

zu sein wie der verstärkte Wellenteil, dann werden die Drehmomente von der Welle auf das Schwungrad und umgekehrt besser bei einer stärkeren Welle übertragen, und schließlich wird die Durchbiegung und die Durchbiegungsneigung der Zapfen infolge der Verstärkung geringer.

Für zweiseitige Stirnkurbelwellen mit schwerem Schwungrad in der Mitte ergibt die Festigkeitsrechnung verhältnismäßig stärkere Dimensionen, so daß wenigstens zunächst die Bestimmung des Wellendurchmessers auf Grund einer Festigkeitsrechnung mit den üblichen zulässigen Beanspruchungen zu erfolgen hat.

In allen Fällen ist eine Nachrechnung weit gelagerter Wellen auf Durchbiegungsneigung in den Lagern durchzuführen, wofür auf C. Bachs Maschinenelemente verwiesen sei.

Nachdem die Wellenmaße vorläufig berechnet sind, wird man die Welle mit dem Schwungrad, den Lagern und den Fundamenten maßstäblich in großen Zügen auftragen und prüfen, ob die vorläufigen Annahmen über die Lagerentfernung und die Lage des Schwungradsitzes passend waren, und dann erst die genauere Nachrechnung vornehmen. (Gestellberechnung vgl. Art. 495 und 496.)

## Steuerung.

**229.** Der Entwurf und schon die Bestimmung der wenigen geometrischen Hauptgrößen einer von einem Geschwindigkeitsregulator zu beeinflussenden Reguliersteuerung bieten besonders dem Anfänger nicht unerhebliche Schwierigkeiten, welche zum großen Teil darin liegen, daß es eine bestimmte Lösung selbst dann nicht gibt, wenn die Art der Steuerung genau vorgeschrieben ist. Die Möglichkeiten bei der Wahl gewisser Grundgrößen und die dabei zu nehmenden Rücksichten sind so zahlreich, daß der weniger Geübte leicht fehlgehen kann und auch der Vorgeschrittene nicht immer das Zweckmäßigste trifft.

Die Schwierigkeiten in der Abwägung gewisser widerstreitender Rücksichten sind bei den einfacheren Steuerungen oft größer wie bei den komplizierteren. So fällt bei den Doppelschiebersteuerungen die Einwirkung der Füllungsverstellung auf die Voreinströmung fort, welche bei Steuerungen mit Einfachabschluß (Einschiebersteuerungen und Ventilsteuerungen) Schwierigkeiten verursacht, indem sie besonders bei kleinen Füllungen zu kleinen Öffnungen führt und, wenn man übergroße Exzentrizitäten vermeiden will, zu starker Drosselung

zwingt. Es wird damit ein Abwägen der Rücksichten auf Einschränkung der Steuerungsabmessungen einerseits und auf die Drosselung andererseits notwendig. Der einfache Muschelkolbenschieber für Ein- und Auslaß, von einem Flachregler beeinflusst, verlangt die weitgehendsten gegenseitigen Rücksichtnahmen, da die Mitbeeinflussung des Auslasses durch den Regulator bei Wahl der Verhältnisse der Einlaßsteuerung mitspricht.

**230.** Allzuviel Regeln für die Wahl der einzelnen Größen bei verschiedenen Steuerungsarten zu geben, um den Studierenden schnell und sicher zu irgend einem brauchbaren Endergebnis zu führen, ist auch nicht rätlich, weil damit der Hauptlehrwert der Steuerungsentwurfsaufgaben verloren ginge. Solche Sonderregeln könnten doch nur den Charakter von Rezepten haben und würden den Studierenden der wichtigen Aufgabe des Abwägens der mannigfachen widerstreitenden Rücksichten entheben, welches gerade das eigentliche Wesen jeder konstruktiven Tätigkeit ausmacht.

**231.** Um den Studierenden in das Gebiet einzuführen, sollen, bevor die veränderliche Reguliersteuerung für die vorliegende Aufgabe behandelt wird, einige einfache Steuerungsaufgaben bis zur Festlegung der geometrischen Hauptgrößen durchgearbeitet werden, und zwar, da bei Einfachabschluß der Entwurf für kleine Füllungen durch Hervortreten widerstreitender Rücksichten schwieriger ist wie für große Füllungen, zunächst eine Steuerung mit unveränderlicher verhältnismäßig großer Füllung, wie sie bei Niederdruckzylindern von Verbundmaschinen vorkommen. Dann soll eine Reguliersteuerung mit Flachregler und getrenntem Ein- und Auslaß für mittelgroße Normalfüllung (Hochdruckzylinder von Verbundmaschinen) behandelt werden und schließlich der Entwurf der Steuerung der vorliegenden Aufgabe (Reguliersteuerung für die durchschnittlich kleinen Füllungen der Einzylindermaschine mit getrennt gesteuertem Ein- und Auslaß) genauer durchgeführt werden.

