

GESTALTUNGSRICHTLINIEN FÜR DAS GASDYNAMISCHE VENTIL VON PULSO-DÜSENTRIEBWERKEN

Von

I. KALMÁR

Lehrstuhl für Wärmekraftmaschinen, Technische Universität, Budapest

(Eingegangen am 18. Januar 1961)

Vorgelegt von Prof. Dr. D. BRODSZKY

Untersuchung der gasdynamischen Prozesse idealisierter Pulso-Düsentriebwerke

Obwohl das Pulso-Düsentriebwerk in seinem konstruktiven Aufbau recht einfach ist, spielen sich in ihm äußerst komplizierte gasdynamische Prozesse ab. Die gasdynamischen Prozesse in instationär betriebenen Verbrennungskraftmaschinen, z. B. in Motoren, insbesondere die Verbrennungsvorgänge sind noch ziemlich ungeklärt. Ganz besonders bezieht sich dies auf die Pulso-Düsentriebwerke, in denen mechanische Regulierungsorgane überhaupt nicht vorhanden sind.

Schon die die Grundsymptome beschreibenden, die ganz vereinfachten Verhältnisse ausdrückenden Differentialgleichungen sind in der Praxis schwer zu gebrauchen, da es an einer analytischen Lösung überhaupt fehlt. Dies ist der Grund, warum neuerdings graphische Lösungsmethoden zunehmend Verbreitung finden.

In Abb. 1 sind die Verhältnisse eines idealisierten Triebwerks durch das von E. JENNY ausgearbeitete graphische System der instationären Gasdynamik dargestellt.

Das Triebwerk ist hierbei durch ein zylindrisches Rohr ersetzt; der Ventiltail ist weggelassen und der Vorgang wird durch einen plötzlich in das Rohr hineingestoßenen Kolben ausgelöst, der die Rolle der Feuerfront übernimmt. Die Auftragung erfolgt mit dimensionslosen Koordinaten, die absolute Rohrlänge und die Temperatur des im Rohr befindlichen Gases kann somit nach Belieben angenommen werden. (In dem Diagramm ist neben der Achse Z auch der absolute Wert der Zeit in mill. séc angegeben. Dies bezieht sich auf $a_0 = 340$ m/sec.) Der Wellenplan veranschaulicht die Einzelheiten des in der Düse des idealisierten Pulso-Düsentriebwerks vor sich gehenden gasdynamischen Prozesses in leicht faßlicher Darstellung. In der wirklichen Düse weichen die Verhältnisse hiervon selbstverständlich ab, da dort die Temperatur des Gases sowohl örtlich als auch zeitlich starken Schwankungen unterworfen ist; die Düse ist auf der einen Seite nicht vom Kolben, sondern von der Brenn-

