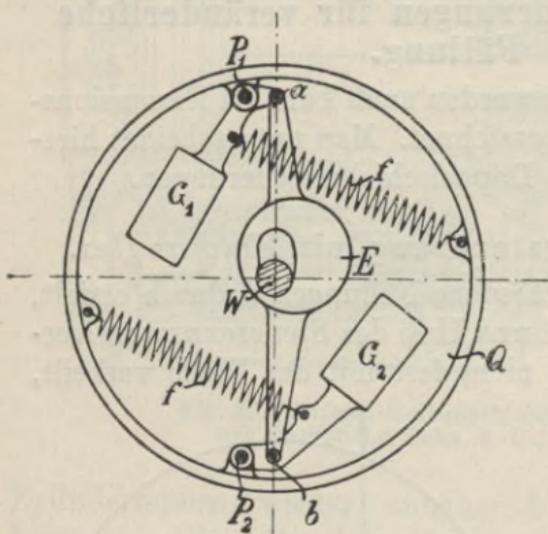


Fig. 34. Achsenregler mit Verstell-exzenter.

während die Exzentrizität abnimmt. Letztere beträgt nur noch OM_1 . Verschiebt man das Exzenter so weit nach unten, daß sein Mittelpunkt nach M_2 rückt, so ist der Voreilwinkel 90° und die Exzentrizität gleich OM_2 geworden. Die Füllung ist jetzt ein Minimum.

Das Exzenter kann auch, wie in Fig. 34, im Bogen verschoben werden. In dieser Abbildung stellt Q eine Scheibe dar, welche fest mit der Kurbelwelle W verkeilt ist und welche zur Aufnahme des verstellbaren Exzenters E dient. Letzteres gibt in der gezeichneten Stellung maximale Füllung, entsprechend der größten Belastung der Maschine. Nimmt die Belastung ab, so erhöht sich die Umdrehungszahl der Maschine. Hierbei schwingen die Gewichte G_1 und G_2 um ihre Drehpunkte P_1 und P_2 nach außen und stellen das in den Punkten a und b auf-

gehängte Exzenter auf kleinere Füllung ein. Der zu diesem Zweck im Exzenter vorgesehene Schlitz ist, der Exzenterbewegung entsprechend, bogenförmig. Umgekehrt werden bei wachsender Belastung die Schwunggewichte G_1 und G_2 infolge der kleiner werdenden Drehzahl durch die Federn f nach innen verstellt. Hierbei wird das Exzenter so verschoben, daß der Voreilwinkel α kleiner und die Exzentrizität ρ größer wird.

Die Veränderung von Voreilwinkel und Exzentrizität kann auch dadurch erfolgen, daß man das steuernde Exzenter drehbar auf ein zweites, festgekeiltes Exzenter setzt.

Bei obigen Steuerungen wird mit abnehmender Exzentrizität und zunehmendem Voreilwinkel die Füllung kleiner, der Voraustritt und die Kompression hingegen größer. Letzteres ist für Maschinen, welche genaueste Regulierung verlangen, erwünscht, da hierbei zwei Ursachen auf Diagrammverkleinerung hinwirken. Die Ausmittelung der Steuerungsverhältnisse geschieht im übrigen am einfachsten mit Hilfe des Zeunerschen Diagramms.

Als Schieber benützt man hier, der geringeren Reibung wegen, stets Kolbenschieber.

Doppelschiebersteuerungen.

Diese lassen sich auch dort anwenden, wo es sich um mittlere Umdrehungszahlen handelt. Die im vorstehenden beschriebene Einschiebersteuerung mit Achsenregler eignet sich nämlich nur für hohe Drehzahlen; bei kleinen und mittleren würde der Achsenregler zu groß ausfallen.

Man hat hier zwei Schieber, von denen jeder durch ein besonderes Exzenter angetrieben wird. Der untere Schieber, Grundschieber genannt, steuert wie ein gewöhn-

licher Muschelschieber die Voreinströmung, die Ausströmung und die Kompression, und zwar in unveränderlicher Weise. Der zweite Schieber bestimmt die Größe der Füllung bzw. den Beginn der Expansion und heißt deshalb Expansionsschieber. Die Füllungsänderung kann hierbei in zweierlei Weise erfolgen: 1. dadurch, daß der Abstand der steuernden Kanten beider Schieber von Hand oder vom Regulator verändert wird; 2. dadurch, daß der Voreilwinkel und Hub des Expansionsschiebers mittels Flachregler verstellt wird. Im ersten Fall sind beide Exzenter fest aufgekeilt, im zweiten dagegen nur das Grundexzenter, während das Expansionsexzenter verstellbar angeordnet ist.

Bei den Steuerungen von Meyer, Rider und Guhrauer bewegt sich der Expansionsschieber auf dem Rücken des Grundschiebers. Im Gegensatz hierzu laufen bei der

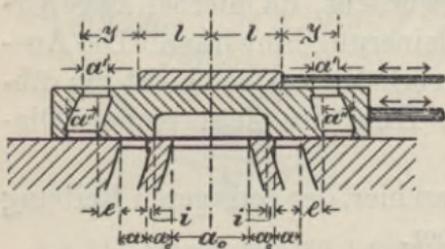


Fig. 35. Doppelschiebersteuerung.

Zweikammersteuerung von Doerfel die Schieber in zwei getrennten Kammern.

In Fig. 35 besteht der Expansionsschieber aus einer einfachen Platte. Der Grundschieber unterscheidet sich

von dem bekannten Muschelschieber nur dadurch, daß er an seinen Enden noch mit Kanälen versehen ist, durch welche der Dampf einströmt. Seine Wirkungsweise ist jedoch genau dieselbe wie beim Muschelschieber, da die Weite a'' so groß gehalten wird, daß selbst bei der größten Ausweichung noch keine Verengung des Einströmungskanals stattfindet. In Fig. 35 sind beide Schieber, wie üblich, in der Mittellage gezeichnet, obwohl diese Stellung praktisch nicht vorkommen kann.

Bezeichnet ϱ und α bzw. ϱ_1 und α_1 Exzentrizität und Voreilwinkel für das Grund- bzw. Expansionsexzenter, so ist klar, daß die Ausweichungen des Expansionsschiebers aus der Spiegelmitte sich mit Hilfe des Zeunerschen Schieberkreises ebenso darstellen lassen wie beim Grundschieber. Doch ist die Kenntnis der absoluten Ausweichungen des Expansionsschiebers hier weniger wichtig, als die Kenntnis der relativen Ausweichungen desselben gegenüber dem Grund-

schieber. Diese aber lassen sich ohne weiteres aus den absoluten Ausweichungen bestimmen. So ist z. B. für die äußere Totlage der Kurbel Fig. 36 die absolute Ausweichung OR bzw. OR_1 von Grund- bzw.

Expansionsschieber jeweils nach rechts gerichtet; das Mittel des Expansionsschiebers ist sonach um den Betrag RR_1 rechts

vom Mittel des Grundschiebers. Oder anders ausgedrückt, die relative Ausweichung des Expansionsschiebers gegenüber dem Grundschieber beträgt RR_1 . Trägt man nun für verschiedene Kurbelstellungen die relativen Ausweichungen von O aus auf dem jeweiligen Kurbelradius ab, so zeigt sich, was leicht zu beweisen ist, daß die so erhaltenen Punkte alle auf einem Kreis liegen, dem sog. relativen Kreis.

Was die Größe und Lage des relativen Kreises an-

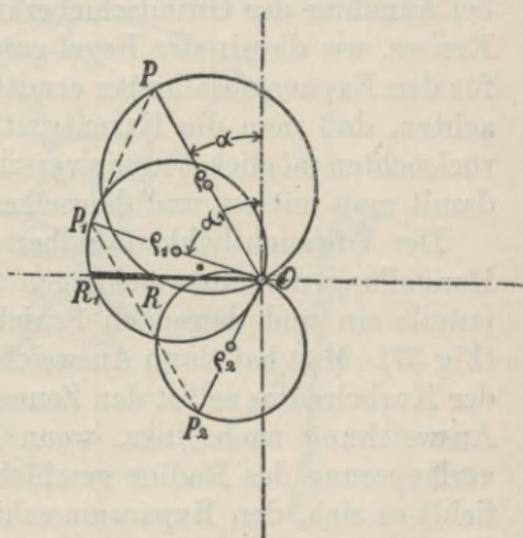


Fig. 36. Zeunersches Schieberdiagramm für die Doppelschiebersteuerung.

langt, so ergibt sich, daß sein Durchmesser ϱ_2 gleich und parallel PP_1 ist, d. h. die Durchmesser der drei Schieberkreise bilden ein Parallelogramm, dessen Diagonale die Exzentrizität ϱ_1 des Expansionsschiebers und dessen Seiten die Exzentrizität ϱ des Grundschiebers und die relative Exzentrizität ϱ_2 sind. Damit läßt sich Lage und Größe des relativen Kreises bei gegebenem ϱ und α bzw. ϱ_1 und α_1 ohne weiteres bestimmen. Umgekehrt läßt sich bei Annahme des Grundschieberkreises und des relativen Kreises, wie dies in der Regel geschieht, leicht ϱ_1 und α_1 für den Expansionsschieber ermitteln. Hierbei ist zu beachten, daß man die Exzentrizitäten aus Herstellungsrücksichten möglichst wenig verschieden annehmen sollte, damit man mit ein und demselben Modell auskommt.

Der Übersichtlichkeit halber empfiehlt es sich, zur Darstellung der Ausweichungen nach rechts und links jeweils ein und denselben Schieberkreis zu verwenden (Fig 37). Man hat dann Ausweichung nach rechts, wenn der Kurbelradius selbst den Zeunerschen Kreis trifft und Ausweichung nach links, wenn dies durch die Rückverlängerung des Radius geschieht. Des weiteren empfiehlt es sich, den Expansionsschieberkreis wegzulassen, da ja doch nur die relativen Ausweichungen des Expansionsschiebers gegenüber dem Grundschieber interessieren.

Bei der Aufzeichnung des Zeunerschen Diagramms verfährt man alsdann folgendermaßen: Zeichne den Grundschieberkreis Fig. 37 sowie den Durchmesser ϱ_1 des Expansionsschieberkreises und konstruiere mit Hilfe des Parallelogramms den relativen Kreis. Man erkennt alsdann, daß in der äußeren Totlage sowohl die Ausweichung des Grundschiebers, als auch die relative Ausweichung des Expansionsschiebers nach rechts gerichtet ist. Während aber die erstere mit zunehmender Drehung der Kurbel größer wird, nimmt die letztere mehr und mehr ab, bis

endlich bei der Kurbelstellung senkrecht zu ϱ_2 die relative Ausweichung gleich Null ist. Von jetzt ab schneiden nur noch die Rückverlängerungen des Kurbelradius den relativen Kreis, d. h. die relativen Ausweichungen des Expansionsschiebers erfolgen jetzt nach links. Bei derjenigen Kurbelstellung, bei welcher die Rückverlängerung gleich y (Fig. 37) ist, schließt der Expansionsschieber ab;

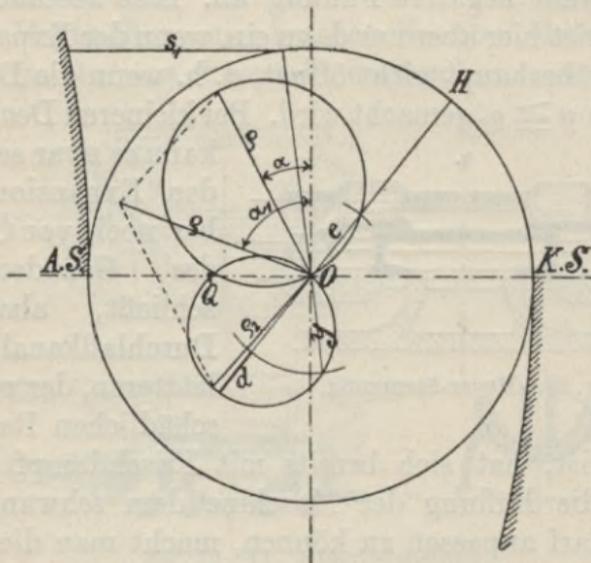


Fig. 37. Zeunersches Schieberdiagramm für Doppelschiebersteuerungen.

die Einströmung ist alsdann zu Ende. Der Grundschieber schließt erst später, etwa in der Stellung $O H$, woselbst der Expansionsschieber bereits um den Betrag d überdeckt. Von jetzt ab braucht der Expansionsschieber nicht mehr beachtet zu werden, da die übrigen Funktionen von dem Grundschieber in der bekannten Weise ausgeführt werden.

Je kleiner man y wählt, desto kleinere Füllungen kann man geben; y kann auch Null oder negativ werden, so daß im letzteren Fall der Expansionsschieber bei Mittel-

stellung den Kanal a' überdeckt. Würde man $y = -OQ$ machen, so hätte man die Füllung Null. In der Regel richtet man bei Maschinen mit verstellbarer Expansion (in der Ausführung nach Fig. 35 ist dieselbe nicht verstellbar) die Steuerung so ein, daß sie auch die Füllung Null geben kann, damit die Maschinen im Leerlauf nicht durchgehen. Ja, man ordnet sogar bei größerem schädlichen Raum negative Füllung an. Eine absolute Nullfüllung tritt hier aber nur dann ein, wenn der Expansionschieber überhaupt nicht öffnet, d. h. wenn die Deckung desselben $y \geq e_2$ gemacht wird. Bei kleineren Deckungen

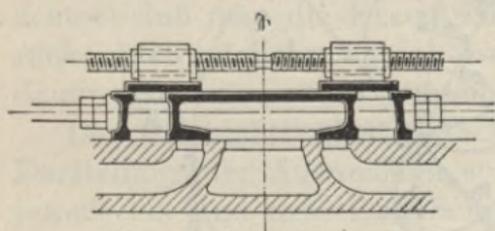


Fig. 38. Meyer-Steuerung.

kann es zwar sein, daß der Expansionschieber noch vor Öffnung des Grundschiebers schließt, aber der Durchlaßkanal in dem letzteren, der mit zum schädlichen Raum zu

rechnen ist, hat sich bereits mit Frischdampf gefüllt.

Um die Füllung der Maschine dem schwankenden Kraftbedarf anpassen zu können, macht man die Länge $2l$ des Expansionschiebers veränderlich, d. h. man schneidet ihn in zwei Teile, die einander beliebig genähert oder entfernt werden können. Der erste, der diese Teilung durchführte, war Meyer. Die in Fig. 38 dargestellte Steuerung heißt deshalb Meyer-Steuerung. Die Füllung wird hier dadurch verändert, daß man die mit Links- und Rechtsgewinde versehene Schieberstange mit Hilfe eines Handrades von außen verdreht. Dadurch werden die beiden Platten des Expansionschiebers mehr oder weniger voneinander entfernt und so y beliebig verändert.

Will man auf beiden Seiten gleiche Füllung, so muß man y mit Rücksicht auf die endliche Schubstangenlänge

auf der Außenseite kleiner machen als auf der Kurbelseite. Um stets gleiche Füllung zu bekommen, müßte das eine Gewinde mit veränderlicher Ganghöhe ausgeführt werden, was natürlich praktisch nicht durchführbar ist. Man begnügt sich deshalb meist damit, die beiden Gewinde mit verschiedener Ganghöhe herzustellen, derart, daß für zwei Füllungen links und rechts Gleichheit besteht.

Die Meyer-Steuerung hat den Nachteil, daß sie nicht vom Regulator aus eingestellt werden kann, sondern von

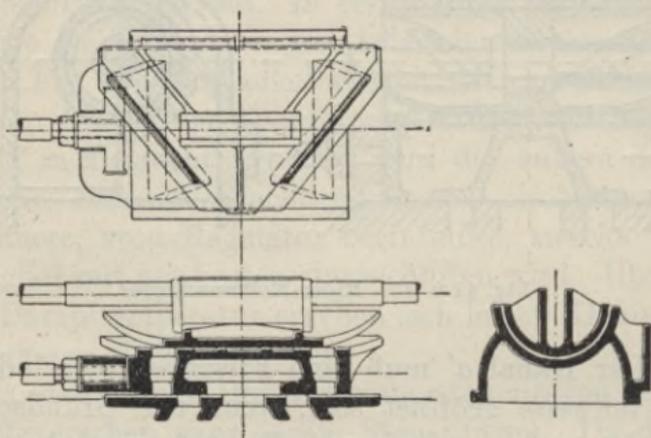


Fig. 39—41. Rider-Steuerung.

Hand, weil der Übergang von kleinster zu größter Füllung mehrere Spindeldrehungen erfordert. In dieser Beziehung ist die Rider-Steuerung derjenigen von Meyer überlegen. Die Durchlaßkanäle des Grundschiebers laufen hier gemäß Fig. 39—41 oben in einen Winkel aus. Die steuernden Kanten des Expansionsschiebers bilden denselben Winkel. Der Expansionsschieber besteht aus einer einzigen Platte und ist zu einem Halbzylinder aufgerollt. Der Rücken des Grundschiebers hat die entsprechende Zylinderform. Die Änderung der Füllung wird hier vom Regulator durch Verdrehung der Schieber-

stange bewirkt. Die Bestimmung der Kantenentfernungen y erfolgt genau wie bei der Meyer-Steuerung.

Fig. 42—43 zeigen den entlasteten Rider-Kolbenschieber. Hier ist die Lauffläche des Expansionschiebers zu einer vollen Zylinderfläche aufgerollt. Meist wird auch der Grundschieber als Kolbenschieber ausgebildet.

Für alle Zweischiebersteuerungen gilt mit Bezug auf Fig. 35:

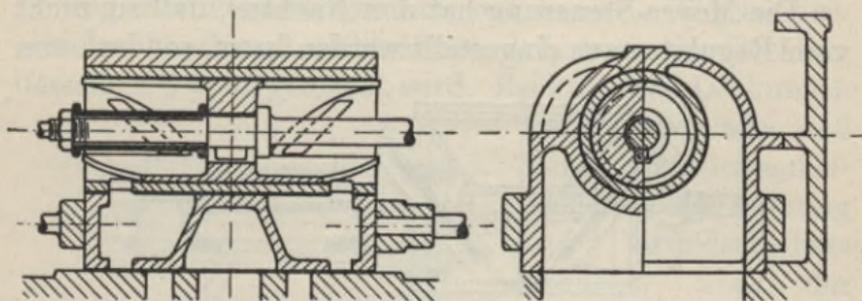


Fig. 42 u. 43. Rider-Kolbenschieber.

1. Der Kanal a' muß dem Frischdampf mindestens schon teilweise geöffnet sein, wenn der Grundschieber aufmacht, sofern überhaupt Einströmung stattfinden soll;

2. Nach beendigter Füllung muß der Expansionschieber den Kanal a' noch geschlossen halten und ihn mit Rücksicht auf Undichtheiten sogar noch um 3—5 mm überdecken, wenn der Grundschieber den Einströmkanal abschließt;

3. Die Länge der Expansionsplatten muß so groß sein, daß bei der kleinsten Füllung die innere Kante der Platten den Kanal a' auch bei größter Ausweichung nicht öffnet, sondern ihn zur Sicherheit noch um einige Millimeter überdeckt, damit keine Nachfüllung eintreten kann (vgl. Diagramm VI S. 136.)

Die Bedingung 2 bestimmt gleichzeitig die größte Füllung. Die Strecke d in Fig. 37 darf nicht weniger als 3—5 mm betragen, da sonst die Möglichkeit einer Nachfüllung besteht.

Anwendung der Schieberexpansionssteuerungen.

Für die heutigen hohen Dampfdrücke und Temperaturen kommen nur noch entlastete Schieber, d. h. Kolbenschieber in Betracht, da Flachschieber und Rider-Schieber leicht fressen. In erster Linie verwendet man einfache Kolbenschieber mit federnden Dichtungsringen gemäß Fig. 30. Doppelkolbenschieber nach Rider kommen nur für geringe Dampftemperaturen, bis höchstens 250° C, in Betracht. Hierbei wird der äußere Schieber meist mit federnden Dichtungsringen versehen, während der innere, vom Regulator beeinflusste, zwecks leichter Beweglichkeit am besten eingeschliffen wird. Über etwa 250° Dampftemperatur ergeben sich leicht Klemmungen des inneren Kolbenschiebers.

An sich wären Doppelschiebersteuerungen nach Art der Meyerschen ganz ideale Steuerungen. Da der Abschluß durch einen besonderen Schieber, den Expansionschieber erfolgt, so ist man hier in der Lage, sowohl rasch zu öffnen, als auch rasch zu schließen. Die Drosselverluste lassen sich also auf ein Minimum beschränken.

24. Die Ventilsteuerung.

Die Ventilsteuerung besitzt für jede Zylinderseite zwei Steuerorgane (Ventile), wovon das eine den Dampfeintritt, das andere den Dampfaustritt steuert. Man hat daher hier getrennte Ein- und Auslaßkanäle, was vor allem für Satttdampfmaschinen einen wesentlichen Vorteil bedeutet (Verringerung des Wärmeaustausches).

Die Ventilsteuerung hat den Vorzug, daß jedes der Steuerorgane für sich eingestellt werden kann. Man ist daher in der Lage, die Dampfverteilung für jede Kolben-seite unabhängig von der andern einzustellen und den Einfluß der endlichen Schub- und Exzenterstangen-längen am vollkommensten auszugleichen. Andererseits jedoch hat das Ventil den Nachteil, daß es gegen einen festen Sitz aufschlagen muß, während der Schieber in einen dampferfüllten Raum stößt. Das Ventil ist daher für höhere Drehzahlen weniger geeignet als der Schieber. Dazu kommt noch, daß das Ventil seine Öffnung mit der Geschwindigkeit Null beginnt und daß es beim Schließen wieder zur Ruhe gebracht werden muß, wo-gegen man es beim Schieber so einrichten kann, daß er etwa in der Mittelstellung des Exzenters öffnet und schließt. Die Forderung raschen Öffnens und Schließens führt daher beim Ventil zu sehr großen Beschleunigungen und Verzögerungen. Damit hängt es zusammen, daß die im Moment des Ventilanhubes bzw. des -schließens auftretenden Massenkräfte, trotz des verhältnismäßig geringen Ventilgewichts, größer ausfallen als beim Schieber.

Bei liegenden Maschinen sind die Ventile an den Zylinderenden angeordnet, und zwar die Einlaßventile oben, die Auslaßventile unten. Die Einlaßventile öffnen stets nach außen, die Auslaßventile nach innen. Als Material für Ventile und Sitze kommt ausschließlich Gußeisen zur Verwendung. Das Einschleifen der Ventile erfolgt unter Dampfdruck, damit im Betrieb ein dampfdichter Schluß stattfindet. Letzterer ist allerdings nur bei einer bestimmten Dampftemperatur vorhanden. Denn Sitz und Ventil dehnen sich, auch wenn sie aus genau gleichem Material hergestellt sind, nie ganz gleichmäßig aus.

Die Regel bilden doppelsitzige Ventile. Da gewöhnliche Ringventile infolge der Belastung durch den Dampfdruck einen zu hohen Kraftaufwand zum Anheben erfordern würden, so gibt man dem Ventil zwecks teilweiser Entlastung rohrförmige Gestalt. Fig. 44 zeigt z. B. ein Einlaßventil in geöffnetem Zustand. Die beiden Sitzflächen sind hierbei eben und liegen untereinander. Konische Sitze werden heute seltener angewendet.