Um die bei Ventilsteuerungen sich stellenden, durch ihre Eigenart bedingten besonderen Aufgaben zunächst auszuschalten, wird zuvor eine der Ventilsteuerung äquivalente Kolbenschiebersteuerung behandelt werden, welche bis auf eine nachträglich festzustellende Maßstabsgröße schon die Maßverhältnisse der Regulierexzenter für die Ventilsteuerung liefert.

Den einzelnen Steuerungsaufgaben soll stets der gleiche Dampfzylinder mit den Abmessungen der Aufgabe, also mit einem Durchmesser von 420 mm und einem Hub von 600 mm bei 130 Touren

pro Minute, zugrunde gelegt werden; auch die nur einseitig durchgeführte Kolbenstange möge in allen Fällen mit einer Stärke von 75 mm beibehalten werden, obwohl die Stange bei Verwendung des Zylinders als Niederdruckzylinder einer Verbundmaschine schwächer sein dürfte.

Bei einem Kolbenstangenquerschnitt von 44 qcm ist die mittlere Kolbenfläche  $F = 1385 - \frac{1}{2} 44 = 1363$ . Die mittlere Kolbengeschwindigkeit ist  $c = 2,6$  m.

**232.** Den Beispielen möge eine kurze Entwicklung über die

### **Wahl der Kanalabmessungen und der Dampfgeschwindigkeit**

vorausgeschickt werden. Die Wahl dieser Größen ist maßgebend für die Ermittlung der Exzentrizität; bei dieser Ermittlung und bei Betrachtung der Veränderungen, welche die Dampfgeschwindigkeit infolge der veränderten Kolbengeschwindigkeit erfährt, soll die Endlichkeit der Pleuelstange außer acht bleiben, nicht etwa weil ihr Einfluß geringfügig ist, sondern weil die Zugrundelegung der Pleuelstangenlänge  $\infty$  Mittelwerte für Kurbel- und Deckelseite liefert. Solche Mittelwerte zu erhalten ist erwünscht für gemeinsamen Antrieb der Einlaßsteuerung auf der Kurbel- und Deckelseite durch ein Exzenter, indem man diesem einen Exzenter eine Größe geben wird, die zwischen der für die Deckelseite und der für die Kurbelseite wünschenswerten liegt.

Der Unterschied in den Öffnungen auf der Deckel- und Kurbelseite ist, wie sich noch zeigen wird, bei kleinen Füllungen sehr beträchtlich. Es muß daher in Aussicht genommen werden, die Öffnungsverhältnisse auf der Kurbel- und Deckelseite getrennt unter Berücksichtigung der endlichen Stangenlänge nach Wahl der Exzentrizität zu untersuchen, und vorbehalten bleiben, in ganz besonderen Fällen noch eine Vergrößerung der Exzentrizität zugunsten der ungünstiger dastehenden Deckelseite vorzunehmen.

Es wird weiter unten (Art. 331 ÷ 333, 360 ÷ 361, 364 ÷ 368) gezeigt werden, wie die Ungleichheiten in den Öffnungsweiten durch eine kurze Exzenterstange ausgeglichen werden können und dabei das Steuerungsdiagramm mit unendlicher Pleuelstangenlänge unmittelbar für ausgeglichene Steuerungen mit gemeinsamem Exzenter für Kurbel- und Deckelseite zu verwerten ist.

Bei getrenntem Antrieb beider Seiten (Ventilsteuerungen mit Steuerwelle) wird es nützlich sein, durch Entwurf des Diagrammes für unendliche Stangenlänge zunächst einen Mittelwert für die beiden im allgemeinen verschieden groß auszuführenden Exzenter (Art. 301 ÷ 305) zu erhalten.

**233.** Die roheste Form der Bestimmung der Kanalquerschnitte und der Exzentrizität ist die mit Hilfe der Gleichung

$$f w = F c, \quad (24)$$

welche mit  $f = a b$  übergeht in  $a b w = F c$  und nach Wahl von  $b$  die Kanalweite

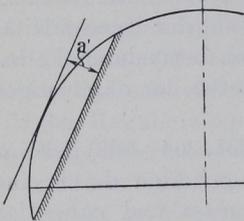
$$a = \frac{F c}{b w} \quad (25)$$

liefert.  $w$  ist hierin die sogenannte mittlere Dampfgeschwindigkeit, die mit den in Art. 236 gemachten Voraussetzungen der Volumenbeständigkeit (vgl. auch Art. 247) die mittlere sein würde, wenn der vom Dampf durchströmte Querschnitt  $f$  während des vollen Hubes ganz geöffnet bliebe.

