

sind dieselben Ermittlungen auch für eine Achsialturbine durchgeführt und dabei ebenso H von 0 bis auf 6 m veränderlich angenommen. Die Resultate — Fig. 16 und 17 — zeigen keine wesentliche Verschiedenheit von jenen. Die Kurve für N_h ergibt wieder die Proportionalität zwischen Leistung und Gefälle; die Wassermengenkurve geht diesmal vom Nullpunkt aus; d. h. im Gegensatz zu der Radialturbine, wo die Zentrifugalkraft eine Erhöhung des

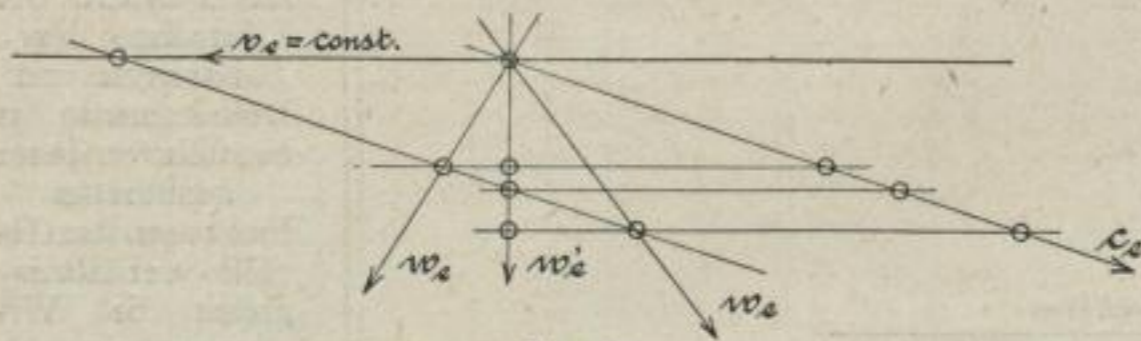


Fig. 18.

hydraulischen Druckes im Spalt über den anfangs vorhandenen Wert von H bewirkte, läuft hier bereits von Anfang an eine Wassermenge im richtigen Sinne durch die Turbine.

Bislang war den Berechnungen für ein verändertes H die Annahme zu Grunde gelegt, dass die Umlaufzahl bzw. v_e dieselbe Grösse beibehält. Diese Bedingung ist zwar für den Betrieb in den meisten Fällen massgebend, bewirkt aber auch, wie aus dem Vorigen hervorgeht, verhältnismässig bedeutende Stossverluste, je weiter sich das H von seinem normalen Werte entfernt. Es möge nunmehr auch die Geschwindigkeit v_e mit H zusammen verändert werden, und zwar so, dass keine Stossverluste auftreten. Dafür ist Bedingung, dass

$$v_e = c_e \cos \alpha \quad (\text{vgl. Fig. 18})$$

bleibt, also $w_e' = w_e = c_e \sin \alpha$.

Es war aber oben für die Radialturbine Gleichung 5):

$$\frac{c_e^2}{2g} = \frac{H - \frac{v_e^2 - v_a^2}{2g}}{b} = \frac{H - \frac{v_e^2(1 - b_1^2)}{2g}}{b}$$

Setze ich hierin

$$v_e = c_e \cos \alpha,$$

so wird

$$b \left(\frac{c_e^2}{2g} \right) = H - c_e^2 \cos^2 \alpha \frac{1 - b_1^2}{2g}$$

oder

$$\frac{c_e^2}{2g} [b + \cos^2 \alpha (1 - b_1^2)] = H$$

$$16) \quad \frac{c_e^2}{2g} = \frac{H}{[b + \cos^2 \alpha (1 - b_1^2)]} = \frac{H}{b_2} = \text{Konst.}$$

$$17) \quad c_e = \sqrt{\frac{2g}{b_2}} \sqrt{H},$$

d. h. es ändert sich c_e proportional \sqrt{H} ; damit auch w_e und v_e nach unserer obigen Annahme; w_e fällt immer mit w_e' zusammen.

Da $w_a = \frac{w_e}{a}$, so ändert sich auch w_a proportional \sqrt{H} ; ebenso v_a ; d. h. es bleibt die Richtung von c_a immer dieselbe (und c_a proportional \sqrt{H}). Der Verlust $\frac{c_a^2}{2g}$ ist = Null. Die Verluste $\frac{c_a^2}{2g}, (\varphi_1 + \varphi_2) \frac{c_e^2}{2g}$

und $\varphi_3 \frac{w_a^2}{2g}$ ändern sich somit alle proportional H , d. h. der Wirkungsgrad η_h bleibt unter der zu Grunde gelegten Annahme konstant.

