

SAMMLUNG GÖSCHEN BAND 715

DIE DAMPFTURBINEN
IHRE WIRKUNGSWEISE, BERECHNUNG
UND KONSTRUKTION

von

PROF. CONST. ZIETEMANN
Diplom-Ingenieur

II

DIE BERECHNUNG DER DAMPFTURBINEN
UND DIE KONSTRUKTION DER EINZELTEILE

Dritte, verbesserte Auflage

Mit 111 Abbildungen



WALTER DE GRUYTER & CO.

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

BERLIN 1956

Alle Rechte, einschließlich der Rechte der Herstellung von Photokopien
und Mikrofilmen, von der Verlagshandlung vorbehalten



Copyright 1956 by

WALTER DE GRUYTER & CO.
Berlin W 35, Genthiner Straße 13

Archiv-Nr. 11 07 15

Satz: Walter de Gruyter & Co., Berlin W 35

Druck: Paul Funk, Berlin W 35

Printed in Germany

Inhaltsverzeichnis

Erster Abschnitt

Die thermische Berechnung der Dampfturbinen

	Seite
I. Gang der Berechnung	
1. Allgemeines	5
2. Ermittlung des Gesamtgefälles	6
3. Wahl der Turbinenart	7
II. Gleichdruckturbinen	
1. Wahl der Ausführungsart	8
2. Wahl der Durchmesser	9
3. Aufteilung des Gefälles	11
4. Berechnung der Stufen	12
5. Wärmebilanz	14
6. Berechnung der Leitvorrichtungen	15
7. Laufschaufeln	20
III. Überdruckturbinen	
1. Stufenzahl	24
2. Aufteilung des Gefälles und Berechnung der Stufen	26
IV. Berechnungsbeispiele	
1. Einstufige Turbinen	30
a) de Laval-Turbine	30
b) Geschwindigkeitsstufung	36
2. Mehrstufige Turbinen	43

Zweiter Abschnitt

Berechnung und Konstruktion der umlaufenden Teile

I. Die Laufschaufeln	
A. Ausführung der Schaufeln	
1. Abmessungen der Schaufeln	57
2. Befestigung der Schaufeln	58
3. Material der Schaufeln	65
B. Die Festigkeitsberechnung der Schaufeln	67
II. Die Laufräder	
A. Die Berechnung der Laufräder	
1. Kranz	73
2. Scheibe	76
3. Nabe	79
B. Die Ausführung der Laufräder	
1. Material	80
2. Herstellung	80
3. Befestigung	82
4. Auswuchten	84

III. Die Trommeln	Seite
A. Die Berechnung der Trommeln	85
B. Die Ausführung der Trommeln	87
1. Material	87
2. Herstellung	88
3. Ausgleich des Axialschubes	88
4. Auswuchten	90
IV. Die Wellen	
A. Die Berechnung	
1. Kritische Umlaufzahl	91
2. Rechnerische Bestimmung	94
3. Graphische Berechnung	95
B. Die Ausführung der Wellen	98

Dritter Abschnitt

Die feststehenden Teile der Dampfturbinen

I. Die Leitvorrichtungen	
A. Düsen	
1. Material und Ausführung	99
2. Befestigung	101
B. Leitkanäle, Leitradscheiben	
1. Ausführung	102
2. Berechnung der Scheiben	106
3. Befestigung	107
4. Abdichtung	108
II. Die Gehäuse	
1. Material	109
2. Berechnung	110
3. Ausführung	111
III. Die Stopfbüchsen	
A. Labyrinthstopfbüchsen	116
1. Wirkungsweise	116
2. Berechnung	117
3. Ausführung	117
B. Liderungsstopfbüchsen	121
IV. Die Lager der Turbinen	
1. Berechnung	122
2. Ausführung: a) Traglager; b) Spur- oder Drucklager	126
3. Schmierung und Kühlung	130
Sachregister	133