Der Querschnitt wird aber während des Hubes durch die Steuerorgane stark und vielfach schon sehr frühzeitig eingeengt; deshalb verliert das Verfahren um so mehr an Berechtigung, je frühzeitiger der Abschluß stattfindet, und führt nur da zu einigermaßen brauchbaren Resultaten, wo die Dampfwege bis nahe an Mitte Hub voll geöffnet sind, also für Auslaßsteuerungen ziemlich allgemein und für Einlaßsteuerungen mit sehr großen Füllungen, wie sie nur bei Dreifachexpansions-Schiffsmaschinen vorkommen.

**234.** Für Einlaßsteuerungen mit normalen Bedingungen ist das Verfahren unbrauchbar und besonders für die Bestimmung der Exzentrizität ganz ungeeignet. In der Literatur ist vereinzelt das folgende auf die obige Gleichung sich stützende Verfahren angegeben,

Fig. 90.



welches schon für die mittelgroßen Füllungen der Hochdruckzylinder von Verbundmaschinen viel zu große Exzentrizitäten ergibt, für die kleinen Füllungen von Einzylinder-Kondensationsmaschinen aber zu kaum ausführbaren Exzentrizitäten und Schieberhuben führt: Man verzeichne das Schieberdiagramm für die gewünschte Füllung in einem beliebigen Maßstabe und vergrößere das ganze Diagramm, also auch die Exzentrizität, derart, daß die größte Öffnung gleich der errechneten Kanalweite  $a$  wird. Wenn also im vorläufigen Diagramm Fig. 90 die größte Öffnung  $a'$  abgegriffen ist und  $a$  nach der Formel 25 berechnet ist, muß die Exzentrizität  $r'$  im Verhältnis  $a$  zu  $a'$  vergrößert werden. Das Verfahren entspricht offenbar der Forderung, daß der Kanal auf das bei der größten Kolbengeschwindigkeit in der Hubmitte erforderliche Maß gerade voll und ohne Überlaufen der Steuerkante geöffnet werden soll.

Das Verfahren ist, wie gesagt, für fast alle praktisch in Frage kommenden Füllungen unbrauchbar. Nur bei der vorläufigen Bemessung der Steuerorgane kann die Gleichung 25 auch für den Einlaß benutzt werden (vgl. indes Art. 430 und 431). Dagegen sind für die Bestimmung der Exzentrizitäten bei Schiebersteuerungen und der notwendigen Ventilerhebungen bei Ventilsteuerungen Verfahren anzuwenden, welche auf die Veränderungen der Kolbengeschwindigkeit und der Kanalöffnungen Rücksicht nehmen.

**235.** Solche Verfahren sollen im Nachfolgenden besprochen und durch Beispiele erläutert werden.

Für unendliche Stangenlänge ist die Kolbengeschwindigkeit  $v$  bei dem Kurbelwinkel  $\alpha$

$$v = u \sin \alpha,$$

worin  $u$  die Geschwindigkeit des Kurbelzapfens ist, die sich bei gleichförmiger Drehbewegung aus der Gleichung

$$u = \frac{2\pi R n}{60} \text{ ergibt. Mit der Gleichung } c = \frac{2s n}{60} = \frac{2 \cdot 2 R n}{60}$$

verbunden ergibt sich

$$\begin{aligned} u &= \pi/2 c; \\ v &= \pi/2 c \sin \alpha; \\ v_{\max} &= \pi/2 c. \end{aligned} \quad (26)$$

**236.** Wenn der Dampf volumenbeständig wäre, wie tropfbare Flüssigkeiten (vgl. Art. 247), würde die Kontinuitätsgleichung bestehen

$$w_x f_x = v F, \quad (27)$$

worin  $w_x$  die Dampfgeschwindigkeit bei der Kolbenstellung  $x$ ,  $f_x$  der bei dieser Kolbenstellung freigegebene Öffnungsquerschnitt des Dampfkanals,  $v$  die zugehörige Kolbengeschwindigkeit zunächst für ein beliebiges Bewegungsgesetz ist.

Für das oben vorausgesetzte Bewegungsgesetz ist

$$w_x f_x = F \pi/2 c \sin \alpha. \quad (28)$$

Aus dieser Gleichung kann man  $w_x$  berechnen, wenn die durch die Steuerung erreichten Kanalöffnungen  $f_x$  als Funktion des Kurbelwinkels, z. B. aus dem Steuerungsdiagramm, bekannt sind.