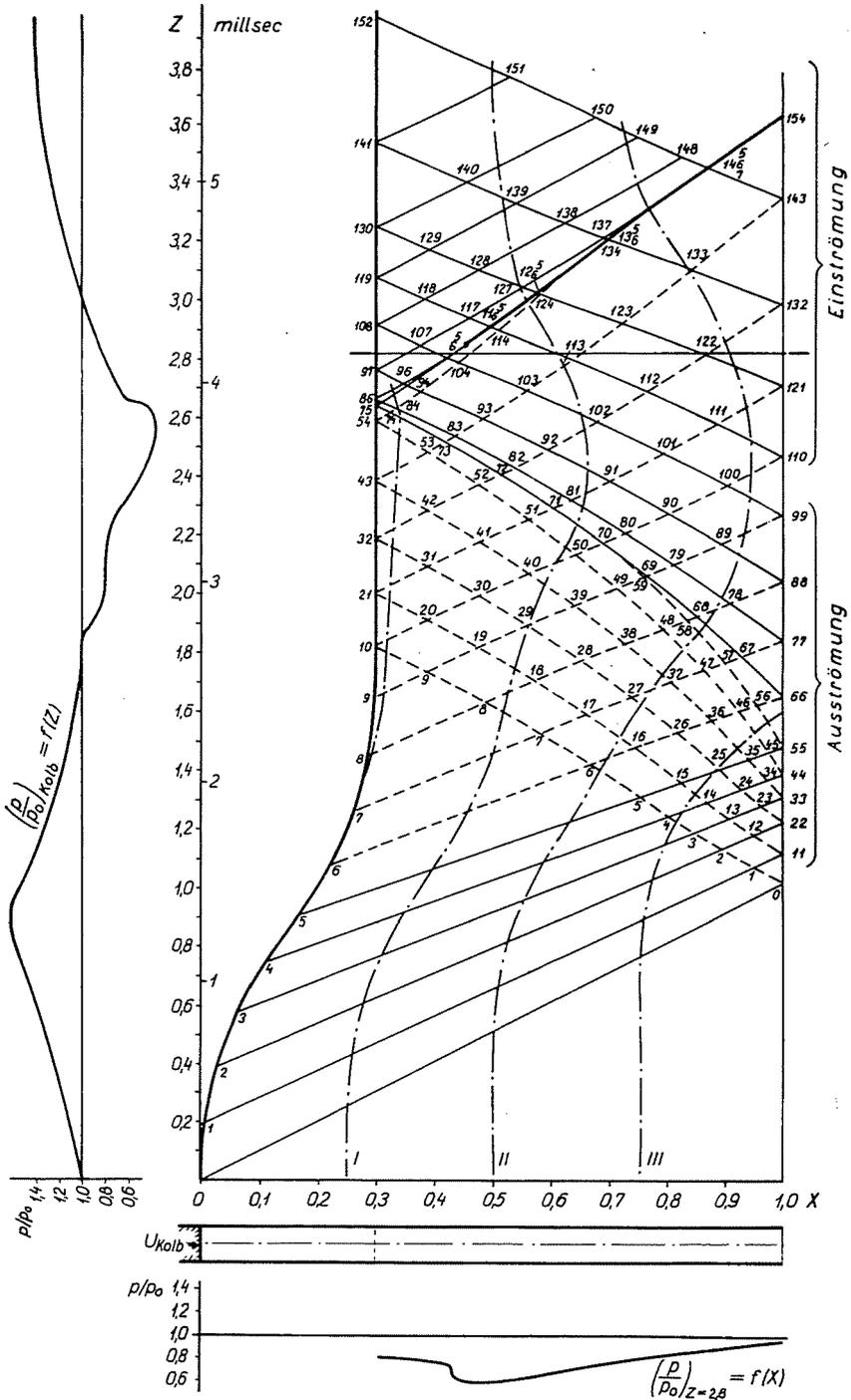


Abb. 1/a

kammer bzw. vom Ventil begrenzt, was sich auf ihre Wirkung in erheblicher Weise auswirkt; sie ist gewöhnlich nicht zylindrisch, sondern aus zylindrisch-symmetrischen Teilen mit verschiedenen Querschnitten zusammengesetzt, usw. Aus diesem Grunde können im gegebenen Fall bei der Konstruktion

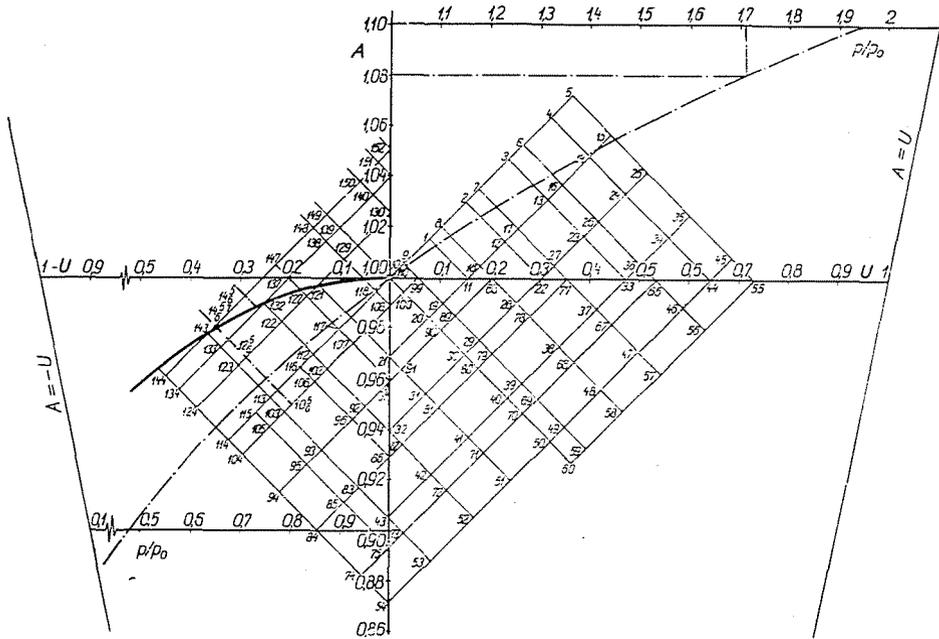


Abb. 1/b

genaue quantitative Daten nicht errechnet werden, über den Charakter des Prozesses, über ihre wechselseitige Wirkung aufeinander können jedoch wichtige Folgerungen abgeleitet werden, weshalb das Verfahren sehr geeignet ist, die Grundsymptome zu klären.

Anforderungen an das gasdynamische Ventil

Die gasdynamischen Ventile sind letzten Endes als Ersatz für die Klappenventile zustande gekommen, ein Umstand, der auch für ihre Ausgestaltung maßgebend war. In der Funktion der beiden Ventilarten bestehen erhebliche Unterschiede, d. h. an das dynamische Ventil können nicht die gleichen Anforderungen gestellt werden, wie an das Klappenventil.

Das Klappenventil kann in Richtung des Auspuffs als eine unendlich große Drosselung betrachtet werden, die in Richtung der Einströmung ziemlich starken Widerstand besitzt. Das dynamische Ventil läßt zwar auch in der Auspuffrichtung durch, dagegen ist es hinsichtlich des Einströmens dem Klappenventil entschieden überlegen.