Literatur siehe Teil I

Erster Abschnitt

Die thermische Berechnung der Dampfturbinen

I. Gang der Berechnung

1. Der Rechnungsgang einer Dampfturbine kann sehr verschieden sein, da nicht nur die Größe, sondern auch die Bauart, die praktische Ausführung und die Kosten der Turbine berücksichtigt werden müssen. Somit läßt sich nicht eine ganz bestimmte Berechnung angeben, die für alle Fälle anwendbar ist, es muß vielmehr dieselbe der Ausführungsart der Turbine, die den jeweils vorliegenden Verhältnissen und dem Zweck Rechnung trägt, angepaßt werden. Erweist sich z. B. ein gewählter Raddurchmesser für eine große Leistung als günstig, so wird er für eine kleine Leistung nicht mehr günstig sein, wegen der relativ größeren Verluste. Auch Rücksichten auf Materialbeanspruchung, Gewicht, Raumbedarf und Wirtschaftlichkeit sind maßgebend.

Trotz dieser Beschränkung bliebe dem Konstrukteur noch ein weiter Spielraum in bezug auf die Wahl von Art, Durchmesser und Stufenzahl, doch tritt eine weitere praktische Beschränkung dadurch hinzu, daß bei der Herstellung möglichst wenig verschiedene Größen in möglichst ähnlicher Ausführung erwünscht sind, um die Herstellung zu verbilligen.

Die für die Berechnung maßgebende Bauart ist alsdann durch allgemeine Wahl derselben oder durch die bei dem ausführenden Werk übliche in engeren Grenzen festgelegt. Da für die Leistung die Dampfmenge maßgebend ist, welche entsprechende Querschnitte verlangt, so kann bei gleichem Durchmesser der Laufräder die Leistung sehr verschieden sein, weil die Schaufellänge dementsprechend bemessen werden kann. Die äußeren Abmessungen der Turbine geben dem-

nach kein Bild von der Größe der Leistung. Durch die kleinst- bzw. größtmögliche Schaufellänge ist aber die Anwendbarkeit eines bestimmten Durchmessers der Laufräder begrenzt. Bei Überdruckturbinen, die voll beaufschlagt sein müssen, aber auch bei Gleichdruckturbinen, bei denen, von der 1. (Regel-) Stufe abgesehen, alle Stufen voll beaufschlagt werden, hängt die Wahl der Durchmesser im Hochdruckteil von der kleinsten zulässigen, radialen Leitkanalhöhe bzw. Schaufellänge, im Niederdruckteil von der im Verhältnis zum Durchmesser größten zulässigen Schaufellänge ab, s. Berechnung S. 46. Es bleibt dann nach dem Festlegen der Durchmesser nur die Ermittlung der Stufenzahl bzw. des in jeder Stufe zu verwertenden Wärmegefälles offen.

Weiterhin sind die Austrittswinkel der Schaufeln zu wählen (die Eintrittswinkel sind durch die Richtung des Dampfstrahles bedingt), sowie die erforderlichen Querschnitte und daraus die Schaufellängen zu berechnen.

Gegeben ist neben der Nutzleistung an der Kupplung oder der elektrischen Leistung meist auch die Umlaufzahl, der Dampfzustand vor der Turbine und die Kühlwassertemperatur bzw. der Enddruck. Es folgt dann zunächst

2. die Ermittlung des Gesamtgefälles, um das Arbeitsvermögen von 1 kg Dampf zu erhalten. Am besten und bequemsten geschieht dieses mit Hilfe des *is*-Diagramms (s. Teil I, S. 32). Ist der Enddruck oder bei Kondensations-turbinen die Kühlwassermenge gegeben, oder steht genügend zur Verfügung, so kann das Vakuum bzw. der Druck im Kondensator und im Abdampfstutzen ermittelt werden (s. Teil III). Folgende Zahlentafel gibt das Vakuum und den Druck im Abdampfstutzen für eine Kühlwassermenge gleich der 50–60fachen Dampfmenge und für die übliche Kühlflächenbeanspruchung.

