Maschine stimmt dies auch, wie man aus Gl. 23) ersieht, wenn man $\sigma = 1$ setzt. Es wird dann

$$\varepsilon = \varphi - 0{,}5 + \sqrt{0{,}25} = \varphi.$$

Da

$$\varepsilon\, v\, \varrho \cos\alpha = u_1 \cos\gamma$$

und

$$\varphi\, v\, \varrho \cos\alpha = v_1\, \omega$$

ist, folgt aus $\varepsilon = \varphi$, $u_1 \cos\gamma = r_1\, \omega$ und aus dem Dreiecke EFG ist ersichtlich, dass dann $\sphericalangle\, FEG = 90^\circ$.

Setzt man die Bedingung

$$\varepsilon = \varphi \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 25)$$

in die Gl. 14), dann folgt

$$\varphi = \sqrt{\sigma(\delta - 2\varphi + \varphi^2)}$$

woraus

$$\left(\frac{1-\sigma}{\sigma}\right)\varphi^2 + 2\varphi = \delta \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 26)$$

daher

$$\varepsilon = \varphi = \frac{\sigma}{1-\sigma} + \sqrt{\left(\frac{\sigma}{1-\sigma}\right)^2 + \left(\frac{\sigma}{1-\sigma}\right)\delta} \quad 27)$$

und

$$\psi = 2\varphi \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 28)$$

Diese Ausdrücke 26), 27), 28) treten an Stelle der Gln. 23) und 24).

Man überzeugt sich leicht, dass der Wert von ψ, somit auch der Nutzeffektskoeffizient fast genau derselbe ist, wenn die Werte von σ und δ die nämlichen bleiben.

Nehmen wir an, es sei bei $\sigma = 0{,}9$ einmal $\delta = 2{,}111$, das anderemal $\delta = 4{,}854$.

Nach Gl. 27) ist dann $\varphi = 1$ und $\psi = 2$; im zweiten Falle $\varphi = 2{,}166$ und $\psi = 4{,}332$. Nach der Tabelle findet man für die obigen Werte von δ $\psi = 2$ bezw. $\psi = 4{,}366$.

Im ersten Falle ist daher gar kein Unterschied, im zweiten ist derselbe $\frac{4{,}366 - 4{,}332}{4{,}366} = 0{,}008$, d. h. bestimmt man die minutlichen Umdrehungen des Rades nach der Annahme der älteren Turbinentheorien, so verliert man höchstens 1% der erreichbaren grössten Leistung, zumeist ist dieser Verlust aber noch weit kleiner.

Bei der Anwendung dieser einfachen Annahme, nämlich dass bei dem besten Gange der Turbine $u_1 \cos\gamma = r_1\, \omega$ sein müsse, kann man das unbequeme Wurzelziehen umgehen.

Etwas roh angenähert ist

$$\varphi = \frac{\delta}{2 + \frac{\sigma - 1}{2\sigma}\,\delta} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 29)$$

Gut angenähert aber

$$\varphi = \frac{\delta\left(1 + \frac{\sigma-1}{4\sigma}\,\delta\right)}{2\left(1 + \frac{\sigma-1}{2\sigma}\,\delta\right)} = \frac{\delta\left(\frac{4\sigma}{\sigma-1} + \delta\right)}{4\left(\frac{2\sigma}{\sigma-1} + \delta\right)} \quad 30)$$

So z. B. für $\delta = 2$ bezw. $\delta = 5$ liefert der Ausdruck unter 30) $\varphi = 0{,}95$ bezw. $\varphi = 2{,}228$.

Die richtige Gl. 27) hingegen liefert

$$\varphi = 0{,}950 \text{ bezw. } \varphi = 2{,}225.$$

Uebrigens lässt sich aus den gegebenen Formeln zu jeder Umdrehungszahl der Effektskoeffizient und der Wasserverbrauch berechnen, jedoch muss man den Verlust, welchen das Wasser an Druckhöhe erleidet, als es aus dem Leitrade in das Laufrad tritt, schätzungsweise annehmen, weil hierüber Erfahrungsdaten fehlen. Jedenfalls ist dieser Verlust um so grösser, je mehr die Umdrehungszahl von der normalen abweicht. Dabei verursacht eine zu grosse minutliche Umdrehungszahl einen grösseren Verlust als eine zu kleine, weil das Wasser im ersteren Fall an die Rückwand der Schaufel, also der Bewegung entgegenstösst, im letzteren Falle aber auf die Vorderwand, also im Sinne der Bewegung anschlägt.

Für eine gegebene Turbine ist α, β und γ konstant. Nach Gl. 18) ist somit $\varepsilon = \frac{tg\,\alpha}{\varkappa\, tg\,\gamma}$ auch konstant.