Aus dem Charakter des dynamischen Ventils folgt, daß man mit dem Durchlassen desselben im Expansionsabschnitt unbedingt zu rechnen hat. Man wird demnach zweckmäßig die während des Auspuffs durch das Ventil ausströmenden Gase mit Hilfe einer entsprechenden Vorrichtung entgegengesetzt zur Fortbewegungsrichtung des Triebwerks zuleiten, um damit ebenfalls positive Schubkraft zu erhalten. Damit kann eine der schädlichen Wirkungen des Durchlassens eliminiert werden. Bei dieser Lösung spielt demnach nicht die unbedingte Dichtungsmöglichkeit die Hauptrolle, vielmehr die je vollständigere Auffüllung des Verbrennungsraums mit Luft, d. h. *der gute Auffüllungsgrad*. Natürlich kann auch die *gute Dichtung* nicht vernachlässigt werden, jene Eigenschaft des Ventils also, in der Auspuffrichtung je weniger Gas durchzulassen. Auch das so durchgelassene Gas muß die Triebkraft mit möglichst hohem Wirkungsgrad nach rückwärts leiten.

Gute Dichtung und entsprechender Auffüllungsgrad sind einander entgegengesetzte Anforderungen, obwohl sie sich auf die Kenngrößen und die Funktion des Triebwerks fast gleich auswirken. Die gute Dichtung erfordert einen kleineren Ventilquerschnitt, die gute Füllung dagegen einen größeren Querschnitt. Die gute Dichtung erhöht den Druckanstieg in der Brennkammer und dadurch den thermischen Wirkungsgrad; denselben Effekt hat der entsprechende Auffüllungsgrad. (Der Rauminhalt der Brennkammer ist stetig, und wenn darin ein größeres Wärmequantum frei wird, erhöht sich auch der Spitzendruck.) Es ist somit zu bereinigen, auf welche Weise ein höherer Spitzendruck beziehungsweise bessere spezifische Kenngrößen erzielt werden können. Es liegt auf der Hand, daß sie keiner dieser Faktoren für sich allein sichern kann, daß vielmehr die richtige Proportion experimentell festgestellt werden müssen.

Die Güte der Ventile wird letzten Endes durch die mit ihnen erzielbaren spezifischen Kenngrößen (Verbrauch, Schubkraft) bestimmt. Um die allgemein gültigen Zusammenhänge für die richtige Konstruktion der Ventile festlegen zu können, ist es nötig, die im obigen angeführten Anforderungen auch zahlenmäßig zu erfassen. Zur richtigen Beurteilung dieser Faktoren müssen vorerst die im Ventil sich abspielenden instationären Prozesse eingehend untersucht werden, worauf anhand der so gewonnenen Ergebnisse klarzustellen ist, was experimentell gemessen werden muß und welcher Methoden man sich hierbei zu bedienen hat.

Konstruktion und Arbeitsweise des Ventils

Das einfachste gasdynamische Ventil ist ein zylindrisches Rohr mit einem, im Verhältnis zu dem der Brennkammer kleineren Durchmesser und mit abgerundeter Eintrittsöffnung.

Kurve), was mit einer Entropie-Zunahme verbunden ist. Ist jedoch dieser Bereich relativ nicht groß, dann ist der Verlust nicht belangreich, da nur eine schwache Stoßwelle zustande kommt. Wie sich später zeigen wird, kann sowohl die Stoßwelle als auch der Verlust vermieden werden.

Es empfiehlt sich schon deshalb, die Dimensionierung für ein Druckverhältnis von 0,85 vorzunehmen, weil das Maß des Unterdrucks nicht in jeder Periode vollkommen gleich ist, weil es vielmehr Perioden gibt, in denen $p_{\min} = 0,85$. In diesem Falle hat die Strömung, wenn auch nur kurzzeitig, Schallgeschwindigkeit.

Wenn man die Stoßwelle unbedingt vermeiden will, so muß der Endquerschnitt z. B. für $p/p_0 = 0,75$ dimensioniert werden (Fall »c«). Dies hätte jedoch den Nachteil, daß im Ventilhalb weit unter der Schallgeschwindigkeit liegende Geschwindigkeiten entstehen würden, so daß sich keine maximale Auffüllung erzielen ließe.

Die Wichtigkeit einer Steigerung der Auffüllung je Periode geht aus dem bisher Gesagten klar hervor. Bei der Dimensionierung des Ventils muß also der Fall »c« vermieden werden. In der Praxis wird man das Querschnittverhältnis im Interesse einer besseren Auffüllung zweckmäßig dem Druckverhältnis »a«, eventuell »b«, anpassen. Im stationären Fall kann dann das Zustandekommen der Stoßwelle und der Energieverlust nicht vermieden werden, wogegen dem im instationären Fall, wie wir dies im weiteren sehen werden, durch entsprechende Konstruktion des Ventils vorgebeugt werden kann. Die den größeren Druckverhältnissen angepaßte Dimensionierung, etwa gemäß Fall »b«, führt in der Weise zu einer größeren periodenweisen Luftfüllung, daß sich die Zeit der mit Schallgeschwindigkeit erfolgenden Einströmung verlängert, daß also $t_b^* > t_a^*$. Ein weiterer Vorteil des Ventils »b« besteht darin, daß es mit seinem größeren Endquerschnitt einen erheblich größeren Teil der kinetischen Energie der einströmenden Luft zur Kompressionsarbeit umwandelt, als z. B. Ventil »a«. Bei letzterem ist daher der durch die Turbulenz verursachte Energieverlust größer, da die Bewegung der in die Brennkammer eintretenden Luft dort durch die Wirbelung gehemmt wird.