Im Kondensator ist das Vakuum 0,5% höher, der abs. Druck 0,005 at niedriger.

Zahlentafel

Kühlwasser- temperatur °C	10°	13°	15°	20°	25°	27°	30°	35°
Vakuum v. H.	98,0	95,5	95,0	93,5	92,0	91,0	89,5	88,0
Abs. Druck at.	0,004	0,045	0,05	0,065	0,075	0,09	0,105	0,14

Beispiel. Es sei $p = 12$ ata, $t = 300^\circ$ und die Kühlwassertemperatur 19° . Dann ist nach obiger Zahlentafel ungefähr $p_0 = 0,06$ at und aus dem *is*-Diagramm

$$h_t = i - i_0 = 726,8 - 517,2 = 209,6 \text{ kcal/kg.}$$

Steht kein *is*-Diagramm zur Verfügung, so kann das Arbeitsvermögen nach Teil I, Gleichung (18), S. 20, bestimmt werden.

Nun kann der theoretische Dampfverbrauch nach Teil I, Gl. (75) bestimmt werden:

$$(1) \quad D_{th} = 632 : h_t \text{ kg/PS h}$$

und nach vorläufiger Annahme des effektiven Wirkungsgrades η_e nach Teil I, Zahlentafel, S. 118, der effektive (Nutz-) Dampfverbrauch

$$(2) \quad D_e = 632 : (h_t \eta_e) \text{ kg/PS}_e \text{ h.}$$

Die sekundlich durch die Turbine strömende Dampfmenge ist dann

$$(3) \quad G_{sek} = N_e D_e : 3600 \text{ kg/s.}$$

Sollte sich nach der genauen Durchrechnung der effektive Wirkungsgrad wesentlich anders ergeben als erst angenommen, so müßte der dadurch berührte Teil der Berechnung mit der neuen Annahme nochmals wiederholt werden. Die Berechnung der Abmessungen erfolgt mit dem ermittelten genauen Werte der Dampfmenge.

3. Die Wahl der Turbinenart erfolgt nach folgenden Gesichtspunkten: Zunächst wird festzulegen sein, ob die Turbine nach dem Gleichdruck-, nach dem Überdrucksystem oder nach dem Gleichdruck-Überdrucksystem ausgeführt

werden soll. Für kleine Leistungen wird nur Gleichdruck in Frage kommen (s. Teil I, S. 81), für mittlere — etwa von 500 PS an — auch die kombinierte Gleichdruck-Überdruckturbine und für große Leistungen — über 5000 PS — die reine Gleichdruckturbine, die kombinierte oder auch die reine Überdruckturbine. Die Vorteile der einzelnen Bauarten s. Teil I. Für die Wahl sind neben den Betriebsverhältnissen (Gegendruck u. a.), Umlaufzahl und Verwendungszweck (Schiffs- oder Landturbine), auch der Raumbedarf, Gewicht und der Preis maßgebend.

Nach erfolgter Wahl der Bauart — meist wird diese vom ausführenden Werk schon festgelegt sein — sind noch verschiedene Erwägungen anzustellen für die Wahl der Durchmesser, der Stufenzahl und der Einzelgefälle, worauf dann die Berechnung der einzelnen Stufen folgt. Diese ist verschieden für Gleichdruck- und für Überdruckturbinen.

II. Gleichdruckturbinen

1. Wahl der Ausführungsart. Die einfachste Ausführung wäre die einstufige Turbine, sie erfordert aber eine hohe Umfangsgeschwindigkeit, da der Wirkungsgrad am Radumfang den günstigsten Wert bei $u/c_1 = \cos \alpha_1/2$ hat (Teil I, S. 63), also bei etwa $u = 0,5 c_1$, was meist mit Rücksicht auf die Materialbeanspruchung nicht ausführbar ist, aber auch wegen der konstruktiv und wirtschaftlich ungünstig großen Durchmesser. Es müssen deswegen die in Teil I, S. 70 erwähnten Mittel zur Verringerung der Umlaufgeschwindigkeit angewendet werden.