Damit die Ventile möglichst weitgehend entlastet sind, macht man den Außendurchmesser der unteren Sitzfläche nur so viel kleiner als den Innendurchmesser d der oberen Sitzfläche, als dies zum Einsetzen des Ventils notwendig ist. Außerdem wählt man die Sitzbreite s möglichst klein, durchschnittlich etwa 2—3 mm, je nach der Ventilgröße.

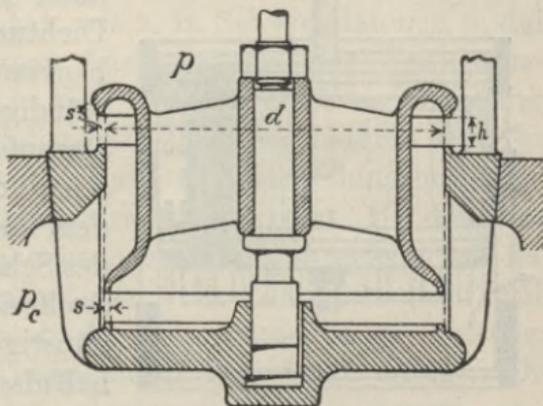


Fig. 44. Doppelsitzventil.

Im Moment der Eröffnung des Ventils herrscht auf der einen Seite desselben der Druck p des Frischdampfs, auf der andern Seite der Kompressionsdruck p_c . Man nimmt nun an, daß in den Dichtungsflächen je zur Hälfte die Pressung p und zur Hälfte die Pressung p_c herrscht. Damit ergibt sich die Dampfbelastung des Ventils zu $\pi \cdot d \cdot s (p - p_c)$ kg, wobei d und s in cm einzuführen sind. Erfolgt die Kompression bis zur Anfangsspannung, so ist die Dampfbelastung des Ventils gleich Null. Das Ventil ist also leichter anzuheben, d. h. die Steuerung

arbeitet bei höherer Kompression ruhiger. Wird aber die Ventilbelastung kleiner, so ist auch die Abnutzung der Steuerteile geringer. Um die zum Anheben erforderliche Kraft zu bekommen, hat man außer dem Gewicht und Reibungswiderstand noch die Beschleunigungskraft für das Ventil nebst Spindel sowie den Federdruck zuzuschlagen, wogegen der Dampfdruck auf die Spindel abzuziehen ist.

Fig. 45 zeigt ein Kolbenventil, wie es von der Firma Hartmann angewendet wird. Dasselbe ist nichts anderes

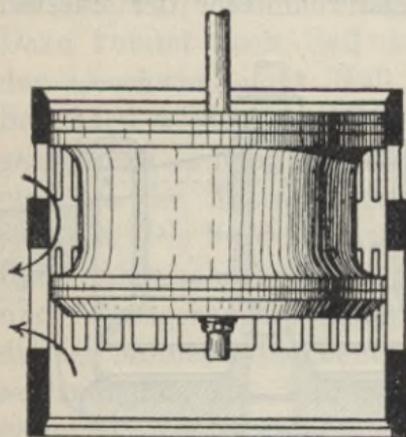


Fig. 45. Kolbenventil.

als ein vertikal angeordneter Kolbenschieber mit Dichtungsringen. Das Kolbenventil ergibt vollständige Entlastung vom Dampfdruck bei kleinstem schädlichen Raum. Außerdem besitzt es die Vorzüge des Schiebers: ruhigen und stoßfreien Gang sowie günstige Bewegungsverhältnisse. Der Dampfeintritt erfolgt im Sinne der eingezeichneten Pfeile.

Der Einbau der Kolbenventile geschieht in die Deckel. Diese Anordnung wird nicht selten auch für Ventile bevorzugt, da sie es ermöglicht, mit kleinstem schädlichen Raum auszukommen, allerdings auf Kosten der leichten Zugänglichkeit des Zylinderinnern nebst Kolben.

Zum Antrieb der Ventile dienen Nocken (d. s. un-runde Scheiben) oder Exzenter (Fig. 46 und 47). Diese sitzen auf einer besonderen Steuerwelle, welche bei liegenden Maschinen parallel und seitlich der Längsachse gelagert ist. Die Steuerwelle wird durch ein Räderpaar (1:1) von der Kurbelwelle angetrieben. In der Regel

bevorzugt man heute Exzenter. Unrunde Scheiben haben zwar den Vorzug, daß man sie ohne weiteres so ausbilden kann, daß der Anhub und das Aufsitzen des Ventils allmählich und stoßfrei vor sich geht, während man bei Exzentern in der Regel eine besonders gestaltete Übersetzung zwischen Exzenter- und

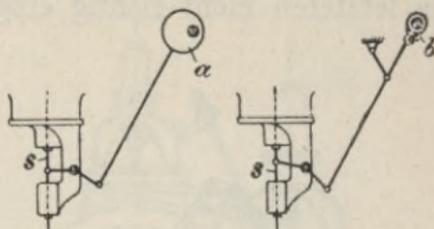


Fig. 46 u. 47. Ventiltrieb mittels Exzenter (a) oder mittels Nocken (b).

Ventilstange nötig hat, wie z. B. Schwingdaumen u. dgl.

Die verschiedenen Ausführungen der Ventilsteuerungen lassen sich in zwei Gruppen einteilen: 1. zwangsläufige und 2. freifallende.¹⁾ Bei den ersteren wird sowohl die Öffnungs- als auch die Schließbewegung des Ventils vom Steuergetriebe beherrscht. Bei den Freifall- oder Ausklinksteuerungen hingegen erfolgt nur das Öffnen zwangsläufig, während das Schließen unter Aufhebung des kinematischen Zusammenhangs zwischen Steuerwelle und Ventil durch Federkraft erfolgt. Die Auslaßventile werden stets zwangsläufig gesteuert.

Ursprünglich baute man nur Freifallsteuerungen. Ein Beispiel einer solchen zeigt Fig. 48. Dieselbe stellt eine der verschiedenen Ausführungen der Sulzer-Steuerungen dar.

Die Ausklinksteuerungen haben den Vorteil, daß die freifallenden Ventile rasch schließen und somit geringe Drosselung verursachen, daß die Verstellung der Füllung durch den Regulator kleine Kräfte erfordert, sowie daß bei den größeren Füllungen keine allzu hohen Ventilhübe notwendig sind. Als Nachteile sind zu nennen die mangelhafte Regulierung bei kleinen Füllungen, wo die Klinken

¹⁾ Schiebersteuerungen sind durchweg zwangsläufig.

nur wenig eingreifen und sich deshalb rasch abnützen, sowie die empfindlichen Puffer und Katarakte. Werden die letzteren nicht richtig eingestellt und gewartet, so

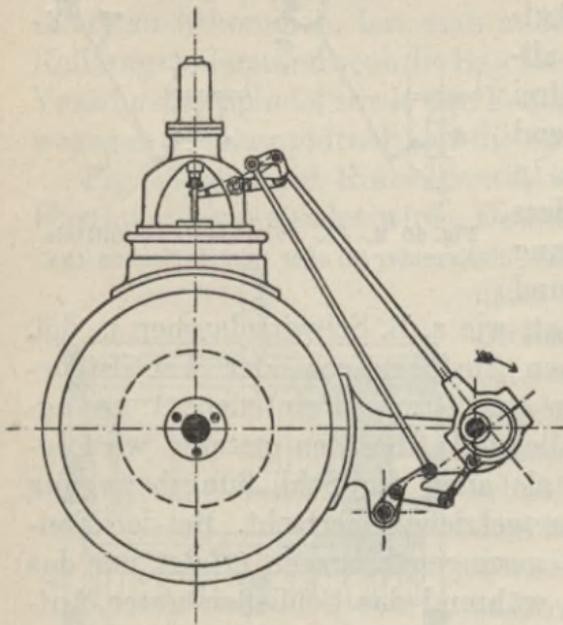


Fig. 48. Freifallventilsteuerung (System Sulzer).

kann ein hartes Aufsetzen (Schlagen) der Ventile und damit eine baldige Zerstörung der Dichtungsflächen eintreten. Um den

Nachteil der schlechteren Regulierung, der namentlich beim Parallelschalten von Wechsel- und Drehstromdynamos sehr störend empfunden wird, zu beseitigen, verwendet man

Ventile mit Überdeckung sowie breit aufeinander auftreffende, sich gegeneinander verschiebende Klinken.

Bei den heute gebräuchlichen hohen Drehzahlen sind Ausklinksteuerungen nicht mehr viel in Verwendung. Man verwendet heute fast ausschließlich zwangsläufige Steuerungen. Diese lassen sich einteilen in ketenschlüssige und kraftschlüssige. Bei ersteren erfolgt der Ventilschluß durch den Steuermechanismus, bei letzteren hingegen durch eine Feder, welche den auftretenden Beschleunigungskräften entsprechend bemessen werden muß. Die Feder hat außerdem noch den auf der Spindel lastenden Dampfdruck sowie die Reibung zu überwinden.

Fig. 49 zeigt ein Beispiel einer früher sehr beliebten zwangläufigen Steuerung, der Widmann-Steuerung.

Damit die Rückwirkung der Steuerung auf den Regler im Moment des

Ventilanhebens klein ausfällt, sucht man die Richtungslinien des mit dem Exzenter verbundenen Lenkers und der Ventiltugstange möglichst in einem Punkt des nach unten verlängerten Stützhebels zum Schnitt zu bringen. Heute wendet man diese und ähnliche Steuerungen

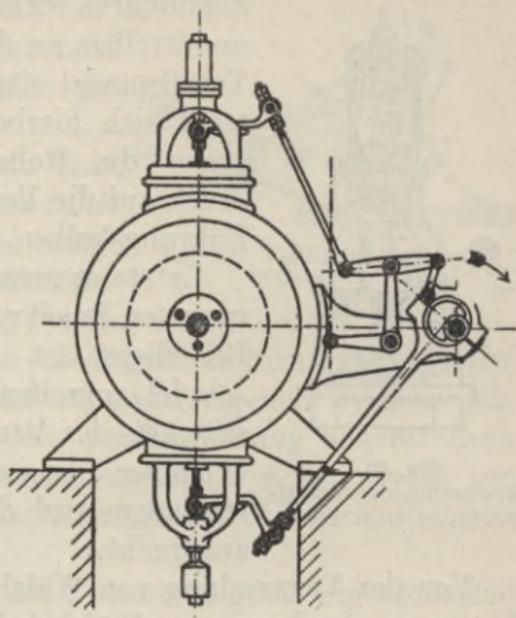


Fig. 49. Zwangläufige Ventilsteuerung von Widmann.

nur noch für langsam laufende Maschinen an.

Für höhere Drehzahlen eignen sich am besten diejenigen Steuerungen, welche größte Einfachheit und möglichst wenig Gelenke aufweisen, da die letzteren bei eintretender Abnützung die Genauigkeit der Steuerwirkung verringern. Es sind dies die zwangläufigen Ventilsteuerungen mit Achsenregler, deren allgemeine Anordnung von Proell herührt. Diese Art von Steuerungen arbeitet mit Schubkurvenhebeln bzw. Schwingdaumen und zeichnet sich durch äußerste Einfachheit aus. Die beliebtesten Schubkurvensteuerungen sind diejenigen von Proell und Lenz.¹⁾

¹⁾ Die Schubkurvenhebel stellen im Grunde genommen eine Abart der unrundern Scheiben dar, gestatten jedoch gegenüber diesen eine bedeutende Verringerung der zu beschleunigenden Massen.

Bei der in Fig. 50 dargestellten Lentz-Steuerung befindet sich die Schubkurve an dem Daumen *D*. Die Schubkurve wirkt auf eine Rolle *r*, die unmittelbar an der Verlängerung der Ventilspindel sitzt. Allerdings überträgt sich hierbei der vom Daumen gegen die Rolle ausgeübte Seitendruck auf die Ventilspindel bzw. den Führungskolben.

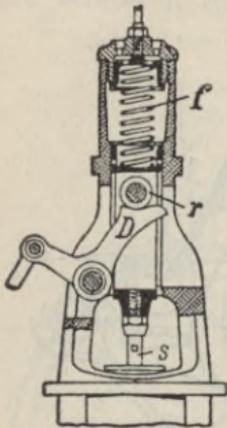


Fig. 50.
Kraftschlüssige Ventil-
steuerung von Lentz.

Letzteres vermeidet die neue Steuerung von Proell und Schwabe, Fig. 51. Bei dieser ist die an der Ventilspindel angreifende Rolle *r* auf einer seitwärts der Ventilspindel gelagerten Schwinge *s* angeordnet. Die Exzenterstange wird dabei auf Druck beansprucht.

Von der Verwendung von Wälzhebeln ist man heute fast ganz abgekommen. Wälzhebel gestatten zwar ein sanftes Anheben bei großer Kraftäußerung und eine sehr

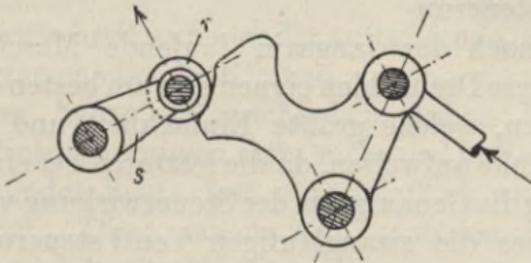


Fig. 51. Ventilsteuerung von Pröll u. Schwabe.

rasche Steigerung der Hubgeschwindigkeit des Ventils, jedoch leiden sie an dem Nachteil, daß sie bei den größeren Füllungen unnötig hohe Ventilhuber sowie sehr große Beschleunigungskräfte erfordern. Man hat nämlich die Masse der Wälzhebel mit zu beschleunigen. Diese

ist ziemlich groß, da die auf Biegung beanspruchten Hebel reichlich dimensioniert werden müssen. Die geringsten Massenkräfte ergeben sich bei Wälzhebeln mit festem Drehpunkt gemäß Fig. 52.

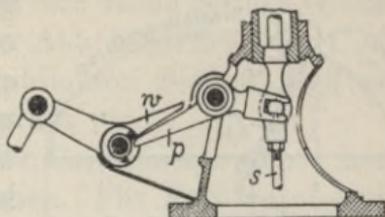


Fig. 52. Ventilsteuerung mit Wälzhebeln.

Es gab Zeiten, wo man das Heil der Dampfmaschine in der Konstruktion möglichst sinnreicher und kinematisch komplizierter Ventilsteuerungen erblickte. Jede größere Firma glaubte, eine oder mehrere Ventilsteuerungen eigenen Systems ausführen zu müssen. Mit der Einführung höherer Drehzahlen mußten diese Steuerungen aber wieder verschwinden, um einfacheren Konstruktionen Platz zu machen.

Um ein Bild von der Zweckmäßigkeit angenommener Steuerungsverhältnisse zu bekommen, zeichnet man für verschiedene Fül-

lungen die Ventil-
erhebungsdiagramme (Fig. 53), indem man, entsprechend der Schieberellipse, als Abszissen die Kolbenwege und als

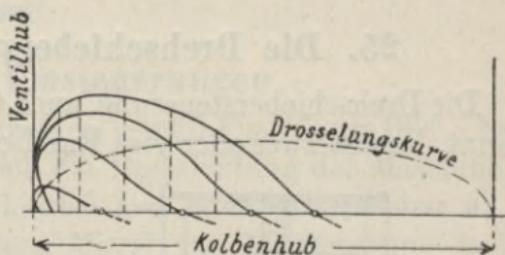


Fig. 53. Ventilerhebungsdiagramme.

Ordinaten die zugehörigen Ventilhübe aufträgt. Das Ventilerhebungsdiagramm gibt einen Einblick in die Geschwindigkeits- und Beschleunigungsverhältnisse eines Ventils. Trägt man außerdem noch die sog. Drosselungskurve ein, so läßt sich im Indikatordiagramm gemäß Fig. 54 angenähert der Beginn der Drosselung

Der Drehschieber führt eine schwingende Bewegung aus. Er ist einfach in der Form und billig in der Herstellung. Außerdem zeichnet er sich durch geringe Größe des schädlichen Raums und der Abkühlflächen aus. Und endlich ergibt er einen dampfdichten Schluß, weil er durch den Dampfdruck angepreßt wird.

Trotz dieser Vorzüge ist der Drehschieber heute fast ganz außer Gebrauch gekommen. Für Sattldampf und für Drücke bis etwa 8 at war er ein sehr beliebtes Dampfverteilungsorgan. Bei den heutigen hohen Drücken und für überhitzten Dampf ist er jedoch nicht mehr brauchbar, da er ebenso wie der Flachschieber zum Fressen neigt. Er kommt höchstens noch für Niederdruckzylinder in Betracht. Aber selbst hierfür spielt er keine Rolle mehr, weil sich bei der heute so beliebten Tandembauart der Antrieb der Corliß-Schieber für den Niederdruckzylinder nur schwer mit demjenigen der Ventile für den Hochdruckzylinder vereinigen läßt. Nach Wissen des Verfassers werden Drehschiebersteuerungen heute nur noch in Amerika gebaut.

26. Umsteuerungen.

Wird das Steuerexzenter, gemäß Fig. 57, um $180^\circ - 2\alpha$ verdreht, so ändert sich die Drehrichtung der Maschine. Das Exzenter kann hierbei lose oder verschiebbar angeordnet sein. Weitere Mittel zur Umsteuerung von Maschinen bestehen in der Vertauschung der Ein- und Ausströmkanäle, in der Anwendung von Umkehrhebeln, von beweglichen Schieberspiegeln und von Kulissen und Lenkern. Am wichtigsten sind die Kulissen- und Lenkersteuerungen. Dieselben kommen zur Anwendung für

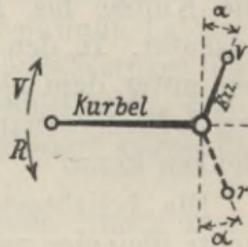


Fig. 57.

Lokomotiven, Schiffsmaschinen, Walzenzugmaschinen und Fördermaschinen. Sie gestatten nicht nur eine bequeme Umsteuerung der Maschine, sondern bieten auch die Möglichkeit, die Füllung beliebig zu ändern.

Auf die verschiedenen Systeme von Kulissen- und Lenkersteuerungen kann hier nicht eingegangen werden. Es möge genügen, das Wesen der Kulissensteuerung an Hand der Stephenson'schen Umsteuerung zu erläutern. Diese Steuerung wird für Förder- und Walzenzugmaschinen sowie für Schiffsmaschinen häufig angewendet.

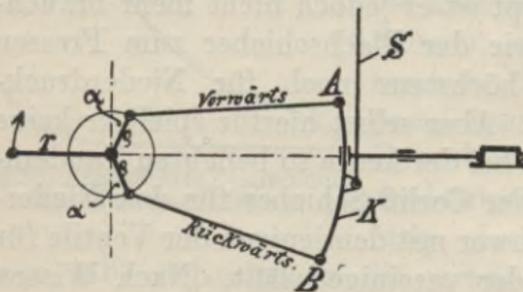


Fig. 58. Umsteuerung von Stephenson.

Die Wirkungsweise der Stephenson'schen Umsteuerung (Fig. 58) ist die folgende: Auf der Kurbelwelle sitzen zwei Exzenter, deren Exzentrizität q der Kurbel r um $90^\circ + \alpha$

vor- bzw. nacheilt. Das obere Exzenter ist das Vorwärts-, das untere das Rückwärtsexzenter. Von den Exzentern gehen Stangen nach den Enden A und B der Kulisse K . Wird die letztere mittels der Stange S bis A gesenkt, so wirkt nur das Vorwärtsexzenter auf den Schieber, und die Maschine geht vorwärts. Hebt man dagegen die Kulisse bis B , so arbeitet nur das Rückwärtsexzenter. In den Zwischenlagen bewegt sich der Schieber unter dem gleichzeitigen Einfluß beider Exzenter, welche letztere man sich jeweils durch ein einziges ersetzt denken kann.

Die beliebteste Umsteuerung für Lokomotiven ist heute diejenige von Heusinger.

27. Wahl des Steuerungssystems.

In der Regel wendet man heute Ventile oder einfache Kolbenschieber mit federnden Dichtungsringen und Achsenreglern an. Flachschieber und Drehschieber werden bei den heutigen hohen Dampfdrücken und Temperaturen kaum mehr angewendet.

Für hohe Drehzahlen von etwa 200 und mehr sowie auch für sehr hohe Dampfdrücke ist der Kolbenschieber dem Ventil vorzuziehen.

Was die Ventilsteuerungen anlangt, so ist zu sagen, daß man heute in der Regel die zwangläufigen Steuerungen, und zwar diejenigen mit Schubkurven bevorzugt.

Auch das Kolbenventil wird von einzelnen Firmen angewendet. Es vereinigt zum Teil die Vorzüge des Schiebers und des Ventils und ist deshalb ein sehr gutes Dampfverteilungsorgan.

Die Diffusor-Kolbenschiebersteuerung nach Prof. Gutermuth, die sich durch ihre große Einfachheit und ihre kleinen Abmessungen auszeichnet, hat sich nach Wissen des Verfassers bei Lokomobilen sehr gut bewährt.

VI. Die Regler.

28. Zweck und Wirkungsweise der Regler.

Während das Schwungrad die Geschwindigkeit der Maschine innerhalb einer Umdrehung beeinflußt, hat der Regler dafür zu sorgen, daß die Arbeitsleistung der Maschine rasch und bei möglichst gleichbleibender Umdrehungszahl dem veränderlichen Kraftbedarf angepaßt wird.

Der Regler (Fig. 59) besitzt zu diesem Zweck zwei Pendel mit den Schwungkörpern m bzw. m_1 , welche sich

im Beharrungszustand in eine von der Belastung der Maschine abhängige Gleichgewichtslage einstellen. Ändert sich die Belastung der Maschine, so erhöht oder verringert sich deren Umdrehungsgeschwindigkeit und damit auch die Zentrifugalkraft der Pendel. Die Folge ist ein Steigen oder Fallen der Muffe (Hülse) H , welche letztere das Stellzeug betätigt und die Füllung der Maschine dem neuen Belastungszustand entsprechend verändert.¹⁾ Je rascher die Füllungsänderung vor sich geht und je kleinere Geschwindigkeitschwankungen auftreten, desto genauer ist die Regulierung.

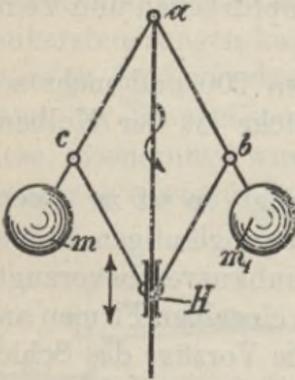


Fig. 59.
Watt'scher Regler.

29. Statische, astatische, pseudoastatische Regler.

Ein Regler kann sich in den verschiedenen Höhenlagen der Muffe im stabilen, labilen oder indifferenten Gleichgewicht befinden. Jeder brauchbare, unmittelbar wirkende Regler muß auf allen Teilen seines Hubes stabil bzw. statisch sein, d. h. beim Steigen der Muffe und bei zunehmender Entfernung der Schwungmassen von der Achse muß seine Umlaufzahl ständig wachsen. Nimmt jedoch mit steigender Muffe die Drehzahl ab, so ist der Regler im labilen Gleichgewicht. Derartige Regler sind völlig unbrauchbar.

Astatisch oder indifferent sind solche Regler, bei welchen jeder Muffenstellung die gleiche Drehzahl entspricht. Steigt oder fällt die letztere, so gehen sie sofort

¹⁾ Drosselregulierung ist unrationell; vgl. Band I, Abschn. 9.

in ihre höchste oder tiefste Lage. Man kann sie deshalb nur als mittelbar bzw. indirekt wirkende Regler verwenden.

