

2. Die Verringerung des Wasserzuflusses kann durch Verengung der Leitschaufelkanäle mittels vertikaler Schieber erfolgen (s. Fig. 51).

3. Für außen-beaufschlagte Radialturbinen kommen mitunter drehbare Leitschaufeln in Anwendung, wie dies Skizze Fig. 52 darstellt. Die Drehung der Schaufeln bedingt eine Verengung bzw. Erweiterung der Kanäle; allerdings wird hierbei die Richtung des Wasserstrahles in dem Leitrade geändert, was die notwendige Folge hat, daß der Übergang vom Leitrade zum Laufrade nicht in jeder Lage stoßfrei erfolgt.

Bremsversuch an der Turbine der elektrischen Kraftübertragungsanlage in Königsbronn ¹⁾.

Die Anlage Königsbronn dient dazu, die Wasserkraft der Brenzquelle auszunutzen und über eine Entfernung von 500 m auf elektrischem Wege zu übertragen und alsdann zum Betriebe einer Dreherei des Königlichen Hüttenamtes Königsbronn zu verwenden. Die Anlage wurde im Jahre 1890 ausgeführt, kann somit unter die ersten ausgeführten elektrischen Arbeitsübertragungen gerechnet werden.

Die Turbinenanlage wurde von der Firma J. M. Voith in Heidenheim, die elektrische Anlage von der Maschinenfabrik Eßlingen, welche die gesamte Lieferung als Generalunternehmerin ausführte, erbaut.

Die elektrische Kraftübertragung erfolgt durch eine Primärdynamo für eine Kraftaufnahme von 36 Pferdestärken und eine Sekundärdynamo (Motor), sowie eine Übertragungsleitung aus je zwei oberirdisch verlegten Kabeln von je 36,5 qmm Gesamtquerschnitt. Die Dynamos sind Innenpolmaschinen mit Serienwicklung für normal 670 Umdrehungen pro Minute. Die Übertragung erfolgt mit einer Spannung von 600 Volt an den Klemmen der Primärmaschine.

Die zum Antrieb der Primärdynamo dienende Francis-Turbine ist eine radiale außen-beaufschlagte Reaktionsturbine mit Saugrohr. Sie ist für eine sekundliche Wassermenge von 1,2 cbm, ein Gefälle von 3,7 m und eine Umdrehungszahl von 63 pro Minute gebaut; die Regulierung des Wasserzuflusses geschieht durch drehbare Leitschaufeln nach Fink.

Im Vertrage wurden folgende Nutzeffekte zugesichert:

„Von der Wasserkraft der Brenzquelle werden abgegeben bei der mittleren Wassermenge von 0,9 cbm/sec:

an die senkrechte Turbinenwelle	75,0 Proz.
an die Primärdynamo	$75 \times 0,95 = \text{rd. } 71,0$ „
an die Sekundärdynamo	$75 \times 0,95 \times 0,77 = \text{rd. } 54,5$ „
an die Drehereitransmission	$75 \times 0,95 \times 0,77 \times 0,95 = \text{rd. } 51,5$ „

¹⁾ Vgl. „Zeitschr. d. Vereins deutsch. Ingen.“ 1891, S. 810 und den Aufsatz von Pfarr, ebendasselbst 1892, S. 797.

Bei größerer oder kleinerer Wassermenge, d. h. bei voller oder halber Beaufschlagung der Turbine, fällt dieser Nutzeffekt um nicht mehr als 7 Proz.

Die Maschinenfabrik Eßlingen garantiert bei gleichbleibender Umdrehungszahl der Primärdynamo einen gleichmäßigen Gang der Sekundärdynamo und bei maximalem Belastungsunterschiede höchstens Schwankungen von 1 bis 2 Proz. in der Umdrehungszahl.

Als Ergänzung zu den obigen Garantieziffern werden von der Firma J. M. Voith folgende Garantien geleistet:

- | | | |
|---|-------------------------|----------|
| 1. bei Vollbeaufschlagung . . . | 70 Proz. Nutzeffekt und | 41,4 PS; |
| 2. bei $\frac{3}{4}$ Vollbeaufschlagung . . . | 75 " " " | 33,3 PS; |
| 3. bei $\frac{1}{2}$ Vollbeaufschlagung . . . | 70 " " " | 20,7 PS. |

Die zweite Garantie (für 0,9 cbm bei 3,7 m Gefälle) deckt sich mit der Forderung des Vertrages; es gilt hierbei die Beziehung

$$\frac{0,9 \cdot 3,7 \cdot 1000 \cdot 0,75}{75} = 33,3 \text{ PS.}$$

Die Bremsversuche.

Die Turbine treibt durch ein konisches Räderpaar mit der Übersetzung 1:3 ins Rasche eine Vorgelegewelle und von dieser aus mittels Riemenübertragung die Dynamomaschine an. An Stelle der Riemenscheibe wurde die Bremsscheibe aufgesetzt. Zur Belastung der Bremse kam eine Dezimalwaage in Anwendung. Um die Empfindlichkeit und die Regulierfähigkeit der Bremse möglichst zu erhöhen, wurde eine Vorrichtung ähnlich der durch Fig. 42 dargestellten verwandt. Die Kühlung der Bremsscheibe erfolgte durch Wasser; dasselbe floß aus einem höher stehenden Fasse durch einen Schlauch dem Einführungstrichter zu und zwar unter konstanter Druckhöhe, indem ständig von Hand so viel Wasser gepumpt wurde, daß eine kleine Menge überfloß. Auf diese Weise konnte jeder Beharrungszustand rasch erreicht und leicht eingehalten werden. Die Messung der Reibungsverluste erfolgte in der auf S. 53 u. f. angegebenen Weise. Im einzelnen wurden folgende Werte ermittelt:

a) Die Reibungsarbeit N_2 , bedingt durch die Gewichte von Vorgelegewelle, konischem Triebe und Bremsscheibe, ist nach der auf S. 54 u. f. behandelten Weise experimentell bestimmt. Hierbei wurden in vier Stellungen der Bremsscheibe die Gewichtswerte 7,9, 7,7, 7,0 und 7,3 gemessen und hieraus der Mittelwert $\gamma = 7,475 \text{ kg}$ gebildet. Unter Berücksichtigung des Hebels h , an dem das Gewicht angreift, ergab sich entsprechend ein Moment von $7,475 \cdot 0,502 = 3,75 \text{ mkg}$.

Formel (33) nimmt mit Einsetzung der Werte die Form an:

$$N_2 = \frac{\gamma \cdot h \cdot \pi \cdot n}{60 \cdot 75} = \frac{3,75 \cdot n}{716,2} = 0,0052 \cdot n.$$