Da nun φ gewählt werden kann, folgt nach Gl. 15), dass δ sich ändere und zwar wird

$$\delta = \frac{\varepsilon^2}{\sigma} + 2\varphi - \varphi^2 = \frac{tg^2\,\alpha}{\sigma\,\varkappa^2\, tg^2\,\gamma} + 2\varphi - \varphi^2.$$

Demgemäss gibt die Gl. 13) mit Rücksicht auf den Wert von $\varkappa_1$

$$v = \frac{1}{\varrho\cos\alpha}\sqrt{\frac{2g\,H_1}{2\varphi - \varphi^2 + \frac{tg^2\,\alpha}{\sigma\,\varkappa^2 \sin^2\gamma}}}.$$

Damit wird die Nutzleistung des Rades nach Gl. 20)

$$L = \frac{1000\,Q}{g}\,\frac{(\varphi + \varepsilon\,\varphi - \varphi^2)\,.\,2g\,H_1}{2\varphi - \varphi^2 + \frac{tg^2\,\alpha}{\sigma\,\varkappa^2 \sin\gamma}}$$

Die minutliche Wassermenge nach Gl. 7)

$$Q = 2\pi\,\vartheta_0\, b_0\, i\, v_0 \sin\alpha.$$

Man sieht, je grösser φ wird, d. h. je mehr Umdrehungen das Rad in der Minute macht, desto kleiner wird die verbrauchte Wassermenge, was auch weiland *Rittinger*'s Versuche zeigen.

Beim Leerlauf ist die Nutzarbeit Null, also

$$\varphi(1 + \varepsilon - \varphi) = 0$$

und da φ nicht Null ist, wird

$$\varphi = 1 + \varepsilon = 1 + \frac{tg\,\alpha}{\varkappa\, tg\,\gamma}.$$

Ich begnüge mich, diese Beziehungen nur anzudeuten, es ist nicht schwierig, z. B. die Umdrehungszahl und den Wasserverbrauch beim Leerlaufe, freilich nur beiläufig, zu berechnen, weil die besonderen Werte von ζ und σ unbekannt sind. (Schluss folgt.)

J. E. Reinecker's Werkzeugmaschinen.

Von Prof. **Th. Pregél** in Chemnitz.

(Fortsetzung des Berichtes S. 151 d. Bd.)

Doppeltes, wagerechtes Ausbohrwerk für Kurbelstangenlager (Fig. 8, 8a und 9).

Das gleichzeitige Ausbohren der beiden Lager von Schub- und Kuppelstangen auf Sondermaschinen bietet zur Sicherstellung der parallelen Lage beider Bohrungen längst anerkannte Vorteile. Da nun das Trieb- und Schaltwerk auch bei einfachen Bohrwerken Anwendung findet, so ist in folgendem ein solches Ausbohrwerk vorgeführt.

Zwei stellbare Bohrwerke sind endseitig auf einer entsprechend langen Bettwange *a* mittels Skalenteilung und Teilscheibe an der Stellspindel in vorgeschriebenem Abstande einzurücken. An jedem Spindelstockkörper sind vorspringende Seitenarme *c* zur Aufstellung des übergreifenden Lagerböckchens für den Dorn der Bohrwelle vorhanden, auf welchem Arm auch die Reitstöcke *l m* sitzen, durch welche die Lage der geometrischen Längsachse des Werkstückes gesichert wird. Selbstverständlich erhalten diese Teile eine symmetrische, d. i. gegensätzliche Lage in den beiden Spindelstöcken.

Wegen Verschiebung der Spindelstöcke erfolgt der Antrieb von zwei Stufenscheiben *n* durch je eine zur Wangenkante parallel gelagerte Keilnutwelle mittels Schraubenräder *o*, von deren Welle mittels Räderwerke *p* das Spindelrohr *f* entweder unmittelbar, oder durch Vermittelung des Vorgeleges *q* und der Räder *r s* in langsamer Gangart bethätigt wird. Hierzu dienen sowohl die exzentrischen Lager der Zapfenachse, welche mit Handgriff gedreht werden, als auch die Kuppelungsschraube *p* in bekannter Ausführung zur Einstellung des vorbezeichneten Räderwerkes. Die Hohlspindel läuft mit kegelförmigen Kopfzapfen in fester Rotgussbüchse des Vorderlagers und in stellbarer Schlitzbüchse des konisch ausgebohrten Hinterlagers, während ein Kugelring den achsialen Spindeldruck auffängt. Zur Führung der Bohrwelle *h* sind ferner Rot-