Von einem guten, direkt wirkenden Regler wird verlangt, daß er sich möglichst dem Zustand der Astasie nähere, d. h. daß die Geschwindigkeitsänderung bei steigender oder fallender Muffe möglichst gering sei. Man bezeichnet ihn dann auch als pseudoastatisch (schwächstatisch).]

30. Ungleichförmigkeits- und Unempfindlichkeitsgrad der Regler.

Gemäß oben entspricht jeder Reglerstellung nicht nur eine bestimmte Leistung, sondern auch eine bestimmte Drehzahl. Letztere ist am kleinsten bei Vollbelastung und am größten bei Leerlauf. Denkt man sich den Regler reibungslos und außer Verbindung mit dem Stellzeug, so versteht man unter dem theoretischen Ungleichförmigkeitsgrad δ das Verhältnis des Unterschiedes zwischen der größten und kleinsten Umlaufzahl zur mittleren Umlaufzahl, d. h.

$$\delta = \frac{n_{\max} - n_{\min}}{n_{\text{mittel}}} = \sim 2 \cdot \frac{n_{\max} - n_{\min}}{n_{\max} + n_{\min}}.$$

δ soll möglichst klein sein. Zu kleines δ ist jedoch nicht erwünscht, weil sonst der Regler bei Belastungsänderungen lange Zeit hin und her pendelt, ehe er zur Ruhe kommt. Je größer andererseits δ , desto rascher stellt sich der Regler in seine neue Gleichgewichtslage ein. An ausgeführten Reglern ist $\delta = 0,02-0,08$.

Um möglichst kleine δ anwenden zu können, ohne daß bei Geschwindigkeitsänderungen zu lang andauernde Pendelungen entstehen, wendet man Flüssigkeitskatarakte (Ölbremser) an. Dieselben bedingen allerdings in-

folge ihres Widerstandes eine größere Unempfindlichkeit des Reglers (vgl. auch Abschn. 32).

Je kleiner der Ungleichförmigkeitsgrad δ des Reglers gewählt wird, desto schwerere Schwungräder mit großer Umfangsgeschwindigkeit sind notwendig.

Federregler gestatten infolge ihrer kleineren zu beschleunigenden Massen einen kleineren Ungleichförmigkeitsgrad als Gewichtsregler.

Da der mit dem Stellzeug verbundene Regler bei seiner Verstellung einen gewissen Widerstand zu überwinden hat, so tritt ein Steigen oder Sinken der Muffe erst dann ein, wenn sich die Drehzahl um einen gewissen Betrag nach oben oder unten von der theoretischen entfernt hat. Der Bewegungswiderstand, welcher zu überwinden ist, setzt sich aus dem nützlichen Widerstand des Stellzeugs und der Eigenreibung des Reglers zusammen. Die Verstellungskraft des letzteren muß mindestens gleich dem Bewegungswiderstand sein.

Ist bei einer gewissen mittleren Drehzahl n eine obere und untere Drehzahl n_1 bzw. n_2 notwendig, um ein Steigen bzw. Sinken der Hülse herbeizuführen, so gilt als Unempfindlichkeitsgrad

$$\varepsilon = \frac{n_1 - n_2}{n}.$$

Der Unempfindlichkeitsgrad ist um so größer, je größer der Bewegungswiderstand des Reglers ist, dagegen um so kleiner, je größer das Kugelgewicht und die Hülsenbelastung sind. Von einem guten Regler wird ein möglichst kleiner Unempfindlichkeitsgrad verlangt. Für gewöhnlich jedoch sollte derselbe nicht kleiner sein, als der Ungleichförmigkeitsgrad des Schwungrades, da sonst ein Zucken (Tanzen) des Reglers während jedes Maschinenhubes eintritt. Der Unempfindlichkeitsgrad darf außer-

dem nicht kleiner sein, als der kleinste nach Tolle zulässige Ungleichförmigkeitsgrad des Reglers. Meist ist $\varepsilon = 0,04$. In den Prospekten der Reglerfabriken wird gewöhnlich $\frac{\varepsilon}{2}$ als Unempfindlichkeitsgrad bezeichnet, d. h. anstatt $4^0/0$ werden dort nur $2^0/0$ angegeben.

Der gesamte oder tatsächliche Ungleichförmigkeitsgrad des Reglers samt Stellzeug ist näherungsweise

$$i = \delta + \varepsilon .$$

Der Wert von i ist schließlich für die größten im Beharrungszustand auftretenden Drehzahlunterschiede maßgebend. Gewöhnlich wird garantiert, daß im Beharrungszustand der Unterschied zwischen der Drehzahl bei Leerlauf und bei Normalbelastung etwa $5^0/0$ beträgt, sowie daß bei gleichbleibender Belastung die Abweichung der Umdrehungszahl nicht größer als $0,5^0/0$ ist.

31. Energie und Arbeitsvermögen der Regler.

Unter der Energie S versteht man die Kraft, welche der ruhende, vom Stellzeug nicht belastete Regler an der Muffe ausübt. Die Größe von S läßt sich durch Auswägen des Muffendruckes bei ruhender Spindel für die verschiedenen Muffenstellungen ohne weiteres ermitteln. Am günstigsten ist eine unveränderliche Energie S , da hierbei die Unempfindlichkeit des Reglers für alle Muffenstellungen annähernd gleich groß ausfällt.

Unter dem Arbeitsvermögen A eines Reglers versteht man das Produkt aus der mittleren Energie S_m und dem Muffenhub s , d. h. $A = S_m \cdot s = \int S ds$. Je größer die Rückwirkung der Steuerung auf den Regler ist, desto größer wähle man das Arbeitsvermögen.¹⁾

¹⁾ Vgl. M. Tolle, Die Verstellkraft von Regulatoren, Z. d. V. d. I. 1899, S. 466.

32. Einteilung der Regler.

Die für Dampfmaschinen in Betracht kommenden Zentrifugalregler sind fast ausschließlich direkt wirkende. Dieselben lassen sich einteilen in Gewichts- und Federregler. Zu den ersteren zählen z. B. die in Fig. 60—64 dargestellten Regler, zu den letzteren hingegen die Ausführungen Fig. 65—67. Bei den Gewichtsreglern sind es Gewichte, bei den Federreglern hingegen gespannte Federn, welche dem Auseinandergehen der Schwungmassen entgegenwirken.

Beim Wattschen Regler (Fig. 64) kommt die Gewichtswirkung durch die Schwungmassen allein, bei den

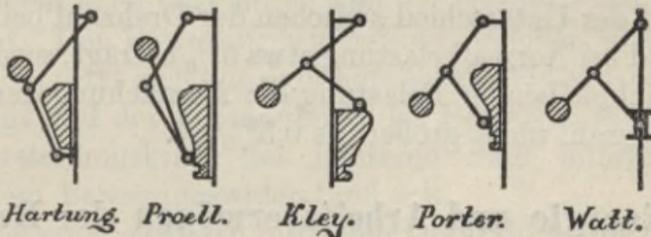


Fig. 60—64. Verschiedene Gewichtsregler.

übrigen Reglern (Fig. 60—63) hingegen vornehmlich durch die Hülsenbelastung zustande. Letztere ermöglicht eine größere Verstellungskraft und einen kleineren Unempfindlichkeitsgrad des Reglers. Allerdings bedingt die Gewichtsbelastung der Hülse den Nachteil, daß infolge von Massenwirkungen leicht ein Überregulieren bzw. Pendeln des Reglers eintritt. Diese Pendelungen werden durch die bereits im Abschn. 30 erwähnte Ölbremse gedämpft. Um jedoch die Massenwirkung des Hülsengewichtes ganz zu umgehen, ersetzt man dasselbe meist durch Federn (Federregler).

Die Schwungmassen sind in der Regel als Pendel ausgebildet, daher auch der Name Pendelregler. Man unter-

scheidet hierbei Kegelregler (Fig. 59—65) und Achsen- bzw. Flachregler (Fig. 34 und 67). Bei den letzteren ver-

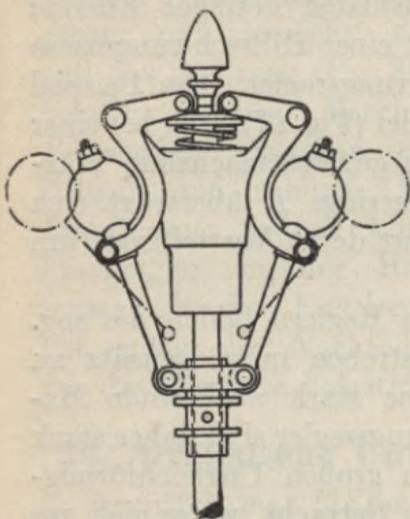


Fig. 65. Federregler.

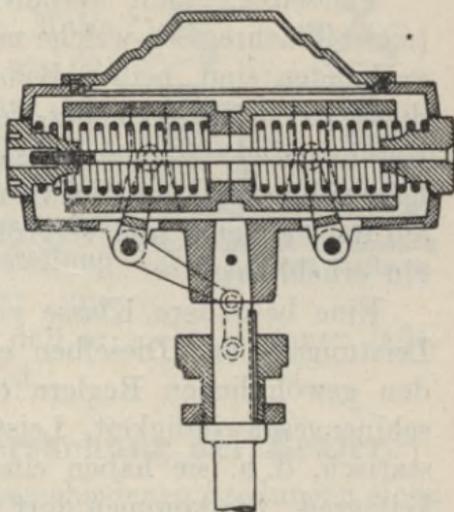


Fig. 66. Hartung'scher Federregler.

bleiben die Pendel stets in ein und derselben, zur Spindel senkrechten Ebene.

Bei den Kegelreglern kann der Pendeldrehpunkt fest mit der Drehachse verbunden sein (Fig. 59) oder sich beim Ausschlag verschieben (Fig. 65). Im ersteren Fall spricht man von unmittelbarer oder direkter Aufhängung, im letzteren Fall dagegen von umgekehrter oder indirekter Aufhängung der Pendel.

Als Mittel zur Übertragung der Bewegung

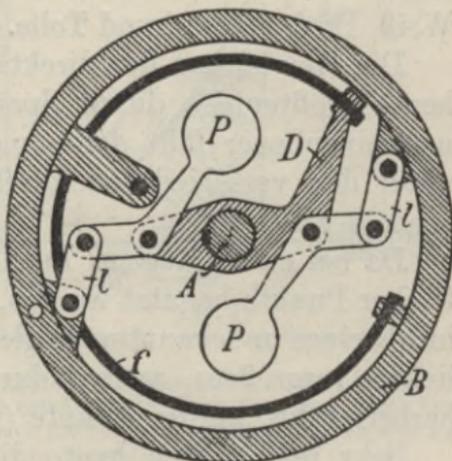


Fig. 67. Lentz'scher Achsenregler (schematisch).

der Schwungmassen auf die Hülse kommen in Betracht das Schubkurbelgetriebe (Fig. 59) und die Kurbelschleife.

Pendelregler mit verhältnismäßig geringer Energie (meist Flachregler), welche mit einer Hilfsschwungmasse verbunden sind, heißen Beharrungsregler. Ein Beispiel dieser Art bildet der Lentz-Regler (Fig. 67). Der bei einer Geschwindigkeitsänderung sich geltend machende Trägheitswiderstand des Beharrungsringes *B* überträgt sich auf die Pendel *P* und vergrößert deren Verstellkraft um ein erhebliches.

Eine besondere Klasse von Reglern bilden die sog. Leistungsregler. Dieselben erstreben im Gegensatz zu den gewöhnlichen Reglern eine stark wechselnde Maschinengeschwindigkeit. Leistungsregler sind daher stark statisch, d. h. sie haben einen großen Ungleichförmigkeitsgrad. Sie kommen dort in Betracht, wo es sich um die Überwindung eines gleichbleibenden Widerstandes handelt, wie dies z. B. bei Pumpen, Kompressen, Gebläsen der Fall ist. Hier kann eine Regulierung der Leistung nur durch Veränderung der Geschwindigkeit erfolgen. Am bekanntesten sind die Leistungsregler von Weiß, Prof. Stumpf und Tolle.

Die Herstellung der direkt wirkenden Regler erfolgt heute größtenteils durch Spezialfirmen. Dem Dampfmaschinenbauer fällt daher meist nur die Aufgabe zu, unter den verschiedenen käuflichen Modellen das passendste auszuwählen.

Da bei guten Reglern Pendellagen in der Nähe astatischer Punkte benutzt werden, so darf man den Muffenhub *s* eines unbekanntenen Reglers nicht einfach nach Belieben vergrößern, weil dadurch labiles Gleichgewicht herbeigeführt werden könnte (vgl. Fig. 71 und 72).

Sehr beliebt sind heute die Achsenregler. Am bekanntesten sind diejenigen von Pröll, Stein und Lentz.

Dieselben wirken unmittelbar auf die Steuerung ein, derart, daß sie die Exzentrizität und den Voreilwinkel verändern.¹⁾ Bei Kegelreglern hingegen muß zunächst die Muffe und das Stellzeug (Fig. 68 und 69) betätigt werden. Maschinen mit Achsenregler machen einen gefälligen und ruhigen Eindruck. Andererseits jedoch kommt der Flachregler in der Herstellung teurer als der Kegelregler und hat zudem den Nachteil, daß er nicht erkennen läßt, wie die Maschine belastet ist.

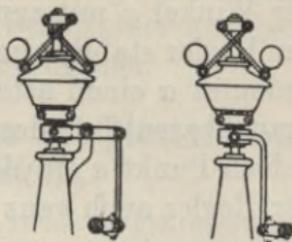


Fig. 68 und 69. Verbindung von Regler und Stellzeug.

33. Graphische Untersuchung der Regler.²⁾

Ermittelt man für die verschiedenen Stellungen eines Kegelreglers die Zentrifugalkräfte C der Schwungmassen und trägt diese als Ordinaten unter den jeweiligen Schwerpunkten auf, so ergibt sich die sog. Charakteristik oder C -Kurve des Reglers (Fig. 70). Das Arbeitsvermögen des Reglers ist, wenn u und o der untersten bzw. obersten Stellung entsprechen, durch den Inhalt der schraffier-

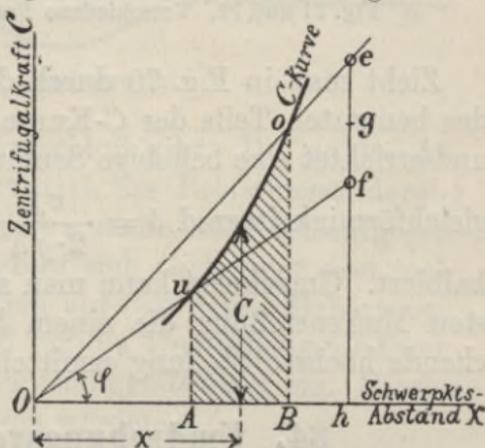


Fig. 70. Charakteristik eines Reglers nach Tolle.

¹⁾ Am einfachsten erkennt man die Wirkungsweise an dem bereits im Abschn. 23 beschriebenen Achsenregler Fig. 33. Das Exzenter hängt hier in den Punkten a und b . Drehen sich die Pendel um ihre Achsen P_1 und P_2 , so beschreiben sämtliche Punkte des Exzenter Kreisbögen.

²⁾ Nach M. Tolle, Beiträge zur Beurteilung der Zentrifugalpendelregulatoren, Z. d. V. d. I. 1896 und 1897.

ten Fläche dargestellt. Ist der Regler astatisch, so ist die C -Kurve eine Gerade durch Punkt O . Wächst hingegen der Winkel φ mit zunehmendem Pendelausschlag, so ist der Regler stabil; nimmt φ ab, so ist er labil. In Fig. 71 bedeutet a einen astatischen Punkt. Dieser trennt den brauchbaren Teil des Reglers vom unbrauchbaren. Ist jedoch Punkt a ein Wendepunkt, wie in Fig. 72, so kann der Regler auch ganz stabil oder labil sein.

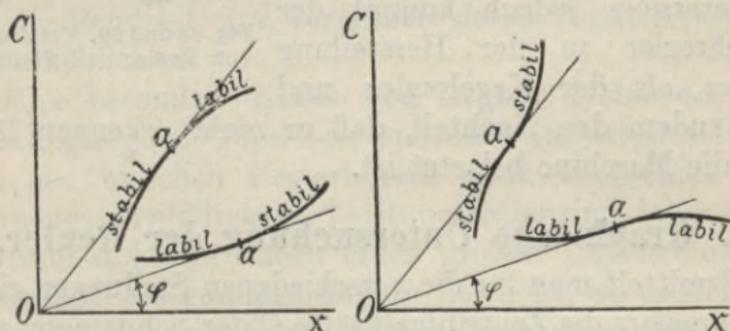


Fig. 71 und 72. Verschiedene Formen der C -Kurven.

Zieht man in Fig. 70 durch die Endpunkte u und o des benutzten Teils der C -Kurve Strahlen $O u$ und $O o$, und errichtet eine beliebige Senkrechte $h e$, so ist der Ungleichförmigkeitsgrad $\delta = \frac{ef}{2 \cdot g h}$, sofern g die Strecke ef halbiert. Umgekehrt kann man zu einer gegebenen tiefsten Muffenstellung die einem bestimmten δ entsprechende höchste Stellung ermitteln.

34. Umdrehungsverstellung.

Durch Vergrößerung oder Verkleinerung der Hülsenbelastung mittels eines Gewichts oder einer Feder läßt sich die Drehzahl im Betrieb erhöhen oder erniedrigen. Eine derartige Umdrehungsverstellung ist zum Parallelschalten von Wechselstrom- oder Drehstromgeneratoren

notwendig, um Phasengleichheit herzustellen. Hierbei kann die Veränderung der Hülsenbelastung von Hand oder mit Hilfe eines kleinen, vom Schaltbrett aus betätigten Elektromotors bewerkstelligt werden.

35. Umdrehungsschwankungen bei plötzlichen Belastungsänderungen.

Wenn infolge einer plötzlichen Belastungsänderung die Drehzahl im Verlauf einer gewissen Anzahl von Sekunden von einem Beharrungszustand *I* in einen neuen Beharrungszustand *II* übergeht, so entstehen vorübergehende Umdrehungsschwankungen, über deren Art das

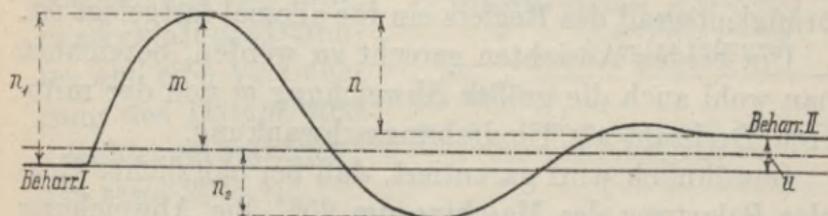


Fig. 73. Tachogramm.

Tachogramm (Fig. 73) Aufschluß gibt. Die größte Abweichung n_1 findet direkt nach der Belastungsänderung statt. Die Drehzahl pendelt alsdann nach der entgegengesetzten Seite hin und stellt sich nach einer oder mehreren weiteren Pendelungen auf den neuen Beharrungszustand *II* ein. Als Maß für die Umdrehungsschwankung gilt die größte Geschwindigkeitsänderung. Hierbei kann verschieden verfahren werden.

Für den Elektrotechniker kommt die Abweichung n_1 in Betracht. Die Spannung der Lichtmaschine ändert sich nämlich nahezu proportional mit ihrer Drehzahl. Überschreitet n_1 , und damit auch die Klemmenspannung, einen gewissen von der Lampenart abhängigen Betrag, so machen sich Schwankungen bzw. Zuckungen in der

Lichtstärke bemerkbar. Auf die Drehzahl von Elektromotoren haben die Schwankungen, da sie bei guter Regulierung doch nur wenige Sekunden auftreten, keinen Einfluß.

Demgegenüber kann sich der Erbauer der Kraftmaschine auf den Standpunkt stellen, daß als Umdrehungsschwankung nur der Betrag n , um welchen die Drehzahl vorübergehend über den neuen Beharrungszustand II hinausgeht, gelten kann. Auch dieser Standpunkt ist gerechtfertigt, da der Umdrehungsunterschied u , welcher sich bei allmählichem Übergang auf die neue Belastung einstellen würde, durch den Ungleichförmigkeitsgrad des Reglers ein für allemal festgelegt ist.

Um beiden Ansichten gerecht zu werden, bezeichnet man wohl auch die größte Abweichung m von der mittleren Drehzahl als Umdrehungsschwankung.

Gewöhnlich wird garantiert, daß bei plötzlicher Ent- oder Belastung der Maschine um 25⁰/₁₀₀ die Abweichung der Drehzahl von der mittleren nicht mehr als $\pm 2\frac{1}{2}$ ⁰/₁₀₀ beträgt.

VII. Die Kondensation.

36. Allgemeines.

Maschinen über 50—60 PS, Lokomobilen sogar schon früher, arbeiten bei reinem Kraftbetrieb meist mit Kondensation. Letztere besteht darin, daß man den Maschinenabampf in einen mittels Wasser gekühlten Raum, den Kondensator, einleitet, wobei er sich niederschlägt und einen druckerniedrigten Raum, ein sog. Vakuum, hinterläßt. Die Luftleere wird hierbei um so größer, je größer die Menge und je geringer die Temperatur des Kühlwassers ist. Entnimmt man das letztere aus Brunnen, so ist dessen Temperatur ziemlich gleichmäßig und

beträgt durchschnittlich etwa 10° C. Bei Entnahme des Kühlwassers aus Flüssen oder Teichen steigt dessen Temperatur, je nach der Jahreszeit, bis 25° C und darüber. Die ungünstigsten Wasserverhältnisse hat man bei Rückkühlanlagen, woselbst die Wassertemperatur $30-40^{\circ}$ C und mehr beträgt.

Durch die Anwendung der Kondensation wird der Gegendruck der Maschine herabgesetzt und somit das ausnützbare Druck- und Temperaturgefälle vergrößert. Das Ergebnis ist eine bessere Ausnutzung der Expansivkraft des Dampfes und eine Verringerung des Dampf- und Kohlenverbrauches

um etwa $25\%_{0}$.¹⁾

Zur dauernden Aufrechterhaltung des Vakuums ist es notwendig, das Kondensat sowie das Dampfluftgemisch mit Hilfe besonderer Pumpen abzusaugen. Die Luft wird teils mit dem Speisewasser²⁾ und Kühlwasser zugeführt, teils gelangt sie durch geringe Undichtheiten der Flanschen, Stopfbüchsen usw. in den Dampf. Es liegt im Interesse der Wirtschaftlichkeit des Betriebs, die Luftzufuhr durch das Speisewasser tunlichst zu vermeiden und auf möglichst vollkommene Dichtheit der Rohrleitung, Schieber, Stopfbüchsen usw. bedacht zu sein, da eindringende Luft nach zwei Richtungen schädlich wirkt. Einmal verschlechtert sie das Vakuum der Dampfmaschine, da sich der Druck der Luft zu dem jeweiligen

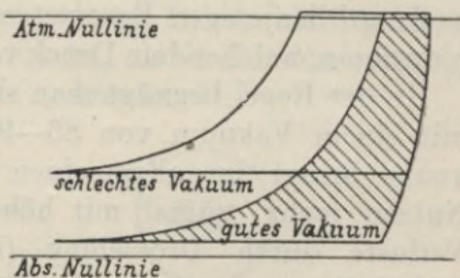


Fig. 74. Luftpumpenarbeit bei gutem und schlechtem Vakuum.