Zur Entstehung der Stoßwelle muß sich die Strömung im Ventil über die Schallgeschwindigkeit beschleunigen. Diese Beschleunigung beginnt am Eintritt zum Ventil und hält vom Querschnitt des Halses bis zum Querschnitt der Stoßwelle an, wo sie bereits Überschallgeschwindigkeit hat. Die auf diese Geschwindigkeit beschleunigte Luftsäule ist nicht lang, da dieser Ventiltail recht kurz ist. Die Beschleunigung dauert daher relativ kurze Zeit an. Setzt sich jedoch der Halsquerschnitt in einem längeren zylindrischen Teil gleicher lichter Weite fort, dann wächst die Länge der zu beschleunigenden Luftsäule an. Zur Beschleunigung dieser längeren Luftsäule wird um so viel mehr Zeit benötigt, daß sich der Unterdruck in der Brennkammer unterdessen bereits vermindert und die Geschwindigkeit im Diffusor unter derjenigen der Schall-

welle bleibt, da nämlich die Geschwindigkeitswelle der Unterdruckwelle nur mit einiger Verspätung nachfolgt. (Diese Erscheinung kann auch auf Abb. 1 beobachtet werden, derzufolge die an den Punkten 110, 121, 132 und 143 einsetzende Einströmung durch die am offenen Ende des Rohres bei den Punkten 6, 7, 8, 9 entstehenden Unterdruckwellen eingeleitet wird.)

Sofern also das zylindrische Rohrteil genügend lang ist, läßt sich die Beschleunigung der Luft derart verzögern, daß die Strömungsgeschwindigkeit im Diffusor infolge Erhöhung des Brennkammerdrucks die Schallgeschwindigkeit nicht überschreiten kann. Dies vermindert jedoch die Füllung nicht, weil die Strömung im Ventilhals — beziehungsweise im zylindrischen Rohrteil — die Schallgeschwindigkeit erreicht, so daß die maximale Füllung erzielt werden kann.

Die Expansionsarbeit, die aus der Differenz zwischen Unterdruck in der Brennkammer und Umgebungsdruck zur Verfügung steht, wird durch die zylindrische Verlängerung des Ventilhals-Querschnittes als kinetische Energie gewissermaßen gespeichert. Dieses gespeicherte Arbeitsquantum ist z. B. auf Abb. 2 der schräg (////) gestrichelten Fläche proportionell (wenn der Endquerschnitt des Diffusorteils am Ventil gemäß »b« ausgebildet ist) und zu der der Verbrennung vorangehenden Vorverdichtung benützt wird. Diese Vorverdichtung ist für den thermischen Wirkungsgrad von Bedeutung, auch ist das Anwachsen der spezifischen nützlichen Arbeit leicht einzusehen.

Das zylindrische Mittelteil macht das Ventil sehr elastisch, was sowohl die Ungleichheiten zwischen den Perioden als auch die Differenzen zwischen den vom Auslegungspunkt abweichenden Betriebsverhältnissen gut überbrückt und trotzdem eine gute Füllung ermöglicht.

Experimentelle Untersuchung gasdynamischer Ventile

Das gasdynamische Ventil, die Brennkammer und die Düse sind eng zusammenhängende Teile eines dynamisch »abgestimmten« Systems, weshalb sich die Untersuchung des Ventils vom Zusammenhang mit den anderen Teilen nicht loslösen läßt. Die Grundlage der Versuche bildete das vom Lehrstuhl für Wärmekraftmaschinen der Technischen Universität, Budapest, gebaute Pulso-Düsentriebwerk, da bei einem Teil der Experimente nicht nur die Ventile für sich, sondern im Sinne des Gesagten auch die am kompletten Triebwerk aufmontierten Ventile untersucht werden mußten.

Im Laufe der Experimente wurden verschiedene Ventile (insgesamt 19 Variationen) untersucht, deren Eigenschaften wir auf drei verschiedene Arten zahlenmäßig erfaßten.