**237.** Führt man für  $w_x$  einen konstanten Wert ein, gleich der größten Geschwindigkeit, welche ohne zu starke Drosselung zulässig ist, und bezeichnet diese Geschwindigkeit mit  $w_z$ , so kann die Gleichung 27 dazu dienen, diejenigen Querschnitte  $f_z$  zu ermitteln, welche gerade die zulässige Geschwindigkeit  $w_z$  ergeben. Es wird

$$f_z = \frac{F c}{w_z} \frac{\pi}{2} \sin \alpha. \quad (29)$$

Ist  $b$  die unveränderliche Breite der Öffnung,  $o_z$  die Öffnungsweite, welche den Querschnitt  $f_z$  freigibt, d. h. ist  $f_z = b o_z$ , so folgt

$$o_z = \left[ \frac{F c \pi}{b w_z 2} \right] \sin \alpha. \quad (30)$$

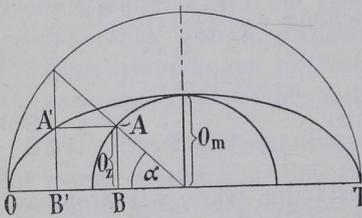
Der Klammerausdruck ist für eine gegebene Maschine eine Konstante. Für  $\alpha = 90^\circ$ ,  $\sin \alpha = 1$ , d. h. für den Durchgang des Kolbens durch seine Mittellage, wird  $o_z$  gleich dem Klammerwert. Dieser besondere Wert von  $o_z$  werde mit  $o_m$  bezeichnet

$$o_m \equiv \frac{F c \pi}{b w_z 2}; \quad (31)$$

$$o_z = o_m \sin \alpha. \quad (32)$$

**238.** Man erhält danach diejenigen Kanalöffnungen, welche bei den verschiedenen Kurbelwinkeln stets die zulässige Geschwindigkeit  $w_z$  im veränderlichen Querschnitt ergeben, indem man einen

Fig. 91.



Kreis mit  $o_m$  schlägt (Fig. 91) und von dem Schnittpunkt  $A$  des Kurbelarmes mit diesem Kreis die Senkrechten nach der Kolbenweglinie zieht.

Wenn  $OT$  der Kolbenhub ist,  $OB'$  bei unendlicher Stangenlänge der zu dem Kurbelwinkel  $\alpha$  gehörige Kolbenweg, so erhält man die erforderliche Kanalöffnung  $o_z$  als Funktion des Kolbenweges, indem man die Höhe  $AB$  nach  $A'B'$  durch Ziehen der Horizontalen  $AA'$  überträgt. Da diese Konstruktion mit der bekanntesten Ellipsenkonstruktion übereinstimmt, so folgt, daß die Kurve der erforderlichen Kanalquerschnitte  $o_z = f(x)$  eine Ellipse ist, mit dem Kolbenhub  $s = OT$  als große Achse und  $2 o_m$  als kleine Achse. Man kann den Maßstab für  $s$  auch so wählen, daß  $s \neq 2 \cdot o_m$  wird, dann geht die Ellipse wieder in einen Kreis über (Fig. 96 S. 141).

**239.** Man bezieht sich bei Auftragung der Kurve der erforderlichen (oder richtiger erwünschten) Kanalöffnungen meist auf die sogenannte mittlere Dampfgeschwindigkeit, wie sie in Art. 233 definiert ist.

Führt man aus Gleichung 24 den Wert für den unveränderlichen Querschnitt  $f = F \frac{c}{w}$  in die Gleichung 28 ein, so erhält man

$$w_x F \frac{c}{w} = F \pi/2 c \sin \alpha; \quad (33)$$

$$w_x = \pi/2 w \sin \alpha;$$

für  $\alpha = 90^\circ$  wird  $w_x$  ein Maximum  $w_{\max} = \pi/2 w$ .

Setzt man nun die maximale Geschwindigkeit gleich der oben als zulässig bezeichneten  $w_z$ , so wird

$$w_z = \pi/2 w. \tag{34}$$

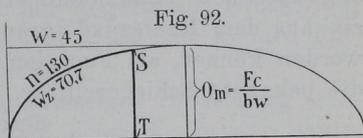
Mit diesem Wert von  $w_z$  geht Gleichung 31 über in

$$o_m = \frac{F c}{b w}; \tag{35}$$

$$o_z = \frac{F c}{b w} \sin \alpha. \tag{36}$$

Die Gleichung 36 liefert (entsprechend der Entwicklung) die Kurve der erforderlichen Kanalöffnungen für die konstante Geschwindigkeit  $w_z = \pi/2 w$ , nicht für die Geschwindigkeit  $w$ , was anzunehmen man durch das Auftreten von  $w$  in der einfachen Formel 36 verleitet sein könnte.

**240.** In der Literatur ist die Beschriftung der Kurve der erwünschten Kanalöffnungen oft nicht unzweideutig ausgeführt, z. B. läßt die Anschrift 50 m Kurve Zweifel darüber, ob dies die Geschwindigkeit  $w$  oder  $w_z$  ist. Korrekt ist nur die Anschrift von  $w_z$  an die Kurve, bei dem nachstehenden Beispiel (Art. 250) also 70,7 oder  $\pi/2 45$ . Wenn man die letztere Schreibweise nicht wählt, möge, um Unklarheiten auszuschließen, an die Horizontale im Abstand  $o_m$  außerdem die Geschwindigkeit  $w$  angeschrieben werden (Fig. 92), womit angedeutet werden soll, daß dies die mittlere Geschwindigkeit wäre, wenn der Kanal dauernd auf  $o_m$  geöffnet bliebe. Durch die Anschrift des Zahlenwertes von  $\pi/2 w$  an die Kurve wird angedeutet, daß diese Geschwindigkeit dauernd bestehen würde, wenn der Kanal nach dem durch die Kurve bestimmten Gesetz geöffnet würde.