Die verbrauchte Wassermenge Q liefert die Beziehung

$$Q = c_e f_e = f_e \sqrt{\frac{2g}{b_2}} \sqrt{H}$$

$$18) \text{ oder } Q \psi \sqrt{H}.$$

Jetzt ist H wieder als veränderlich angenommen von 0 bis 6 m, und dafür sind die Verluste, Wassermengen u. s. w. berechnet. Ihre Aufzeichnung auf Fig. 19 zeigt die gegenseitige Abhängigkeit der einzelnen Grössen. Kommt diese auch als Grundlage für eine Regulierung irgend welcher Art kaum in Frage, so ist sie andererseits doch insoweit interessant, als sie zeigt, in welchen Grenzen ein und dasselbe Turbinenmodell mit demselben guten Wirkungsgrad benutzt werden kann, und welche Leistungen, Wassermengen und Umlaufzahlen dabei einander entsprechen. Solange zwischen der vorhandenen

Wassermenge und dem Gefälle ein Verhältnis $\frac{Q}{\sqrt{H}} = \psi$

besteht, kann ohne weiteres dasselbe Laufradmodell verwendet werden (kleine Abweichungen davon werden, wie die vorhergehenden Untersuchungen gezeigt haben, nur geringe Verschlechterungen im Nutzeffekt hervorrufen). Allerdings ist dabei immer die Umlaufzahl, die zu dem betreffenden H aus dem Diagramm zu entnehmen ist, als Normale für das Laufrad einzuführen und der Uebergang auf die gewünschte Umlaufzahl der angetriebenen Welle durch entsprechende Transmission zu erreichen. Gegenüber den nicht unerheblichen Kosten eines neuen Modelles wäre indessen in vielen Fällen dieser Umstand kaum von Bedeutung; durch Ausführung der oben durchgeführten Berechnung für verschiedene Annahmen von H und Q und

Radialturbine. Veränderl. H ; η_h konst.

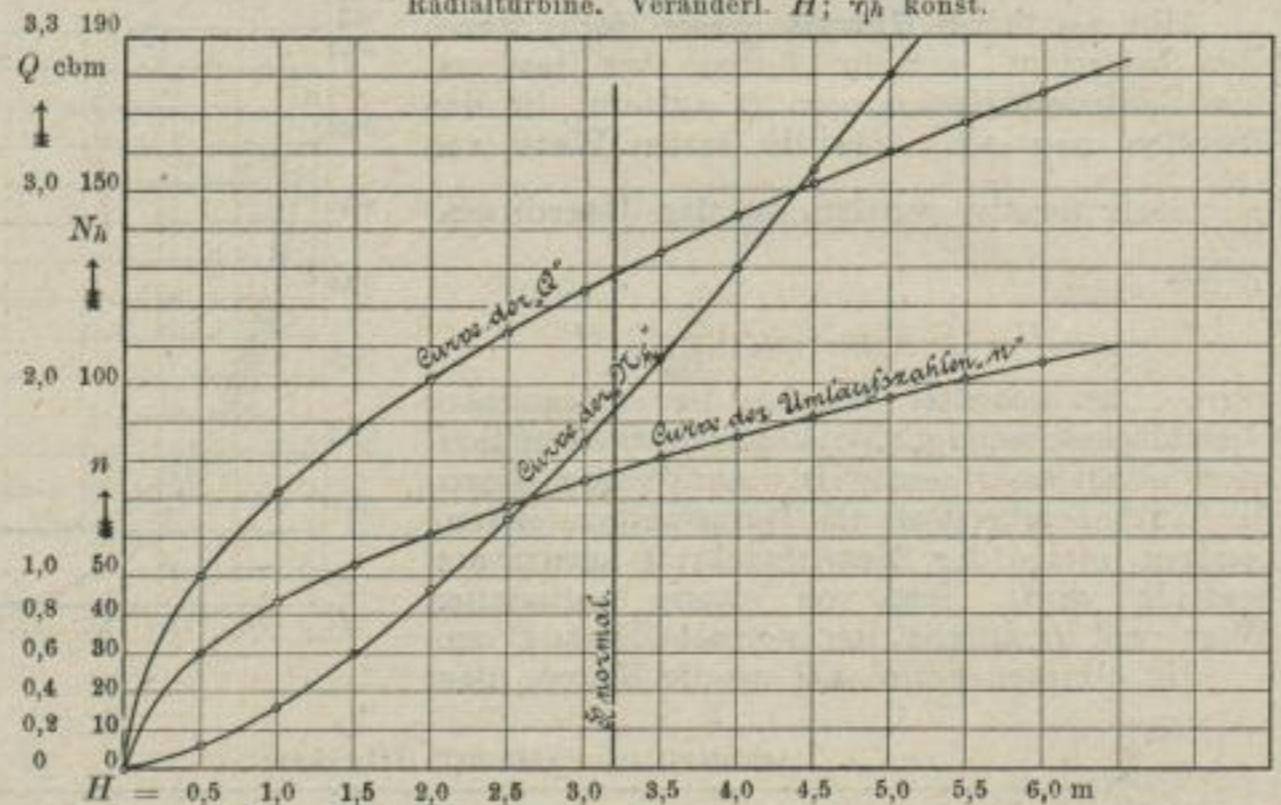


Fig. 19.

graphische Aufstellung der ermittelten Werte liesse sich deshalb wohl leicht eine gute Uebersicht über die vorteilhafte Verwendung bestimmter „Normal“-Modelle gewinnen.

(Schluss folgt.)

Moderne Dampfkesselanlagen.

Von O. Herre, Ingenieur und Lehrer.

(Fortsetzung von S. 7 d. Bd.)

Die Fig. 13 bis 15 stellen einen Walzenkessel mit zwei Siedern dar, der mit einer Treppenrostunterfeuerung

für Holzabfälle versehen ist. Dieser Kessel wurde von der Firma A. Leinweber und Co., G. m. b. H., Gleiwitz,