Der stationäre Durchlaßfaktor und dessen Messung

Das gut konstruierte gasdynamische Ventil läßt schon bei stationärer Strömung in Saugrichtung größere Medienmengen durch als in auspuffseitiger

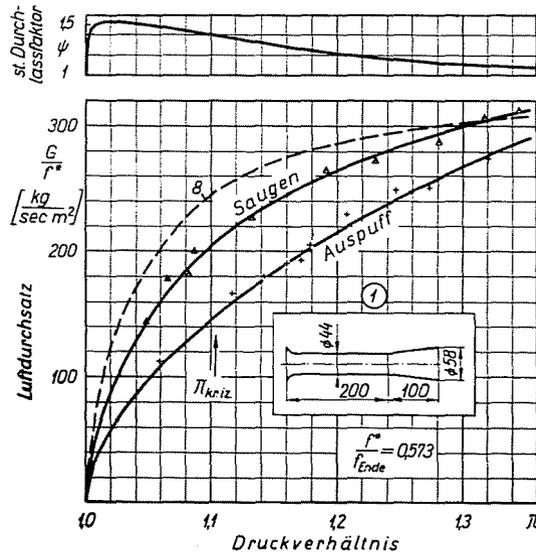


Abb. 3

Richtung. Das Verhältnis zwischen den Gewichten der in saug- und auspuffseitiger Richtung durchgelassenen Medienmengen nennen wir den stationären Durchlaßfaktor ψ .

Die das Venturi-Ventil durchströmende Luftmenge läßt sich auf bekannte Art — durch Voraussetzung einer isentropischen Strömung — rechnerisch ermitteln. Unter reellen Verhältnissen, wenn also schon Reibung in Betracht zu ziehen ist, sind zur Ermittlung der geförderten Luftmengen Versuche unerlässlich. Der Reibungseffekt ist beim langen Venturirohr relativ groß, ein Umstand, der es bei den gasdynamischen Ventilen möglich bzw. erforderlich macht, den Endquerschnitt des Ventils größer auszubilden, als es z. B. dem Fall »b« in Abb. 2 entspräche.

Im Laufe der Versuche wurden in Abhängigkeit von den Druckverhältnissen die sekundlichen Luftmengen G_{Saugen} bzw. G_{Auspuff} gemessen, was die Möglichkeit bot, über die Ermittlung des stationären Durchlaßfaktors hinaus auch Unterlagen für die Bemessung des Endquerschnittes für das Venturirohr zu gewinnen. Von den 19 Variationen sind die Werte von ψ und die Durchflußkurven für drei Ventil-Grundtypen in den Abb. 3, 4, 5 aufgetragen (die Ziffern in Kreisen neben den Zeichnungen der Ventile sind deren Reihenfolgen).

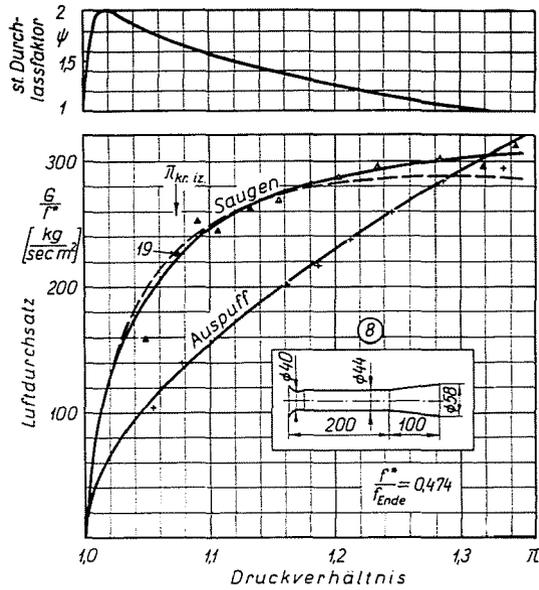


Abb. 4

Die ideale Saugkurve steigt anfangs steil, später flacher bis zum Maximalwert an. Dieses Maximum liegt beim kritischen Druckverhältnis. (Unter kritischem Druckverhältnis (π_{kr}) ist nach dieser Deutung jenes Verhältnis zu verstehen, welches zwischen den Drücken im Ein- bzw. im Austrittsquerschnitt

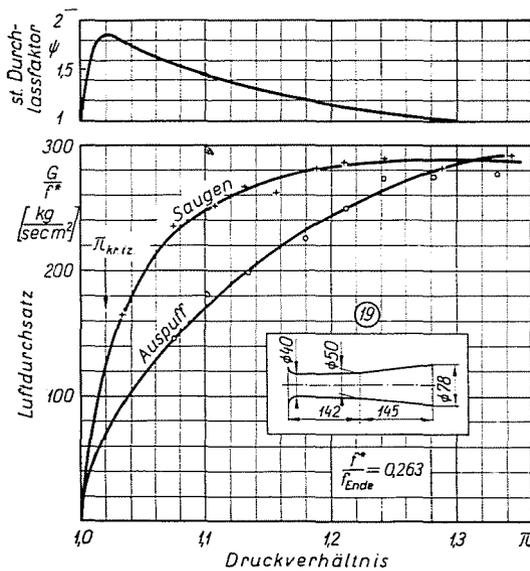


Abb. 5

des Venturirohres besteht, wenn im Ventil eben Schallgeschwindigkeit herrscht.) Dem Ventil-Querschnittverhältnis f^*/f_{Ende} würde im isentropischen Fall weit niedrigeres $\pi_{kr, is}$ entsprechen, als es aus dem Maximum der gemessenen Kurven folgen müßte. (Diese Druckverhältnisse sind bei den Kurven angemerkt.)