Empfehlenswert ist es auch, dem Diagramm die Tourenzahl beizuschreiben (Fig. 92), besonders dann, wenn das Diagramm einer Konstruktionszeichnung beigelegt ist. Die Konstruktionszeichnung selbst erhält dann keine Angabe der Tourenzahl. Die Überschrift lautet dann etwa: „Liegende Einzylinderventilmaschine mit Kondensation von 420 mm Zylinderbohrung und 600 mm Hub, Steuerungschema.“

Man kann dann, wenn die Maschine ohne Änderung der Abmessungen der Steuerung für eine etwas andere Tourenzahl verwandt werden soll, durch Verzeichnung einer neuen Kurve der zweckmäßigen Kanalöffnungen feststellen, wie sich bei der gleichen Ventilerhebungskurve die Drosselverhältnisse ändern.

**241.** Wenn man den Anforderungen, welche durch die Kurve der erwünschten Kanalöffnungen gestellt werden, bei einer Expansionssteuerung entsprechen wollte, so müßte die Abschlußkante des Steuerorgans während der Öffnungszeit dem durch die Kurve dargestellten Gesetz folgen und dann plötzlich nach der Linie ST abfallen. In Fig. 92 ist das hiernach erwünschte Bewegungsgesetz in stärkeren Linien ausgezogen.

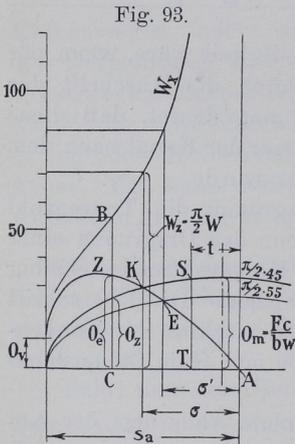
Ein solches Bewegungsgesetz läßt sich mit dem einfachen Exzentergetriebe auch nicht annähernd verwirklichen und ist auch mit anderen Getrieben wegen der Unmöglichkeit des plötzlichen Abschlusses nicht ausführbar. Auch ist das Gesetz wegen der Anforderungen an die Voreinströmung und wegen der anfangs stärkeren Eintrittskondensation infolge der nicht zutreffenden Annahmen in Art. 236 nicht einmal das grundsätzlich richtige. Man bezieht sich aber zweckmäßig bei Auftragung der Kurve der erreichten Kanalöffnungen auf dasselbe.

**242.** Trägt man die bei einer einfachen durch ein Exzenter angetriebenen Schiebersteuerung erreichten Kanalöffnungen, wie sie aus dem Reuleauxdiagramm oder Zeunerdiagramm entnommen werden können, als Funktion des Kolbenweges auf, so erhält man die bekannte Schieberellipse, die jedoch nur für den hier interessierenden Teil des Einlasses während der

Öffnungsperiode, beginnend mit dem linearen Voröffnen  $o_v$ , ansteigend bis zur größten Öffnung im Punkte Z und endigend in dem Abschlußpunkt A (Fig. 93), verzeichnet werden möge.

Dort, wo die Schieberellipse (oder allgemeiner die Kurve der erreichten Kanalöffnungen) die Kurve der erwünschten Kanalöffnungen schneidet (im Punkte K), wird die durch letztere zugelassene Dampfgeschwindigkeit gerade erreicht.

**243.** Man kann die Kurve der Dampfgeschwindigkeiten aus jenen beiden Kurven ableiten, indem man  $w_z$  mit dem Ordinatenv



verhältnis  $o_z/o_e$  multipliziert und die gefundenen Werte in einem geeigneten Maßstab als Ordinaten zu den betreffenden Kolbenstellungen aufträgt (Kurve  $w_x$  Fig. 93).