Praktisch liegt die günstigste Umfangsgeschwindigkeit bei einem kleineren Wert von u/c_1 wegen der Radreibungs- und Ventilationsverluste, die besonders bei kleinen Leistungen von Einfluß sind.

Im allgemeinen wird nur bei kleinen Leistungen oder bei Gegendruckturbinen die einstufige Turbine gewählt, und

zwar mit Geschwindigkeitsabstufung. Dadurch werden die Kleinturbinen einfach und billig.

Mehrere Druckstufen je mit Geschwindigkeitsstufen — Curtisturbine — werden angewendet, wenn großes Gefälle mit wenig Stufen verarbeitet werden soll, und bei langsam laufenden Turbinen; bei größeren Leistungen ist aber der Wirkungsgrad dieser Turbinenart schlechter, als bei reiner Druckstufung — Zoellyturbinen. Im allgemeinen wird bei kleineren und mittleren Leistungen im Hochdruckteil Geschwindigkeitsstufung bessere Wirkungsgrade haben können, im Niederdruckteil reine Druckstufung. Deswegen werden vielfach Turbinen dieser Bauart ausgeführt.

2. Die Wahl der Durchmesser bei gegebenem Gefälle muß mit Rücksicht auf die günstigste innere Leistung, d. h. die an die Welle abgegebene Leistung $L_i = L_u - L_{rv} - L_{sp}$ bzw. $h_i = h_u - h_{rv} - h_{sp}$ erfolgen. Es wird demnach wegen der Radreibung und Ventilation und der Lässigkeit der höchste, innere Wirkungsgrad η_i bei einem kleineren Werte u/c_1 liegen, also bei einem kleineren Raddurchmesser. Um diesen zu finden, ermittelt man die Umfangsleistung aus dem Geschwindigkeitsplan (Teil I, S. 105)

$$(4) \quad h_u = Au(w_{1u} + w_{2u}) : g \text{ kcal/kg}$$

und den Reibungsverlust

$$(5) \quad h_{rv} = AN_{rv} 75 : G_{\text{sek}} = N_{rv} : 5,7 G_{\text{sek}} \text{ kcal/kg}$$

mit N_{rv} nach Teil I, S. 92, für einige Werte von u/c_1 , die unter dem Höchstwert liegen und trägt dafür die inneren Wirkungsgrade $\eta_i = h_i : h_t$ über u/c_1 bzw. dem Durchmesser auf, wodurch man den günstigsten Wert feststellen kann (Abb. 19). Meist nimmt man aber einen etwas kleineren Durchmesser, da sich der Wirkungsgrad in der Nähe des Scheitels der parabelartigen Kurve wenig ändert und sich eine billigere Ausführung ergibt.

10 Die thermische Berechnung der Dampfturbinen

Die Düsenwinkel α_1 können nach praktischer Bewährung wie folgt angenommen werden:

- für 1kränzige Räder (1 Geschw.-Stufe) $\alpha_1 = 12-14^\circ$
- für 2kränzige Räder (2 Geschw.-Stufen) $\alpha_1 = 20^\circ$
- für 3kränzige Räder (3 Geschw.-Stufen) $\alpha_1 = 22^\circ$
- für 4kränzige Räder (4 Geschw.-Stufen) $\alpha_1 = 24-25^\circ$.

