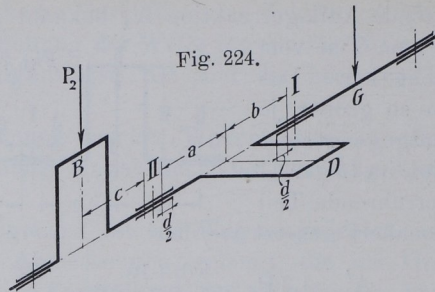


auch die Kurbelzapfen gleich den Wellenzapfen auszuführen, so daß es genügt, die voraussichtlich am stärksten beanspruchten Zapfen



zu rechnen. Unter dieser Voraussetzung gilt das Verfahren auch noch für mehr wie zwei Kurbeln (Fig. 224):

- a) Momente im Schwungradsitz wie oben zu rechnen; nur ist als drehendes Moment das größte aus dem zusammengesetzten Drehkraftdiagramm sich ergebende Drehmoment einzuführen.
- b) Moment im Lager I: Biegendes Moment roh zu schätzen $0,7 P b$, verdrehendes wie unter a.
- c) Kurbelzapfen D (der Kraftableitungsstelle am nächsten liegend) zu rechnen wie unter 15 c, jedoch mit folgenden Zuschlägen:
 - α) zu dem biegenden Moment: geschätzter Biegungseinfluß der Nachbarkurbel B auf die Kurbel D, Zuschlag $\frac{1}{4} P_2 c$;
 - β) zu dem von der Auflagerreaktion herrührenden Drehmoment ein Zuschlag von 0,7 der höchsten Drehkraft aller links von der fraglichen Kurbel liegenden Kurbeln (Verzeichnung des aus den Drehkraftdiagrammen der links liegenden Triebwerke zusammengesetzten partiellen Drehkraftdiagramms).

Anhang VI.

Über die Geschwindigkeit in den Ventilen und über die Kolbengeschwindigkeit von Luftwasserpumpen.

Geschwindigkeit in den Ventilen.

1. In der Literatur finden sich über die zulässige Geschwindigkeit in den Ventilen ziemlich verschiedene Angaben, besonders sind in den Lehrbüchern über Schiffsmaschinen ganz ungewöhnlich hohe

Geschwindigkeiten angegeben. Es wird fast überall versäumt, den Unterschied von Naßluftpumpen für Einspritzkondensatoren und für Oberflächenkondensatoren scharf hervorzuheben. Der Unterschied ist aber sehr erheblich, weil die Luftpumpen für Oberflächenkondensatoren nur sehr wenig Wasser zu fördern haben (nämlich nur das niedergeschlagene Wasser), während die Luftpumpen für Einspritzkondensatoren nicht nur das niedergeschlagene Wasser, sondern das ganze (etwa das 30 fache betragende) Einspritzwasser mitzufördern haben.

Die Luftpumpe für Oberflächenkondensatoren ist also tatsächlich vorwiegend Luftpumpe, während die für Einspritzkondensatoren zum großen Teil Wasserpumpe ist. Nimmt man zunächst an, daß eine vollständige Trennung von Wasser und Luft stattfindet, so tritt bei normaler Pumpenanordnung zuerst die Luft aus und dann das Wasser.

2. Für die Luft allein dürfte eine hohe Geschwindigkeit von etwa 30 m pro Sekunde unbedenklich zugelassen werden, während in den Ventilen reiner Wasserpumpen eine Wassergeschwindigkeit von nur etwa 2 m zulässig ist. Bei Luftpumpen sind aber die Bedingungen für die Wasserbewegung gegen die Ventile erheblich ungünstigere wie bei reinen Wasserpumpen, weil die Ventilfläche mit geschlossenen oder für den Luftdurchgang nur wenig geöffneten Ventilen mitten im Hub auf die Spiegelfläche trifft und die Ventile nun plötzlich auf das für den Wasserdurchgang nötige Maß geöffnet werden müssen, was mit einem um so größeren Stoß vor sich gehen wird, je geringer die Angriffsfläche der Ventile ist und je weiter der Kolben beim Auftreffen des Spiegels auf die Ventilfläche von seinem Totpunkt entfernt ist.