Wählt man z. B. den Maßstab für die Geschwindigkeit  $w_x$  so, daß  $0,8 \text{ mm} \neq 1 \text{ m/sec}$  wird, so würde bei den Annahmen der in den Art. 250 bis 257 behandelten Aufgabe mit  $w = 45$  die Geschwindigkeit  $w_x$  an der Schnittstelle der beiden Kurven  $= w_z = \pi/2 \cdot 45 = 70,7 \text{ m}$  werden und in einer Höhe von  $0,8 \cdot 70,7 = 56,56 \text{ mm}$  aufzutragen sein. Für irgend eine Kolbenstellung C würde dann die Geschwindigkeit, wenn  $o_e$  dort  $= 27 \text{ mm}$ ,  $o_z = 20,6 \text{ mm}$  abgegriffen sind, in einer Höhe CB  $= 56,56 \frac{20,6}{27} = 43,2 \text{ mm}$  entsprechend  $43,2/0,8 = 54 \text{ m}$  aufzutragen sein.<sup>1)</sup>

Da der Dampf nicht volumenbeständig wie die tropfbaren Flüssigkeiten ist, verliert die Kontinuitätsgleichung für das durch den Querschnitt gehende und durch die Kolbenbewegung freigegebene Volumen um so mehr an Geltung, je größer der Druckunterschied ist (vgl. auch Führer Anm. auf S. 987 u. 988). Es hat daher keinen Zweck, die Verzeichnung der Dampfgeschwindigkeitskurve weiter als etwa bis 120 m auszudehnen.

**244.** Der Kolbenweg, auf welchem die Dampfgeschwindigkeit das gewählte  $w_z$  überschreitet, möge „Drosselweg“ genannt und mit  $\sigma$  bezeichnet werden. Man läßt in der Regel einen Drosselweg von 40 bis 50 Prozent des Füllungsweges  $s_a$  zu, bei kleinen Füllungen (Art. 284 ÷ 287) notgedrungen mehr.

Die vorstehende Angabe über den zulässigen Drosselweg setzt als zulässige mittlere Geschwindigkeiten etwa die in der untenstehenden Aufstellung gegebenen Werte voraus. Man kann unter Einführung höherer Werte von  $w$  zu den gleichen Dampfgeschwindigkeiten und Querschnitten gelangen, wenn man gleichzeitig die Anforderungen an die Kürze des Drosselweges steigert und nur vielleicht 30 bis 40 Prozent Drosselweg zuläßt.

**245.** Gütermuth hat (Ztschr. d. V. d. Ing. 1904 S. 329) Versuche veröffentlicht, nach welchen ein namhafter Druckverlust gegenüber dem im Einlaßgehäuse (Vorraum) herrschenden Druck, der infolge der Massenwirkungen des Dampfes in der Rohrleitung ziemliche Schwankungen aufweist (Fig. 6c S. 16), erst bei einer Geschwindigkeit von 70 bis 100 m eintritt.

Die stark ausgezogene Ellipse der erwünschten Kanalöffnungen (Fig. 93) gilt für ein  $w$  von 45 m, d. h. für eine Dampfgeschwindigkeit von  $\pi/2 \cdot 45 = 70,7 \text{ m}$ , bei den Voraussetzungen des Beispiels Art. 250.

<sup>1)</sup> Die Steuerungsdiagramme sind in den nachfolgenden Artikeln in  $1/2$  derjenigen Größe dargestellt, welche dem Text zugrunde liegt.

Verzeichnet man noch die Ellipse der erwünschten Kanalöffnungen für  $w=55$ , d. h. für eine Dampfgeschwindigkeit von  $\pi/2 \cdot 55 = 86$  m, so schneidet dieselbe erst bei E in die Kurve der erreichten Kanalöffnungen ein. Der Drosselweg  $\sigma'$  beträgt nach Ausmaß nur 40 Prozent des Füllungsweges. Hätte man also eine Geschwindigkeit von 86 m (oder  $w=55$ ) als zulässig bezeichnet und gleichzeitig die Forderung gestellt, daß der Drosselweg nur 40 Prozent betragen dürfe, so wäre man mit dem weiter unten (Art. 250 ÷ 257 und 277) besprochenen Verfahren zu denselben Abschlußverhältnissen und damit zu denselben Arbeitsverlusten durch Drosselung gelangt wie mit  $w=45$  und einem zugelassenen Drosselweg von 50 Prozent.

Es ist also bei Festsetzungen der zulässigen Größe des Drosselweges eine Angabe über die bis zum Eintritt der Drosselung zugelassene Dampfgeschwindigkeit erforderlich.

Man würde sich mit dem höheren  $w$  und dem kleineren zugelassenen Drosselweg der Form nach den Gutermuthschen Versuchsergebnissen besser angepaßt haben und praktisch auf dasselbe Resultat gekommen sein wie mit dem kleineren  $w$  und dem größeren zugelassenen Drosselweg.

Die Zugrundelegung geringerer Grundgeschwindigkeiten unter Zulassung größerer Drosselwege ist für den Entwurf bequemer und entfernt sich nicht zu sehr von dem Herkömmlichen.<sup>1)</sup>

Mit den vorstehenden Angaben über die zugrunde zu legenden Werte von  $w$  und die zugehörigen Drosselwege ist freilich die schwierige und wichtige Frage der zuzulassenden Arbeitsverluste durch Drosselung noch nicht gelöst. Sie steht im Zusammenhang mit der Frage der Einschränkung der schädlichen Flächen durch knappe Bemessung der Steuerungsquerschnitte und dadurch mit der Frage der Austauschverluste (Anhang VIII).