¹⁾ Vgl. Band I, Abschn. 26, über den Nutzen der Kondensation.

²⁾ Außer der im Speisewasser enthaltenen Luft können größere Luftmengen durch die Speisevorrichtung (Luftschnüffeln) in den Kessel gelangen. Vgl. Z. d. V. d. I. 1911, S. 544.

Dampfdruck addiert, und zum andern bedingt sie einen größeren Kraftverbrauch der Luftpumpe (Fig. 74).

Die Höhe des erreichbaren Vakuums ist unter sonst gleichen Verhältnissen vom Barometerstand abhängig. Je größer dieser ist, desto höher ist das erreichbare Vakuum. Man drückt das letztere in der Regel in Prozenten des Barometerstandes aus. Um vergleichbare Werte zu bekommen, ist es jedoch notwendig, das Vakuum jeweils auf denjenigen Barometerstand (735,5 mm QS) zu reduzieren, welcher dem Druck von 1 kg/qcm entspricht.¹⁾

In der Regel begnügt man sich bei Kolbenmaschinen mit einem Vakuum von 85—90⁰/₀. Ein höheres Vakuum bringt im allgemeinen keinen wirtschaftlichen Nutzen mehr, zumal mit höherem Vakuum auch die Verluste durch Drosselung (in den Auslaßorganen) und Reibung sowie durch Wärmeaustausch wachsen. Wenn auch die indizierte Arbeit noch um ein geringes vergrößert werden kann, so nehmen andererseits bei höherem Vakuum die Anschaffungskosten sowie auch der Kraftverbrauch der Kondensation zu, insbesondere bei Vorhandensein einer Rückkühlanlage, wo noch die Wasserhebung auf den Kühlturm hinzukommt.

Die Kolbenmaschine ist eben, im Gegensatz zur Dampfturbine, für die Ausnützung hoher Luftleeren ungeeignet. Während man in Dampfturbinen den Dampf bis zum Kondensatordruck expandieren lassen kann, muß man sich bei Kolbenmaschinen mit einem weit kleineren Expansionsverhältnis (durchschnittlich 1 : 16) begnügen, da man sonst zu große Zylinder-, Steuerungs- und Leitungsabmessungen sowie zu große Verluste durch Wärmeaustausch und durch Reibung bekäme. Zudem ist das

¹⁾ Richtiger ist es, wie dies im Dampfturbinenbau mehr und mehr zur Übung wird, den absoluten Druck im Kondensator in kg/qcm anzugeben.

Vakuum im Zylinder, und nur dieses kommt für die Maschine in Betracht, infolge von Drossel- und Reibungsverlusten stets geringer als dasjenige im Kondensator. Nur bei Gleichstrommaschinen sind die Drosselverluste, infolge des Schlitzauslasses, so gering, daß das Vakuum im Zylinder fast nur um den zur Erzeugung der Austrittsgeschwindigkeit notwendigen Druckabfall geringer ist, als im Kondensator (vgl. Abschn. 7).

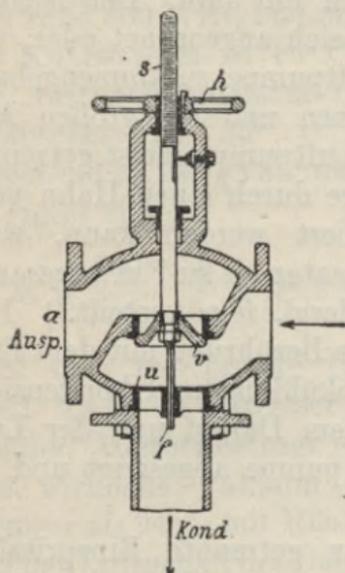


Fig. 75. Wechselventil.

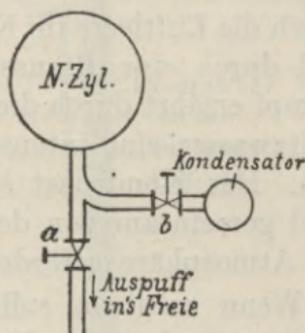


Fig. 76. Umschaltchieber für Auspuff- und Kondensationsbetrieb.

Da es bei einer Störung in der Kondensationsanlage vorkommen kann, daß dieselbe außer Betrieb gesetzt werden muß, so ist dafür zu sorgen, daß jederzeit auf Auspuffbetrieb umgeschaltet werden kann. Dies erreicht man durch Anordnung eines Wechselventils (Fig. 75), oder besser durch Anordnung zweier Schieber gemäß Fig. 76, weil alsdann der bedeutende Druckverlust im ersteren (3—4 cm QS) vermieden wird.

Man unterscheidet zwei Arten von Kondensationen, die Mischkondensation und die Oberflächenkondensation.

37. Die Mischkondensation.

Bei der Misch- oder Einspritzkondensation kommt der Dampf im Kondensator unmittelbar mit dem Kühlwasser in Berührung und mischt sich mit ihm. Der Niederschlagsraum kann hierbei für sich angeordnet oder, wie in Fig. 80, direkt mit der Luftpumpe zusammengebaut sein. Bei Gleichstrommaschinen und bei großen Maschinen ist Kondensator und Luftpumpe meist getrennt. Das Kühlwasser, dessen Menge durch einen Hahn vom Maschinenhausflur aus reguliert werden kann, wird durch die Luftleere im Kondensator bis zu 7 m angesaugt und durch eine Brause od. dergl. fein verteilt.¹⁾ Der Dampf erfährt durch die innige Berührung mit dem Einspritzwasser eine intensive Abkühlung und kondensiert sich. Das Kondensat samt dem Dampf und der Luft wird gemeinsam von der Luftpumpe abgesaugt und an die Atmosphäre gefördert.

Wenn möglich, sollte man getrennte Einspritzleitungen vorsehen, damit eine Reserve vorhanden ist. Passiert nämlich an einer gemeinsamen Einspritzleitung etwas, so versagt sofort die Kondensation sämtlicher Maschinen.

Muß die Naßluftpumpe in größerer Entfernung von der Dampfmaschine aufgestellt werden, so ist es wichtig, den Kondensator möglichst dicht am Zylinder anzuordnen. Der Druckverlust in der Leitung bis zur Pumpe ist dann ziemlich gering.

Die Kühlwassermenge m , welche pro kg zu kondensierenden Dampfes notwendig ist, liegt zwischen 20 und 45 kg. Sie fällt um so kleiner aus, je niedriger die Tem-

¹⁾ Praktisch soll man mit der Saughöhe nicht über 5 m gehen, damit bei plötzlichen großen Belastungssteigerungen das Vakuum nicht abreißt.

peratur t_e des Einspritzwassers ist. Sie bestimmt sich aus der Beziehung

$$m = \frac{i - t_a}{t_a - t_e} \text{ kg.}$$

Setzt man den Wärmehalt des Austrittsdampfes $i = \text{rund } 600 \text{ WE}^1)$ und nimmt die Eintrittstemperatur t_e des Kühlwassers zu 15° C und die Austrittstemperatur t_a des Gemisches zu 35° C (entsprechend ca. 94% Vakuum) an, so ergibt sich

$$m = \frac{600 - 35}{35 - 15} = 28,2 \text{ kg,}$$

d. h. man hat pro kg Dampf rund 28 kg Kühlwasser notwendig. Hierbei beträgt jedoch das wirkliche Vakuum etwas weniger als 94% , mit Rücksicht auf den Luftgehalt des Dampfes, und zwar im allgemeinen etwa 3% . Man würde also im vorliegenden Fall auf ca. 91% Vakuum kommen.

Begnügt man sich mit einem Vakuum von 90% bzw. einer Kondensatorspannung von 0,1 at, so sind pro kg Dampf nur 18,5 kg Kühlwasser erforderlich. Die Temperatur des Kondensats beträgt hierbei rund 45° C . Über 60° Kondensattemperatur sollte man mit Rücksicht auf

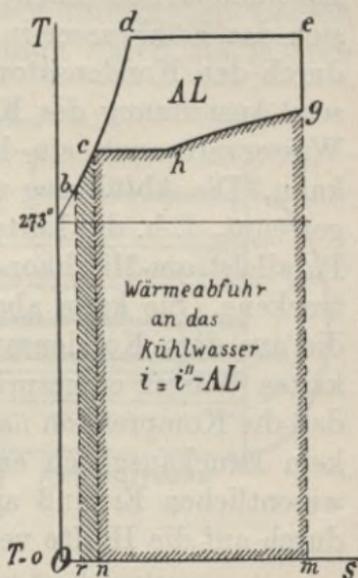


Fig. 77. Theoretische Wärmeabfuhr an das Kühlwasser bei unvollständiger Expansion.

¹⁾ Über die genaue Berechnung der Abdampfwärme findet sich Näheres in Band I, Abschn. 42. Wenn man bisweilen anstatt der Gesamtwärme die Summe $i' + q$ (Flüssigkeitswärme + innere Verdampfungswärme) einsetzt, so ist dies unrichtig. Denn es wird hierbei das Wärmeäquivalent $A \cdot p(v' - v')$ der vom Kolben zu leistenden Gegendruckarbeit vernachlässigt.

die Saugfähigkeit der Pumpe nicht gehen, zumal auch die Gummiklappen der Luftpumpe notleiden.

Außer der im vorstehenden beschriebenen Mischkondensation, welche nach dem Parallelstromprinzip arbeitet, kommt noch die Gegenstrom-Mischkondensation von Weiß (aber nur für größere Anlagen, wie Zentralkondensationen) in Betracht. Hierbei bewegt sich das Kühlwasser in der entgegengesetzten Richtung durch den Kondensator wie die Luft, weshalb eine bessere Ausnützung des Kühlwassers, d. h. bei geringerem Wasserverbrauch ein höheres Vakuum erzielt werden kann. Die Abführung von Wasser und Luft erfolgt hier getrennt, d. h. die Luftpumpe ist hier, im Gegensatz zur Parallelstrom-Mischkondensation, im allgemeinen eine trockene. Sie kann aber auch eine Naßluftpumpe sein, die aus dem Kondensator die Luft absaugt und in die kaltes Wasser eingespritzt wird. Dies hat den Vorteil, daß die Kompression nach der Isotherme erfolgt und daß kein Druckausgleich erforderlich ist. Beides hat einen wesentlichen Einfluß auf den Kraftverbrauch, der dadurch auf die Hälfte vermindert werden kann.

38. Die Oberflächenkondensation.

Die Oberflächenkondensation wird für stationäre Kolbendampfmaschinen verhältnismäßig selten angewendet, weil der Oberflächenkondensator komplizierter und in der Herstellung teurer ist als der gewöhnliche Einspritzkondensator, und zudem zur Erzeugung desselben Vakuums etwas mehr Kühlwasser verbraucht. Man wendet die Oberflächenkondensation hauptsächlich für Schiffsmaschinen an, da hier notgedrungen das Kondensat wieder gespeist werden muß. Meerwasser ist nämlich infolge seines Salzgehaltes zur Kesselspeisung unbrauchbar. Außerdem verwendet man die Oberflächenkondensation

vielfach dort an, wo der Abdampf zur Wasser- oder Luft-erwärmung ausgenützt werden soll.

Bei der Oberflächenkondensation kommt der Abdampf mit dem Kühlwasser in keinerlei Berührung. Der Dampf kondensiert sich hier vielmehr an den Außenflächen von (bisweilen beiderseits verzinnnten) Messingröhren, die innen vom Kühlwasser durchströmt werden (Fig. 78). Seltener wird der Dampf durch die Röhren

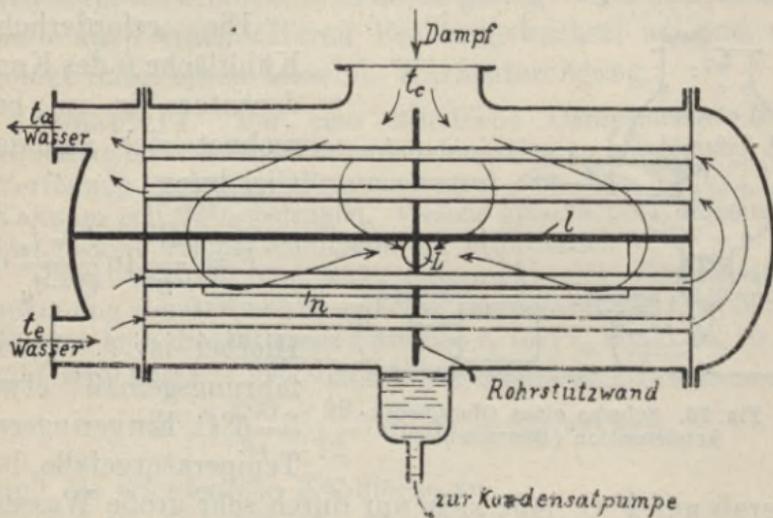


Fig. 78. Schema einer Oberflächenkondensation (Längsschnitt).

und das Kühlwasser um dieselben geführt, weil auf diese Weise die Reinigung der eng beisammen liegenden Röhren von angesetztem Schlamm und Kesselstein erschwert wird.

Zur Zuführung des Kühlwassers dient eine besondere Pumpe, meist eine mit ihrem Antriebsmotor direkt gekuppelte Zentrifugalpumpe. Die Entfernung des Kondensats und des Dampfluftgemischs geschieht teils gemeinsam durch eine Naßluftpumpe, teils gemäß Fig. 78 durch zwei getrennte Pumpen, wie dies bisher insbesondere bei Zentralkondensationen üblich war.

Man kann pro kg zu kondensierenden Dampfes etwa 30—60 kg Kühlwasser rechnen. Genauer bestimmt sich die Kühlwassermenge W in kg auf Grund der Gleichung

$$W = \frac{i - t_c}{t_a - t_e} D,$$

wobei i den Wärmehalt des Abdampfes, t_c die Temperatur des Kondensats, t_e die Eintrittstemperatur des Kühlwassers und t_a die Austrittstemperatur desselben bedeuten.

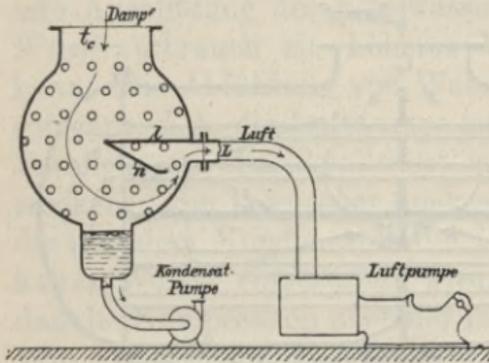


Fig. 79. Schema einer Oberflächenkondensation (Querschnitt).

Die erforderliche Kühlfläche F des Kondensators (in qm) berechnet sich aus der Gleichung

$$F = \frac{W}{k} \ln \frac{t_c - t_e}{t_c - t_a}.$$

Hierbei ist $t_c - t_a$ erfahrungsgemäß etwa 5—6° C. Eingeringeres Temperaturgefälle, bis herab auf 2° C, läßt sich nur durch sehr große Wassergeschwindigkeit oder durch Anwendung der sog. Wirbelstreifen von Josse erzielen. Letztere haben sich in der Praxis nicht bewährt, da sie leicht verschlammen.

Die Wärmeübergangszahl k ist veränderlich. Sie hängt in erster Linie von der Wassergeschwindigkeit ab und nur in ganz geringem Maße von dem Material und der Stärke der Rohrwand (Heizfläche). Auch die Dampfgeschwindigkeit hat nur geringen Einfluß auf k . Dagegen kann k durch im Dampf enthaltene Luft erheblich beeinflusst werden, da der Wärmeübergang von Luft an Metall ein schlechter ist. Man kann für normale Verhältnisse $k = 1600—2000$ annehmen. Bei Wirbelstreifen ist k wesent-

lich größer. Auch durch Anwendung größerer Wassergeschwindigkeiten läßt sich die Wärmeübergangszahl erhöhen. Man sollte jedoch mit der Wassergeschwindigkeit keinesfalls über 2 m/sek gehen, da sonst die Widerstände zu stark anwachsen und die Wasserpumpe zu viel Kraft verzehrt.

In Fig. 77 ist nur ein einmaliger Richtungswechsel des Kühlwassers angedeutet. Hierbei ist naturgemäß die Wassergeschwindigkeit ziemlich gering. Man ordnet deshalb auch einen öfteren Richtungswechsel an und erreicht dann einen besseren Wärmedurchgang.

Beispiel I. Für eine stündliche Dampfmenge $D = 10000$ kg ist eine Oberflächenkondensation zu berechnen. Zur Verfügung steht ein Brunnenwasser von $t_e = 12^\circ$ C. Das Vakuum soll 93% betragen. Welche stündliche Kühlwassermenge und welche Kühlfläche ist erforderlich?

Dem Vakuum von 93% entspricht eine Kondensatorspannung von 0,07 at abs und eine Temperatur von $t_c = 39^\circ$ C. Nimmt man die Differenz zwischen t_c und t_a zu 5° an, so ergibt sich mit $i = 600$ die Kühlwassermenge zu

$$W = \frac{600 - 39}{34 - 12} \cdot 10000 = 255000 \text{ kg}^1)$$

und die erforderliche Kühlfläche zu

$$F = \frac{255000}{2000} \ln \frac{39 - 12}{39 - 34} = 215 \text{ qm} .$$

Beispiel II. Für die gleiche Dampfmenge wie im obigen Beispiel soll eine Oberflächenkondensation berechnet werden, unter der Annahme, daß eine Rückkühlanlage vorhanden ist und die Wassertemperatur $t_e = 30^\circ$ C beträgt. Das Vakuum sei 89%. Welche Wassermenge und Kühlfläche sind erforderlich?

Dem Vakuum von 89% entspricht eine Spannung von 0,11 at abs bzw. eine Temperatur von $t_c = 47,5^\circ$ C. Nimmt man $t_c - t_a$ wieder zu 5° an, so ergibt sich (unter Vernach-

¹⁾ Auch hier ist der Luftgehalt des Dampfes nicht in Betracht gezogen. Das tatsächliche Vakuum ist deshalb etwas kleiner als 93%, d. h. man müßte, um auf letzteres zu kommen, noch etwas mehr Kühlwasser aufwenden.

lässigung des Luftgehaltes) die stündliche Kühlwassermenge zu

$$W = \frac{600 - 47,5}{42,5 - 30} \cdot 10000 = 442000 \text{ kg}$$

und die erforderliche Kühlfläche zu

$$F = \frac{442000}{2000} \ln \frac{47,5 - 30}{47,5 - 42,5} = 277 \text{ qm.}$$

39. Die Luftpumpe.

Je nachdem die Pumpe nur das Dampfluftgemisch oder auch das Kondensat abzusaugen hat, unterscheidet man trockene und nasse Luftpumpen. Und zwar kann

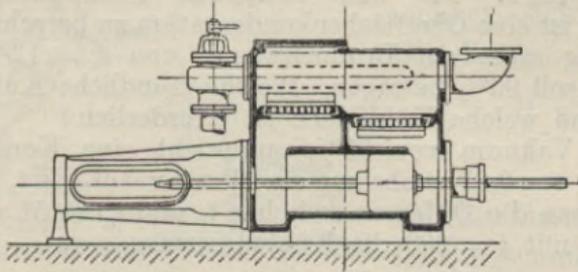


Fig. 80. Luftpumpe mit Einspritzkondensator.

bei den ersteren die Wirkung eine einstufige oder, zwecks Erreichung eines möglichst hohen Vakuums, auch eine zweistufige sein.

Weiterhin unterscheidet man Kolbenpumpen und rotierende Pumpen, sowie Wasserstrahlpumpen.

Am häufigsten werden Luftpumpen nach Art der Fig. 80 angewendet. Die Luftpumpe, welche mit dem Kondensator zusammengebaut ist, besitzt Gummi-klappen und wird in der Regel unter Flur angeordnet. Der Antrieb erfolgt gewöhnlich von der Maschinenkurbel aus, seltener durch die Kolbenstange.

Was die Größe der Luftpumpe betrifft, so muß dieselbe so gewählt werden, daß die Luftpumpe einmal das

Dampfwassergemisch, sodann aber auch die vom Wasser mitgeführte Luft befördern kann. Man kann überschlägig den Luftpumpeninhalt gleich $\frac{1}{7}$ — $\frac{1}{8}$ vom Inhalt des Hochdruckzylinders machen, vorausgesetzt daß die Pumpe doppelwirkend ist; andernfalls $\frac{1}{3,5}$ — $\frac{1}{4}$. Ist das Einspritzwasser außergewöhnlich stark lufthaltig (kohlen säurehaltig), so ist das Hubvolumen entsprechend reichlicher zu wählen.

Die Kolbengeschwindigkeit doppelwirkender Luftpumpen beträgt in der Regel 1—1,5 m. Die Geschwindigkeit des Wassers in der Zuleitung sollte 1,5—2 m nicht übersteigen, je nach der Saughöhe.

Der Kraftverbrauch für die Kondensation kann bei Einspritzkondensation zu 1—2⁰/₀ und bei Oberflächenkondensation zu etwa $\frac{1}{2}$ —1⁰/₀ der Maschinenleistung angenommen werden. Bei Rückkühlung erhöht sich der Kraftverbrauch um etwa $\frac{1}{2}$ —1⁰/₀ infolge der Wasserhebung auf den Kühlturm.

Pumpen nach Art derjenigen von Westinghouse-Leblanc sind zu den Wasserstrahlpumpen zu rechnen. Die Westinghouse-Leblanc-Pumpe eignet sich in erster Linie für Oberflächenkondensationen, und zwar zum Absaugen von Luft und Dampf.¹⁾ Sie besteht aus einem mechanisch bewegten, teilweise beaufschlagten Schleuderrad und einer Düse. Als Arbeitsmittel dient Wasser, welches von den Radschaufeln in dünnen Scheiben (Wasserkolben), welche die zu entfernende Luft umschließt, durch die Düse geschleudert wird.

Für Kolbenmaschinen mit ihrem verhältnismäßig geringen Vakuum werden im allgemeinen Kolbenluftpum-

¹⁾ Das Kondensat wird durch eine zwei- oder mehrstufige Zentrifugalpumpe abgesaugt. Man könnte zwar auch Luft und Kondensat zusammen absaugen. Die Ausbildung als Naßluftpumpe ist jedoch nicht rationell.

pen vorgezogen. Denn der Antrieb kann hier direkt von der Dampfmaschine erfolgen, während die Westinghouse-Leblanc-Pumpe einen besonderen Elektromotor zu ihrem Antrieb erfordert. Ein Antrieb durch Riemen würde nämlich ein zu großes Übersetzungsverhältnis bedingen.

Eine Westinghouse-Leblanc-Pumpe oder überhaupt eine sog. rotierende Luftpumpe käme höchstens für schnellaufende stehende Kolbenmaschinen in Betracht, wo ein direkter Antrieb von Kolbenpumpen an sich nicht mehr möglich ist, sowie dort, wo es sich um den nachträglichen Einbau einer Kondensation in eine Kolbenmaschinenanlage handelt. Eine Kolbenpumpe ließe sich hier unter Umständen gar nicht mehr unterbringen.

Zum Absaugen der Luft aus Oberflächenkondensatoren können auch gewöhnliche Strahlpumpen Verwendung finden. So verwendet z. B. die Firma Brown, Boveri & Co. eine Strahlpumpe, welcher das Wasser unter einem Druck von ca. 3 at zugeführt wird. Da hier nur die im Dampf enthaltene Luft abzusaugen ist, so braucht man wesentlich weniger Wasser als bei der Körtingschen Strahlkondensation und erreicht dabei ein Vakuum, welches ebenso hoch ist wie dasjenige der Westinghouse-Leblanc-Pumpe.