Die Schaufeleintrittswinkel ergeben sich aus dem Geschwindigkeitsplan aus der Richtung von w_1 , wobei zur Vermeidung des Rückenstoßes der Schaufelwinkel etwas größer zu wählen ist als β_1 der Geschwindigkeit w_1 . Der Schaufelaustrittswinkel β_2 soll etwa $5-8^\circ$ kleiner sein als der Eintrittswinkel. Bei wiederholter Beaufschlagung sind Ein- und Austrittswinkel gleich. Bei mehrkränzigen Rädern sind als praktisch günstigste nach Wagner¹⁾ die Austrittswinkel wie folgt anzunehmen:

für	1. Lauf-schau-f.	I. Uml.-schau-f.	2. Lauf-schau-f.	II. Uml.-schau-f.	3. Lauf-schau-f.	III. Uml.-schau-f.	4. Lauf-schau-f.
2-kränz. Rad	$\beta_2 = 25^\circ$	33°	45°	—	—	—	—
3-kränz. Rad	= 26	30	34	40	45	—	—
4-kränz. Rad	= 26	28	31	33	36	40	45°

Durch diese Winkel werden die Umfangswirkungsgrade etwas höher als Abb. 34, Teil I, S. 73.

Bei mehreren Druckstufen ist bei gegebenem Durchmesser für jede Stufe wie oben zu verfahren, doch wird meist, wie erwähnt, der Durchmesser durch die Forderung voller Beaufschlagung (bei Drosselreglung von der 1. Stufe an, bei Mengenreglung von der 2. Stufe an) zu bestimmen sein, und zwar derart, daß die kleinste, radiale Kanalhöhe a (Abb. 3, S. 10)

bei gefrästen Kanälen mindestens $a = 10$ bis 15 mm,

bei eingegossenen Leitschaufeln mindestens $a = 15$ bis 20 mm beträgt.

¹⁾ Die Wirkungsgrade von Dampfturbinenschaufungen. Springer, 1914.

Aus der Stetigkeitsbedingung $F c_1 = G_{\text{sek}} \cdot v_1$, worin F m² der Leitquerschnitt, c_1 m/s die wirkliche Dampfgeschwindigkeit, v_1 m³/kg das zugehörige spez. Volumen und G_{sek} kg/s das sekundliche Dampfgewicht, folgt mit $z = \pi D : t$ Kanälen am Umfang mit der Teilung t nach Abb. 3.

$$F = a \cdot \delta \cdot z = a \delta \pi D : t$$

oder mit

$$\delta = t \sin \alpha_1 - s = (t - s/\sin \alpha_1) \sin \alpha_1$$

$$a \frac{(t - s/\sin \alpha_1) \sin \alpha_1 c_1 \pi \cdot D}{t} = G_{\text{sek}} v_1.$$

Nun ist $\frac{t - s/\sin \alpha_1}{t} = \tau$ der Verengungsfaktor, der für eine bestimmte Teilung, α_1 und s ein festliegender Wert ist. Setzt man noch $u/c_1 = \chi$, also $c_1 = \frac{u}{\chi} = \frac{\pi \cdot D n}{60 \chi}$, so wird

$$\frac{a \tau \cdot \pi^2 D^2 \sin \alpha_1 n}{\chi} = G_{\text{sek}} v_1$$

mit a und D in m. Wird a , weil bequemer, in mm eingesetzt, so wird

$$(6) \quad D = \sqrt{\frac{G_{\text{sek}} v_1 \cdot 60 \cdot 1000 \chi}{a \cdot \tau \cdot \sin \alpha_1 \pi^2 \cdot n}} \text{ m.}$$

Wird α_1 , τ und χ angenommen, dann kann für die kleinste zulässige Kanalhöhe a der größte Durchmesser D ermittelt werden, wenn man zunächst D schätzt, danach u , c_1 , c_0 und h_t bestimmt und damit aus dem Diagramm v_1 ; stimmt der angenommene Durchmesser mit dem ermittelten nicht überein, so muß mit neuer Annahme nochmals gerechnet werden. D kann natürlich kleiner gewählt werden, dann wird a größer. Es muß nun

3. die Aufteilung des Gefälles vorgenommen werden, d. h. das in jeder Stufe zu verarbeitende Wärmegefälle bestimmt werden, derart, daß zu jedem nun festliegenden Durchmesser bzw. zu der Umfangsgeschwindigkeit u die

