Diese Zahlen seien als Indices jeweils den in Frage kommenden Rechnungsgrößen, insbesondere den Geschwindigkeiten beigesetzt, sofern damit die Lage des gerade untersuchten Punktes gekennzeichnet werden soll.

Es bezeichnen allgemein:

c die absolute Geschwindigkeit des Wassers in Meter/Sekunden;

u die relative Geschwindigkeit desselben gegenüber dem Laufrade in Meter/Sekunden;

c_x, c_y, c_z, u_x, u_y, u_z die Geschwindigkeitskomponenten nach den Richtungen x, y, z;

v die Umfangsgeschwindigkeit des Laufrades in der Mitte des Kanales in Meter/Sekunden;

z die Höhe über einem beliebigen Horizonte in Meter.

Verfügbare Leistung, Effektverluste und Wirkungsgrad (Nutzeffekt).

Das Wasser fließt im Obergraben mit der Geschwindigkeit c_0, enthält somit ein Arbeitsvermögen, welches einem Gefälle von $\frac{c_0^2}{2g}$ entspricht; im Untergraben nimmt es die Geschwindigkeit $c_u = c_5$ an, fließt also mit einem Arbeitsvermögen, entsprechend einem Gefälle von $\frac{c_5^2}{2g}$, ab. Da der Spiegelunterschied von Oberwasser und Unterwasser $z = z_0 - z_5$ beträgt, so ergibt sich ein gesamtes nutzbares Gefälle von

(1) . . . . $$z' = z + \frac{c_0^2 - c_5^2}{2g}$$[1]).

Das zweite Glied dieses Ausdruckes ist im allgemeinen gegenüber der Größe z gering, einmal weil die Geschwindigkeiten c_0 und c_5 an und für sich klein sind, sodann weil der Unterschied zwischen c_0 und c_5 meist unbedeutend ist.

[Ist beispielsweise $z = 8$ m, $c_0 = 0{,}3$ m/sec und $c_5 = 0{,}4$ m/sec, so ist $z' = 7{,}9964$, was einen Unterschied gegenüber z von weniger als $1/2$ pro Mille ausmacht.]

Je nach den vorliegenden Verhältnissen wird man daher häufig das zweite Glied der Gleichung (1) (s. oben) vernachlässigen.

Aufgabe der Konstruktion und Berechnung ist es, das gebotene Gefälle z' möglichst voll auszunutzen.

Mit Hilfe des Gefälles z' und des pro Sekunde zufließenden Wassers V cbm drückt sich die verfügbare Leistung in Pferdestärken aus als

(2) . . . . $$\frac{V \cdot z' \cdot \gamma \cdot 1000}{75}.$$

[1]) Vgl. die entsprechenden Ausführungen bei Wasserrädern, S. 26 u. 27.

Dieselbe kann naturgemäß nicht völlig nutzbar gemacht werden. Es treten vielmehr Effektverluste verschiedener Art ein. Diese lassen sich in drei Gruppen scheiden:

1. Hydraulische Effektverluste, welche in der Bewegung des Wassers durch die Turbine begründet sind,
2. Spaltverlust, d. h. Verlust an Wasser bei Übergang vom Leitrad in das Laufrad,
3. mechanische Verluste: Zapfenreibung, Luftwiderstand usw.

Dieselben sollen nachstehend in ihren Ursachen des näheren besprochen werden. Es ist naturgemäß bei Messung der Verluste bzw. des Wirkungsgrades einer Turbine im allgemeinen unmöglich, aber auch nicht erforderlich, die Einzelverluste zu ermitteln. In der Rechnung pflegt man den Einfluß der hydraulischen Effektverluste als Gefällsverluste darzustellen und diese von dem Gesamtgefälle z' (bzw. z) in Abzug zu bringen.

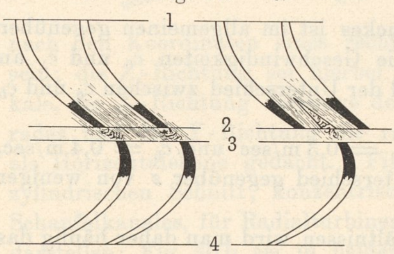
1. Hydraulische (Gefälls-) Verluste.

a) Verluste bis zum Austritt aus dem Leitrade.