3. Um diese Verhältnisse als Grundlage für die Bestimmung der Ventilaufschlagfläche zu benutzen, möge der Begriff der Wasserfüllung eingeführt werden. Als Wasserfüllung möge das Verhältnis der pro Hub geförderten Wassermenge zu dem Hubraum der Pumpe bezeichnet werden. Die Wasserfüllung beträgt bei den üblichen Pumpenabmessungen (vgl. Art. 499) 0,2 bis 0,3 bei den Luftpumpen der Einspritzkondensatoren und nur etwa 0,02 bei den Luftpumpen der Oberflächenkondensatoren.

Ist c die mittlere Kolbengeschwindigkeit der Luftpumpe, deren Antrieb von dem Kurbelgetriebe der gleichförmig rotierenden Dampfmaschine erfolgen möge, so ist mit ausreichender Annäherung die Kolbengeschwindigkeit an einer beliebigen Stelle des Hubes $= \frac{1}{2} \pi c \sin \alpha$ (vgl. auch Art. 235).

Bezeichnet man den engsten Durchgangsquerschnitt der Ventile mit f , den Pumpenzylinderquerschnitt mit F , den Kontraktionskoeffizient mit μ , so folgt die Geschwindigkeit in den Ventilen aus der Gleichung:

$$\mu \cdot v f = 1/2 \pi c \sin \alpha F. \quad (1)$$

Bei der Auflösung möge, um die Unsicherheit von μ zu beseitigen, $\mu \cdot v$ zusammengefaßt bleiben und das zulässige $\mu \cdot v$ unmittelbar aus Ausführungen hergeleitet sein.

4. Für die Aufschlaggeschwindigkeit v_a der Ventilfläche auf den Wasserspiegel gilt, wenn f_a die Aufschlagfläche (freie Grundrißfläche) des Ventils ist, β der Winkel, bei welchem der Kolben auf die Wasserfläche trifft:

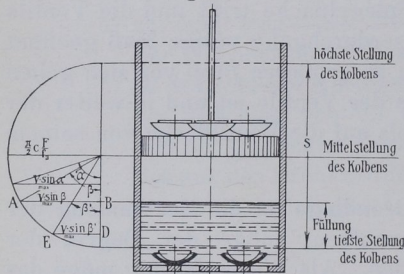
$$v_a f_a = 1/2 \pi c \sin \beta F; \quad (2)$$

wählt man den Maßstab für die Geschwindigkeit so, daß

$$\frac{\pi}{2} c \frac{F}{f_a} = \frac{s}{2}$$

ist, so stellt in Fig. 225 offenbar AB die Aufschlaggeschwindigkeit dar.

Wenn sich bei einer Luftwasserpumpe mit der in der Figur angegebenen Wasserfüllung eine Aufschlaggeschwindigkeit AB als zulässig erwiesen hat, wird bei einer anderen Pumpe mit kleinerer Wasserfüllung (Aufschlagwinkel β') der Aufschlagquerschnitt im Verhältnis ED/AB kleiner gewählt werden dürfen.



5. Als zulässig kann eine Aufschlaggeschwindigkeit von etwa 2,0 m angesehen werden. Um dieses Ergebnis in die übliche Form der Beziehung auf eine

mittlere zulässige Geschwindigkeit v_m in den Ventilen zu bringen, führt man in die Gleichung 2 die Beziehung

$$\mu \cdot v_m f = c F \quad (3)$$

und setzt statt des engsten Querschnittes f den Aufschlagquerschnitt f_a , weil dieser maßgebend ist und an den Rändern unbedenklich auch höhere Geschwindigkeiten zugelassen werden dürfen. Man hat dann, indem nun v_m die mittlere Geschwindigkeit im Aufschlagquerschnitt bedeutet:

$$v_a f_a = 1/2 \pi \mu \cdot v_m f_a \sin \beta; \quad v_a = 1/2 \pi \mu \cdot v_m \sin \beta. \quad (4)$$