12 Die thermische Berechnung der Dampfturbinen

Dampfgeschwindigkeit c_1 in jeder Stufe den besten Wirkungsgrad η_i ergibt. Die Summe der adiabatischen Teilgefälle ist wegen der rückgewinnbaren Wärme größer als das adiabatische Gesamtgefälle h_t :

$$h_t^I + h_t^{II} + h_t^{III} + h_t^{IV} + \dots = \mu h_t,$$

mit $\mu = 1,03$ bis $1,08$.

Gleiches Gefälle in allen Stufen wird nur bei mehreren Druckstufen je mit Geschwindigkeitsstufen (Curtisturbine) und bei Gegendruckturbinen angenommen; bei Geschwindigkeits-Druckstufenturbinen wird natürlich das Gefälle der ersten Stufe größer sein; aber auch bei reiner Druckstufung wird das Gefälle der ersten Stufe größer als dasjenige der anderen angenommen, da diese als Regelstufe nicht voll beaufschlagt wird und trotz des kleineren Umfangswirkungsgrades der innere Wirkungsgrad, wegen der im Dampf von geringerer Dichte kleineren Radreibungsverluste, mindestens nicht ungünstiger wird; außerdem ist der Druck im Gehäuse niedriger, dasselbe wird leichter und die Verluste durch die Stopfbüchse geringer.

4. Die Berechnung der Stufen wird nun nach den angenommenen oder ermittelten Werten durchgeführt. Aus dem Gefälle der Stufe wird die Dampfgeschwindigkeit c_1 m/sek ermittelt (Teil I, Gl. (30) u. (38)):

$$(7) \quad c_1 = \varphi c_0 = \varphi 91,5 \sqrt{h_t}$$

und aus dem Geschwindigkeitsplan (Abb. 13, S. 32) die Umfangsleistung h_u nach G. (4), S. 9, sowie der Umfangswirkungsgrad $\eta_u = h_u : h_t$. Der Verlust in der Schaufelung (Düsen-, Schaufel- und Austrittsverlust) ist:

$$(8) \quad h_t - h_u = (1 - \eta_u) h_t \text{ kcal/kg.}$$

Wird die Energie des aus der Schaufel tretenden Dampfes in der folgenden Stufe verwertet, was anzustreben ist, so

ist der Verlust, der den Dampfzustand beeinflusst, um den Betrag der ausgenutzten Energie kleiner, d. h.

$$(8a) \quad (1 - \eta_u) h_t - A c_2^2 : 2 g \text{ kcal/kg}$$

und die Geschwindigkeit in der folgenden Stufe:

$$(9) \quad c_1 = \varphi \sqrt{(2gh_t : A) + c_2^2} \text{ m/s.}$$

Trägt man den Verlust in der Schauflung im *is*-Diagramm, Abb. 1, vom Endpunkt A_0 der adiabatischen Expansion nach oben auf (in der Abbildung sind die Verluste einzeln aufgetragen), so erhält man den Zustand des Dampfes nach Austritt aus der Schauflung, Punkt A_3 , der zumeist für die Berechnung der Radreibungs- und Ventilationsverluste h_{rv} nach Gl. (5) zugrunde gelegt wird, obgleich in der Turbinenkammer durch die Reibungswärme eine etwas geringere Wichte herrschen wird. Durch Abtragen des Verlustes h_{rv} im *is*-Diagramm erhält man den Zustand

