

beiden Zwillingsturbinen bei 4,25 m Gefälle und 175 Umdrehungen pro Minute 1875 Liter Wasser pro Sekunde verbrauchen und 85 PS leisten. Der Nutzeffekt jeder Zwillingsturbine soll bei voller bis dreiviertel Beaufschlagung 80 Proz. betragen.

### Bremsversuche.

Der Bremsapparat wurde auf die mit der Turbine gekuppelte Haupttransmissionswelle direkt aufgesetzt. Die Bremsanordnung war analog der auf S. 90 dargestellten. Die Länge des Bremshebels betrug 3,980 m, das reduzierte Hebelgewicht einschließlich des Gewichtes der Wagschale 81,5 kg (vor Beginn der Versuche 81 kg, nach Schluß derselben durch das aufgesogene Kühlwasser 82 kg, hieraus im Mittel 81,5 kg). Die minutliche Tourenzahl wurde mittels eines Schnäppers und der Uhr nach dem Gehör bestimmt.

Zur Ermittlung der von der Turbine abgegebenen Arbeit muß zur gebremsten Leistung noch die Lagerreibungsarbeit hinzu addiert werden, welche von der mitlaufenden Haupttransmissionswelle und dem Gewicht des Bremsapparates mit Zubehör verursacht wird. Das Kammzapfenlager der Turbinenwelle und ihre Stopfbüchse sollen dagegen als zur Turbine gehörig betrachtet und die hieraus entstehenden Verluste nicht in Anrechnung gebracht werden.

Zunächst wurde durch eine Reihe von sechs Versuchen mit steigender Belastung die vorteilhafteste Tourenzahl der Turbine zu etwa 173 bei 4,15 m Gefälle, übereinstimmend mit den Angaben der Fabrik, ermittelt. Die jetzt folgenden Bremsversuche wurden mit gleichzeitiger Wassermessung durchgeführt, jedoch konnte wegen Wassermangels nur mit einer Turbine ein Versuch bei 0,86 Öffnung, entsprechend einer Beaufschlagung von ungefähr 0,91, und ein zweiter Versuch mit voller Öffnung und Beaufschlagung vorgenommen werden. Ein Versuch mit dreiviertel Beaufschlagung ließ sich besonderer Umstände wegen nicht anstellen. Die zweite Turbine des Zwillingapparates wurde hierbei abgekuppelt und sorgfältig abgedichtet. Die Resultate der Bremsversuche und die gleichzeitig bestimmten minutlichen Tourenzahlen der Hauptwelle finden sich in der Tabelle I (S. 111) als Mittelwerte der Beobachtungen zusammengestellt. Man berechnet hieraus die Größe der gleichfalls in der Tabelle I angeführten gebremsten Pferdekräfte  $N_1$  in bekannter Weise nach der Formel (31) (s. S. 53)

$$N_1 = \frac{G \cdot l \cdot n}{716,2} \text{ PS,}$$

wobei bedeutet

- $N_1$  die gesuchte, gebremste Pferdekraft,
- $l$  die Länge des Bremshebels,
- $G$  den Wagedruck, d. h. Gewicht des Bremshebels, einschließlich der Wagschale, und Gewicht der Bremsbelastung,
- $n$  die Umdrehungszahl der Turbinenwelle pro Minute.

Die Werte für  $N_1$  bei voller bzw. 0,91 Beaufschlagung berechnen sich zu (Versuch 1):

$$N_1 = \frac{(81,5 + 25) \cdot 3,98 \cdot 181,6}{716,2}$$

$$= 107,47 \text{ PS,}$$

und (Versuch 2):

$$N_1 = \frac{(81,5 + 19) \cdot 3,98 \cdot 178}{716,2}$$

$$= 99,41 \text{ PS.}$$

Zur Ermittlung der effektiven Leistung  $N_e$  der Turbine müssen, wie schon oben bemerkt, zu diesen gebremsten Pferdekraften die durch Reibung entstandenen Verluste hinzu addiert werden. Da die Verluste des Kammzapfenlagers und der Stopfbüchse hierbei nicht berücksichtigt werden sollen, so ist nur die Reibungsarbeit der Welle und diejenige des Bremsapparates zu ermitteln. Diese Berechnung vereinfacht sich für den vorliegenden Fall bedeutend. Denn, da nur gleiche Lagerbohrungen in Frage kommen und die Reibung erzeugenden Kräfte sämtlich senkrecht nach abwärts wirken, so läßt sich die Summe aller in Betracht kommenden Verluste durch eine einzige Rechnungsoperation bestimmen. Diese gesamte Lagerreibungsarbeit sei mit  $N_r$  bezeichnet, dann ist die effektive Arbeit der Turbine

