

während der Ausströmung und am Ende des Kolbenhubes. Es ist nicht unmöglich, dass damit die von der unvollkommenen Abdichtung des Schiebers und Kolbens herührenden Verluste ebenfalls herabgemindert werden. Bei Anwendung von mit Frischdampf gespeisten Mänteln lässt sich die Temperatur der Innenwandung des Cylinders beinahe bis auf diejenige des der Maschine zuströmenden Kesseldampfes bringen und damit die Kondensation noch bedeutend weiter herabmindern. Wenn aber die in Betracht kommenden Einzelteile der Maschine, insbesondere die Schieber und ihre Gleitflächen eine höhere Temperatur annehmen, so vermindern sich auch die Verluste und zwar hauptsächlich die Wasserverluste, welche, wie schon angedeutet, die Dampfverluste bedeutend übersteigen.

Durch eine dünne Oelschicht vermindern sich die Temperaturschwankungen in der Tiefe der Metallwandung, doch wird die Kondensation dadurch nur wenig beeinflusst, es sei denn, dass die Oelschicht so dick ist, dass die Temperaturschwankungen in der Oberflächenschicht anwachsen.

Fassen wir die Ergebnisse der Versuche nochmals kurz zusammen, so steht jedenfalls fest, dass der Wärmeaustausch zwischen Wandungen und Dampf in erster Linie von der jeweiligen Temperatur der ersteren und dem Umfange der Kondensation des letzteren abhängig ist. Das in der Versuchsmaschine erreichte Maximum der Kondensation entspricht einem Gewichte von 23,74 kg Dampf pro Quadratmeter und Stunde für jeden Grad Temperaturunterschied zwischen Dampf und Wandung. Da nach den Versuchen weder die Kondensation noch die Wiederverdampfung von der Grösse der Dampfspannung abhängig sind, können ihre bezüglichen Werte nur aus den Temperaturveränderungen der Wandung, wenn die Maschine in Bewegung ist, abgeleitet werden. Die Kondensation ist durch die Temperatur der Wandung vollständig bestimmt; über-

schreitet letztere die Temperatur des Dampfes, so beginnt die Wiederverdampfung. Innerhalb dieser Periode wird aber in der Regel nicht sämtliches Wasser verdampft, sondern es bleibt ein Teil desselben mechanisch an den Wandungen haften. Andererseits zieht aber die Feuchtigkeit des Dampfes der Kondensation enge Grenzen, während eine Ueberhitzung desselben im umgekehrten Sinne wirkt. Man kann sonach schliessen, dass die Kondensation des Dampfes zunächst von der Beschaffenheit desselben abhängig ist; sie bleibt von der Geschwindigkeit unbeeinflusst und ändert sich nur wenig mit den Temperaturen des ein- und ausströmenden Dampfes.

Kennt man die Temperaturschwankungen des Dampfes, die Mitteltemperaturen der Wandung und die Abmessungen des schädlichen Raumes, so kann die Kondensation für jeden Punkt des Kolbenhubes berechnet und ferner auch der von Undichtheiten des Schiebers und Kolbens herührende Verlust ermittelt werden. Es ist zu wünschen, dass die an der eincylindrigen, einfach wirkenden, nicht ummäntelten und demzufolge höchst unökonomisch arbeitenden Dampfmaschine angestellten Versuche als Grundlage für weitere ähnliche Untersuchungen an ökonomischer arbeitenden Dampfmaschinen mit und ohne ummäntelten Cylinder und Deckel dienen — eine immerhin schwierige und verwickelte Aufgabe, die das volle Interesse und ein gründliches Studium aller auftretenden Erscheinungen erfordert.

Wir dürfen wohl annehmen, dass die vorstehende nur auszüglich wiedergegebene Abhandlung die Aufmerksamkeit eines jeden Ingenieurs, der sich mit der Konstruktion von Dampfmaschinen beschäftigt, sowie auch aller derjenigen verdient, denen die endgültige Lösung der Frage über die Wärmebewegungen in den Cylindern der Dampfmaschine am Herzen liegt.

Neue Theorie der Turbinen.

Von Emil Herrmann, Oberberggrat, Professor in Schemnitz.

Erschöpfend kann eine Theorie der Turbinen nur dann genannt werden, wenn sie uns in den Stand setzt, den hervorragenden Einfluss der Schaufelwinkel auf die Leistung und den Gang der Maschine ziffermässig nachzuweisen; dabei darf die Theorie von den Effektverlusten des Wassers in den Rädern nicht absehen, weil sonst die Resultate derselben von der Wirklichkeit zu sehr abweichen. Eine Theorie, welche diese Bedingung erfüllt, will ich im nachstehenden aufzustellen versuchen.