**246.** Es sei noch bemerkt, daß der Füllungszuschlag  $t$  (Fig. 6a S. 16) vielfach mit Benutzung der Kurve der erwünschten und

<sup>1)</sup> Um für die Beurteilung der Drosselung nach den Kurven der erreichten und erwünschten Kanalöffnungen ein Urteilsgefühl zu gewinnen, ist es zweckmäßig, die Kurve der erwünschten Kanalöffnungen stets für die gleiche Geschwindigkeit zu zeichnen. Es scheint, daß sich für Reguliersteuerungen die Kurve für  $w_z=70$  einzubürgern beginnt, was einem  $w$  von 44,56 entspricht. Es müßten dann die in der Aufstellung S. 138 für die verschiedenen Anfangsdampfzustände gemachten Unterschiede durch Zulassung verschieden großer Drosselwege zum Ausdruck gebracht werden. Für den Entwurf und die Maßstabsbestimmung des Steuerungsdiagramms dürfte sich jedoch die Zugrundelegung verschiedener  $w$  (entsprechend der Aufstellung S. 138) mehr empfehlen.

erreichten Kanalöffnungen geschätzt wird, indem man den Drosselweg  $\sigma$  halbiert oder auch die Linie ST (Fig. 93) so legt, daß sie zwei flächengleiche dreieckähnliche Flächen abschneidet und dann den Füllungszuschlag  $t$  gleich  $TA$  setzt. Angesichts der verschiedenartigen Begriffsbestimmungen des Admissionsdruckes, des Einflusses der Massenwirkung des Rohrleitungsdampfes auf den Verlauf der Admissionslinie, der verschiedenen Annahmen über das zulässige  $w$  ist das Verfahren von zweifelhaftem Wert (vgl. auch hier die Literaturangabe zu Art. 10).

**247.** Bezüglich der Wahl der Dampfgeschwindigkeit für verschiedene Verhältnisse ist folgendes zu sagen: Die zur Vereinfachung der Entwicklung und der Gebrauchsformeln gemachte Annahme, daß der vom Zylinder aufgenommene und die Steuerungsquerschnitte durchströmende Dampf volumenbeständig ist, trifft durchaus nicht zu; einmal ändert der Dampf sein Volumen unter dem Einfluß der besonders während der Eintrittsperiode nicht zu vermeidenden Druckveränderungen; dann verschwinden und entstehen im Zylinder bedeutende Dampfmenngen durch Niederschlag und Nachdampfen. Der erste Umstand wird durch die Einführung des Füllungszuschlages und die Zulassung von Drosselwegen von bestimmter Länge berücksichtigt, der zweite muß aber in einer unterschiedlichen Wahl von  $w_z$  oder von  $w$ , welche die mehr oder weniger starke Änderung des Dampfolumens durch Niederschlag und Abkühlung (beim Einlaß) und das mehr oder weniger starke Nachdampfen (beim Auslaß) berücksichtigt, seinen Ausdruck finden.

**248.** Die der Kanalquerschnittsberechnung zugrunde zu legenden Werte von  $w_z$  oder  $w$  dürfen ferner um so höher gewählt werden, je kleiner das spezifische Gewicht des Dampfes ist. Wenn dieser Einfluß des spezifischen Gewichtes beim Auslaß trotz des sehr erheblichen Unterschiedes des spezifischen Gewichtes des in die Atmosphäre und in den Kondensator tretenden Dampfes in der untenstehenden Aufstellung der empfehlenswerten  $w$  nicht zum Ausdruck kommt, so ist das auf die schon im Artikel 4 erörterten Gründe zurückzuführen.

Die obigen Entwicklungen berücksichtigen nur die Geschwindigkeitsverhältnisse beim Auschub des Dampfes. Die Querschnitte der Auslaßsteuerung für nach dem Kondensator abzuführenden Dampf sind aber vorwiegend nach den großen während der Vorausströmungsperiode als Ausstoßdampf abzuführenden Dampfmenngen derart zu bemessen, daß keine übermäßig große Vorausströmung erforderlich

wird (vgl. auch Art. 10). Für den reinen Ausschub von Vakuumdampf nach dem Kondensator dürfte man mit  $w$  unbedenklich auf 120 bis 150 m (je nach dem während der Ausschubperiode zu erwartenden Nachdampfen) gehen, was bei Anordnung getrennter Auslaßsteuerungen für Ausstoßdampf und Ausschubdampf zu beachten ist (vgl. Art. 460).

**249.** Die nachstehende Aufstellung, welche, abgesehen von kleinen Abänderungen, der Aufstellung im Führer S. 989 entspricht, gibt unter Berücksichtigung der vorstehenden Grundsätze passende Werte von  $w$ .