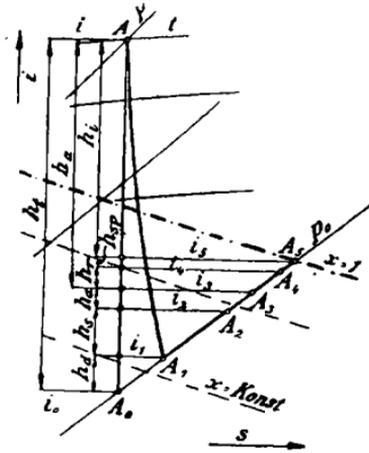


Abb. 1. Berechnung im *is*-Diagramm

Punkt A_4 , der in der ersten Stufe auch der Endzustand ist. Für die weiteren Stufen kommt noch der Lässigkeitsverlust h_{sp} hinzu:

$$(10) \quad h_{sp} = h_t G_{sp} / G_{sek} \text{ kcal/kg,}$$

worin G_{sp} die durch den Nabenspalt tretende Dampfmenge nach Teil I, S. 97, ist. Nun ist die innere Leistung

$$(11) \quad h_i = h_u - h_r - h_{sp} \text{ kcal/kg}$$

und durch Abtragen von h_{sp} im *is*-Diagramm erhält man den Anfangszustand der folgenden Stufe in A_5 .

Ist die Berechnung in gleicher Weise für alle Stufen durchgeführt, so erhält man den Zustand des Dampfes beim Austritt aus der Turbine, vgl. Abb. 20, S. 45. Die Differenz des Wärmeinhaltes i des eintretenden und i_e des austretenden Dampfes ist die innere Leistung der Turbine für 1 kg, sie muß gleich sein der Summe der h_i der einzelnen Stufen.

Die an die Welle abgegebene Leistung in PS bzw. kW ist dann bei G_{sek} kg sekundlicher Dampfmenge

$$(12) \quad N_i = 5,7 h_i G_{\text{sek}} \text{ PS, bzw. } = 4,19 h_i G_{\text{sek}} \text{ kW}$$

und zwar für jede Stufe, wenn h_i die Stufenleistung, und für die ganze Turbine, wenn h_i die innere Gesamtleistung.

Werden nun noch die mechanischen, die Stopfbüchsen- und die Abkühlungsverluste (Teil I, S. 93ff.), in kcal/kg umgerechnet, abgezogen (die den Dampfzustand nicht beeinflussen und nicht im is -Diagramm erscheinen), so erhält man die effektive (Nutz-)Leistung $h_e = AL_e$ kcal/kg und damit den effekt. Wirkungsgrad $\eta_e = h_e : h_t$, der mit dem angenommenen übereinstimmen muß. Dann ist der Dampfverbrauch D_e für die Nutz-Pferdestärke nach Gl. (2), S. 7, und die sekundliche Dampfmenge G_{sek} zu bestimmen; mit diesem genauen Wert sind die Abmessungen der Leitvorrichtungen und der Laufschaufeln zu berechnen.

5. Die Wärmebilanz hat den Zweck, einen Überblick über die einzelnen Wärmemengen zu geben. Die Summe aller Einzelverluste und der Leistungen muß gleich sein dem verfügbaren Gefälle h_t , wie auch aus dem is -Diagramm ersichtlich:

Düsenverlust	$h_d = A(c_0^2 - c_1^2) : 2g$	kcal/kg
Schaufelverlust	$h_s = A(w_1^2 - w_2^2) : 2g$	kcal/kg
Austrittsverlust	$h_a = Ac_2^2 : 2g$	kcal/kg
Radreib.-Verl.	$h_{rv} = AN_{rv} 75 : G_{\text{sek}}$	kcal/kg
Lässigk.-Verl.	$h_{sp} = G_{sp} h_t : G_{\text{sek}}$	kcal/kg

Summe d. Verl. = ... kcal/kg

Σ (Verluste) + $h_i = h_t$.

Bei mehrkränzigen Rädern — Geschwindigkeitsstufung — kommen noch die Verluste in den Umleit- und in den weiteren Schaufelkränzen hinzu.

In gleicher Weise kann auch die Bilanz für die ganze Turbine aufgestellt werden.