Hat man für eine Füllung von 0,25, d. h. für $\beta = 60^\circ \sin \beta = 0,866$ bewährt gefunden $\mu \cdot v_m = 1,5$, so ergibt sich daraus $v_a = 1,5706 \cdot 1,5 \cdot 0,866 = 2,04$. Mit diesem Wert ist das zulässige $\mu \cdot v_m$ in der nachstehenden Tabelle für den Gebrauch berechnet aus der Gleichung:

$$\mu \cdot v_m = \frac{2,04 \cdot 2}{\pi \sin \beta} \quad (5)$$

Füllung =	0,5	0,4	0,3	0,25	0,2	0,15	0,1	0,02
$\mu \cdot v_m$ =	1,3	1,33	1,45	1,5	1,62	1,82	2,17	4,65

Die Füllung von 0,02 entspricht der Füllung bei Oberflächenkondensator-Luftpumpen. Die Füllung von 0,25 entspricht durchschnittlichen Verhältnissen bei Einspritzkondensatoren. *)

6. In der Anleitung wurde (Art. 504) mit einem stündlich beschriebenen Luftpumpenvolumen von $120 \cdot D$ gerechnet. Nimmt man an, daß die 29fache Speisewassermenge eingespritzt wird, so sind $29 + 1 = 30$ Liter pro 1 kg Dampf zu fördern; $\frac{30 \cdot D}{120 \cdot D} = 0,25$ Füllung.

Wenn Pumpen, welche für normalen Betrieb gebaut sind, mit rückgekühltem Wasser arbeiten, so muß man wegen der Unvollkommenheit der Kühlung (d. h. wegen hoher Einspritzwassertemperatur) reichlicher einspritzen. Es zeigt sich dann meist, daß die Pumpen stark klopfen, ein Beweis, daß die Füllung für den richtigen Gang von großer Bedeutung ist. Wäre z. B. bei einer Einspritzwassertemperatur von 30° das 45fache des Speisewassers eingespritzt, so wäre die Füllung $= \frac{46}{120} = \sim 0,4$, und es dürfte $\mu \cdot v_m$ in den Ventilen nur 1,33 statt 1,5 betragen.

Will man in solchen Fällen Stöße vermeiden, so muß man entweder die Ventile so groß machen, daß $\mu \cdot v_m$ nur 1,33 wird, oder die Pumpe größer bemessen, so daß die Füllung kleiner wird.

7. Die obige unter Zugrundelegung einer einheitlichen Aufschlaggeschwindigkeit aus den mittleren Verhältnissen von Einspritzkondensatoren hergeleitete hohe Geschwindigkeit bei Luftpumpen von Oberflächenkondensatoren stimmt gut mit den für letztere empfohlenen Werten überein. So gibt G. Bauer (Schiffsmaschinen und Kessel) $\mu \cdot v_m$ im Ventilsitz $= 4 \div 5$ m an.

8. In Wirklichkeit wird nun allerdings (wenigstens bei hohen Tourenzahlen) eine so scharfe Scheidung von Wasser und Luft nicht eintreten. Es wird sich bei schnellem Gange ein schaumiges Gemisch bilden, das oben vorwiegend Luft und unten vorwiegend Wasser enthalten wird. Denkt man sich einen der Höhe nach homogenen

Schaum, so wird ein eigentliches Aufschlagen der Ventilflächen auf eine Spiegelfläche nicht stattfinden; das Ganze wird wirken wie eine elastische Flüssigkeit von einem geringen spezifischen Gewicht. Nun darf aber im allgemeinen die Geschwindigkeit in Pumpenventilen um so größer sein, je geringer das spezifische Gewicht der Flüssigkeit ist. Es wird aber der Schaum ein um so kleineres spezifisches Gewicht haben, je geringer die Füllung ist, je weniger Wasser im Verhältnis zum Gesamtpumpenvolumen eintritt; d. h. auch bei Voraussetzung vollständiger Mischung ist für die kleineren Füllungen eine höhere mittlere Geschwindigkeit in den Ventilen zulässig wie für größere.