Das Wasser, welches im Obergraben mit einer Geschwindigkeit c_0 zufließt, ändert dieselbe im allgemeinen bei seinem Eintritt in die Turbinenkammer oder in die zur Turbinenkammer führende Rohrleitung. Da die Geschwindigkeitsänderung mehr oder weniger plötzlich erfolgt, so sind hierdurch Gefällverluste bedingt, durch welche häufig die Wirkung der Geschwindigkeit c_0 für die Turbine ganz verloren geht.

Zu weiteren Verlusten gibt die Reibung in der Leitung vom Oberwasserkanal bis zum Eintritt in die Turbine Veranlassung; sie ist abhängig von der Wassergeschwindigkeit in der betreffenden Leitung, der Länge und dem Querschnitt derselben. Für niedrige Gefälle, d. h. kurze Übergangsleitung kann der Einfluß der hier stattfindenden Verluste als verschwindend betrachtet werden.

a. Fig. 31. b.



Bei Eintritt in das Leitrad erfolgt eine plötzliche Querschnittsveränderung. Diese, sowie der Durchfluß durch die Leitradkanäle, welche dem Wasser eine große Benutzungsfläche bieten und dem Wasserstrom eine andere Bewegungsrichtung erteilen, bedingen eine Reibung der Flüssigkeitsteilchen unter sich und an den Kanalwandungen, so daß ein abermaliger Gefällsverlust die Folge ist.

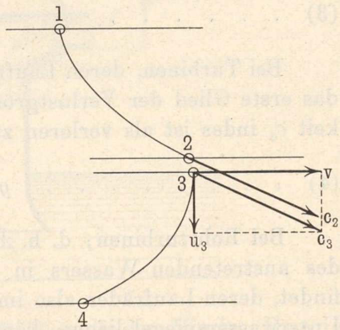
Beim Verlassen des Leitrades wird infolge des plötzlichen Endigens der Schaufeln dem Wasser ein erweiterter Querschnitt geboten, es tritt daher unter den Schaufeln eine Wirbelbewegung des Wassers ein (s. Fig. 31 a). Die vorüberbewegten Laufradschaufeln dagegen wirken auf Querschnittsverengung und hemmen den austretenden Strahl, es erfolgt ein Stoß gegen die Stirnfläche der Laufradschaufeln (s. Fig. 31 b). Diese beiden Vorgänge sind mit Energieverlusten verknüpft, die sich als Geschwindigkeits- bzw. Gefällsverlust äußern. Sie sind je nach Konstruktion variabel, und zwar hängt ihre Größe von der Breite und Formung der Schaufeln an den Kanten ab; schmiedeeiserne oder stählerne Schaufeln bieten naturgemäß in dieser Hinsicht dem Wasser weniger Widerstand als gußeiserne.

Der Gesamtverlust an Gefälle auf dem Wege vom Oberwasserspiegel bis zum Austritt aus dem Leitrade möge in der folgenden Betrachtung mit gv_a bezeichnet sein.

b) Verluste bei Eintritt in und Durchfluß durch das Laufrad.

Beim Eintritt in das Laufrad soll, wie überhaupt während des ganzen Durchflusses durch die Turbine, das Wasser keinen plötzlichen Richtungswechsel erfahren; ein solcher würde einen Stoß gegen die Schaufelwand und somit einen Verlust durch Flüssigkeitsreibung bedeuten. Dieser Fehler kann und muß im allgemeinen durch geeignete Wahl des Schaufelwinkels an der Eintrittsstelle in das Laufrad vermieden werden. Die Geschwindigkeit c_3 des Wassers beim Eintritt in die Laufradzelle setzt sich nach Größe und Richtung aus der relativen mittleren Geschwindigkeit (relativen Geschwindigkeit des mittleren Wasserfadens) u_3, mit der das Wasser in die Laufradzelle tritt, und der Umfangsgeschwindigkeit v des Laufrades, wie oben schon erwähnt, zusammen (s. Fig. 32). Die Linien 1, 2 und 3, 4 stellen den mittleren Wasserfaden, d. h. den mittleren Verlauf des Wassers innerhalb des Leit- bzw. Laufrades, dar.