1. Einzylindermaschinen:

	Einlaß	Auslaß	
		in die At- mosphäre	in den Kon- densator
Gesättigter Dampf, Zylinder und Deckel			
ungeheizt . . . . .	35	25	25
geheizt . . . . .	38	30	30
Überhitzter Dampf . . . . .	45	35	35

2. Verbundmaschinen:

		in den	
		Receiver	
a) Hochdruckzyl., ungeheizt, gesättigter Dampf . . . . .	35	28	—
"  ausgiebig geheizt, gesättigter Dampf . . . . .	38	30	—
"  überhitzter Dampf . . . . .	45	35	—
b) Niederdruckzyl., ungeheizt . . . . .	45	—	35
"  ausgiebig geheizt . . . . .	50	—	40
"  Dampf überhitzt in den NDZ eintretend . . . . .	55	—	40

Die angegebenen Werte von  $w$  gelten für den Abschlußquerschnitt, den man im Interesse kleiner Abmessungen der Steuerorgane und des Steuerungsantriebes knapp hält.

Die Dampfwege von dem Abschlußquerschnitt nach dem Zylinder beim Einlaß und von dem Zylinder nach dem Auslaßorgan sollten (trotz der damit verbundenen Vergrößerung des schädlichen Raumes) im Querschnitt etwas reichlicher bemessen werden, etwa gleich dem 1,1- bis 1,2fachen des sich mit  $w$  ergebenden Querschnittes, vgl. jedoch Art. 429 ÷ 431. Die Dampfwege außerhalb des Zylinderinneren (vor dem

<sup>1)</sup> Wenn die normale Füllung verhältnismäßig klein ist, wie das bei Einzylindermaschinen mit Kondensation und einigermaßen hohem Admissionsdruck der Fall ist, müssen diese Werte notgedrungen erheblich überschritten werden, um nicht zu große Steuerungsabmessungen zu erhalten (vgl. Art. 284 ÷ 287).

Einlaßorgan und hinter dem Auslaßorgan) sollten erheblich weiter sein wie die Abschlußquerschnitte. Diese Dampfwege gehören nicht zu den schädlichen Räumen und ihre Umgrenzungen nicht zu den schädlichen Flächen, so daß eine weitgehende Einschränkung ihrer Maße nicht berechtigt ist.

### Steuerung für unveränderliche Füllung.

**250.** Es sollen nun gemäß Art. 231 beginnend mit den einfachsten Steuerungen verschiedene Steuerungsaufgaben unter Zugrundelegung der angegebenen Zylindermaße behandelt und zunächst für eine Flachschiebersteuerung für den Niederdruckzylinder einer Verbundmaschine mit einer unveränderlichen Abschlußfüllung von 55 Prozent die Hauptmaße bestimmt werden. Es möge zunächst angenommen werden, daß Einlaß und Auslaß getrennte Schieber und getrennten Antrieb durch besondere Exzenter erhalten, so daß die Maßverhältnisse der Einlaßsteuerung ohne Rücksicht auf den Auslaß (und umgekehrt) bestimmt werden können.

Die mittlere Dampfgeschwindigkeit  $w$  werde entsprechend der Aufstellung im vorigen Artikel  $= 45$  m, d. h.  $w_z = \pi/2 \cdot 45 = 70,7$  m gesetzt und ein Drosselweg von 50 Prozent des Füllungsweges zugelassen.

**251.** Die Kanalbreite  $b$  (senkrecht zur Schieberschubrichtung gemessen) werde gleich  $2/3$  bis  $3/4$  des Zylinderdurchmessers gemacht ( $2/3$  bis  $3/4$ )  $420 = 287$  bis  $315$ . Gewählt werde  $b = 300$ .

Für die große Füllung wäre das im Art. 234 als ungeeignet bezeichnete Verfahren zur Not noch anwendbar. Die Kanalweite  $o_e$  würde sich damit ergeben aus

$$f w = F c; \quad f \cdot 45 = 1363 \cdot 2,6; \quad f = 78,8 \text{ qcm};$$

$$\text{aus } a_e b = f \text{ folgt mit } b = 30 \text{ cm}; \quad a_e 30 = 78,8; \quad a_e = 2,62 \text{ cm}.$$

Die Exzentrizität könnte dann nach Art. 234 bestimmt werden. Es soll jedoch hier schon das allgemeinere Verfahren, welches auch für mittlere und kleinere Füllungen verwendbar ist, an dem einfachen vorliegenden Fall erläutert werden.

**252.** Um die erwünschten Kanalöffnungen bei den verschiedenen Kurbelwinkeln zu erhalten, muß man zuerst  $o_m$  bestimmen.

Nach Art. 239 Gleichung 35 ist mit den Endwerten Art. 231 zu setzen

$$o_m = \frac{F c}{b w} = \frac{1363 \cdot 2,6}{30 \cdot 45} = 2,62 \text{ cm},$$

ebenso groß wie  $a_e$ .