6. Die Berechnung der Leitvorrichtungen wird sich danach richten, ob die kritische Geschwindigkeit überschritten wird (Teil I, S. 43) oder nicht. Bei wesentlicher Überschreitung (im Heißdampfgebiet etwa ab $c_0 = 650$ m/s) derselben muß eine erweiterte Düse angewendet werden, im anderen Falle genügen parallelwandige Leitkanäle, in denen bei Überschreitung der kritischen Geschwindigkeit eine Ablenkung der Strahlrichtung im Schrägabschnitt erfolgt.

a) Düsen nach de Laval erhalten einen engsten Querschnitt, in welchem (s. Teil I, S. 43)

bei anfangs überhitztem Dampf bei anfangs gesättigtem Dampf

der kritische Druck:

$$(13) \quad \left\{ \begin{array}{ll} p_k = 0,5457 p & p_k = 0,5774 p \\ p : p_k = 1,83 & p : p_k = 1,73, \end{array} \right.$$

die kritische Geschwindigkeit:

$$(14) \quad c_k = 333 \sqrt{pv} \text{ m/s} \quad | \quad c_k = 323 \sqrt{pv} \text{ m/s},$$

die sekundliche Dampfmenge:

$$(15) \quad G_{\text{sek}} = 209 F_{\text{min}} \sqrt{p/v} \quad | \quad G_{\text{sek}} = 199 F_{\text{min}} \sqrt{p/v} \text{ kg/s},$$

oder der erforderliche Querschnitt:

$$(16) \quad F_{\text{min}} = G_{\text{sek}} : 209 \sqrt{p/v} \quad | \quad F_{\text{min}} = G_{\text{sek}} : 199 \sqrt{p/v} \text{ m}^2$$

mit p und p_k in kg/cm^2 , F in m^2 .

Obige Werte gelten zunächst für verlustlose Strömung, bei wirklicher Strömung müßten c_k und G_{sek} kleiner ausfallen,

was durch Verminderung der konstanten Zahlen berücksichtigt werden könnte. Versuche haben aber mehrfach ergeben, daß die Gleichungen auch für die wirkliche Strömung gelten. Es sind bei gesättigtem Dampf sogar größere Durchflußmengen beobachtet worden, was Stodola dadurch erklärt, daß die Expansion nicht mit $pv^{1,35} = \text{konst.}$, sondern mit $pv^{1,3} = \text{konst.}$ erfolgte, also wie beim überhitzten Dampf; es tritt eine „Kondensationsverzögerung“ ein.

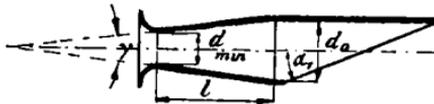


Abb. 2. Düsenform

Der Endquerschnitt F_1 der Düse kann aus der Kontinuitätsgleichung ermittelt werden:

$$(17) \quad F_1 = G_{\text{sek}} v_1 : c_1 \text{ m}^2,$$

wobei v_1 das Volumen am Düsenende ist und aus dem *is*-Diagramm im Punkt A_1 entnommen werden oder, falls die Volumenkurven nicht eingetragen sind, mit dem aus dem Diagramm entnommenen Dampfgehalt x bzw. der Temperatur bei überhitztem Dampf nach Gl. (1) bzw. (3), Teil I, S. 10, ermittelt werden kann.

Wegen der Nachteile zu starker Erweiterung (Teil I, S. 53) führt man den Endquerschnitt etwas kleiner aus, d. h. der Enddruck wird höher genommen (etwa $\frac{1}{2}$ bis 2 at) als der Stufendruck. Es tritt dann auch hier wie beim parallelwandigen Leitkanal im Schrägabschnitt unter dem Düsenwinkel α_1 (Abb. 2) eine Strahlablenkung ein (s. S. 19 und Teil I, S. 54), die bei dem Schaufeleintrittswinkel beachtet werden kann, häufig jedoch vernachlässigbar klein ist und durch etwas größeren Schaufeleintrittswinkel β_1 berücksichtigt werden kann.