Fig. 32.



Bedingung für den stoßfreien Eintritt bei 3 ist, daß die Austrittsgeschwindigkeit c_2 aus dem Leitrade gleich c_3 ist. Wie schon erwähnt, kann dieser Forderung bei richtiger Wahl der Schaufelwinkel genügt werden. Ist sie nicht vollkommen erfüllt, so liegt hierin eine erste Ursache für Effektverluste beim Eintritt in das Laufrad. Man darf jedoch den Verlust durch geringe Stoßwirkung nicht allzu hoch anschlagen, wie Versuche von Weisbach mit Knierohren erwiesen haben [1]).

[1]) Siehe hierzu „Brauer, Turbinentheorie, Kap. III“.

Wie die Laufradschaufeln beim Vorüberziehen die Austrittsfläche des Leitradkanales verengen, so tritt das Analoge ein für den Eintrittsquerschnitt der Laufradzelle durch die Leitradschaufeln. Hierdurch ist für den in das Laufrad eintretenden Wasserstrahl eine plötzliche Querschnittserweiterung, also plötzliche Geschwindigkeitsverminderung, bedingt. Die Folge ist eine Störung im kontinuierlichen Verlaufe des Wasserstromes.

Auf dem Wege durch die Laufradkanäle gibt das Wasser einen Teil der ihm innewohnenden Energie zur Überwindung der Reibung ab. Auch beim Eintritt und Austritt aus dem Laufrade richten sich die Verluste vor allem nach der Stärke der Schaufeln bzw. nach dem hierzu verwendeten Materiale (ob gußeiserne oder schmiedeeiserne Schaufeln).

Die Gefällsverluste unter b) seien durch gv_b ausgedrückt.

c) Verluste beim Abfluß von der Turbine.

Hier sind verschiedene Fälle zu unterscheiden.

Läuft das Turbinenrad frei über dem Unterwasser, so wohnt dem austretenden Wasser noch eine Energie inne, die sich aus dem noch nicht ausgenutzten Gefälle ($z_4 - z_5$) und der der Austrittsgeschwindigkeit c_4 entsprechenden lebendigen Kraft zusammensetzt. Der Gefällsverlust nach Austritt ist somit

$$(3) \quad \ldots\ldots \quad gv_c = (z_4 - z_5) + \frac{c_4^2}{2\,g}.$$

Bei Turbinen, deren Laufräder in das Unterwasser tauchen, kommt das erste Glied der Verlustgröße in Fortfall, die Austrittsgeschwindigkeit c_4 indes ist als verloren zu betrachten. Es ist daher

$$(4) \quad \ldots\ldots\ldots \quad gv_c = \frac{c_4^2}{2\,g}.$$

Bei Rohrturbinen, d. h. bei solchen, bei welchen die Überleitung des austretenden Wassers in das Unterwasser durch ein Rohr stattfindet, deren Laufräder also im allgemeinen noch beträchtlich über dem Unterwasserspiegel liegen, können sich die Verhältnisse noch günstiger gestalten (s. Fig. 33). Das Verlustglied $\frac{c_4^2}{2\,g}$ fällt ebenfalls weg, wenn durch zweckmäßige Gestaltung des Laufrades und des Rohres die Geschwindigkeit c_4 allmählich in diejenige des im Untergraben abfließenden Wassers, d. h. in c_5, übergeführt wird. Allerdings bleiben noch zwei kleine Verluste übrig, die von der plötzlichen Querschnittsänderung des aus dem Laufrade tretenden Strahles infolge Endigens der Schaufeln und der Reibung im Rohre herrühren.

Unter allen Umständen ist es wünschenswert, daß der Austritt des Wassers aus dem Laufrade möglichst in normaler Richtung zur Radbewegung erfolge; denn nur dann kann die Geschwindigkeit c_4 einen möglichst kleinen Wert annehmen und wird somit dem Wasser schon bis zur Stelle 4 des Wasserweges die lebendige Kraft zum größten Teile entzogen.