Unter dem Einfluß der Reibung verschiebt sich dieses kritische Druckverhältnis in Richtung der höheren Werte, und dies ist der Grund, warum man Diffusoren mit solchen, relativ großen Austrittsquerschnitten verwenden kann.

Der dynamische Dichtungsfaktor und dessen Messung

Eine weitere zahlenmäßige Erfassung der Dichtungseigenschaften von Ventilen ermöglicht der dynamische Dichtungsfaktor, der anzeigt, wieviel Prozent der durch die Explosion in der Brennkammer hervorgerufenen Impulse in Richtung der Schubkraft wirksam sind. Bezeichnet man den Impuls der nach rückwärts durch die Düse bzw. nach vorwärts durch das Ventil ausströmenden Gase mit H bzw. mit E , so ist der dynamische Dichtungsfaktor

$$\delta = \frac{H}{H + E}.$$

In einem vollständig dichtenden Ventil ist $\delta = 1$, doch ist dies der in der Wirklichkeit nicht erreichbare Idealfall.

Zur Ermittlung von δ bedienten wir uns einer dem ballistischen Pendel ähnlichen Konstruktion, d. h. auf ein Pendel aufmontierter Prellbleche. Dieses Pendel mißt im Gegensatz zum ballistischen nicht den Gesamtimpuls, sondern nur den Impuls der ersten Ausströmungswelle. Der Absolutwert der Impulse kann mit dieser Vorrichtung nicht gemessen werden, die Messungen geben vielmehr ausschließlich die Möglichkeit, Vergleiche anzustellen und aus diesen Folgerungen abzuleiten.

Der dynamische Dichtungsfaktor wurde an zylindrischen und an Venturirohren gemessen. Die Meßergebnisse sind in Tabelle 1 zusammengefaßt.

Tabelle 1

d_{Hals}	$\varnothing 40 \times 300$	$\varnothing 44 \times 300$	$\varnothing 58 \times 560$	$\varnothing 62 \times 300$
$f^* \text{ cm}^2$	12,58	15,2	26,5	31
Zylindrisch	—	$\frac{13 }{0,77}$	—	$\frac{15 }{0,55}$
Venturi	$\frac{8 }{0,715}$	$\frac{1 }{0,685}$	$\frac{17 }{0,575}$	$\frac{18 }{0,475}$

(In den kleinen Quadraten ist die Nummer des betreffenden Ventils angegeben.)

Gemäß Tabelle 1 haben die zylindrischen Ventile den besten Dichtungsfaktor in den einzelnen Durchmesser-Gruppen.

Aus den Meßergebnissen geht klar hervor, daß der Faktor δ hauptsächlich vom Halsquerschnitt bzw. vom Verhältnis der Hals- zu den Brennkammerquerschnitten abhängt.

Vergleichende Qualifizierung von Ventilen durch Schubkraftmessungen

Die Güte gasdynamischer Ventile kann letzten Endes nur im pulsierenden Betrieb ermittelt werden. Wenn wir mehrere solche Ventile auf diese Art

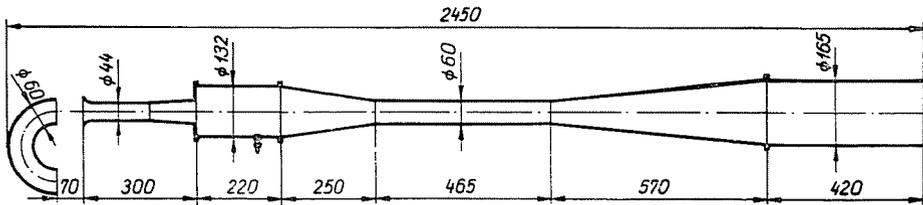


Abb. 6

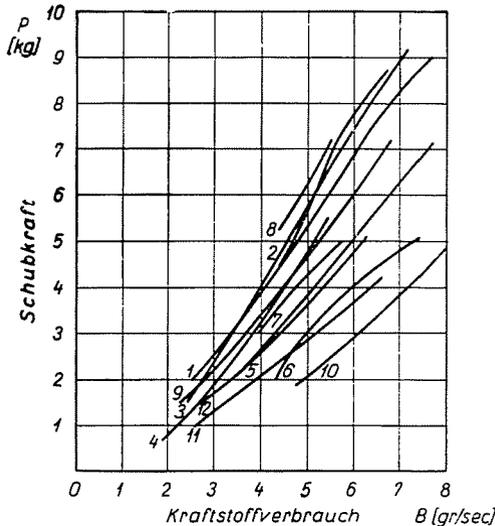


Abb. 7

vergleichen wollen, müssen sie sämtlich mit derselben Düse in Betrieb gehalten werden.

Das bei den Schubkraftmessungen verwendete, mit dem Ventil 1 ausgerüstete Triebwerk ist aus Abb. 6 ersichtlich.

Die bei den Schubkraftmessungen gewonnenen Daten sind in 2 Diagrammen zusammengefaßt, auf denen in Abhängigkeit vom Kraftstoffverbrauch B [g/sec] für verschiedene Ventile einerseits die Schubkraft P [kg], andererseits der spezifische Verbrauch b [kg/kgH] aufgetragen ist (Abb. 7 und 8).

