

Eine Steueraufgabe braucht hierbei dem Arbeitskolben noch nicht zuzufallen; das Auslaßventil kann vielmehr in demselben Augenblick abschließen, in dem der Kolbenrand die Kanalante überfährt.

Am größten ist der zweckmäßige Kompressionsweg bei Einzylindermaschinen mit Kondensation, bei welchen auch eine möglichst weite Verlegung des Auslaßorgans und seines Gehäuses vom Deckel weg erwünscht ist. Wenn freilich die Maschine bei verstellter Auslaßsteuerung zeitweise mit Auspuff soll arbeiten können, darf die Abströmstelle nur bis zu dem hierdurch gebotenen Maß abgerückt werden. Beim Arbeiten mit Kondensation schließt dann das Auslaßorgan lange vor dem Überlaufen des Kolbens über den Abströmkanal ab.

#### Heranziehung des Arbeitskolbens zur Steuerung des Auslasses.

**458.** Dem Kolben kann auch eine Steueraufgabe zugewiesen werden, sei es um ein besonderes Steuerorgan für den Auslaßgang zu sparen, sei es um die Abschluß- und Abflußverhältnisse zu verbessern.

Wenn bei der Anordnung Fig. 169 mit weiter abgerücktem Auslaßventil der Kolben die Abströmöffnung überfährt, bevor das eigentliche Auslaßorgan abgeschlossen hat, so nimmt er damit an der Steuerung des Auslasses teil, er besorgt den Abschluß des Auslasses und bestimmt den Beginn der Kompression.

Die Arbeitskolbensteuerung und die Ventilsteuerung liegen in Hintereinanderschaltung wie bei einer Doppelschiebersteuerung für den Einlaß der Expansionsschieber und der Grundschieber. Es kann Dampf nur austreten, wenn beide Steuerorgane geöffnet sind; es müssen wegen der Hintereinanderschaltung aber auch beide den vollen, für den Durchlaß des gesamten Dampfes erforderlichen Querschnitt erhalten im Gegensatz zu Art. 460.

Da bei normaler Größe der Kompression die Öffnung der Abströmöffnung durch den Kolben für die Ausströmung zu frühzeitig stattfinden würde, wird man das Ventil so lange geschlossen halten, bis der richtige Zeitpunkt für die Vorausströmung gekommen ist. In der Ztschr. d. V. d. Ing. 1911 S. 1956 ist eine solche Maschine abgebildet, vgl. auch die Abbildungen auf S. 923 und 1686 desselben Jahrganges, in welchen die beiden besonderen Steuerorgane zu einem einzigen zusammengezogen sind. Der Kolben braucht bei dieser Anordnung nicht wesentlich länger zu sein wie bei normal gesteuerten Maschinen.

**459.** Bedeutsamer ist die Kombination der Arbeitskolbensteuerung mit einer zweiten durch Exzenter oder unrunde Scheiben betriebenen Auslaßsteuerung, welche mit der Arbeitskolbensteuerung parallel geschaltet ist, so daß der Abdampf, wenn beide Steuerungen gleichzeitig geöffnet sind, sich teilt und teils durch den einen, teils durch den anderen Auslaß abfließt, und wenn nur eine der beiden Auslaßsteuerungen geöffnet ist, durch diese abfließt. Abbildungen solcher Steuerungen aus älterer Zeit finden sich in der Ztschr. d. V. d. Ing. 1896 S. 162 und 299; vgl. ferner Führer 49, 39.

Bei der sogenannten Gleichstrommaschine<sup>1)</sup> hat der Arbeitskolben allein die Auslaßsteuerung zu besorgen, weitere Steuerorgane sind nicht vorhanden. Der endgültige Abschluß des Dampfes (der Beginn der Kompression) erfolgt sehr frühzeitig, weil die Abströmstelle mit Rücksicht auf die Vorausströmung sehr weit hinaus verlegt werden muß und der Beginn der Vorausströmung und der Beginn der Kompression bei der gleichen Kolbenstellung stattfindet. Der lange Kompressionsweg ist ohne Nachteil, wenn ein hohes Vakuum erreicht wird und auch dauernd erhalten wird.

**460.** Den Schwierigkeiten und wirtschaftlichen Nachteilen, welche sich bei mäßigem Vakuum oder beim Nachlassen eines sonst guten Vakuums ergeben, kann man durch eine der Arbeitskolbensteuerung parallel geschaltete Hilfssteuerung begegnen. Dem besonderen Auslaßorgan fällt dann die Aufgabe zu, den Auslaß bis zum planmäßigen Beginn der Kompression offen zu halten.