Aus dem Gefälle z' und den hydraulischen Verlusten läßt sich der hydraulische Wirkungsgrad ableiten. Derselbe ist definiert durch die Größe:

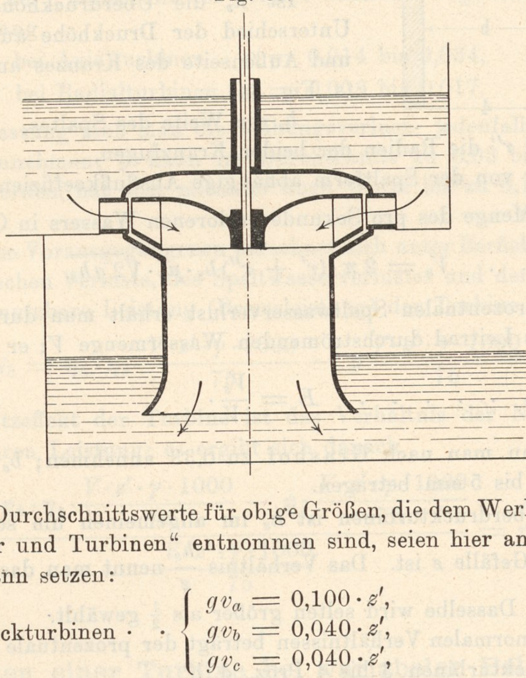
$$\eta_h = \frac{(z' - gv_a - gv_b - gv_c)\, V \cdot \gamma \cdot 1000}{z' \cdot V \cdot \gamma \cdot 1000}$$

oder

$$(5) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad \eta_h = \frac{z' - gv_a - gv_b - gv_c}{z'} .$$

Die genaueren Untersuchungen der einzelnen Verlustgrößen gv_a, gv_b, gv_c bzw. ihre Ermittelung aus den Wassergeschwindigkeiten und den Konstruktionsverhältnissen [1]) hat mehr Interesse für den Konstrukteur und kann daher nicht Aufgabe vorliegender Abhandlung sein.

Fig. 33.



Einige Durchschnittswerte für obige Größen, die dem Werke „Henne, Wasserräder und Turbinen" entnommen sind, seien hier angeführt:

Man kann setzen:

$$\text{bei Druckturbinen} \cdot \cdot \left\{ \begin{aligned} gv_a &= 0{,}100 \cdot z', \\ gv_b &= 0{,}040 \cdot z', \\ gv_c &= 0{,}040 \cdot z', \end{aligned} \right.$$

$$\text{bei Überdruckturbinen} \left\{ \begin{aligned} gv_a &= 0{,}065 \cdot z', \\ gv_b &= 0{,}075 \cdot z', \\ gv_c &= 0{,}040 \cdot z'. \end{aligned} \right.$$

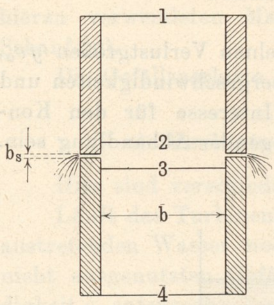
[1]) Näheres hierüber siehe in Spezialwerken, unter anderen „Henne, Wasserräder und Turbinen", „E. Brauer, Turbinentheorie".

Diesen Werten entspricht ein hydraulischer Wirkungsgrad von $\eta_h = 0{,}82$ in beiden Fällen. Bei guten Ausführungen steigt η_h auf 0,86 und höher.

2. Spaltverluste.

Zwischen Laufrad und Leitrad entsteht eine Kranzfuge, die ein teilweises Entweichen des Wassers ermöglicht. Da dieser entweichende Teil des aus dem Leitrade austretenden Wassers im Laufrade nicht zur Arbeitsleistung gelangt, so stellt er einen Verlust dar.

Fig. 34.



Es leuchtet ohne weiteres ein, daß die Menge des Verlustwassers [1]) von dem an der Übergangsstelle 2—3 vom Leitrade und Laufrade herrschenden hydrostatischen Drucke des Wassers abhängt. Weiter ist die Größe des Spaltes und die Form desselben von Einfluß.