Auf Grund der Versuche läßt sich die Wirkung mehrerer, die Arbeit der Ventile beeinflussender Faktoren gleichzeitig untersuchen.

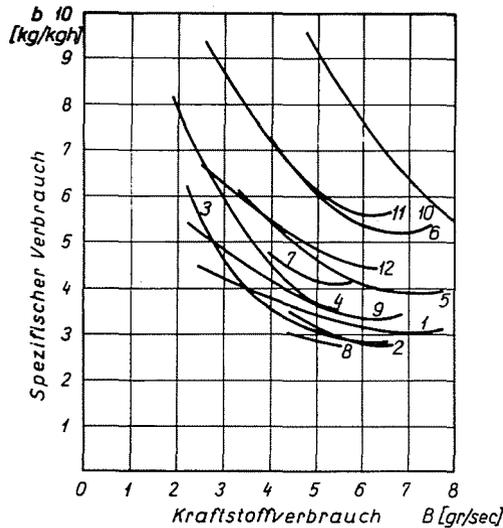


Abb. 8

Wirkung des Ablenkungsrohres

Die Kurven 1, 2, 3 in Abb. 9 beziehen sich auf die an verschiedenen Stellen angebrachten Ablenkungsrohre. Wie aus dieser Abbildung hervorgeht, wirkt ein entfernt vom Ventil angebrachtes Ablenkungsrohr (2) günstiger als die näher angebrachten. Die Schubkraft wird durch das Ablenkungsrohr erheblich vergrößert, u. zw. dadurch, daß es die aus dem Ventil austretenden Gase gleichfalls zur Erhöhung der Schubkraft nützt. Ventil Nr. 6 hat kein Ablenkungsrohr, ist aber sonst in gleicher Weise ausgebildet wie Ventil Nr. 1. Messungen an diesem Ventil ermöglichen die Bestimmung der durch die ausströmenden Gase hervorgerufenen positiven bzw. negativen Schubkraft (P_H bzw. P_E). Die Schubkraft schreibt sich nämlich, wenn kein Ablenkungsrohr verwendet wird, zu

$$P_n = P_H - P_E,$$

bei einem Ventil mit Ablenkungsrohr hingegen zu

$$P_j = P_H + \eta_f P_E = P_H + 0,9 P_E,$$

worin η_f die im Ablenkungsrohr entstandenen Verluste bezeichnet.

Aus beiden Gleichungen ist

$$P_E = \frac{P_f - P_{fn}}{1,9} \quad \text{und} \quad P_H = \frac{P_f + P_{fn} + 0,1 P_E}{2} .$$

Da die Kurve Nr. 1 dem P_f , die Kurve 6 dagegen dem P_{fn} entspricht, kann aus beiden Gleichungen P_E und P_H rechnerisch ermittelt werden. Die so

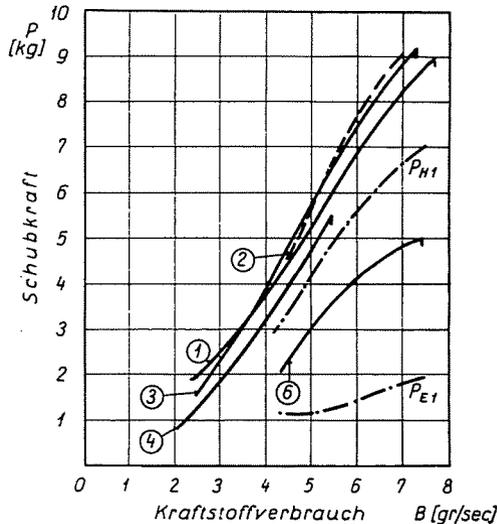


Abb. 9

berechneten Kurven P_{E1} und P_{H1} sind auch in Abb. 9 aufgetragen. Aus ihnen geht hervor, daß ungefähr 20—25% der Gesamtschubkraft aus dem mit Hilfe des Ablenkungsrohres nach rückwärts gelenkten Gasstrahl stammen.

Richtlinien für die Ausgestaltung und Bemessung von gasdynamischen Ventilen

Aus den Versuchen folgt:

1. Der Endquerschnitt von Venturi-Ventilen kann wegen der Reibung weit größer gewählt werden, als es sich aus dem kritischen Querschnittsverhältnis ergibt;
2. die Dichtung des Ventils ist hauptsächlich durch das Verhältnis zwischen den Querschnitten des Halses und der Brennkammer bedingt;
3. die Güte des Ventils wird durch den stationären Durchlaßfaktor und den dynamischen Dichtungsfaktor (ψ und δ) sehr gut charakterisiert;
4. 20—25% der Gesamtschubkraft stammen aus den dem Ventil entströmenden und nach rückwärts gelenkten Gasen.

Auf Grund des aus den Versuchsdaten und aus der Berechnung der Düse bekannten Brennkammer-Durchmessers kann die geometrische Bemessung des Ventils in folgenden Abschnitten erfolgen:

Der Halsquerschnitt wird aus dem Zusammenhang

$$f_{\text{Brennkammer}}/f^* \cong 9$$

berechnet.