1. Die Bezeichnung.

Um die Verhältnisse zu fixieren, setze ich eine freigehende, um eine vertikale Achse sich drehende Turbine voraus, bei welcher der Eintrittsradius des Laufrades von dessen Austrittsradius verschieden ist.

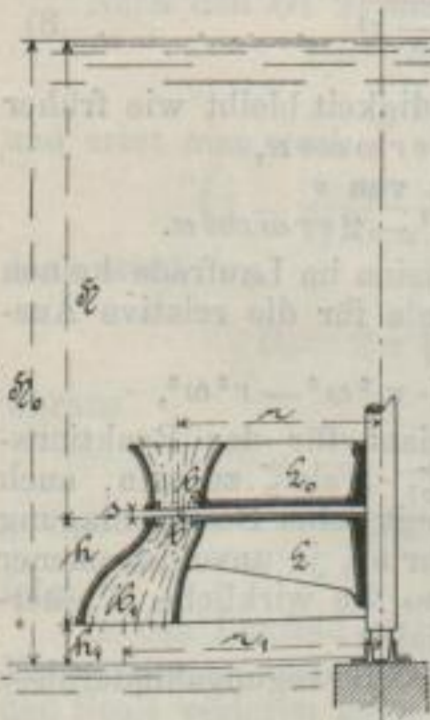


Fig. 1.

Es sei (in Fig. 1):
 H_0 das gesamte Gefälle, dies messen wir vom Wasserspiegel des Obergrabens bis zum Wasserspiegel des Untergrabens.

H die Tiefe des Turbinen-spaltes unter dem Wasserspiegel des Obergrabens.

h die Höhe des Laufrades.

h_1 das Freihängen, d. i. die Höhe der unteren Fläche des Laufrades über dem Unterwasserspiegel.

Demnach ist für die vorausgesetzte Anordnung

$$H_0 = H + h + h_1.$$

(L_0 in Fig. 1 das Leit- und L das Laufrad.)

r der Eintritts- und r_1 der Austrittshalbmesser.

Q_0 cbm die zu Gebote stehende Wassermenge per Sekunde.

$x Q_0 = Q$ cbm die sekundliche nutzbare, d. h. wirklich in das Laufrad gelangende Wassermenge.

n die Anzahl der minutlichen Umdrehungen und
 ω die Winkelgeschwindigkeit des Laufrades, somit

$$n = 9.55 \omega.$$

s die Breite des Spaltes.

b_0, b und b_1 die Breite des Leitrades bzw. des Laufrades an der Eintritts- und Austrittsstelle.

Zur Feststellung der Geschwindigkeiten nehme ich eine radiale Turbine an (Fig. 2).

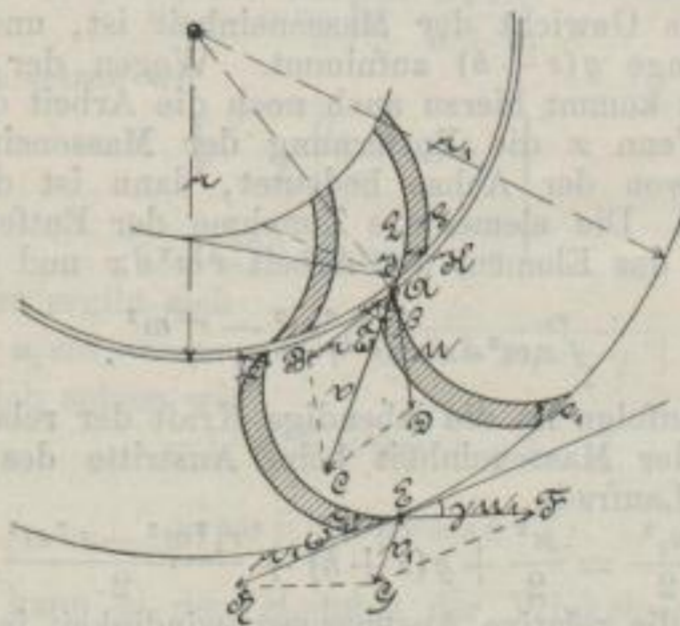


Fig. 2.

v_0, v und v_1 die absolute Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser das Leitrad verlässt bzw. in das Laufrad eintritt und dasselbe verlässt.

u und u_1 die relative Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser in das Laufrad tritt und dasselbe verlässt.

$r\omega$ und $r_1\omega$ die Umfangsgeschwindigkeit des Rades am Eintritts- und Austrittsumfange.

α der Winkel, welchen die Tangente an das Ende der