Ist h_s die Überdruckhöhe, d. h. der Unterschied der Druckhöhe auf der Innen- und Außenseite des Kranzes am Kranzspalt (s. Fig. 34),

b_s die Weite des Spaltes,

r' und r'' die Radien der beiden Kranzfugen,

μ_s der von der Spaltform abhängige Ausflußkoeffizient,

so ist die Menge des pro Sekunde verlorenen Wassers in Cubikmetern:

$$(6) \quad \ldots \quad V_s = 2\pi \cdot (r' + r'')\, b_s \cdot \mu_s \cdot \sqrt{2\, g\, h_s}.$$

Den prozentualen Spaltwasserverlust erhält man durch Vergleich mit der das Leitrad durchströmenden Wassermenge V; er beträgt

$$(7) \quad \ldots\ldots\ldots \quad E = \frac{V_s}{V}.$$

μ_s kann man nach Grashof zu 0,33 annehmen; b_s sollte nicht mehr als 3 bis 5 mm betragen.

Für Überdruckturbinen ist h_s im allgemeinen um so größer, je größer das Gefälle z ist. Das Verhältnis $\frac{h_s}{z}$ nennt man das Überdruckverhältnis. Dasselbe wird selten größer als $\frac{1}{2}$ gewählt.

Unter normalen Verhältnissen beträgt der prozentuale Spaltverlust bei Überdruckturbinen 3 bis 4 Proz., d. h.

$$E = 0{,}03 \text{ bis } 0{,}04.$$

Für Druckturbinen soll $E = 0$ sein.

---

[1]) Siehe auch „Brauer, Turbinentheorie“.

In der Rechnung wird zweckmäßig der Spaltverlust durch einen Faktor $\eta_s = 1 - E$ berücksichtigt. $V \cdot \eta_s$ bedeutet alsdann die in das Laufrad gelangende Wassermenge.

3. Reibungsverluste.

Abgesehen von den schon unter 1. erwähnten hydraulischen Reibungsverlusten treten Reibungsverluste an den Lagern der Turbinenwelle, ferner als Luftreibung und für im Unterwasser laufende Turbinen als Widerstandsarbeit hierfür auf. Diese Verluste seien durch

$$(8) \quad \ldots \ldots v_r = \varrho \cdot \left(\frac{z' \cdot V \cdot \gamma \cdot 1000}{75}\right) \text{ Pferdestärken}$$

ausgedrückt, wobei $\frac{z' \cdot V \cdot \gamma \cdot 1000}{75}$ das Gesamtarbeitsvermögen des Wassers in Pferdestärken darstellt.

Nach eingehenden Versuchen von Bernhard Lehmann (beschrieben in der „Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure“, 1879) ist für Leergang

bei Axialturbinen $\varrho = 0{,}014$ bis $0{,}034$,
bei Radialturbinen $\varrho = 0{,}008$ bis $0{,}017$.

Für Belastung muß man die Reibungsverluste jedenfalls beträchtlich höher annehmen; ϱ kann im Durchschnitt zu 0,03 bis 0,05 angenommen werden, hat aber mitunter auch Werte bis zu 0,10.

Nach dem Vorausgegangenen berechnet sich unter Berücksichtigung der hydraulischen Verluste, des Spaltwasserverlustes und der Reibungsverluste die nutzbare Leistung (Bremsleistung) der Turbine zu:

$$(9) \quad . \; . \quad N_b = \eta_h \cdot \eta_s \cdot \frac{V \cdot z' \cdot \gamma \cdot 1000}{75} - \varrho \frac{V \cdot z' \cdot \gamma \cdot 1000}{75} \text{ PS.}$$

Der Nutzeffekt der Turbine ist das Verhältnis der Nutzleistung zur verfügbaren Leistung; es ergibt sich danach

$$(10) \quad \eta = \frac{\eta_h \cdot \eta_s \cdot \frac{V \cdot z' \cdot \gamma \cdot 1000}{75} - \varrho \cdot \frac{V \cdot z' \cdot \gamma \cdot 1000}{75}}{\frac{V \cdot z' \cdot \gamma \cdot 1000}{75}} = \eta_h \cdot \eta_s - \varrho.$$

Verhalten einer Turbine bei variabeler Belastung bezüglich Tourenzahl und Arbeitsleistung.