Ob die gleiche Gesetzmäßigkeit zwischen Füllung und zulässiger Geschwindigkeit besteht wie bei dem anderen Grenzfalle der vollständigen Trennung von Wasser und Luft, muß dahingestellt bleiben. In Wirklichkeit wird ja, wie bemerkt, ein Zwischenfall eintreten, so daß in den oberen Schichten mehr Schaum, in den unteren mehr Wasser vorhanden ist.

9. Bei Luftpumpen mit drei Klappen übereinander kann man mit der Geschwindigkeit in den Kolbenventilen und zur Not auch in den Saugventilen auf das $1\frac{1}{2}$ fache der oben angegebenen Werte gehen. Für die Ventile im Deckel sind dagegen die normalen Geschwindigkeiten anzuwenden. Daraus ergibt sich dann die so häufig gefundene Erweiterung der Deckelventilfläche.

Bei Schlitzluftpumpen mit Gefäßkolben und Verdränger darf man wegen der guten Mischung von Wasser und Luft mit der Geschwindigkeit höher gehen. Es werden hier oft Durchgangsgeschwindigkeiten $\mu \cdot v_m$ von 2,5 m gefunden.

Die Vorgänge in den verschiedenen Luftwasserpumpen habe ich ausführlich im Führer 53, 32-49 behandelt.

Kolbengeschwindigkeit.

10. Eine bestimmte Kolbengeschwindigkeit von vornherein der Rechnung zugrunde zu legen, hat bei Luftpumpen mit vollem Kolben gar keinen Sinn. Die weit verbreitete Ansicht, daß die Kolbengeschwindigkeit bei diesen Pumpen für die Ruhe des Ganges maßgebend sei, ist eine ganz irrige. Es gibt Luftwasserpumpen, welche mit 6 m Kolbengeschwindigkeit ruhig gehen, und wieder andere, welche mit $1\div 2$ m schlagen.

Maßgebend für den ruhigen Gang ist vor allem die Geschwindigkeit, mit welcher die aufsteigende Spiegelfläche S die Ventilebene

trifft. Diese ist wieder abhängig von dem Verhältnis des von der Spiegelfläche beschriebenen Raumes zur Ventilfläche, welche letztere durch die Ventilquerschnittsberechnung bestimmt ist.

Ob die erforderliche Spiegelbewegung durch einen Kolben mit großem Hub und kleiner Fläche (große Kolbengeschwindigkeit) oder mit kleinem Hub und großer Kolbenfläche hervorgebracht wird, ist ziemlich gleichgültig. Nur muß man bei großer Kolbengeschwindigkeit darauf bedacht sein, daß der Zusammenhang zwischen Wasser und Kolben gewahrt bleibt, was man bei hohen Kolbengeschwindigkeiten durch Zuspitzung des als Plunger ausgebildeten Kolbens erreicht und durch so tiefe Lage des Kolbens, daß die Druckhöhe des Wassers über dem Kolben das Abreißen verhindert.

11. Man wählt das Verhältnis s/d (wenn nicht die Luftpumpe in der Achse des Dampfzylinders angeordnet ist und damit der Luftpumpenhub gleich dem Hub des Dampfkolbens wird) nach rein äußeren Rücksichten. Die äußeren Abmessungen der Luftpumpe sind durch die Unterbringung der Ventile bedingt (Art. 504), und in der Pumpe muß der Länge nach Kolbenhöhe + Kolbenhub + 2 mal Endspielraum Platz finden. Man kann auch bei liegenden Pumpen von einem bequemen Hebelübersetzungsverhältnis $\frac{2}{3}$ bis $\frac{2}{5}$ ausgehen.