Gegenüber einem normal, ohne Zuhilfenahme des Arbeitskolbens, gesteuerten Auslaß hat die Kombination den Vorteil, daß die Arbeitskolbensteuerung sehr große Strömungsquerschnitte für die Abführung des Ausstoßdampfes freigibt und daß für die Abführung des Vakuumdampfes im Ausschub sehr hohe Geschwindigkeiten zugelassen werden können, ohne daß die Gefahr zu hoher Gegendrucke entsteht. Nach Art. 248 darf man für den Ausschub von Vakuumdampf auf 120 bis 150 m gehen (vgl. auch Art. 4). Bei Zulassung so hoher Geschwindigkeiten werden die Hilfsauslaßorgane und ihre Gehäuse sehr klein, so daß sie keinen großen Beitrag zu den schädlichen Räumen und schädlichen Flächen liefern.

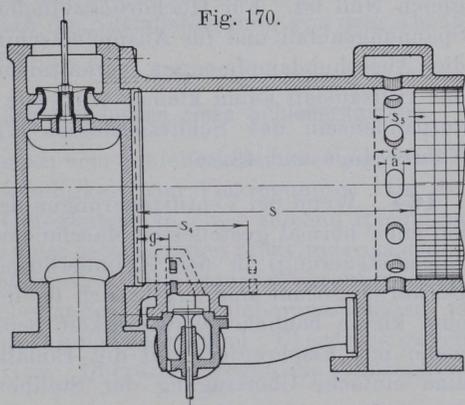
<sup>1)</sup> Vgl. die Zuschrift des Verfassers über dies System, Ztschr. d. V. d. Ing. 1909 S. 1558. Ferner Ztschr. d. V. d. Ing. 1909 S. 1114; 1910 S. 1890, 2089, 2144, 2072; 1911 S. 1683, 1758, 988, 1026, 1699. Ferner Führer 49, 26-39 und diese Anleitung Art. 63.

**461.** In Fig. 170 ist das Hilfsauslaßorgan als einfaches Teller-ventil ausgeführt gedacht, welches den Vorzug zuverlässigerer Dichtung gegenüber den Doppelsitzventilen hat. Es macht hierbei wenig aus, daß das Ventil nicht entlastet ist; denn einmal ist es verhältnismäßig klein, dann ist der Druck, gegen welchen das Ventil geöffnet werden muß (ähnlich wie bei den Auslaßventilen der Gasmaschinen, die auch als Tellerventile ausgeführt werden), nicht hoch (Expansionsenddruck) und schließlich kann bei der vorliegenden doppelten Auslaßsteuerung das Ventil von dem Öffnungsgegendruck dadurch fast vollständig befreit werden, daß durch entsprechende Wahl des Voreilwinkels und der Überdeckung das Tellerventil erst angehoben wird, nachdem der Arbeitskolben den Schlitzauslaß geöffnet hat und den größten Teil des Dampfes ausgelassen hat.

**462.** Der Kolben muß bei parallel geschaltetem Hilfsauslaß ebenso lang sein wie bei der reinen Gleichstrommaschine, d. h.  $l = s + a - 2s_5$  (Fig. 170), worin  $s_5$  der vom Beginn der Vorausströmung bis zum Hubende zurückgelegte Kolbenweg ist, während er bei der Serienschaltung der Auslaßsteuerungen nach Art. 458 kurz sein darf. Bei der Anordnung Fig. 170 sind drei Schlitzreihen im Zylinder erforderlich: eine um den ganzen Zylinder herum reichende in der Mitte mit reichlich weiten Öffnungen für den Auslaß des Ausstoßdampfes, und zwei kleinere in der Nähe der Zylinderenden für die Abführung des Ausschubdampfes.

Hinsichtlich der zulässigen Größe des Maßes  $g$  Fig. 170 gilt dasselbe, was in Art. 457 über das Abverlegen der Abströmstelle

vom Zylinderende ohne Steuerwirkung des Arbeitskolbens gesagt ist. Man wird jedoch das Hilfsventil nicht weiter vom Zylinderende abrücken, als zur Unterbringung der Deckelflanschschrauben erforderlich ist, um Freiheit in der nachträglichen Änderung in der Kompression zu behalten und durch Handanhub der Hilfsauslaßventile beim Anfahren ohne Vakuum den Gegendruck beseitigen zu können.



Bei der geringen Größe des Gehäuses der Hilfssteuerung wird durch die weitere Abrückung und durch den späteren Zutritt von niedriger gespanntem Dampf nicht allzuviel in wirtschaftlicher Beziehung gewonnen.

Man kann den Hilfsauslaß natürlich auch in den Deckel verlegen, dann fallen die Überlaufschlitze an den Zylinderenden fort, die schädlichen Flächen der Hilfsauslaßgehäuse werden kleiner, aber ihre Schädlichkeit pro Flächeneinheit größer. Die Notwendigkeit, das Hilfsauslaßrohr beim Abbau des Zylinderdeckels abnehmen zu müssen, tritt wieder ein, ist aber wegen der geringen Anschlußquerschnitte weniger lästig wie beim Hauptauslaß.