Zum leichteren Verständnis des Verhaltens einer Turbine im Betriebe möge nachstehende Betrachtung über das Verhalten einer Turbine bei variabeler Belastung ohne Anwendung irgend welcher Regulierung hier Platz finden. Es sei nachstehend unter hydraulischem Moment M das Kraftmoment verstanden, welches die gesamte arbeitende Wassermenge während des Durchflusses durch das Laufrad auf die Turbinenwelle ausübt. Die diesem Momente entsprechende Leistung in Pferdestärken heiße N, die hydraulische Arbeit von 1 kg Wasser in Meterkilogramm-Sekunden a,

M_b das Bremsmoment,

N_e die Bremsleistung in PS,

ω die Winkelgeschwindigkeit des Laufrades in der Sekunde und

V' das ins Laufrad, also auch tatsächlich zur Arbeit gelangende Wasser in Cubikmetern pro Sekunde.

Das hydraulische Moment (M) unterscheidet sich vom Bremsmoment nur durch die mechanischen Reibungswiderstände, die unter ϱ zusammengefaßt sind; dasselbe steht zu der hydraulischen Arbeit in folgender Beziehung

$$M \cdot \omega = 1000 \cdot V' \cdot \gamma \cdot a$$

oder

$$(11) \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \quad M = 1000 \cdot V' \cdot \gamma \cdot \frac{a}{w}.$$

Die hydraulische Arbeit „a" drückt sich in folgender Weise durch die Geschwindigkeiten des Wassers und des Laufrades aus

$$(12\,a) \quad . \; . \; . \; . \; . \quad a = \frac{1}{g}(v_3 \cdot c_{2x} - v_4 \cdot c_{4x})\,^{1)}.$$

[Die Formel gilt allgemein für Axial- und Radialturbinen, für die ersteren ist $v_3 = v_4$, und die Formel nimmt daher die einfachere Gestalt an:

$$(12\,b) \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \quad a = \frac{1}{g} \cdot v \cdot (c_{2x} - c_{4x}).]$$

Führt man in der Gleichung für „a" die Beziehung

$$c_{4x} = v_4 + u_{4x},$$

welche sich an Hand der Fig. 30 und 35 a u. b leicht erkennen läßt, ein, so erhält man

$$(12\,c) \quad . \; . \; . \; . \quad a = \frac{1}{g}(v_3 \cdot c_{2x} - v_4^2 - v_4 \cdot u_{4x})$$

oder

$$(12\,d) \quad . \; . \; . \; . \quad a = \frac{1}{g}[\omega\,(r_3 \cdot c_{2x} - r_4 \cdot u_{4x}) - \omega^2 \cdot r_4^2],$$

indem $v_3 = \omega \cdot r_3$ und $v_4 = \omega \cdot r_4$ ist.

Gleichung (11) (s. oben) nimmt danach die Form an:

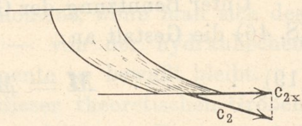
$$(13) \quad . \; . \; M = \frac{1000 \cdot V' \cdot \gamma}{g} \cdot (r_3 \cdot c_{2x} - r_4 \cdot u_{4x} - r_4^2 \cdot \omega).$$

---

[1]) Die Ableitung der Formeln liegt außer dem Rahmen des Buches, da sie zu sehr in das Gebiet der Turbinentheorie gehört; näheres s. „Brauer, Turbinentheorie".

Ist die Wassermenge V konstant, so müssen auch c_{2x} und u_{4x} konstant sein, wie überhaupt die Geschwindigkeit c_2 und u_4 nach Größe und Richtung für eine gegebene Wassermenge konstante Werte haben, vorausgesetzt, daß der Wasserstrahl die Kanäle an den Stellen 2 und 4 vollständig ausfüllt [1]) (s. Fig. 35 a u. b). Gleichung (13) (S. 46) kann demnach dazu dienen, für konstante Wassermengen den Zusammenhang von dem hydraulischen Drehmomente M und der Winkelgeschwindigkeit ω des Laufrades darzustellen.

Fig. 35 a.



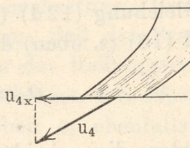


Fig. 35 b.