Aus dem bekannten f^* ergibt sich die volle Länge des Ventils anhand der Beziehung

$$l_{\text{Ventil}} = (6,5 \sim 7) d_{\text{Hals}}.$$

Auf den Halsquerschnitt folgt ein kleiner kurzer Diffusor, dessen Austrittsdurchmesser mit dem Durchmesser des zylindrischen Teiles identisch ist. Für das zylindrische Teil gilt

$$\frac{f_{\text{Zylinder}}}{f^*} < 1,2.$$

Der Endquerschnitt des auf das zylindrische Teil folgenden Diffusors ist vom Gesichtspunkt einer guten Füllung aus äußerst wichtig. Mit guter Annäherung errechnet sich seine Größe zu

$$\frac{f^*}{f_{\text{Ende}}} = 0,45 \sim 0,55.$$

Der Halbkegelwinkel des letzten Diffusors ist durch die Ungleichheit

$$7^\circ > \alpha > 3^\circ$$

charakterisiert.

Zur Vervollkommnung des auf dieser Grundlage gebauten Ventils ist es angezeigt, die in der Saugrichtung strömende Luftmenge G_{Saug}/f^* in Abhängigkeit vom Druckverhältnis zu bestimmen. Das Maximum dieser Kurve charakterisiert nämlich die Reibungsverhältnisse des Ventils und zeigt an, ob man den Endquerschnitt im Interesse einer besseren Füllung vergrößern kann. (Das Maximum der Kurve zeigt jenes Druckverhältnis an, bei dem im Hals Schallgeschwindigkeit herrscht.) Wenn bei einem Druckverhältnis von $\pi = 1,3-1,4$

$$\frac{d\left(\frac{G_{\text{Saug}}}{f^*}\right)}{d\pi} \gg 0,$$

dann kann der Endquerschnitt des Diffusors erhöht werden. Wenn dagegen bei einem Druckverhältnis von $\pi = 1,3-1,4$

$$\frac{d\left(\frac{G_{\text{Saug}}}{f^*}\right)}{d\pi} < 0,$$

dann muß der Endquerschnitt kleiner gewählt werden.

Das Druckverhältnis $\pi = 1,3 - 1,4$ liegt höher, als aus dem Verhältnis zwischen dem Umgebungsdruck und der größten Brennkammer-Depression zu erwarten wäre. Dessenungeachtet ist eine Dimensionierung für diesen π -Wert zulässig, denn wenn auch im Diffusor bei stationärer Strömung Überschallgeschwindigkeit und eine Stoßwelle zustande käme, so kommt im instationären Fall eine derartige Steigerung der Geschwindigkeit nicht vor. Dieses Grenz-Druckverhältnis hängt vom Druck in der Brennkammer ab und ist bei der Dimensionierung des Ventils noch nicht bekannt. Immerhin kann angenommen werden, daß in der Brennkammer verschiedener gasdynamischer Ventil-Triebwerke ähnliche Druckverhältnisse auftreten, so daß die für π vorgegebenen Werte keine nennenswerten Unterschiede aufweisen.

Zusammenfassung

Die Analyse der Vorgänge bei gasdynamischen Ventilen nach der stationären und instationären Betrachtungsweise gestattet die Feststellung, daß Venturirohre mit zylindrischem Mittelteil als gasdynamische Ventile in Pulso-Düsentriebwerken mit Vorteil verwendet werden können. Die Ventile werden anhand der durch die beschriebenen Versuche ermittelten Zusammenhänge bemessen. Den Ausgangspunkt dieser die geometrischen Verhältnisse ausdrückenden Zusammenhänge bildet der Querschnitt der Brennkammer des Triebwerks. Die Größe der gasdynamischen Ventile von Pulso-Düsentriebwerken oder pulsatorisch betriebenen Heizanlagen läßt sich auf Grund der mitgeteilten Zusammenhänge verlässlich und schnell ermitteln.

Literatur

1. JENNY, E.: Berechnungen und Modellversuche über Druckwellen großer Amplituden in Auspuff-Leitungen. Dissertation. ETH. Zürich 1949.
2. SCHULTZ-GRUNOW, F.: Nichtstationäre eindimensionale Gasbewegung. Forsch. Ing. Wes. 13, 125 (1942).
3. HALLER, P. DE: Über eine graphische Methode in der Gasdynamik. Technische Rundschau Sulzer I (1945).
4. SAUER, R.: Zur Theorie des nichtstationären ebenen Verdichtungsstoßes. Ingenieur Archiv 14 (1943).
5. BERTIN, J.: Das Pulso-Düsentriebwerk SNECMA »Escopette«. Interavia 3, 343 (1953).
6. STAAB, F.: Über Strahltriebwerke auf der Grundlage des Schmidtrohres. Z. f. Flugwissenschaften. 129, 141 (1945).
7. KALMÁR, I.: Lükttető sugarhajtóművek. Järművek, Mezőgazdasági Gépek 72, 80 (1957).

I. KALMÁR, Budapest XI. Stoczek u. 2., Ungarn.