**463.** Die Anordnung der doppelten Auslaßsteuerung mit parallel geschalteter Dampfabführung hat nur Zweck für Zylinder, welche ihren Dampf an ein Vakuum abgeben, weil nur bei diesen der bedeutende Unterschied zwischen den großen Ausstoßdampfmenngen, welche in der Nähe der Totlage durch den Schlitzauslaß abgelassen werden können, und den geringen Ausschubdampfmenngen, welche durch den Hilfsauslaß abzuführen sind, besteht. Für Hochdruckzylinder von Verbundmaschinen ohne Spannungsabfall hätte die Anordnung überhaupt keinen Sinn, weil die Ausstoßdampfmenge gleich Null ist. Für Hochdruckzylinder von Verbundmaschinen mit Spannungsabfall und für Auspuffmaschinen hat sie wenig Wert, weil die Ausschubdampfmenngen verhältnismäßig groß sind und daher der Hilfsauslaß kaum kleiner wird wie ein Hauptauslaß bei Nichtvorhandensein des Schlitzauslasses (vgl. Art. 248, Art. 4; ferner Führer 45, 9 und 49, 39).

**464.** Wenn bei Ventilsteuerungen das Auslaßorgan (Hauptauslaß bei einer normal gesteuerten Maschine oder Hilfsauslaß bei doppelter Auslaßsteuerung) in den Zylinderkörper, die Einlaßventile in die Deckel eingebaut sind, ergibt sich für den Antrieb der Auslaßventile eine kleine bauliche Schwierigkeit beim Antrieb von einer Steuerwelle mit Flachregler, weil die Einlaßexzenter mit Rücksicht auf eine einfache Übertragung der Stellbewegung des Regulators auf die Stellexzenter nach innen verlegt werden müssen.

Man könnte die innen liegenden Auslaßventile von den außen liegenden Auslaßexzentern mittels Versatzhebel (vgl. Führer 42, 46÷49) antreiben. Einfacher und vor allem für den Abbau des Deckels zweckmäßiger ist die folgende, in Fig. 171 dargestellte Anordnung. Die beiden Auslaßventile werden von einem gemeinsamen Exzenter angetrieben, welcher auf der Kurbelseite angebracht

ist und seine Bewegung auf eine durchgehende Schwingwelle überträgt, von welcher aus die Bewegung weiter nach den Auslaßventilen geleitet wird.

Das deckelseitige Lager der Schwingwelle wird zweckmäßig nicht an dem mit dem Deckel abrückenden Hauptkonsol angebracht,

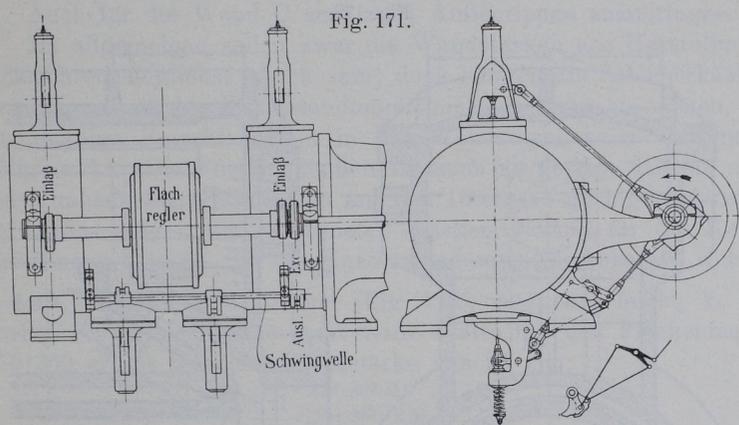


Fig. 171.

sondern von einem besonderen, mit dem Zylinderflansch verbundenen Lagerarm aufgenommen, so daß die Auslaßsteuerung von dem Abbau des Deckels nicht berührt wird.

### Einschaltung: Berechnung der Wandungen eines Schieberkastens.

**465.** Die ebenen Wandungen vom Schieberkasten verlangen eine Nachrechnung auf die Notwendigkeit von Verrippungen. Da die vorliegende Aufgabe keine Gelegenheit zu einer solchen Rechnung bietet, soll der Schieberkasten einer gleich großen Einzylindermaschine mit Ridersteuerung berechnet werden. Die Hauptabmessungen derselben seien aus den Schiebermaßen und Schieberausschlägen so gefunden, wie sie in die Fig. 172 eingetragen sind. Überdruck gegen Kondensatorspannung = 6,8 Atm. Überdruck gegen die Atmosphäre = 6,0 Atm.

**466.** Kanalwand A, Druck im Kanal stark pulsierend. Rechteckige Platte 260 · 320 mm; Wandstärke vorläufig angenommen  $s = 20$  mm. Nimmt man in nachstehender Formel für Gußeisen und unvollkommene Einspannung und  $\varphi = 1$  an, so ist

$$\sigma_{\max} = 0,5 \cdot \varphi \frac{a^2 b^2 p}{(a^2 + b^2) s^2} = 0,5 \cdot 1,0 \frac{26^2 \cdot 32^2 \cdot 6,8}{(26^2 + 32^2) \cdot 2^2} = 346 \text{ kg/qcm,}$$