Zu diesem Behufe denken wir uns die Belastung der Turbine variabel. Wird, vom Stillstand beginnend, die Belastung, also auch M, allmählich verringert, so nimmt die Tourenzahl entsprechend zu. Sie erreicht einen maximalen Wert bei $M = 0$. (Praktisch wird naturgemäß diese Grenze nicht völlig erreicht, sondern M wird bei völliger Entlastung der Turbine immer noch einen Betrag haben, der zur Überwindung der passiven Widerstände erforderlich ist.) Bei dieser Belastungsänderung wird $a = 0$ werden, für $\omega = 0$ (Stillstand) und für $M = 0$ (Leerlauf). Dazwischen muß ein Zustand liegen, bei welchem a ein Maximum ist.

Es sollen nun die Bezeichnungen eingeführt werden:

für Stillstand M_0;

für den Zustand der maximalen Arbeitsleistung a_1, ω_1, M_1;

für Leerlauf ω_2, n_2.

Dann ist nach Gleichung (13) (S. 46)

$$(14) \quad \ldots \quad M_0 = \frac{1000 \cdot V' \cdot \gamma}{g} \cdot (r_3 \cdot c_{2x} - r_4 \cdot u_{4x})$$

und

$$(15) \quad \ldots\ldots \quad \omega_2 = \frac{1}{r_4^2}(r_3 \cdot c_{2x} - r_4 \cdot u_{4x}).$$

Diese beiden Gleichungen lassen sich vereinigen zu einer neuen Gleichung:

$$(16) \quad \ldots\ldots \quad M_0 = \frac{1000 \cdot V' \cdot \gamma}{g} \cdot r_4^2 \cdot \omega_2,$$

welche das Moment bei Stillstand in Beziehung setzt zu der Geschwindigkeit bei Leerlauf.

Für den Maximalwert von a erhält man durch Differenzieren der Gleichung (15) (s. oben) nach ω die Forderung

$$(17) \quad \ldots\ldots \quad \omega_1 = \frac{1}{2\,r_4^2}(r_3 \cdot c_{2x} - r_4 \cdot u_{4x}).$$

[1]) Siehe „Brauer, Turbinentheorie", Kap. VII.

Vergleicht man dies Ergebnis mit demjenigen in Gleichung (15) (S. 47), so ergibt sich

$$(18) \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad \omega_1 = \tfrac{1}{2}\,\omega_2\,,$$

d. h. die Geschwindigkeit bei maximaler Leistung ist gleich der halben Leerlaufsgeschwindigkeit!

Unter Benutzung der Gleichung (14) (S. 47) nimmt Gleichung (13) (S. 46) die Gestalt an:

$$(19) \quad . \; . \; . \; . \quad \boldsymbol{M} = M_0 - \frac{1000 \cdot V' \cdot \gamma}{g} \cdot r_4^2 \cdot \omega,$$

während Gleichung (12 d) (S. 46) mit Benutzung von Gleichung (17) (S. 47) und (18) (s. oben) die Form erhält:

$$(20) \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad \boldsymbol{a} = \frac{r_4^2}{g}\left[\omega_2 \cdot \omega - \omega^2\right].$$

Die erstere dieser beiden letzten Gleichungen (19) stellt eine Gerade dar, welche in einem Koordinatensystem aus ω und M die Abszisse im Punkte $\omega = \omega_2$ und die Ordinate in $M = M_0$ schneidet (s. Fig. 36).

Fig. 36.

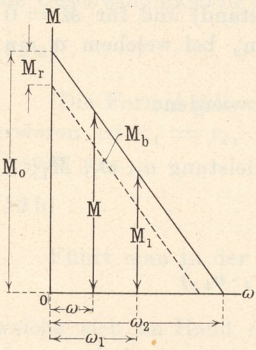


Fig. 37.

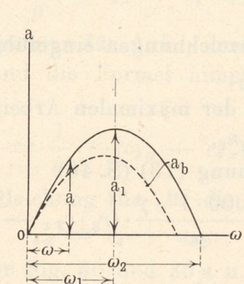
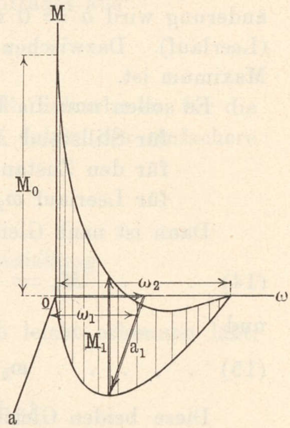


Fig. 38.