40. Rückkühlanlagen.

Dieselben kommen dort in Betracht, wo nicht genügend Kühlwasser für die Kondensation vorhanden ist. Die Rückkühlanlage hat alsdann die Aufgabe, dem Wasser die im Kondensator aufgenommene Wärme wieder zu entziehen, so daß dasselbe Wasserquantum immer wieder von neuem zur Kühlung verwendet werden kann. Wo ausreichend Fluß- oder Grundwasser vorhanden ist, vermeidet man die Rückkühlanlage mit Rücksicht auf die

dadurch bedingte Verschlechterung des Vakuums und die Erhöhung der Anlagekosten.

Man unterscheidet Kühlteiche, offene Gradierwerke aus Reisigbündeln oder Latten, sowie geschlossene Gradierwerke mit Holzeinlagen, und endlich Kühltürme oder Kaminkühler, welche letztere aus Holz, Stein oder Eisen hergestellt werden können. Auch die Körtingsche Streudüse sei hier erwähnt. Zu ihrem Betrieb ist eine Druckpumpe nötig, die das Warmwasser mit 1—1,5 at Druck in Streudüsen kegelförmig zerstäubt; es fällt dann in einen Sammelteich. In der Regel verwendet man Kühltürme. Der Hauptteil der Kühlwirkung entfällt hierbei auf die Verdunstung des warmen Wassers, welche ihrerseits vom Feuchtigkeitsgehalt der Luft und vom Barometerstand abhängig ist.

41. Wiederverwendung des Kondensats.

Die Wiederverwendung des Kondensats zur Kesselspeisung hat eine gründliche Entölung desselben zur Voraussetzung. Näheres hierüber enthält Abschnitt 55.

42. Zentralkondensationen.

In Berg- und Hüttenwerken mit ihren vielen, räumlich oft weit auseinanderliegenden Betrieben ist es üblich, die Abdampfleitungen sämtlicher Maschinen einem gemeinschaftlichen Kondensator zuzuführen. Dies hat den Vorteil, daß der Betrieb einfacher wird, und ferner, daß die Luftleere, trotz des intermittierenden Betriebs einzelner Maschinen, eine gleichmäßigere ist. Von Nachteil sind hierbei nur die langen Vakuumleitungen mit ihren vielen Dichtungsstellen, Flanschen und Absperrschiebern, da diese, auch bei der sorgfältigsten Ausführung und Verlegung, stets die Höhe des Vakuums beeinträchtigen.

VIII. Hauptteile der Dampfmaschinen.

43. Der Dampfzylinder.

Die Einführung der Überhitzung machte eine Vereinfachung der Zylinderform notwendig. Der Hochdruckzylinder besteht heute aus einem einfachen rohrförmigen Körper ohne Dampfmantel. Die Zu- und Abführung des Dampfes erfolgt bei Ventilmaschinen getrennt durch sog. Hosenrohre. Nur bei den Niederdruckzylindern ist noch die früher gebräuchliche gemeinsame Dampfzu- und -abführung in Anwendung. Auch wird hierfür von manchen Firmen der Dampfmantel beibehalten, wobei die Laufbüchse in der Regel besonders eingezogen wird. Meist wird allerdings aus Preisrücksichten auf den Dampfmantel verzichtet; vgl. auch das auf S. 11 über den Nutzen des Dampfmantels Gesagte.

Die Lauffläche des Zylinders ist an den Enden abgesetzt. Die Absätze sollen mit Rücksicht auf das Einbringen des Kolbens schräg sein und von den Kolbenringen nur wenig überlaufen werden, um ein Zusammenklappen der Ringe durch den Dampfdruck zu vermeiden.

Die Wandstärke des Zylinders wird vorwiegend durch Herstellungsrücksichten bestimmt.¹⁾ Die Stärke der Flanschen beträgt das 1,3—1,5fache der Wandstärke. Das vordere Ende des Dampfzylinders wird mit Rücksicht auf den Anschluß an die Rundführung meist nur mit einer Öffnung für den Stopfbüchseinsatz versehen. Letzterer wird durch die Rundführung, seltener durch den Zylinder eingebaut.

Um möglichst kleine schädliche Räume zu bekommen, werden die Ventile von manchen Firmen nicht

¹⁾ Vgl. den Band „Die Maschinenelemente“, Sammlung Göschen.

im Zylinder, sondern in den Deckeln angeordnet. Der Spielraum zwischen den letzteren und dem Kolben beträgt je nach Hublänge 5—10 mm.

Die Zahl der Deckelschrauben kann zu $i = \frac{D}{8} + 4$

angenommen werden, wobei D den Zylinderdurchmesser in cm bedeutet. Die Schraubenentfernung ist hierbei um so kleiner zu wählen, je dünner der Flansch ist; keineswegs sollte sie über 15 cm betragen. Der Kerndurchmesser der Schrauben ist nach dem größten Dampfdruck zu berechnen, und zwar für eine Zugbeanspruchung von nur 300 kg/qcm, weil die Schrauben unter vollem Dampfdruck angezogen werden.¹⁾

Der Zylinder kann freihängend oder mit Stützung ausgeführt werden. Bei Tandemaschinen ist in der Regel nur das Zwischenstück und das Ende des Hochdruckzylinders abgestützt, und zwar derart, daß eine Längsverschiebung (infolge der elastischen und Wärmedehnungen) möglich ist.

Zu diesem Zweck dürfen weder die Schrauben am Hochdruckzylinder noch am Zwischenstück angezogen werden. Sind die Schrauben zu stark angezogen, so erfolgen die Wärmeausdehnungen beim An- und Abstellen der Maschine ruckweise. Man kann dann oft regelrechte Knaller hören. Am besten läßt man deshalb die Schrauben überhaupt weg. Ein Anheben der Hochdruckzylinder-Stütze findet nicht statt, im Gegenteil drückt sich der hintere Fuß infolge der senkrechten Wärmedehnung des Zylinders sogar fest an.

Jeder Zylinder ist mit Wasserablaßhähnen zum Ablassen des Kondensats bei Inbetriebsetzung der Maschine zu versehen. Weiterhin sind Indikatornocken anzubringen, deren Bohrung nicht unter 10 mm betragen sollte.

¹⁾ Vgl. den Band „Die Maschinenelemente“, Sammlung Göschel.

Und endlich sind mit Rücksicht auf Wasserschläge oder zu hohe Kompression an jedem Zylinder zwei Sicherheitsventile vorzusehen, deren Durchmesser bis etwa ein Zehntel des Zylinderdurchmessers beträgt. Es wäre jedoch

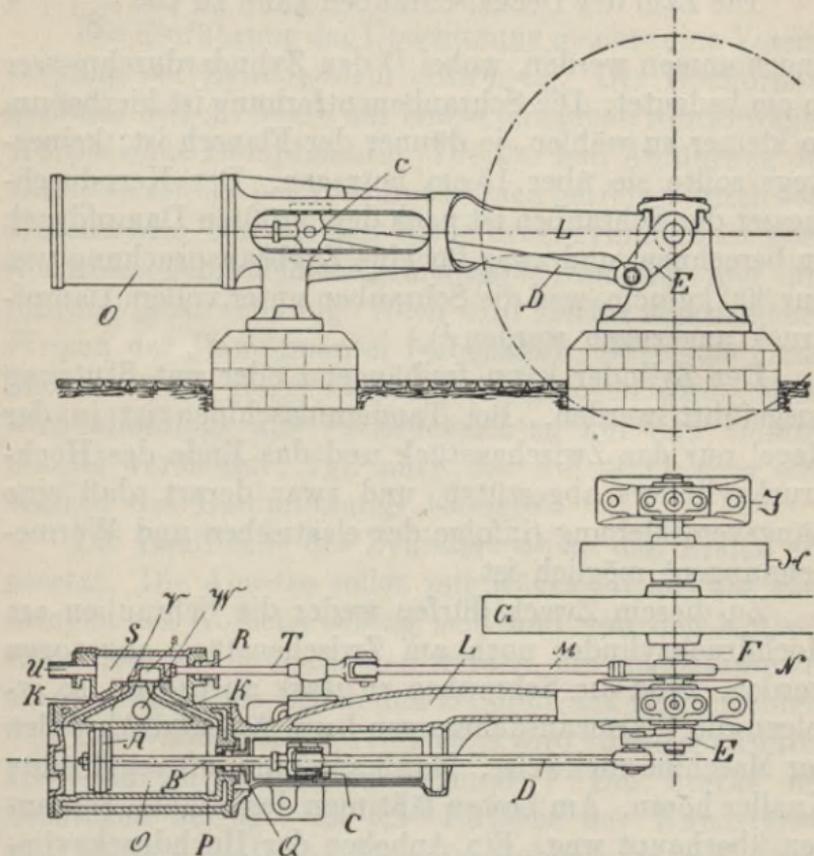


Fig. 81 und 82. Einzylindermaschine mit einfacher Schiebersteuerung.

irrig, anzunehmen, daß diese Sicherheitsventile bei voller Geschwindigkeit unter allen Umständen gegen die schädlichen Folgen eines Wasserschlages schützen. Eine größere Sicherheit gewährt in dieser Hinsicht die richtige Anordnung der Steuerkanäle. Letztere sollten am tiefsten Punkt des Zylinders abzweigen, damit das sich

etwa bildende Kondenswasser von selbst abfließen kann. Bei stehenden Maschinen läßt sich dies allerdings nur beim unteren Zylinderende ermöglichen; die obere Kolbenseite hingegen wird einem Wasserschlage stets mehr ausgesetzt sein. Es empfiehlt sich deshalb schon aus diesem Grunde, die Niederdruckzylinder stehender Maschinen mit einem Heizmantel zu versehen. Das Kondensat entsteht alsdann in der Hauptsache im Dampfmantel, wo es nicht weiter störend wirkt. Bei Ventilmaschinen kommen Wasserschläge an sich weniger leicht vor, wenigstens bei solchen liegender Konstruktion, da hier die Auslaßventile stets am tiefsten Punkt liegen.

Die Zylinderschmierung kann in zweierlei Weise erfolgen, entweder durch Dampfschmierung oder durch direkte Flächenschmierung. In der Regel begnügt man sich mit der ersteren, und zwar schmiert man sowohl den Hoch- als auch den Niederdruckdampf, letzteren allenfalls mit etwas billigerem Öl.

Die Dampfschmierung hat gegenüber der Flächenschmierung den Vorzug, daß das Öl im Dampfstrom fein verteilt wird und eine gleichmäßige Schmierung von Kolben, Schiebern und Schieber- bzw. Ventilspindeln bewirkt. Nicht selten wird gegen die Dampfschmierung eingewendet, daß das Öl durch die Einführung in den hochüberhitzten Dampf notleide und an Schmierfähigkeit verliere. Demgegenüber ist jedoch zu bemerken, daß sich die Dampfschmierung auch bei den höchsten gebräuchlichen Dampftemperaturen bewährt hat.¹⁾ Die Zeit, während welcher die hohe Dampftemperatur auf das Öl einwirkt, ist eben eine verhältnismäßig kurze.

Nur bei größeren Maschinen wendet man meist Dampf- und Flächenschmierung gleichzeitig an. Auch bei

¹⁾ Bei außergewöhnlich hohen Dampftemperaturen hat man auch schon das Schmieröl in den Dampfkanal, d. h. hinter dem Steuerorgan eingeführt, weil hier die Dampftemperatur bereits eine niedrigere ist.

Gleichstrommaschinen ist dies der Fall, und zwar schmiert man hier die Laufbüchse meist an mehreren

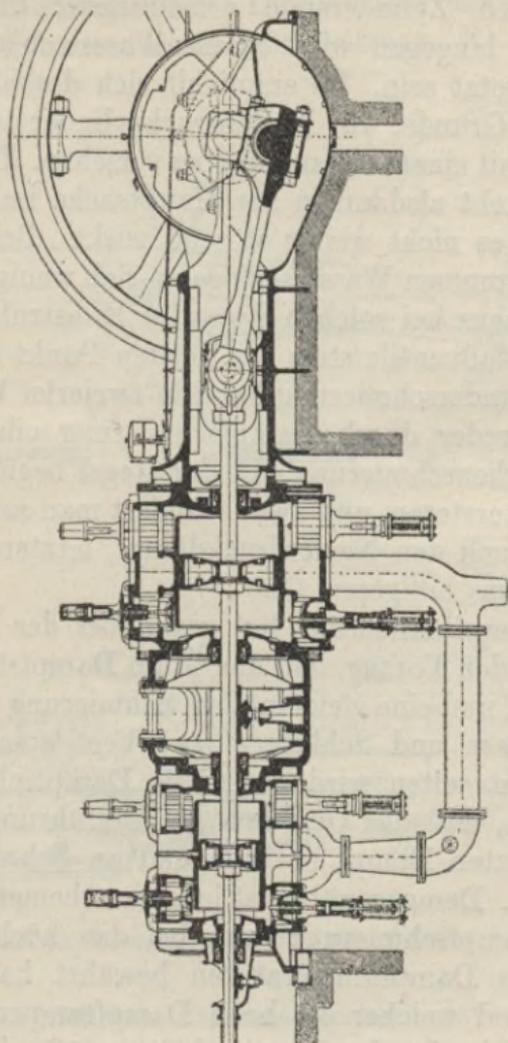


Fig. 83. M.A.N.-Heißdampf-Tandemmaschine mit Lentz-Steuerung.

Stellen, um ein Fressen des Kolbens sicher zu vermeiden.

Im übrigen kommt hier auch die Güte der Arbeit in Betracht. Firmen, die sehr genau arbeiten, können sich

unter Umständen bis zu Leistungen von 2000 PS und mehr mit bloßer Dampfschmierung begnügen. Firmen,

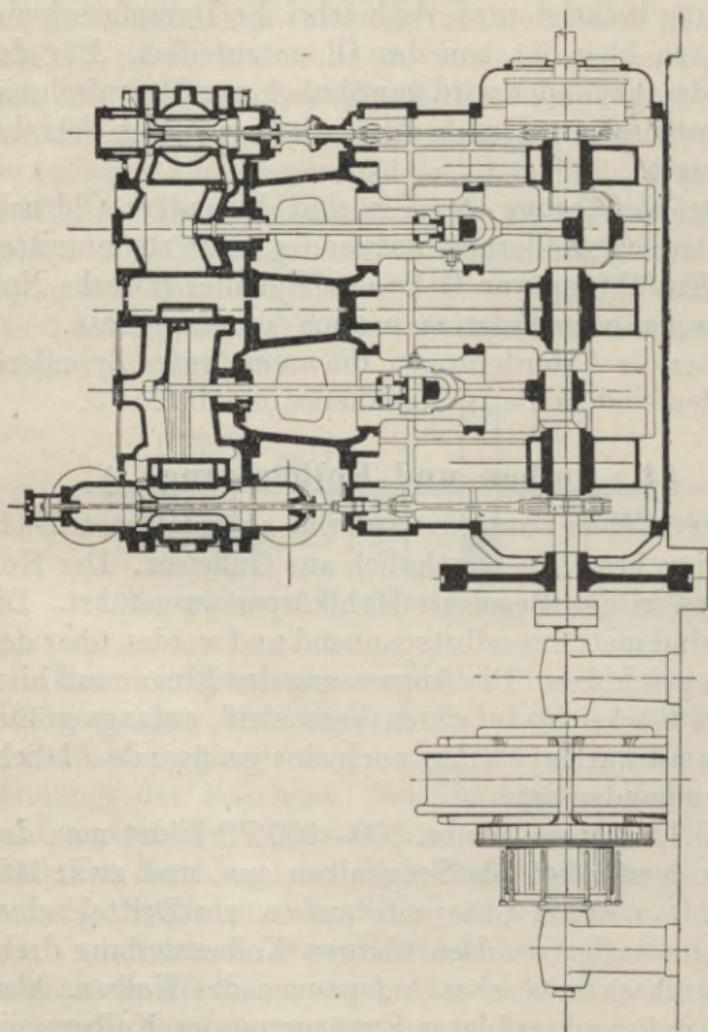


Fig. 84. Schnelllaufende Verbund-Kapseldampfmaschine für direkte Kupplung mit
Dynamos, Ventilatoren, Kreiselpumpen, Kompressoren u. dgl. Ausführung von
Främs & Freudenberg, Schweidnitz.

die weniger genau arbeiten, kommen mit Dampfschmierung allein nicht aus, sondern brauchen noch direkte Flächenschmierung.

Bei Zweifach-Expansionsmaschinen ist neben der Dampfschmierung meistens noch direkte Handschmierung am Hochdruckzylinder vorgesehen, die bei niedriger Belastung betätigt wird, da hierbei die Dampfgeschwindigkeit zu klein ist, um das Öl mitzureißen. Für den Niederdruckzylinder wird gewöhnlich nur Dampfschmierung vorgesehen. Durch diese wird auch der Schieber geschmiert.

Zur Einführung des Öls sind besondere Öldruckapparate, sog. Mollerups, notwendig. Nur zur unmittelbaren Einführung von Öl in den Zylinder (zwecks Noterschmierung) verwendet man auch Tropfapparate.

Über die Anforderungen, die an ein gutes Zylinderöl zu stellen sind, findet sich Näheres im Abschn. 3.

44. Kolben und Kolbenstange.¹⁾

Der Kolben sowie die federnd ausgebildeten Dichtungsringe bestehen gewöhnlich aus Gußeisen. Der Kolben wird in der Regel als Hohlkörper ausgeführt. Die Ringe sind meistens selbstspannend und werden über den Kolben geschoben. Die Anpressung der Ringe muß hierbei, mit Rücksicht auf deren Verschleiß, anfangs größer sein, damit auch späterhin noch eine genügende Abdichtung vorhanden ist.

Bei Leistungen bis ca. 500—600 PS bildet man den Kolben gewöhnlich als Tragkolben aus, und zwar läßt man ihn an seiner Unterseite auf ca. ein Drittel seines Umfanges aufliegen. Den übrigen Kolbenumfang dreht man durch exzentrisches Aufspannen des Kolbens kleiner, so daß nach erfolgter Erwärmung des Kolbens ein Anliegen desselben keinesfalls eintreten kann; vgl. den letzten Absatz dieses Abschnittes.

¹⁾ Näheres über den Kolben und die Berechnung der Kolbenstange findet sich in dem Band „Die Maschinenelemente“, Sammlung Götschen.

Stopfbüchsenpackung. Die Befestigung des Kolbens auf der Stange geschieht mittels Konus und Mutter. Ersterer ist sauber einzuschleifen. Die Flächenpressung auf die Projektion des Konus soll 600 kg/qcm nicht übersteigen.

Nicht selten frißt bei neuen Maschinen der Kolben des Hochdruckzylinders, oder es nützen sich dessen Ringe sehr schnell ab. Hier fehlt es meist an der Schmierung. Die Abhilfe erfolgt dadurch, daß man außer der Dampfschmierung auch noch Flächenschmierung, und zwar oben, vorsieht. Das Kolbenfressen kann allerdings auch daher kommen, daß oben zu wenig vom Kolben weggenommen ist, so daß der sich stärker ausdehnende Kolben am Zylinder anliegt.

45. Die Stopfbüchsen.¹⁾

Dieselben haben die Abdichtung der Kolben-, Schieber- und Ventilstangen zu bewirken. Man unterscheidet

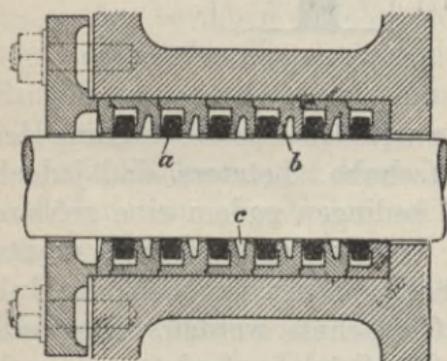


Fig. 86. Metallstopfbüchse nach System Lentz.

das Gehäuse, die Pakung und die mittels Schrauben nachstellbare Brille. Die Pakung ist fast ausschließlich eine Metallpackung. Da sich die Durchbiegung der Kolbenstange ständig ändert, so müssen, um eine zu rasche Abnutzung der Stopfbüchsen zu vermeiden,

bewegliche Packungen angewendet werden. Weichpackungen kommen höchstens noch für Sattedampfmaschinen zur Verwendung. Bisweilen wendet man auch packungslose Stopfbüchsen an. Die Abdichtung erfolgt

¹⁾ Vgl. auch „Die Maschinenelemente“, Sammlung Göschen.

hierbei, nach Art der Lentz-Stopfbüchse (Fig. 86), durch hintereinander angeordnete Kammern (Labyrinthdichtung). Bei Ventilspindeln begnügt man sich in der Regel mit in die Spindel eingedrehten Rillen, welche ebenfalls auf dem Prinzip der Labyrinthdichtung beruhen.

Die Schmierung der Stopfbüchsen kann durch Tropfschmierung auf die Kolbenstange oder durch direkte Druckschmierung erfolgen. Letztere wird nicht selten für Heißdampfmaschinen vorgezogen. Man schmiert alsdann meist nur die Hochdruck-Stopfbüchsen. Die Einführung des Öls hat hierbei nicht in der Mitte, sondern näher beim inneren Ende zu erfolgen, da das Öl durch den Dampfdruck an sich nach außen gedrückt wird. Beim Niederdruckzylinder schmiert man die Stopfbüchsen meist nur dann direkt, wenn eine Zwischendampfentnahme stattfindet. Die Dampfschmierung reicht alsdann nicht mehr aus, denn erstens kommt nur ein Teil des im Dampf enthaltenen Öls in den Niederdruckzylinder, und zweitens hat man bei kleinen Füllungen fast immer Vakuum im Zylinder, so daß das Öl eher nach innen, statt nach außen gedrückt wird. Letzteres ist auch der Grund, weshalb man hier die Einführung des Öls mehr am äußeren Ende der Stopfbüchse anbringen soll.

Manche Firmen wenden bei größeren Maschinen sowohl Tropfschmierung, als auch Preßschmierung an. Dies hat auch Berechtigung, da das Tropföl größtenteils zur Schmierung der Traglager verbraucht wird. Andere Firmen wiederum begnügen sich selbst bei großen Maschinen mit Tropfschmierung.

46. Die Dampfleitung.

Die lichte Weite der Rohrleitung ist unter Berücksichtigung der Leitungslänge, des Leitungswiderstandes und des Abkühlungsverlustes zu wählen. Vgl. in dieser

Hinsicht das Werk des Verfassers „Die Dampfkessel“, Sammlung Göschen.

Mit der Einführung des überhitzten Dampfes ging man zu größeren Dampfgeschwindigkeiten über, um den Temperaturabfall in der Rohrleitung möglichst zu beschränken. Der überhitzte Dampf besitzt, da er ein dünneres Medium darstellt als der Sattedampf, einen geringeren Strömungswiderstand als dieser, d. h. die Drosselverluste ergeben sich für Heißdampf bei gleicher Geschwindigkeit geringer als für Sattedampf. Bezüglich der durch Drosselung verursachten Arbeitsverluste sei auf Abschn. 29 im I. Band verwiesen.