12. Anders liegen die Verhältnisse bei Luftpumpen mit durchbrochenem Ventilkolben. Hier ist die Kolbengeschwindigkeit dadurch begrenzt, daß auf der Kolbenfläche die Ventile mit den erforderlichen Durchgangsquerschnitten untergebracht werden müssen. Daraus ergibt sich eine bestimmte Kolbenfläche als die kleinstmögliche. Aus dieser und aus dem errechneten Hubvolumen ergibt sich dann der Hub und daraus weiter die Kolbengeschwindigkeit.

Man geht auch beim Entwurf am besten so vor, daß man zunächst die Ventile mit den erforderlichen Durchgangsquerschnitten auf einer Kreisfläche, welche nachher den Kolbengrundriß darstellt, placiert, indem man in der Mitte Platz für die Kolbenstange und am Rande Platz für das Herumtreten des Wassers um die Ränder läßt, und durch Division der so gefundenen Kolbenfläche in das Hubvolumen den Hub bestimmt.

13. Zur vorläufigen Abschätzung der Pumpenmaße kann man für Pumpen mit Ventilkolben auch von der Kolbengeschwindigkeit ausgehen. Diese ist aber im Grunde genommen erst die Folge der auf dem Kolben unterbringbaren Ventilquerschnittsfläche und kann nur durch Einführung von Durchschnittserfahrungswerten von dem auf einer Fläche unterbringbaren freien Ventilquerschnitt angenommen werden.

Das Verhältnis f/F wird bei Ventilkolben mit gedrängter Ventilordnung gleich $1/_{3,2}$ bis $1/_{3,8}$ gefunden. Man erhält also mit Gleichung 5 S. 329 die zulässige Kolbengeschwindigkeit, wenn man die danach berechneten Werte von $\mu \cdot v_m$ oder die Werte der Tabelle auf S. 329 durch $3,2 \div 3,8$ dividiert. Mit 3,4 ergibt sich:

für die Zweiventilluftpumpe mit 0,25 Füllung . . . $c = 0,442 \sim 0,45$,
 für die Dreiventilluftpumpe $1\frac{1}{2}$ mal so viel . . . $c = 0,66$.

Für Luftpumpen von Oberflächenkondensatoren mit Dreiklappenanordnung und $\mu \cdot v_m = 1,5 \cdot 4,65$ wird die größte zulässige mittlere Kolbengeschwindigkeit $c = 2,05$, und wenn man die Kolben solcher Pumpen weniger eng mit Ventilen besetzt, weil hier die Schwierigkeiten in der Unterbringung geringer sind, so erhält man mit $f/F = 1/4$. . . $c = 1,74$.

Das stimmt wieder gut mit den im Schiffsmaschinenbau empfohlenen Werten, indem Bauer setzt:
 für Handelsschiffe . . . $c = 1 \div 1,8$,
 für Kriegsschiffe . . . $c = 1,5 \div 2,7$

Anhang VII.

Das Sehnenlotdiagramm.

1. Der Voreilwinkel δ , welcher im Getriebe bei axialer Lage des Steuerungsgetriebes die in Fig. 226 angegebene Lage hat, ist bekanntlich im Reuleaux-Diagramm Fig. 227 bei der üblichen

Fig. 226.

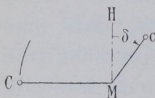
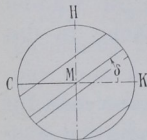


Fig. 227.



Darstellungsweise der Winkel, welchen die Deckungslinien oder eine zu ihnen durch die Diagrammitte gezogene Parallele mit der Kolbenweglinie entgegen dem Drehsinne der Maschine bildet. Die wirkliche Lage (Getriebeelage) des Exzenters und die Diagrammlage sind also symmetrisch zu der Halbierungslinie des Winkels HMK oder bei axialer Anordnung des Steuerungsgetriebes symmetrisch zu einer im Winkel von 45° zur Kolbenweglinie durch die Diagrammitte gezogenen Linie.

2. Diese Symmetrieregeln gilt auch für veränderliche Exzenterstellung und Exzentergrößen und es ist zweckmäßig, sie gerade für die Scheitelkurvenlagen im Diagramm und im Getriebe zu merken, um leicht von der einen Lage zur anderen übergehen zu können.