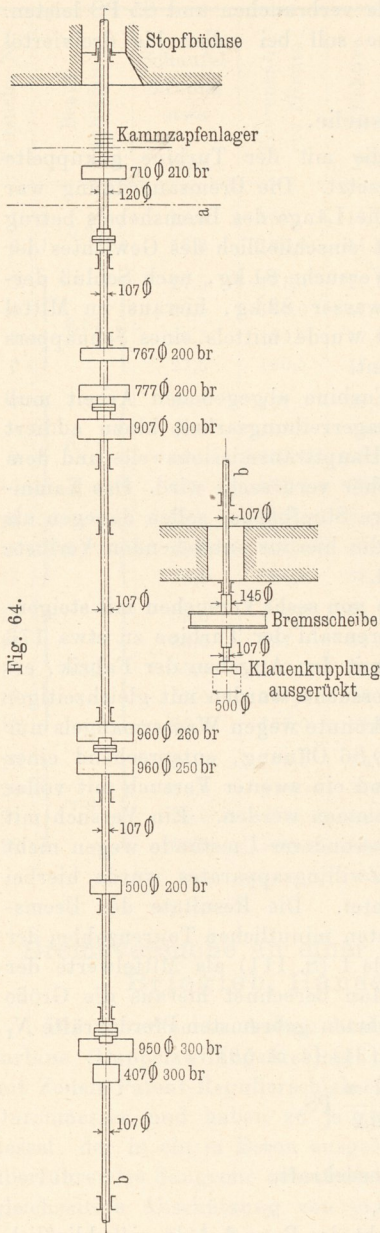
$$N_e = N_1 + N_r.$$

Es bedeuten nun:

$G_r$  das Gesamtgewicht der Welle, einschließlich Riemenscheiben, Kuppelungen, Bremsapparat mit Zubehör u. dgl. in Kilogramm.

$n$  die Tourenzahl der Welle pro Minute,

$\mu$  den Koeffizienten der Lagerreibung,



$D$  den Durchmesser der Welle in den Lagerstellen,

$P$  Wagschalenbelastung des Bremshebels,

so ist nach der Formel (39) auf S. 57:

$$N_r = \frac{(G_r + P) D \pi n \mu}{60 \cdot 75},$$

wobei in dem vorliegenden Beispiele

$$D = 107 \text{ mm},$$

$$\mu = 0,06,$$

$$n = 181,6 \text{ bzw. } 178 \text{ (bei Versuch 1, bzw. Versuch 2),}$$

$$G_r = 4160 \text{ kg.}$$

Die Wagschalenbelastung betrug 25 kg bzw. 19 kg (bei Versuch 1 bzw. Versuch 2). Die Gesamtanordnung der Welle usw. zeigt Fig. 64, S. 106.

Die zwei Wertangaben für  $n$  und  $G_r$  beziehen sich je auf die beiden Versuche mit 0,91 (Versuch 2) bzw. voller Beaufschlagung (Versuch 1).

Die Werte für  $N_r$  bei Versuch 1 bzw. Versuch 2 ergeben sich zu:

$$N_r = \frac{(4160 + 25) \cdot 0,107 \cdot 3,14 \cdot 181,6 \cdot 0,06}{60 \cdot 75} = 3,338 \text{ PS}$$

und

$$N_r = \frac{(4160 + 19) \cdot 0,107 \cdot 3,14 \cdot 178 \cdot 0,06}{60 \cdot 75} = 3,316 \text{ PS.}$$

Auch diese so berechneten Werte für  $N_1$  und  $N_e$  finden sich in der Tabelle I angeführt.

### Wassermessung.

Die Wassermessung wurde im Oberwasserkanal und zwar kurz vor dem Rechen, wo der Kanal durch ein Holzgerinne von genau rechteckigem Querschnitt und glatten Wänden gebildet wurde, mittels eines Woltmannschen Flügels mit elektrischer Zeichengebung nach je 50 Umdrehungen durchgeführt. Die Wassergeschwindigkeit  $v$  berechnet sich mit Hilfe dieses Flügels und nach den Angaben der Fabrikanten nach den Gleichungen [s. Formel (11), S. 13]:

$$v = \frac{23,23}{t}, \quad \text{für } t < 61,$$

$$v = 0,030 + \frac{21,4}{t}, \quad \text{für } t > 61,$$

worin  $t$  die Zeit in Sekunden vom Aufhören des einen Signales bis zum Aufhören des nächsten ist. Auf diese Weise wurde bei jedem Versuche an 18 verschiedenen Punkten des Profiles (s. Fig. 65, S. 108) und zwar in drei verschiedenen Höhenlagen an je 6 Punkten die Wassergeschwindigkeit bestimmt und aus diesen 18 Werten auf graphischem Wege die mittlere Profilgeschwindigkeit folgendermaßen gefunden.