In der Regel wählt man die mittlere Dampfgeschwindigkeit in der Rohrleitung, bezogen auf konstante Strömung, zu 20—25 m/sek. Die lichte Weite der Dampfableitungsrohre wird meist größer gewählt. Man läßt hier nur ca. 15 m/sek Dampfgeschwindigkeit zu, um den Austrittswiderstand bzw. den Gegendruck auf den Kolben möglichst zu verringern.

47. Der Rahmen.

Der in Fig. 87 dargestellte freitragende Bajonett-rahmen mit Rundführung wird nur noch für kleinere Maschinen angewendet. In der Regel macht man den

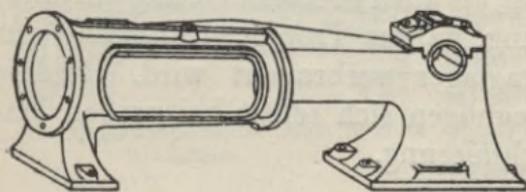


Fig. 87. Freitragender Bajonettrahmen.

Rahmen gemäß Fig. 88 seiner ganzen Länge nach aufliegend und untergießt denselben mit Mörtel. Ist der Mörtel bzw. Beton gut abgebunden, so

muß der Rahmen auch bei schnellaufenden Maschinen vollständig ruhig auf seinem Fundament aufliegen. Treten

kleine Bewegungen auf, so ist der Rahmen nicht genügend untergossen oder der Beton hatte noch nicht abgebunden. Der aufliegende Balken wird bis hinauf zu den größten Leistungen angewendet. Handelt es sich jedoch um Ma-

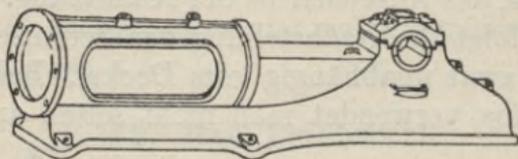


Fig. 88. Aufliegender Bajonetttrahmen.

schinen mit verhältnismäßig großem Zylinderdurchmesser bzw. um kurzhubige Maschinen mit hoher Drehzahl, so zieht man einen Gabelrahmen gemäß Fig. 89 vor. Da hier verhältnismäßig große Kolbenkräfte und Arbeiten zu übertragen sind, so wird der Druck besser auf zwei Lager

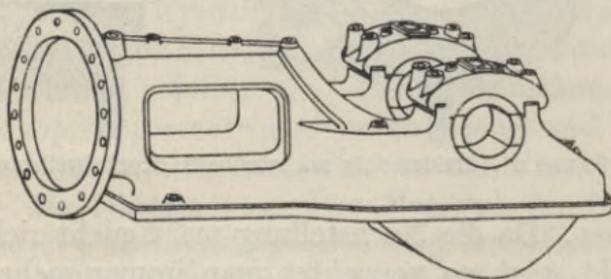


Fig. 89. Gabelrahmen.

verteilt, zumal man dann eine zentrale Kraftwirkung bekommt. Auch dort muß man den Gabelrahmen anwenden, wo ein beiderseitiger Antrieb verlangt wird. Der Gabelrahmen erfordert eine gekröpfte Welle und fällt teurer aus als der aufliegende Bajonetttrahmen. Bei großen Maschinen wird häufig die untere Gleitbahn mit Wasser gekühlt.

48. Das Kurbelwellenlager.

Das Kurbelwellenlager liegender Maschinen ist meist vierteilig gemäß Fig. 90 u. 91, wobei eine oder beide Seitenschalen nachstellbar gemacht werden, letzteres zum Zweck des Ausgleichens der Abnützung. In Fig. 90 und 91 erfolgt die Nachstellung der Seitenschale durch Keil, und zwar unabhängig vom Deckel. Bei einseitiger Nachstellung verwendet man nicht selten auch Druck-

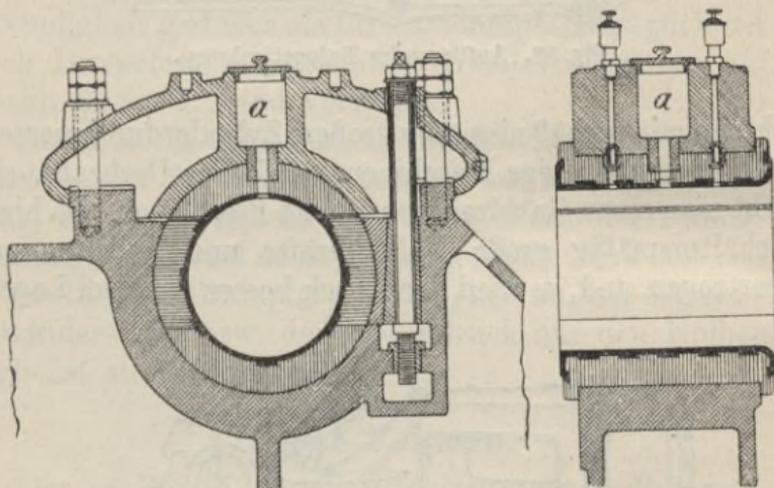


Fig. 90 und 91. Beiderseitig nachstellbares Kurbelwellenlager.

schrauben. Da die Nachstellung meist nicht richtig gehandhabt wird, so verzichtet man immer mehr darauf und verwendet einfach rund eingepaßte Lagerschalen mit dünnen Beilageblechen.

Die Lagerschalen bestehen aus Gußeisen, seltener aus Stahlguß; sie werden reichlich dick ausgeführt und sind mit Weißblech ausgekleidet. Die Schmierung erfolgt in Fig. 90 und 91 mittels Tropfölnern, wobei in der Mitte ein Behälter *a* zur Notschmierung bei etwaigem Warmlaufen vorgesehen ist. Das aus dem Lager abfließende Öl wird gesammelt, filtriert und durch eine kleine Pumpe

wieder hochgehoben, und aufs neue zur Schmierung verwendet. Das Kurbellager kann im übrigen natürlich auch als Ringschmierlager ausgebildet werden.

Bei großen Maschinen ist meist die Einrichtung getroffen, daß der untere Teil des Lagers durch Wasser gekühlt wird. Außerdem wendet man bei großen Maschinen Preßschmierung an.

49. Das Triebwerk.

Dieses besteht aus dem Kreuzkopf, der Schubstange und der Kurbel samt Kurbelwelle.

Der Kreuzkopfkörper kann gabelförmig oder flachgestaltet sein. Im ersteren Falle sitzt der aus Flußstahl bestehende und einsatzgehärtete Bolzen im Kreuzkopf und das Lager in der Schubstange. Im zweiten Fall dagegen ist der Bolzen am gabelförmigen Schubstangenende angeordnet und das Lager sitzt im Kreuzkopf. Das Material der gegabelten Kreuzköpfe ist bei kleinen Abmessungen Gußeisen, bei größeren dagegen Stahlguß. Flache Kreuzköpfe werden geschmiedet. Die Kolbenstange wird im Kreuzkopfkörper entweder durch Konus und Keil oder durch Einschrauben befestigt. In der Regel zieht man heute das letztere vor. Das Material der Kreuzkopfschuhe ist Gußeisen. Bisweilen wird deren Lauffläche mit Weißmetall ausgegossen. In der Regel werden die Schuhe heute nicht mehr nachstellbar gemacht. Ist nach Jahren ein merkbarer Verschleiß eingetreten, so kann derselbe durch Einlegen dünner Blech- oder Papierstreifen wieder ausgeglichen werden.

Die Schubstange wird aus weichem Stahl geschmiedet. Der Schaft erhält aus Herstellungsrück-sichten gewöhnlichen runden, seltener rechteckigen Querschnitt. Bei der Berechnung des Schaftes berücksichtigt man meist nur die Knickbeanspruchung und wählt dafür

einen entsprechend reichlichen Sicherheitsgrad. Die Schubstangenköpfe können geschlossene oder offene Form, sog. Marineform, besitzen. Letztere ist Bedingung für die Kurbelzapfen gekröpfter Wellen; sie wird aber auch häufig für Stirnkurbeln vorgezogen. Für den Kreuzkopf kommen nur geschlossene Köpfe sowie Gabelköpfe in Betracht.

Bei gekröpften Wellen ist Kurbelzapfen und Kurbelwelle ein Stück. Bei Stirnkurbeln hingegen wird der Kurbelzapfen besonders eingezogen. Im letzteren Fall wird er bisweilen an seiner Oberfläche gehärtet (Mannesmann). Das Material der Kurbelwellen ist stets Gußstahl. Derselbe ergibt eine glatte Oberfläche bei hoher Festigkeit.

Die Berechnung der einzelnen Teile des Triebwerks geschieht teils auf Festigkeit, teils auf Flächenpressung und Reibungsarbeit bzw. Wärmeableitung.¹⁾ Bei der Kurbelwelle z. B. ist der Wellen- und Kurbelzapfendurchmesser auf Festigkeit, die Länge der Zapfen und Lager hingegen auf Wärmeableitung und Flächenpressung zu rechnen. Wo Festigkeitsrücksichten maßgebend sind, hat man von dem größten vorkommenden Kolbendruck auszugehen. Letzterer tritt ein beim Anlassen der Maschine, da hierbei die Trägheitskräfte gleich null sind und das Triebwerk den vollen Dampfdruck auszuhalten hat. Für die Berechnung auf Wärmeableitung hingegen kommen nur die mittleren Triebwerksdrücke in Betracht.

IX. Betrieb der Dampfmaschinen.

50. Allgemeines.

Besondere gesetzliche Bestimmungen, wie sie für den Bau und Betrieb von Dampfkesseln bestehen, gibt es für Dampfmaschinen nicht. Nachstehend seien jedoch

¹⁾ Siehe „Die Maschinenelemente“, Sammlung Göschen.

einige allgemeine Hinweise gegeben, deren Berücksichtigung im Interesse eines geordneten Betriebes liegt.

Zunächst ist mit Bezug auf das Anlassen der Maschine zu sagen, daß dasselbe erst geschehen darf, nachdem die Dampfleitung und die Maschine ausreichend angewärmt und entwässert wurden. Bei ungenügender Anwärmung und Entwässerung können Wasserschläge eintreten, welche sowohl Rohrleitungs-, als auch Maschinenschäden nach sich ziehen können. Wasserschläge sind die am häufigsten bei Dampfmaschinen vorkommenden Betriebsschäden.

Sämtliche Zylinderschlammhähne müssen vor Beginn des Anwärmens der Maschine geöffnet werden, ebenso auch die sämtlichen Ablaßhähne der Rohrleitung.

Das Anwärmen der Maschine geschieht meist durch direktes Dampfgeben in den Zylinder in der Weise, daß man dieselbe mit Hilfe der Andrehvorrichtung auf Totpunkt stellt und das Absperrventil der Maschine vorsichtig ein wenig öffnet. Bei Zweifachexpansionsmaschinen halte man hierbei die Hochdruckzylinder-Auslaßventile durch Unterschieben von Holzkeilen offen, damit der Dampf auch in den Niederdruckzylinder gelangt. Nach einiger Zeit stellt man die Maschine auf den andern Totpunkt und erwärmt die andere Zylinderseite in gleicher Weise vor. Nachdem man so etwa eine Viertelstunde lang angewärmt hat, läßt man die Maschine anlaufen, wobei man jedoch mit der Drehzahl ganz allmählich in die Höhe geht.

Um zu verhüten, daß beim Anwärmen durch unvorsichtiges Öffnen des Absperrventils zu viel Dampf in die Maschine gelangt und so das Anwärmen zu plötzlich vor sich geht, ordnet man auch besondere, vor dem Absperrventil abzweigende kleine Heizleitungen an. Es genügt hierbei, den Heizdampf in die beiden Hochdruckzylinderseiten einzuführen. Er gelangt dann von selbst durch das

eine Hochdruckzylinder-Auslaßventil in den Aufnehmer und von da in den Mantel des Niederdruckzylinders und in die eine Niederdruckzylinderseite. Dies genügt gewöhnlich. Will man den Dampf auch in die andere Niederdruckzylinderseite leiten, so halte man das betreffende Niederdruckzylinder-Einlaßventil durch Unterschieben eines Holzkeiles offen. Durch Anordnung besonderer Heizleitungen wird das bei großen Maschinen unbequeme Einstellen auf Totpunkt vermieden.

Das tägliche Anwärmen einschließlich der allmählichen Drehsteigerung dauert, auch bei großen Maschinen, nicht länger als ca. 20 Minuten. Wird die Maschine nach längerem Stillstand aus dem gänzlich kalten Zustand angelassen, so muß man unter Umständen 2 bis 3 Stunden und mehr anwärmen, je nach der Maschinengröße und der Dampftemperatur.

Vor der Inbetriebsetzung der Maschine sind alsdann noch sämtliche Öler zu prüfen. Auch hat man sich davon zu überzeugen, daß die Kondenswasserableiter ordnungsgemäß funktionieren und nicht etwa, wie dies bei neuen Anlagen vorkommen kann, mit Sand und Zunder verstopft sind. Derartige Verstopfungen können unter Umständen Wasserschläge zur Folge haben.

Beim Anlassen öffne man den Einspritzhahn für die Kondensation zunächst nur wenig, da sonst die Gefahr von Wasserschlägen im Niederdruckzylinder besteht. Bei niederer Umlaufzahl wird nämlich mehr Wasser in den Kondensator eingesaugt, als die Luftpumpe weg-schaffen kann.

Nach erfolgtem Anlassen schließe man die Schlammhähne an den Zylindern, das Ausblaseventil des Wasserabscheiders sowie die Ablaßhähne der Rohrleitung.

Während des Betriebes hat man sich davon zu überzeugen, daß die Schmierung sämtlicher gleitenden Teile

eine ausreichende ist und daß nirgends ein Warmlaufen stattfindet. Insbesondere der Regler ist sehr sorgfältig zu warten, damit derselbe bei Belastungsschwankungen sicher und präzise funktioniert. Die Zapfen des Reglers müssen daher stets gut geschmiert sein.

Die Sicherheitsventile an den Dampfzylindern und in der Speiseleitung sind zeitweilig durchzublasen, damit sie sich nicht festsetzen oder verstopfen können.

Von Wichtigkeit für einen störungsfreien Betrieb ist die Verwendung eines guten Zylinderöls zur Schmierung des Arbeitszylinders (vgl. die Ausführungen unter Abschnitt 3). Das Öl muß um so sorgfältiger ausgewählt werden, je höher die Dampfüberhitzung ist. Denn es wäre sehr unrationell, wollte man sich im Betriebe mit der Höhe der Überhitzung nach dem Schmieröl richten.

Ist das am Vakuummeter abgelesene Vakuum zu niedrig oder die Luftpumpe abnormal warm, so muß sofort nach eventuellen Undichtheiten geforscht werden; solche können an den Kolben, Ventilen, Flanschen, Stopfbüchsen oder anderen Dichtungen sowie an den Klappen der Luftpumpe vorhanden sein. Tritt plötzliches Abreißen des Vakuums ein, so ist sofort abzustellen.

Beim Abstellen der Maschine öffne man das Ausblaseventil des Wasserabscheiders und schließe das Absperrventil langsam, nachdem vorher der Einspritzhahn gedrosselt und unmittelbar vor Stillstand ganz geschlossen wurde. Nach dem Abstellen öffne man die Zylinderschlammhähne, die Receiverausblaseventile sowie die Kondenswasserablaßhähne.

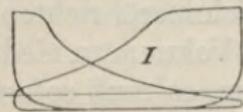
51. Fehlerhafte Indikatordiagramme.

Ergeben sich beim Indizieren einer Dampfmaschine Diagramme, welche von der normalen Form wesentlich abweichen, so ist dies in der Mehrzahl der Fälle auf eine

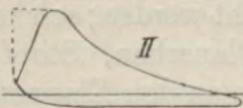
fehlerhafte Dampfverteilung zurückzuführen, seltener auf Undichtheiten in der Maschine. Der Grund für die abnorme Form der Diagramme kann außerdem in mangelhafter Beschaffenheit des Indikators und seines Antriebs, oder in unrichtiger Handhabung desselben zu suchen sein.

Fig. 92—106 zeigen eine Reihe von fehlerhaften Diagrammen. Die Ursachen der unrichtigen Diagrammformen sind jeweils bei den einzelnen Diagrammen angegeben.

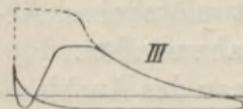
Speziell bei Auspuff- und Gegendruckmaschinen kann es bei geringer Belastung vorkommen, daß das Diagramm eine Schleife zeigt, wie dies in Fig. 107 dargestellt ist. Dieselbe hat eine Erhöhung der Gegendruckarbeit des Kolbens, d. h. einen Arbeitsverlust zur Folge. Die nutzbare



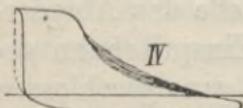
I
 Ungleiche Füllungen auf beiden Zylinderseiten.
 (Ungleichmässiger Gang, höherer Dampfverbrauch)



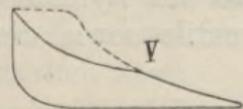
II
 Verspätete Dampfeinströmung.



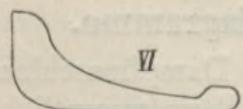
III
 Stark verspätete Dampfeinströmung.



IV
 Zu frühe Dampfeinströmung. Ausserdem Wasser im Indikator oder in dessen Zuleitung, daher Expansionskurve gewellt.

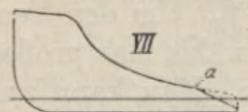


V
 Der einströmende Dampf ist gedrosselt. (Absperrventil nicht ganz offen, oder zu enge Dampfleitung bzw zu enge Einlasskanäle)

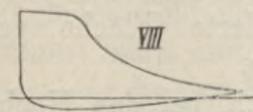


VI
 Steuerung gibt bei kleinen Füllungen zweimal Dampf. Kann auch bei grossen Füllungen vorkommen.

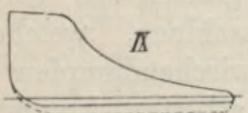
Fig. 92—97. Fehlerhafte Indikator diagramme (punktierte Form richtig).



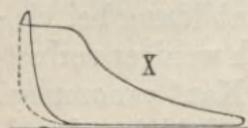
Zu frühe Ausströmung.



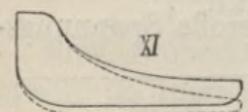
Zu späte Vorausströmung in Verbindung mit zu engen Auslasskanälen, (erhöhter Gegendruck)



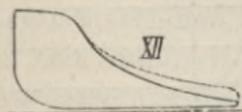
Hoher Gegendruck infolge mangelhafter Kondensation oder zu enger Auslasskanäle, bezw zu enger Auströmlleitung.



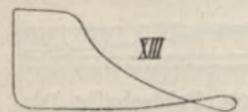
Zu hohe Kompression, Dampfaustritt zu früh geschlossen.



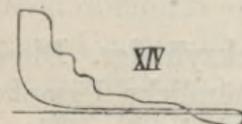
Undichtheit in der Einlassorganen oder in den Einlasskanälen (Expansionskurve fällt zu wenig)



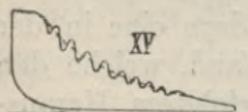
Expansionskurve fällt abnormal stark, ein Zeichen, dass Kolben oder Auslassorgane undicht



Stark undichter Kolben. (Starkes Fallen der Expansionslinie, geringe Kompression, erhöhter Gegendruck)



Indikatorkolben bewegt sich sprungweise infolge zu starker Reibung (Klemmungen), daher Expansionslinie treppenförmig.



Expansionslinie wellenförmig infolge von Federschwingungen. Letztere um so stärker, je reibungsloser der Indikator und je schwächer die Federn. (Verstärkt, wenn Wasser im Indikator)

Fig. 98—106. Fehlerhafte Indikatordiagramme (punktierte Form richtig),

Diagrammfläche beträgt nur noch $f_1 - f_2$. Um den Verlust nach Möglichkeit zu beschränken, wähle man großes Vorausströmen, bis 40% und darüber. Man kann auf

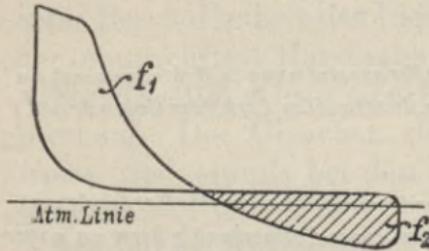


Fig. 107. Diagramm mit Schleife.

diese Weise die in Fig. 108 schraffierte Fläche gewinnen.

Auch bei den Hochdruckzylindern von Verbundmaschinen, welche mit Zwischendampfentnahme arbeiten, kommt Schleifenbildung bei kleiner Füllung vor. Hier ist dieselbe jedoch weniger verlustbringend und wird deshalb häufig in Kauf genommen.

Fig. 109 stellt die Diagramme einer Schiffsverbundmaschine dar. Abnorm ist hier der große Spannungs-

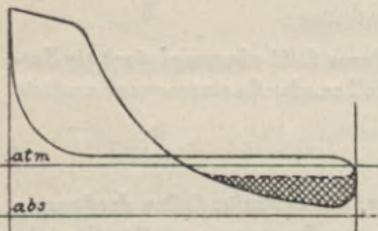


Fig. 108. Gewinn durch reichliches Vorausströmen bei Schleifenbildung.

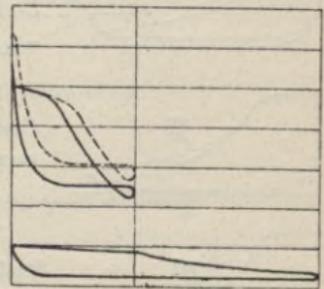


Fig. 109. Fehlerhafte Diagramme einer Verbundmaschine.

abfall zwischen Hoch- und Niederdruckzylinder. Diese Erscheinung war auf eine ganz eigentümliche Ursache zurückzuführen. Es befand sich nämlich in dem Überströmraum zwischen den beiden Zylindern eine in der Gießerei versehentlich eingegossene Wand, welche den Dampfdurchtritt erschwerte. Nach erfolgtem Herausmeißeln derselben ergaben sich ganz normale Diagramme.

Was die Ermittlung von Undichtigkeiten aus dem Indikatordiagramm betrifft, so ist dieselbe nicht immer in sicherer Weise möglich, da im Diagramm nur sehr grobe Undichtheiten zum Ausdruck kommen.¹⁾ Ein untrügliches Bild von dem Maße der Undichtigkeiten bekommt man erst, wenn man an der betriebswarmen Maschine die eine Seite des betreffenden Kolbens, Ventils, Schiebers oder dergleichen bei abgespreiztem Schwungrad unter Dampfdruck setzt und die andere Seite der unmittelbaren Beobachtung so gut als möglich zugänglich macht. Die betreffenden Dichtungsflächen sind alsdann für undicht zu erklären, wenn der Dampf in anderer Form als in der von feinem Nebel oder Wasserperlen zum Vorschein kommt.

52. Betriebskontrolle.

Eine aufmerksame und sachgemäße Kontrolle liegt sowohl im Interesse der Betriebssicherheit, als auch im Interesse der Wirtschaftlichkeit. Insbesondere bei größeren Maschinen sollte man es nicht versäumen, von Zeit zu Zeit Indikatordiagramme abzunehmen, vor allem nach Ausbesserungsarbeiten. Diese lassen, wie im vorigen Abschnitt ausgeführt wurde, Fehler in der Dampfverteilung und, bis zu einem gewissen Grade, auch Undichtigkeiten erkennen. Die Kosten des Indizierens machen sich deshalb meist reichlich bezahlt. Denn bei abnormer Diagrammform ist der Dampfverbrauch der Maschine unter Umständen ganz wesentlich höher als bei richtiger Diagrammform.