Die zweite Gleichung (20) stellt eine Parabel dar, welche in ein Koordinatensystem aus ω und a durch den Nullpunkt des Systems und auf der Abszisse ω durch den Punkt $\omega = \omega_2$ geht, und deren Scheitelordinate, entsprechend der Gleichung (18) (s. oben) $\omega_1 = \frac{1}{2}\,\omega_2$, das Maximum der hydraulischen Arbeit

$$(21) \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad a_1 = \frac{r_4^2}{g} \cdot (\omega_1^2)$$

mißt (s. Fig. 37).

Zusammen stellen die Gleichungen (19) und (20) (s. oben) eine Raumkurve in einem Koordinatensystem aus ω, a und M dar, welche durch vorstehendes Bild in schiefer Projektion (Fig. 38) veranschaulicht wird. Sie ist der Schnitt einer Zylinderfläche — parallel zur M-Achse mit der

Parabel (ω, a) als Grundkurve — mit einer Ebene — parallel zur a-Achse durch die Gerade (M, ω) gelegt. —

Diese Raumkurve ordnet also für konstante, das Laufrad durchströmende Wassermengen jedem Werte der Geschwindigkeit eine bestimmte Größe der hydraulischen Arbeit und des hydraulischen Momentes zu. Sie gibt auch angenähert ein Bild des Zusammenhanges der Größen: Geschwindigkeit, Bremsleistung und Bremsmoment, wenn man sich des Unterschiedes der letzten beiden Größen — von der hydraulischen Arbeitsleistung und dem hydraulischen Momente — bewußt bleibt.

Will man aus dem Zusammenhange dieser theoretischen Größen auf denjenigen der praktischen Größen: Bremsleistung, Bremsmoment und Tourenzahl schließen, so ist zu beachten, daß das Bremsmoment M_b sich vom hydraulischen Momente M um das Reibungsmoment M_r, welches als konstant zu betrachten ist, unterscheidet, d. h. $M_b = M - M_r$ ist; weiter, daß infolgedessen die Bremsarbeit a_b ebenfalls einen geringeren Wert als die Größe a hat. Das Bremsmoment kann daher dargestellt werden durch eine zur M-Kurve parallele Gerade [siehe punktierte Linie in der ($\omega\, M$)-Projektion], die Bremsarbeit durch eine parabelartige Kurve [punktierte Kurve in der ($\omega\, a$)-Projektion], welche um ein der Geschwindigkeit proportionales Stück tiefer liegt wie die a-Kurve.

Die normale Verwendung einer Turbine.

Ändert sich die einer Turbine zugeführte Wassermenge, so ist dieselbe im allgemeinen mit einer gleichzeitigen Änderung des Gefälles, der Tourenzahl, des Drehmomentes und der Leistung verbunden.

Eine möglichst zweckmäßige Variation dieser Größen tritt dann ein, wenn sich die Tourenzahl n der Turbine in demselben Verhältnisse wie die Wassermenge ändert. Bei einer solchen Variation ändern sich sämtliche Geschwindigkeiten c, u und v in gleichem Verhältnisse. Erfolgt für die normale Wassermenge V der Eintritt des Wassers in das Laufrad stoßfrei und der Austritt aus demselben normal zum Austrittsquerschnitt, so bleiben diese Eigenschaften bei der soeben gekennzeichneten Variation erhalten; ebenso ändert sich der hydraulische Wirkungsgrad der Turbine nicht.

Brauer[1]) bezeichnet eine derartige Betriebsänderung bei veränderlicher Wassermenge als eine isogone Variation, da die Winkel der — aus den Geschwindigkeiten gebildeten — sogenannten Geschwindigkeitsrisse sich hierbei gleich bleiben. Ihr Hauptmerkmal ist die Proportionalität von V und n und die Konstanz sämtlicher Geschwindigkeitsverhältnisse. Die Verwendung der Turbine bei isogoner Variation heiße die normale Verwendung.

---

[1]) Die vorliegende Betrachtungsweise ist der Brauerschen „Turbinentheorie" entlehnt.