Man kann sich ein gutes Bild von dem Dampfverbrauch einer Maschine verschaffen, wenn man in die Speiseleitung der Kesselanlage einen Wassermesser ein-

¹⁾ Es heißt deshalb auch in den Dampfnormen: „Die Dichtheit der Kolben, Dampfmäntel, Schieber und Ventile usw. ist nicht durch Indikator-messungen zu prüfen . . .“.

baut. Durch regelmäßige Beobachtung des Wassermessers und durch gleichzeitige Aufschreibungen über die Belastung der Maschine erhält man wenigstens ungefähr die Größe des durchschnittlichen Dampfverbrauchs. Hat letzterer bei gleichbleibenden Belastungsverhältnissen gegenüber früher zugenommen, so kann man schließen, daß an der Maschine etwas nicht in Ordnung ist.

Allerdings gibt die Beobachtung des Speisewasserverbrauches nur dann eine Vorstellung von dem Dampfverbrauch einer Maschine, wenn nicht gleichzeitig Dampf für andere Zwecke entnommen wird. Letzteres ist dort der Fall, wo die Kesselanlage auch Dampf für Heiz- und Kochzwecke liefern muß, sowie dort, wo mehrere Maschinen gleichzeitig im Betriebe sind. Im letzteren Fall läßt sich nicht ohne weiteres entscheiden, welche Maschine den erhöhten Dampfverbrauch verursacht.

Unterschiede im Dampfverbrauch einer Maschine können auch darauf zurückzuführen sein, daß deren Schmierungs Zustand nicht immer derselbe ist, daß der Verbrauch der Speisepumpen sich ändert und daß die Kondenswasserableiter nicht mehr ordnungsgemäß arbeiten und Dampf entweichen lassen. Die Kondenstöpfe sind daher ebenfalls sorgfältig zu überwachen.

Bemerkt sei, daß ein Speisewassermesser immer nur den mittleren Dampfverbrauch mißt. Um die jeweilige Größe des Dampfverbrauchs kennen zu lernen, muß man einen Dampfmesser einbauen. Ein solcher ist insbesondere dort von Vorteil, wo außer dem Maschinendampf noch Dampf für besondere Zwecke entnommen wird.

Es bedarf wohl keiner besonderen Erwähnung, daß die Betriebskontrolle sich auch auf den Gang der Maschine und den Zustand ihrer einzelnen Teile, insbesondere der Lager, Stopfbüchsen usw., zu erstrecken hat. Undichtheiten der letzteren infolge starker Abnutzung

der Kolbenstange, unrichtigen Zusammenbaues der Stopfbüchsen und dergleichen sind ohne weiteres an dem Austreten von Dampf während des Betriebes zu erkennen. Starke Abnützung der Kolbenstange ist unter Umständen eine Folge unrichtiger Stopfbüchsenkonstruktion. Bei aufgeschnittenen Liderungsringen kann der rasche Verschleiß der Kolbenstange auf zu starke Federspannung, oder aber darauf zurückzuführen sein, daß der hochgespannte Dampf hinter die inneren Liderungsringe tritt und dieselben zu kräftig an die Stange anpreßt.

Die Maschine ist im übrigen regelmäßig zu behorchen und zu befühlen, um festzustellen, ob sich infolge natürlicher Abnützung, infolge vorgekommenen Fressens, infolge Lockerung von Schrauben oder dergleichen zu große Spielräume in den Lagern herausgebildet haben. Außerdem sind die einzelnen Lager, insbesondere das Kurbelzapfenlager und die Wellenlager, regelmäßig zu befühlen, um ein allenfälliges Warmlaufen derselben rechtzeitig zu erkennen.

Nicht zuletzt hat sich eine aufmerksame Betriebskontrolle auch darauf zu richten, daß die Schmierung nicht in übertriebener Weise stattfindet und daß das ablaufende Öl gereinigt und wiederverwendet wird. Die Rückgewinnung des Öls aus dem Abdampf ermöglicht ebenfalls erhebliche Ersparnisse.

X. Kombinierte Kraft- und Wärmeerzeugung.¹⁾

53. Allgemeines.

Mit zunehmender Vervollkommnung der Verbrennungskraftmaschinen, insbesondere der kompressorlosen Dieselmotoren, und mit der fortschreitenden Entwick-

¹⁾ Vgl. Band I, Abschn. 42—44.

lung der elektrischen Kraftversorgung hat die mit Kondensation arbeitende Dampfmaschine ständig an Bedeutung verloren. Auch der Vorteil, den die Dampfkraftanlage vor der Verbrennungskraftmaschine voraus hat, daß für sie im Grunde genommen jeder Brennstoff verwendet werden kann, entscheidet nur dort zu ihren Gunsten, wo ein billiger Abfallbrennstoff zur Verfügung steht.

Die Bedeutung der Dampfmaschine liegt heute nicht mehr auf dem Gebiet der reinen Krafterzeugung, d. h. beim reinen Kondensationsbetrieb, sondern auf demjenigen der kombinierten Kraft- und Wärmeerzeugung. Die Zukunft des Dampfmaschinenbaus gehört ohne Zweifel der Heizkraftmaschine. Denn bei voller Verwertung des Maschinenabdampfes zum Heizen, Kochen, Trocknen usw. wird die Dampfanlage in bezug auf Wirtschaftlichkeit von keiner anderen Kraftmaschine erreicht. Die Dampfmaschine spielt in solchen Fällen die Rolle eines arbeitverrichtenden Drosselorgans.

Allerdings besteht auch bei andern Kraftmaschinen die Möglichkeit der Abwärmeverwertung. Die für die Ausnützung in Betracht kommenden Wärmemengen sind aber im Vergleich zur Dampfanlage klein, wie Fig. 110 deutlich erkennen läßt. Außerdem ist noch zu berücksichtigen, daß bei der Dampfanlage die Abwärme in einer unmittelbar und bequem verwertbaren Form, nämlich in Dampfform, zur Verfügung steht, was bei Verbrennungskraftmaschinen nicht der Fall ist.

Das Bestreben geht deshalb heute dahin, Kraft- und Wärmeversorgung möglichst organisch miteinander zu verbinden, um auf diese Weise die höchstmögliche Wirtschaftlichkeit der Gesamtanlage, d. h. die geringsten Betriebskosten zu erzielen.

Eine Kupplung von Kraft- und Wärmeerzeugung ist in sehr vielen Betrieben möglich. Man denke nur z. B.

an Brauereien, Zuckerfabriken, Papierfabriken, chemische Fabriken aller Art, Brikettfabriken, Schlachthofanlagen, Ziegeleien, Wasch- und Badeanstalten, Holzbearbeitungsfabriken, Textilfabriken usw. Alle diese Betriebe benötigen außer Kraft auch große Mengen von Wärme.

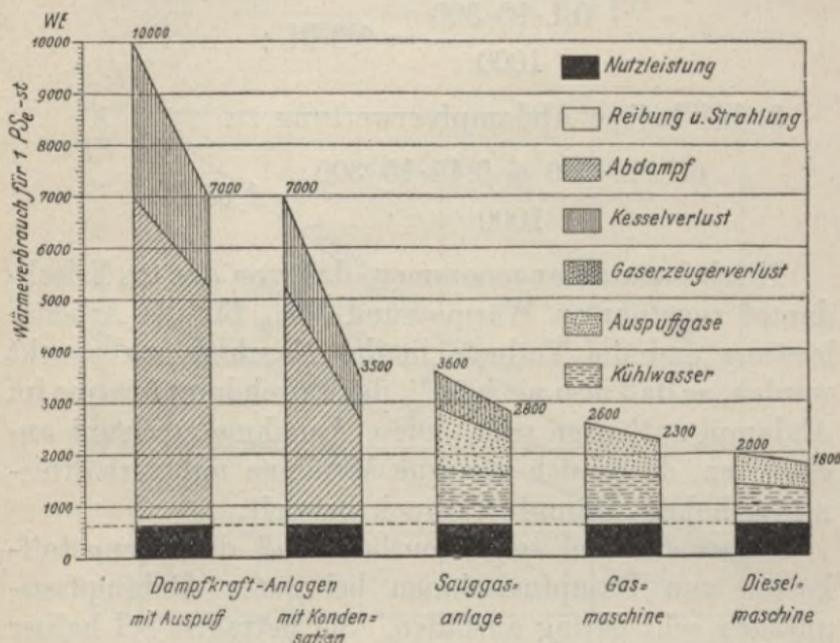


Fig. 110. Wärmebilanz verschiedener Wärmekraftmaschinen.

54. Brennstoffkosten mit und ohne Abdampfverwertung.

Der Dampfverbrauch einer kleineren Maschine betrage 10 kg/PS_e-st. Der Dampfpreis, d. h. die Brennstoffkosten für je 1000 kg Dampf, sei einschließlich der Verluste durch Anheizen und Stillstand der Kesselanlage 3 Mk. Damit berechnen sich die auf 1 PS_e-st entfallenden Brennstoffkosten wie folgt:

1. ohne Abdampfverwertung zu

$$\frac{10 \cdot 300}{1000} = 3 \text{ Pf. ;}$$

2. bei voller Abdampfverwertung zu

$$\frac{0,1 \cdot 10 \cdot 300}{1000} = 0,3 \text{ Pf. ;}$$

3. bei halber Abdampfverwertung zu

$$\frac{0,1 \cdot 10 \cdot 300 + 0,45 \cdot 10 \cdot 300}{1000} = 1,65 \text{ Pf.}$$

Hierbei wurde angenommen, daß von der im Frischdampf zugeführten Wärme rund 10⁰/₀ für die Arbeitsleistung und die Verluste in der Maschine verbraucht werden, so daß also noch 90⁰/₀ der Frischdampfwärme im Abdampf enthalten sind. Diese Annahme erscheint angemessen, da es sich um eine Maschine mit verhältnismäßig hohem Dampfverbrauch handelt.

Dieses Beispiel zeigt deutlich, daß die Brennstoffkosten von Dampfmaschinen bei guter Abdampfausnutzung sehr gering ausfallen. Sie betragen bei halber Abdampfverwertung etwa die Hälfte und bei voller Abdampfverwertung den zehnten Teil der Brennstoffkosten ohne Abdampfverwertung.

Beispiel 2. Der Dampfverbrauch einer größeren Maschine betrage 5 kg/PS_e-st. Der Dampfpreis einschl. der Verluste durch Anheizen und Stillstand sei wieder 3 Mk./1000 kg. Alsdann berechnen sich die auf 1 PS_e-st entfallenden Brennstoffkosten wie folgt:

1. ohne Abdampfverwertung zu

$$\frac{5 \cdot 300}{1000} = 1,5 \text{ Pf. ;}$$

2. bei voller Abdampfverwertung zu

$$\frac{0,2 \cdot 5 \cdot 300}{1000} = 0,3 \text{ Pf.};$$

3. bei halber Abdampfverwertung zu

$$\frac{0,2 \cdot 5 \cdot 300 + 0,4 \cdot 5 \cdot 300}{1000} = 0,9 \text{ Pf.}$$

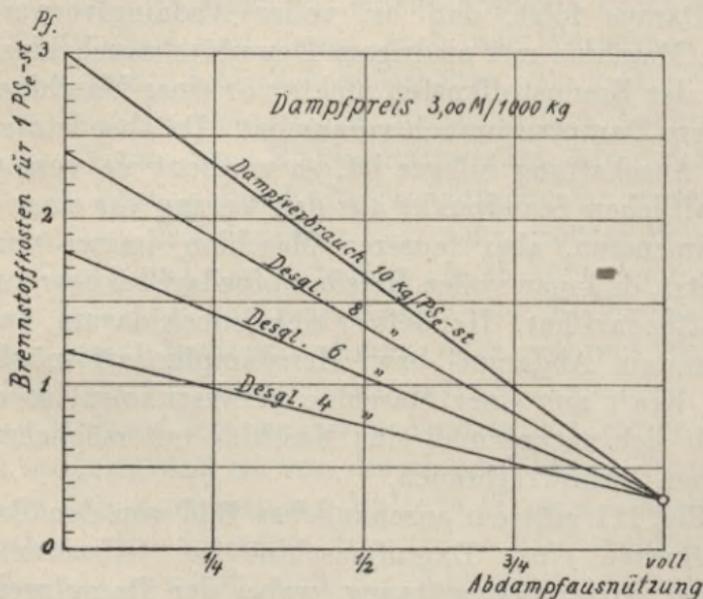


Fig. 111. Einfluß der Abdampfausnutzung auf die Brennstoffkosten von Dampfmaschinen bei verschiedenem Dampfverbrauch, unter Zugrundelegung eines Dampfpreises von 3 Mk./1000 kg.

Hierbei wurde angenommen, daß von der im Frischdampf zugeführten Wärme rund 20% für die Arbeitsleistung und die Verluste in der Maschine verbraucht werden, so daß also im Abdampf noch 80% der Frischdampfwärme enthalten sind. Wenn hier für den Wärmeverbrauch der Maschine der doppelte Prozentsatz wie im letzten Beispiel angenommen wird, so hängt dies damit zusammen, daß hier der Dampfverbrauch der Ma-

schine nur der halbe ist. Da aber der gesamte Wärmearaufwand für die Maschine in beiden Fällen annähernd derselbe ist, so muß hier der verhältnismäßige Aufwand doppelt so groß angesetzt werden wie im vorigen Beispiel. Die Brennstoffkosten bei voller Abdampfverwertung ergeben sich infolgedessen in beiden Fällen gleich groß.

Daraus folgt, daß bei voller Abdampfverwertung eine Maschine mit niedrigem Dampfverbrauch hinsichtlich der Brennstoffkosten nichts vor einer Maschine mit hohem Dampfverbrauch voraus hat. Da aber letztere in der Anschaffung billiger ist, so verdient sie vom wirtschaftlichen Standpunkt aus den Vorzug vor einer vollkommeneren, aber teureren Maschine, immer vorausgesetzt, daß man vollen Heizdampfbedarf bei begrenztem Kraftbedarf hat. Handelt es sich jedoch darum, bei bestimmtem Abdampf- bzw. Heizdampfbedarf möglichst viel Kraft aus einer Maschine herauszuholen, so empfiehlt sich naturgemäß eine Maschine mit möglichst geringem Dampfverbrauch.

Fig. 111 gibt ein anschauliches Bild von den Brennstoffkosten einer Dampfmaschine bei teilweiser und ganzer Abdampfausnützung, wobei der Dampfpreis zu 3 Mk./1000 kg und der Dampfverbrauch zu 4, 6, 8 und 10 kg für 1 PS_e-st angenommen wurde.

55. Projektierung von Heizkraftanlagen.

Beim Entwurf von Dampfkraftanlagen mit Abwärmeverwertung ist danach zu streben, daß möglichst alle verfügbare Abwärme nutzbar gemacht wird, so daß unter normalen Verhältnissen weder größere Mengen Abwärme unausgenützt entweichen, noch direkte Wärme, etwa in Form von gedrosseltem Frischdampf, zugesetzt werden muß. Wird z. B. bei Dampfanlagen nicht aller Abdampf

benötigt, so muß gegebenenfalls ein Bedürfnis nach solchem geschaffen werden, sei es im eigenen Betrieb oder in einem Nachbarbetrieb. Eine andere Lösung ist die, daß man mit dem Frischdampfdruck so weit in die Höhe geht, bis der Dampfverbrauch der Maschine mit dem Bedarf an Heizdampf übereinstimmt. Um andererseits das Heizen mit direktem Dampf, d. h. den Zusatz von Frischdampf möglichst einzuschränken, sucht man den Kraftbedarf und damit auch den Verbrauch an Maschinendampf künstlich zu erhöhen. So z. B. geben manche Betriebe elektrischen Strom an ihre Nachbarn oder an Netze von Elektrizitätswerken ab. Brauereien z. B. können ihre Kälteerzeugungsanlage so reichlich bemessen, daß sie in der Lage sind, größere Mengen Eis an ihre Abnehmer zu liefern. Auch können sie sich für den Transport von Bier, Kohlen usw. Elektromobile halten, deren Batterien direkt oder indirekt durch Maschinenkraft geladen werden. Große Brauereien mit eigener Mälzerei können ihren Kraftbedarf ferner dadurch steigern, daß sie von der Handmälzerei (Tennenmälzerei) zur mechanischen Mälzerei (Trommelmälzerei) übergehen. Bei kleineren Brauereien wird wohl auch der Ausweg gewählt, daß die Kältemaschinenanlage, allenfalls unter Verwendung geeigneter Kältespeicher, für nur 12 stündigen Betrieb bemessen wird. Der Kraftverbrauch der Kältemaschine ist alsdann etwa doppelt so groß wie bei 24 stündigem Betrieb. Man erreicht dadurch, daß während der Kochperiode mehr Maschinenabdampf zur Verfügung steht. Wo keine dieser Maßnahmen beliebt wird, hilft man sich auch durch Verringerung des Abdampfbedarfs, indem man noch andere Abwärmequellen mit heranzieht, z. B. die Kesselabgase oder allenfalls die Schwadendämpfe der Braupfannen und dergleichen. Werden derartige oder ähnliche Maß-

nahmen auch in anderen Betrieben angewendet, so läßt sich aus der Abwärmeverwertung der größtmögliche Nutzen ziehen.

Wo es sich um alte Anlagen handelt, können durch nachträgliche Einführung der Abwärmeverwertung vielfach weit größere wirtschaftliche Vorteile erreicht werden, als durch sonstige Verbesserungsmaßnahmen.

Wenn für den gesamten Abdampf Verwendung besteht, so genügt eine gewöhnliche Einzylindermaschine. Besteht nur für einen Teil des gesamten Maschinendampfes Verwendung, oder wird nur zeitweise Heizdampf gebraucht, so kommen folgende Lösungen in Betracht:

1. Aufstellung einer Kondensationsmaschine und Heizen mit Vakuumdampf. Voraussetzung hierfür ist, daß nur niedere Temperaturen, bis etwa 40—50°, erforderlich sind. Dabei muß eventuell mit abgeschwächtem Vakuum gearbeitet werden.

2. Aufstellung einer Maschine für gemischten Betrieb, die während der Heizperiode mit Auspuff oder Gegendruck, während der übrigen Zeit dagegen mit Kondensation arbeitet. Voraussetzung für die Anwendung einer solchen Maschine ist, daß sich die Heizperiode über einen längeren Zeitraum erstreckt. Bei öfterem Übergang von der einen zur andern Betriebsweise, wäre das jedesmalige Verstellen der Kompression erforderlich, was gewöhnlich zu viel Umstände verursacht.

3. Aufstellung einer Verbundmaschine für Zwischendampfentnahme, vorausgesetzt, daß es sich um eine Anlage mit größerem Kraftbedarf handelt. Hier ist es je nach dem Zylinderverhältnis möglich, der Maschine unabhängig von ihrer Belastung zwischen 0 und 80% der zugeführten Dampfmenge aus dem Zwischenbehälter zu entnehmen, wobei die Entnahmespannung zwischen

0,5 und 4 at liegen kann. Bemerkenswert sei, daß sich auch normale Kondensationsmaschinen ohne große Kosten in Entnahmemaschinen umbauen lassen. Die Kosten des Umbaus machen sich bei einigermaßen günstigen Betriebsverhältnissen immer bezahlt.

4. Aufstellung von zwei getrennten Maschinen, einer Auspuff- oder Gegendruckmaschine für die Heizung und einer Kondensationsmaschine für ausschließliche Krafterzeugung, die beide auf die gleiche Welle oder dasselbe elektrische Netz arbeiten. Die Heizdampfmaschine wird hierbei von Hand oder selbsttätig nur so stark belastet, daß ihr Abdampf gerade dem Heizbedürfnis genügt. Ist kein Heizdampf nötig, so läuft nur die Kondensationsmaschine, an deren Stelle natürlich auch ein Dieselmotor oder ein Elektromotor treten kann. Die bei veränderlichem Heizdampfbedarf entstehenden Kraftschwankungen werden durch den Geschwindigkeitsregulator der Kondensationsmaschine ausgeglichen. Auch diese Lösung kommt nur bei größerem Kraftbedarf in Betracht, und zwar meist nur dort, wo es sich um die wirtschaftliche Ausgestaltung vorhandener Dampfanlagen handelt. Für Neuanlagen wird meist die Aufstellung einer Maschine für Zwischendampfentnahme vorzuziehen sein.

Das Schema einer Dampfmaschinenanlage mit Abdampfverwertung zeigt Fig. 112. Der aus der Kesselanlage kommende Heißdampf arbeitet zunächst in der Dampfmaschine. Der Abdampf passiert alsdann einen Dampftöler und wird nach der Heizanlage weitergeleitet. In Fig. 112 ist nur ein einziger großer Heizkörper in der Form eines Röhrenvorwärmers dargestellt. Das sich in der Heizanlage bildende Dampfwasser wird gesammelt und nach dem Speisebehälter geleitet. Nachdem auch noch das Kondensat entölt

wurde, wird es von der Speisepumpe wieder in den Ekonomiser bzw. in die Kesselanlage gedrückt und von neuem verdampft. Für den Fall, daß der Abdampf der Maschine nicht ausreicht, um das Heizbedürfnis zu decken, kann mit Hilfe einer besonderen Leitung und eines selbsttätigen Druckreduzierventils Frischdampf zu-

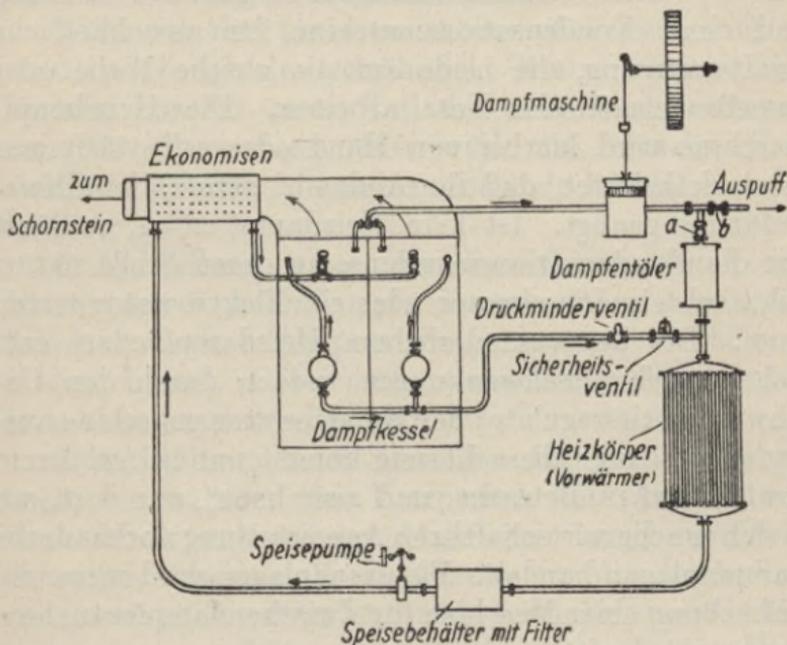


Fig. 112. Schema einer Dampfkraftanlage mit Abdampfverwertung.

gesetzt werden. Wenn andererseits die Heizanlage ganz oder teilweise ausgeschaltet werden soll, so kann durch Öffnen des Ventils *b* der Abdampf der Maschine ganz oder teilweise ins Freie auspuffen oder in den Kondensator entweichen.

Fig. 113 zeigt das Schema einer Anlage für Zwischendampfentnahme. Da Kraft- und Abdampfbedarf selten miteinander übereinstimmen, so ist die Zwischendampf-

entnahme nicht zu umgehen, wenn sich der Betrieb an alle Verhältnisse anpassen soll.

Das Heizen mit Zwischendampf macht eine Vorrichtung zur Konstanthaltung des Drucks im Aufnehmer und zur Veränderung

der Niederdruckfüllung notwendig.

Eine derartige Vorrichtung ist z. B. in Fig. 114 schematisch dargestellt.

Ein durch Federn f belasteter Kolben K steht durch Rohr a unter Einwirkung des Aufnehmer-

drucks. Wächst der Bedarf an Heizdampf, so fällt der Druck im Aufnehmer und der Kolben K wird durch die

Federn f nach abwärts gezogen. Diese Bewegung wird durch einen Winkelhebel n auf die Steuerung des Niederdruckzylinders übertragen und dessen Füllung entsprechend verringert.

Da infolge der Leistungsabnahme des Niederdruckzylinders gleichzeitig die Füllung im Hochdruckzylinder wächst, so erhöht sich der Aufnehmerdruck wieder.

Nimmt andererseits der Bedarf an Heizdampf ab, so hebt sich der Kolben K und stellt eine größere Niederdruckfüllung ein. Infolgedessen wird kleinere Hochdruckzylinderfüllung eingestellt. Beides hat zur Folge,

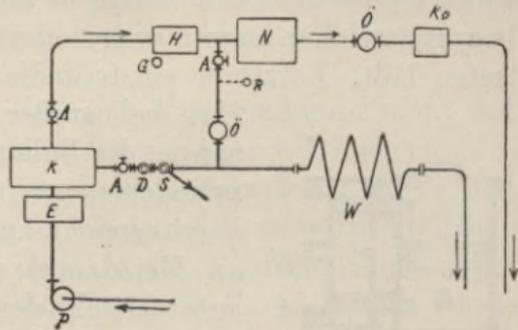


Fig. 113. Schema einer Anlage mit Zwischendampfentnahme.

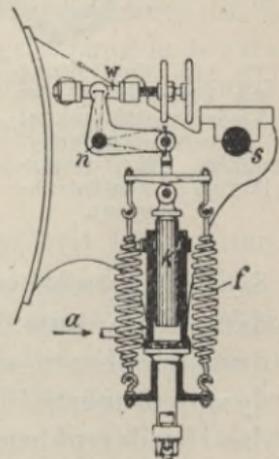


Fig. 114. Vorrichtung zur Veränderung der Niederdruckfüllung bei Zwischendampfentnahme (nur für auslösende Ventilsteuern).

daß die Aufnehmerspannung auf ihre normale Höhe zurückgeht.

In der Regel erfolgt die Anordnung nach Art von Fig. 115. Der durch die Federn F belastete Kolben K wirkt hierbei indirekt, indem er einen Steuerschieber n bewegt, welcher Dampf unter oder über den Kolben M treten läßt. Letzterer verstellt die Niederdruckfüllung.

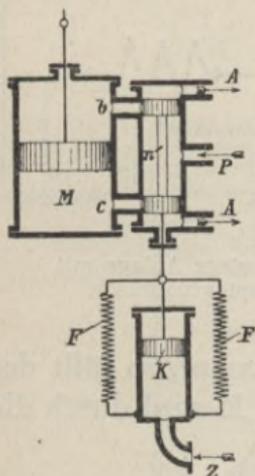


Fig. 115. Vorrichtung zur Veränderung der Niederdruckfüllung bei Zwischendampfentnahme (für zwangsläufige Ventilsteuerungen).

Hat bei großer Zwischendampfentnahme die Füllung des Niederdruckzylinders einen gewissen kleinsten Wert erreicht und nimmt der Bedarf an Heizdampf weiter zu, so wird automatisch der Frischdampfzutritt geöffnet. Dadurch wird verhindert, daß ein Trockenlaufen des Niederdruckzylinders eintritt.

Wo es sich um kleinere Mengen Heizdampf handelt, entnimmt man diese auch ohne besondere Vorrichtung aus dem Aufnehmer, sofern es auf die Einhaltung einer bestimmten Spannung nicht ankommt.

Wenn es sich darum handelt, aus einer bestimmten Dampfmenge möglichst viel Kraft zu gewinnen, so muß danach gestrebt werden, mit möglichst niederem Heizdampfdruck auszukommen. Dies gilt sowohl für Gegendruckmaschinen, als auch für Maschinen mit Zwischendampfentnahme. Die in der Regel mögliche Herabsetzung des Heizdampfdrucks hat der Abdampfheizung von manchen Seiten den allerdings gänzlich unberechtigten Vorwurf eingetragen, daß sie eine zu langsame oder ungenügende Heizwirkung ergäbe, also weniger wirksam sei als Frischdampfheizung. Die Ursache der unbefrie-

digenden Heizwirkung ist meist darin zu erblicken, daß die betreffenden Heizflächen oder die Dampfzuleitungen ungenügend bemessen sind. Abdampf erfordert nämlich größere Heizflächen und Rohrweiten als Frischdampf höheren Druckes. Auch ist bei Abdampfheizung der richtigen Abführung des Kondensats besondere Aufmerksamkeit zu widmen.

Zu beachten ist, daß sich Vakuumdampf nicht weit fortleiten läßt, weil dazu das verfügbare Druckgefälle zu gering ist. Wollte man Vakuumdampf auf große Entfernungen fortleiten, so würden sich so weite und teure Rohre ergeben, daß dadurch die Wirtschaftlichkeit der Abdampfausnützung überhaupt in Frage gestellt würde. Diesem Übelstand kann nur dadurch bis zu einem gewissen Grad entgegengewirkt werden, daß man das Vakuum abschwächt und die Heizanlage für das verschlechterte Vakuum berechnet. Man kann aber auch zu einer Fernwarmwasserheizung oder -versorgung übergehen, bei der die Umwälzung des Warmwassers durch Pumpen erfolgt. Die Fernwarmwasserheizung bietet die Möglichkeit, die Wärme bei verhältnismäßig geringen Wärmeverlusten auf größere Entfernungen fortzuleiten, die wichtigste Voraussetzung für die Schaffung großer Heizkraftwerke.

Maschinenabwärme in Dampfform weit fortzuleiten, z. B. an benachbarte wärmeverbrauchende Betriebe, sollte nach Möglichkeit auch dort vermieden werden, wo es sich nicht um Vakuumdampf handelt, weil damit immer hohe Anlagekosten und verhältnismäßig große Verluste verbunden sind. Es ist vom wirtschaftlichen Standpunkt aus richtiger, die Kessel- und Kraftanlage dorthin zu legen, wo die Wärme gebraucht wird, und besser, die Kraft in elektrischer Form fortzuleiten. Allenfalls ist sogar eine Verlegung bestehender Kraftanlagen

ins Auge zu fassen, weil eben die Fortleitung der Kraft immer bequemer und billiger ist, als die Fortleitung von Wärme.

Da der Abdampf von Kolbendampfmaschinen immer stark ölhaltig ist, so muß er vor seiner Verwendung zu Heizzwecken möglichst gut entölt werden. Denn ein — in der Praxis, bei Verwendung guten Schmieröls, allerdings selten vorkommender — Ölansatz in den Heizkörpern würde eine Erschwerung des Wärmedurchgangs zur Folge haben. Außerdem würde der Ölgehalt bei allenfallsiger direkter Verwendung des Abdampfes zum Desinfizieren, Sterilisieren, Färben oder bei Verwendung des Kondensats zum Kesselspeisen schädlich sein. Damit die Entölung von Zwischen- und Abdampf keine Schwierigkeiten bereitet, wähle man die Frischdampf-temperatur nicht zu hoch, möglichst nicht über etwa 300° C.

Zur Entfernung des Öles aus dem Abdampf und Kondensat empfiehlt sich die gleichzeitige Anwendung eines ausreichend bemessenen Dampf- und eines Wasserentölers. Man kann auf diese Weise ein Kondensat von solcher Reinheit bekommen, daß bei dessen Verwendung die Kessel wesentlich reiner bleiben, als bei Speisung von enthärtetem Wasser. Mit den zurzeit bekannten, gleichzeitig als Wasserabscheider wirkenden Dampfentölkern kann man den Ölgehalt auf etwa 10—15 g/1000 kg Dampf herunterbringen. Voraussetzung für das gute Arbeiten eines Dampfentölers ist, daß sich der zu entölkende Dampf in gesättigtem oder nassen Zustand befindet. Ist der Dampf noch überhitzt, so scheidet sich das Öl nicht oder nur unvollkommen ab. Man kann sich hier unter Umständen dadurch helfen, daß man den Entöler in einer entsprechenden Entfernung von der Maschine aufstellt, so daß sich der Dampf auf dem Wege zum Entöler etwas

abkühlt. Außer von der Dampftemperatur wird die mehr oder weniger gute Entölung des Dampfes auch von der Art des Öles beeinflusst. Ist das Öl von guter Beschaffenheit, so kann man es auch noch aus Abdampf entfernen, der etwas überhitzt ist. Dies ist jedoch unmöglich, wenn ein Schmieröl infolge zu niederen Flammpunktes bereits im Hochdruckzylinder durch den hochüberhitzten Frischdampf zersetzt wird. Durch ausreichendes langsames Filtern des Dampfwassers mittels Holzwolle, Koks o. dgl. läßt sich der nach Passieren des Dampfentölers noch vorhandene Ölgehalt auf 5 g/cbm und weniger verringern.

Als Dampfentöler verwendet man heute meist solche, die auf dem Prinzip der Stoßwirkung beruhen. Von Wichtigkeit ist, daß der durch den Entöler bedingte Druckverlust des Dampfes möglichst gering ausfällt, womöglich kleiner als 0,05 at. In der Regel liegt er bei guten Ausführungen zwischen 0,02—0,05 at.

56. Betrieb von Heizkraftanlagen.

Voraussetzung für eine wirtschaftliche Betriebsführung ist eine zweckmäßige Projektierung der Gesamtanlage. Vgl. in dieser Beziehung die Ausführungen im vorhergehenden Abschnitt.

Die Betriebsführung hat möglichst so zu erfolgen, daß nicht mehr Abdampf mit der Dampfmaschine erzeugt wird, als unter normalen Verhältnissen im Betrieb verwertet werden kann. Es wäre höchst unwirtschaftlich, wenn zeitweise mehr Abdampf als unbedingt notwendig erzeugt würde und größere Mengen Abdampfs unausgenutzt entweichen, während zu anderen Zeiten Frischdampf zugesetzt werden muß. Kraft- und Wärmebedarf, d. h. Abdampferzeugung und Abdampfbedürfnis, müssen einander möglichst angepaßt werden. Wo zwi-

schen beiden keine genügende Übereinstimmung besteht, ist dies meist auf eine der nachstehend genannten drei Ursachen zurückzuführen:

1. auf zu großen Abdampfüberschuß;
2. auf zu großen Abdampfbedarf;
3. auf unrichtige Betriebseinteilung.

Zu großer Abdampfüberschuß kann eine Folge unwirtschaftlicher Arbeitsweise der Dampfkraftanlage sein, sei es, daß letztere schlecht bedient und instandgehalten wird, oder daß sie von Haus aus einen zu hohen Dampfverbrauch aufweist.¹⁾ Der zu große Abdampfüberschuß kann aber auch seinen Grund in einem zu hohen Kraftverbrauch (Kraftverschwendung) haben. Dieser ist z. B. bei Brauereien mit künstlicher Kühlung meist eine Folge zu hohen Kältebedarfs oder mangelhaften Betriebszustandes des Kompressors. Sind die Brauereikeller schlecht ausgenützt oder unzureichend isoliert, oder erfolgt eine ungenügende Vorkühlung der heißen Würze mit Brunnenwasser, so bedingt dies naturgemäß erhöhte Anforderungen an die Kälteleistung der Kühlanlage, was wiederum einen hohen Kraftverbrauch nach sich zieht. Auch die übermäßig lange Betriebsdauer der Kraftanlage kann für den Abdampfüberschuß verantwortlich sein.

Der unter Ziffer 2 erwähnte zu große Abdampfbedarf tritt meist dann ein, wenn mit schlechter Abdampfausnützung oder Wärmeverschwendung gearbeitet wird. Dies ist z. B. der Fall, wenn unnötig lange geheizt oder gekocht wird, wenn die Abdampfverwerter unwirtschaftlich ausgebildet oder ihre Dampfzuleitungen mangelhaft isoliert sind, oder endlich, wenn Warmwasser o. dgl. nutzlos verschwendet wird. Auch beim Heizen, Kochen und Trocknen mit Abdampf sollte natürlich keine Wärmeverschwendung getrieben werden.

¹⁾ Vgl. auch die Ausführungen Abschn. 55.

Was sodann die Betriebseinteilung betrifft, so sollte diese stets so erfolgen, daß möglichst immer Abdampferzeugung auf der einen Seite mit Abdampfverwertung auf der anderen Seite zusammenfällt. Um dies durchzuführen, ist es z. B. bei Brauereien notwendig, den Sudhaus- und Kühlbetrieb zeitlich zusammenzulegen, indem man die Kälteanlage so bemißt, daß die Dampfmaschine für die Kellerkühlung nicht länger zu laufen braucht, als es der Sudhausbetrieb erfordert. Die Maschine muß m. a. W. allenfalls mehr Kälte und elektrische Energie erzeugen, als augenblicklich verwertet werden kann. Der in Kältespeichern und Akkumulatoren aufgespeicherte Überschuß wird dann später an den Betrieb abgegeben, wenn die Dampfmaschine bei geringerem Abdampfbedürfnis wieder entlastet wird. Bei Brauereien mit Abdampfkochung ist sodann noch zu berücksichtigen, daß Einmaischmenge und Dampfmaschinenleistung in Beziehung zueinander gebracht werden müssen.

Um alle diese Verhältnisse möglichst klar zu überblicken, bedient man sich mit Vorteil der zeichnerischen Darstellung. Was vorstehend mit Bezug auf Brauereien gesagt wurde, gilt natürlich sinngemäß auch für andere Betriebe.

Obige Ausführungen beziehen sich auf Anlagen ohne Wärmespeicher. Wo ein solcher vorhanden ist, erleichtert dies die Betriebsführung und die Erzielung einer möglichst hohen Wirtschaftlichkeit.

57. Hochdruckanlagen.

Der durch seine bahnbrechenden Arbeiten auf dem Gebiet der Erzeugung und Anwendung hochüberhitzten Dampfes bekannte Ingenieur Schmidt in Kassel hat seinerzeit eine Dampfkraftanlage für 60 at Betriebs-

druck geschaffen, über die in der Z. d. V. d. I. 1921, S. 663 ff., ausführlich berichtet ist. Die damit erzielten hohen Wirkungsgrade lenkten die Aufmerksamkeit aller Wärmeingenieure auf die Benutzung hochgespannten Wasserdampfes. Man knüpfte große Erwartungen an die Einführung von Hochdruckanlagen mit Betriebsdrücken von 60 at und mehr. Es blieb aber bis heute im wesentlichen bei den paar Hochdruckanlagen, die sich einige Fabriken für ihre eigenen Zwecke selbst herstellten.

Dies ist darauf zurückzuführen, daß die vor allem für Heizkraftwerke ganz unbestreitbaren wärmewirtschaftlichen Vorzüge der Hochdruckanlagen mehr oder weniger wieder aufgehoben werden durch den Nachteil hoher Anlagekosten und die dadurch bedingten hohen Aufwendungen für Verzinsung und Abschreibung. Dazu kommt in dem heutigen kapitalarmen Deutschland die Schwierigkeit der Kapitalbeschaffung an sich.

Es hat deshalb den Anschein, daß man sich in der nächsten Zukunft mit Dampfdrücken von höchstens 25—30 at begnügt, wenngleich nicht verkannt werden soll, daß für Heizkraftanlagen auch höhere Drücke noch wirtschaftlich sein können. Für die reine Kondensationsmaschine jedenfalls bringt eine Steigerung des Dampfdrucks über 20—30 at keine wirtschaftlichen Vorteile mehr.



Register.

- Abdampfheizung 150.
Abdampfverwertung 143.
Achsenregler 72.
Andrehvorrichtung 52.
Anlassen 132.
Anschaffungskosten 24.
Anwärmen 133.
Arbeitsvermögen 97.
Aufnehmer 30.
Ausklanksteuerung 85.
Auslaßdeckung 57.
Außenseite 56.
Ausströmung 15.
- B**ajonettrahmen 9, 128.
Behältervolumen 30.
Beharrungsregler 100.
Berechnung der Maschinen 24, 37.
Betriebskontrolle 139.
Betriebsregeln 132.
Bohrung 24.
- C**harakteristik 101.
C-Kurven 101.
Corlißsteuerung 90.
- D**ampfentöler 154.
Dampfgeschwindigkeit 53.
Dampfkanäle 56.
Dampfleitung 127.
Dampfmantel 11.
Dampfverteilung 13.
Dampfzylinder 11, 118.
Deckelheizung 22.
Diffusor-Kolbenschieber 70.
Doppelschiebersteuerung 71, 73.
Doppelsitzventil 83.
Drehkraftlinie 47.
Drehschiebersteuerung 90.
Drosselung 53, 90.
Drosselungskurve 90.
- E**inlaßdeckung 57.
Einschiebersteuerungen 56, 70.
- Einspritzkondensation 108.
Einströmlinie 14.
Einströmung 14.
Eintrittsdrosselung 14.
Einzylindermaschine 14.
Energie 97.
Entlasteter Schieber 67.
Entöler 154.
Expansionsenddruck 16, 17, 25.
Expansionsexzenter 74.
Expansionsschieber 74.
Expansionssteuerung 71.
Exzenter 85.
Exzenterradius 57.
Exzentrizität 57.
- F**ederregler 99.
Feuermaschine 7.
Flächendruck 67.
Flachregler 71.
Flachschieber 67, 71.
Freifallsteuerung 85.
Fressen 67.
Füllung 16.
— Größe der 17.
- G**abelrahmen 129.
Gang, Ruhe 48.
Gestell 128.
Gewichtsregler 98.
Gleichförmigkeit 48.
Gleichstromdampfmaschine 19.
Gradierwerk 117.
Größe der Maschine 17, 24.
Grundexzenter 74.
Grundschieber 74.
- H**eißdampfmaschine 11.
Heizkraftanlagen 146.
Heizkraftmaschinen 8, 142.
Heusinger-Steuerung 92.
Hilfskanal 66.
Hochdruckanlagen 157.
Hochwaldschieber 67.
Hub 24.
Hubvolumen 26.
- Indikatordiagramm 14, 27, 31.
Indikatordiagramm, fehlerhaftes 135.
Indizierte Leistung 25.
Indizierte Spannung 25.
- K**aminkühler 117.
Kanalweite 57.
Kolben 124.
Kolbengeschwindigkeit 26.
Kolbenschieber 68.
Kolbenstange 124.
Kolbenventil 84.
Kolbenweglinie 45.
Kompression 16, 18.
Kondensation 104.
Kreuzkopf 131.
Kühlteich 117.
Kühlturm 117.
Kulissensteuerung 92.
Kurbelgetriebe 45, 131.
Kurbelversetzung 26, 31.
Kurbelwellenlager 130.
- L**abyrinth-Dichtung 127.
Leistung, indizierte 25.
Leistungsregler 100.
Leistungsverteilung 41.
Lenkersteuerung 92.
Lentz-Steuerung 88.
Lineares Voreilen 57.
Lokomobile 24.
Luftleere 106.
Luftpumpe 114.
- M**antelheizung 11.
Massenwirkungen 47.
Mehrzylindermaschinen 26.
Meyer-Steuerung 78.
Mischkondensation 108.
Müller-Reuleauxsches Schieberdiagramm 63.
Muschelschieber 55.
- N**aßluftpumpe 114.
Niederdruckzylinder 10, 27.

18.2

- Nocken 85.
 Normalleistung 25.
 Nutzleistung 25.
Oberflächenkondensation
 110.
 Ölabscheider 154.
 Ölbeschaffenheit 12.
 Ölbremse 95.
Pendelregler 93.
 Pennscher Schieber 67.
 Proell-Steuerung 88.
Rahmen 128.
 Receiver 30, 42.
 Rechtsläufige Maschine
 56.
 Reduzierte Füllung 29.
 Regler 93.
 Ridersteuerung 79.
 Ringschmierung 131.
 Rohrleitung 127.
 Rückdruck 54.
 Rückkühlanlagen 116.
 Rundschieber 68.
Schädliche Flächen 20.
 Schädlicher Raum 20, 54.
 Schaltvorrichtung 52.
 Schieberausweichung 57.
 Schieberdiagramm 58.
 Schieberellipse 65.
 Schieberformen 66.
 Schiebersteuerung 56.
 Schleifenbildung 138.
 Schlitzsteuerung 20.
 Schmidtsche Maschine 11.
 Schmieröl 12.
 Schmierung 12, 121.
 Schubkurvensteuerung
 88.
 Schubstange 131.
 Schwungrad 45, 50.
 Spannungsabfall 29, 42.
 Spannungsverlust 28.
 Stegstärke 57.
 Steuerorgan 12, 53.
 Steuerung 53.
 Stopfbüchse 126.
 Strahlkondensation 116.
 Sulzersteuerung 86.
Tachogramm 103.
 Tandemaschine 10, 27.
 Tangentialdruckdia-
 gramm 47.
 Trägheitskräfte 49.
 Tragkolben 125.
 Traglager 125.
 Trickschieber 66.
 Triebwerk 131.
 Triebwerksdrücke 47.
 Trockenluftpumpe 114.
Überdeckung 57.
 Überhitzung, Höhe der
 12.
 Überlastungsfähigkeit 25.
 Überschubarbeit 50.
 Umrehungsverstellung
 103.
 Umdrehungszahl 13, 26.
 Umschalt-schieber 107.
 Umsteuerung 91.
 Unempfindlichkeitsgrad
 95.
 Ungleichförmigkeitsgrad
 49, 95.
 Unrunde Scheiben 85.
Vakuum 104.
 Ventiltrieb 85.
 Ventilbeschleunigung 82.
 Ventilerhebungsdiagramm
 89.
 Ventilsteuerung 81.
 Verbundmaschine 10, 26.
 Volldruckmaschine 9.
 Vorausströmung 16, 18.
 Voreilen 57.
 Voreilwinkel 57.
 Voreinströmung 16, 19
Wälzhebel 88.
 Wärmeaustausch 11, 81.
 Wärmegefälle, adiabatisches
 43.
 Wärmemaschine 8.
 Wasserschlag 133.
 Wasserstrahlkondensator
 116.
 Wasserstrahlpumpe 116.
 Watt 7.
 Wattscher Regler 94.
 Wechselstrommaschine
 23.
 Weichselventil 107.
 Westinghouse-Leblanc-
 Pumpe 116.
 Widmann-Steuerung 87.
 Wirkungsgrad, mechanischer
 25.
Zentralkondensation 117.
 Zentrifugalregler 94.
 Zeunersches Schieber-
 diagramm 58.
 Zuschaltraum 22.
 Zwangsläufige Steuerung
 85.
 Zwillingmaschine 10.
 Zwischendampfentnahme
 151.
 Zwischenüberhitzung 13.
 Zylinder 118.
 Zylinderabmessungen 25.
 Zylinderdurchmesser 25.
 Zylinderöl 12.
 Zylinderrisse 11.
 Zylinderschmierung 12,
 121.
 Zylinderverhältnis 29.

200

2-20

2.90

S-96

42-3

Biblioteka Politechniki Krakowskiej



I-301266



Biblioteka Politechniki Krakowskiej



100000295771