

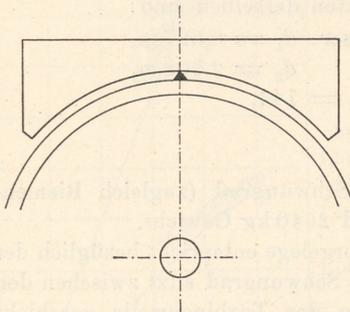
Lager-, Zahn- und Lufttreibungsarbeit ermittelt und zu der gebremsten Leistung addiert werden (vgl. S. 52 u. f.).

Die Bremsvorrichtung entsprach der auf S. 57 beschriebenen und durch Fig. 42 (S. 58) dargestellten Anordnung. Der Hebel des Pronyschen Zaumes stützte sich demnach auf eine Dezimalwaage und war die verwandte Bremse selbst ein besonders empfindlicher, leicht zu bedienender Apparat. Die Bremscheibe von 1250 mm Durchmesser wurde neben dem Schwungrade, also zwischen den Lagern (D_2) und (D_3) (s. Fig. 40, S. 55) aufgesetzt.

Die Waage wurde so hoch aufgestellt, daß der Bremsbalken genau horizontal gerichtet war.

Sowohl die Bremshebellänge als auch den toten Druck der Bremse auf die Waage bestimmte man vor und nach den Versuchen; die Mittelwerte derselben legte man der Rechnung zugrunde. Betreffs Er-

Fig. 57.



mittlung der letzteren Größe sei noch folgendes bemerkt. Der Bremsbalken wurde über der Welle etwas angehoben und mittels eines Dreieckseisens senkrecht über dem Wellenmittel unterstützt, wie Fig. 57 zeigt; hierdurch erzielte man eine reibungslose Lagerung der Bremse in der Vertikalen durch die Wellenmitte. Nachdem das freie Ende des Balkens um ein gleiches Stück wie die Bremse durch entsprechende Unterlagen gehoben war, konnte

der tote Druck der Bremse auf die Waage bestimmt werden.

Die Bremscheibe wurde durch Wasser gekühlt; dasselbe floß aus einem höher stehenden Fasse durch einen Schlauch in den Einführungstrichter unter konstanter Druckhöhe, was man in der gleichen Weise erzielte, wie im Beispiele S. 74 beschrieben. Hierdurch wird ein ruhiges und sicheres Arbeiten der Bremse bedeutend gefördert.

Berechnung der absoluten und gebremsten Pferdekräfte, sowie der Nutzeffekte.

Es bezeichne l die Länge des Bremshebels in Meter; dieselbe wurde im Mittel zu 3,024 m bestimmt;

G den Wagedruck in Kilogramm abzüglich des Bremshebelgewichtes, welches 80 kg betrug;

und n die minutliche Umdrehungszahl der Vorgelegewelle, so besteht [nach Formel (31), S. 53] für die Bremspferde die Beziehung:

$$N_1 = \frac{G \cdot l \cdot n}{716,5} = 0,00422 G \cdot n \text{ Pferdestärken.}$$

Aus den jeweilig gefundenen Werten für G und n ergeben sich die in der Tabelle eingeschriebenen Zahlen für N_1 .

Aus den einzelnen Berechnungen für N_2 bis N_5 sub a) bis d) und den Werten für N_1 ergeben sich sodann die Werte für N_e . Die absoluten Pferdestärken resultieren aus der gefundenen Wassermenge V und der Beziehung [s. Formel (7), S. 27 und (2), S. 39]:

$$N_a = \frac{V \cdot z' \cdot \gamma \cdot 1000}{75}$$

Der Nutzeffekt der Anlage bzw. der Turbine ist aus der Relation $\eta = \frac{N_e}{N_a}$ [s. Formel (8), S. 34 und s. S. 51] zu ermitteln.

Die einzelnen berechneten Werte finden sich in Tabelle II zusammengestellt.

Bestimmung der Verluste durch Reibung.

Die Berechnung der Reibungsarbeiten geschah im einzelnen wie folgt:

a) Bestimmung des Lagerreibungsverlustes N_2 durch das Gewicht der Vorgelegewelle und Zubehör. — Es betrug

das Gewicht der Vorgelegewelle	512 kg
" " " Bremsscheibe	943 "
" " des konischen Triebes	363 "
" " " Schwungrades	2640 "
<hr style="width: 100%;"/>	
Zusammen $g_s = 4458$ kg	

Die Lagerzapfen der Vorgelegewelle hatten die Durchmesser $D_1 = 0,120$ m, $D_2 = 0,140$ m, $D_3 = 0,120$ m, woraus sich ein mittlerer Zapfendurchmesser von $D_m = 0,126$ m ergibt. Der Zapfenreibungskoeffizient konnte für die verwendeten Ringschmierlager mit beweglichen Weißmetallscheiben zu $\mu = \frac{1}{40}$ angenommen werden. Mit diesen Werten erhält man [nach Formel (32), S. 53] eine Lagerreibungsarbeit von

$$N_2 = g_s \cdot \mu \cdot \frac{D_m \cdot \pi \cdot n}{60 \cdot 76} = 4458 \cdot \frac{1}{40} \cdot \frac{0,126 \cdot \pi \cdot n}{60 \cdot 75} = \sim 0,01 \cdot n$$

b) Die Zahnreibungsarbeit N_3 wird auf Grund der konstruktiven Daten der Zahnräder (s. S. 54) ermittelt; sie ist proportional der zu übertragenden Leistung ($N_1 + N_2$). Der Reibungskoeffizient μ_1 werde gleich 0,075 gesetzt in Anbetracht der genauen Herstellung der Räder. Die Größe x der Formel (34 b), S. 54 berechnet sich zu 0,141. Demnach ist

$$N_3 = \mu_1 \cdot x \cdot (N_1 + N_2) = 0,075 \cdot 0,141 \cdot (N_1 + N_2)$$

oder

$$N_3 = 0,0105 \cdot (N_1 + N_2) = \sim 0,01 (N_1 + N_2)$$

c) Die Reibungsarbeit N_4 im Turbinenhalslager und in den Lagern der Vorgelegewelle infolge des Zahndruckes ergibt sich nach Formel (38 b), S. 55

$$N_4 = \mu \cdot (N_1 + N_2 + N_3) \cdot \frac{n \cdot D_{1.2} + n' \cdot D_4}{d_1 \cdot n}$$

Die einzusetzenden Werte sind hierbei:

mittlerer Zapfendurchmesser der Lager 1 und 2 . . . $D_{1,2} = 0,130$ m
 Halszapfendurchmesser $D_4 = 0,275$ „
 Durchmesser des kleinen Rades $d_1 = 0,627$ „

$$\mu = \frac{1}{40} \quad n' = \frac{1}{4} \cdot n$$

Daher

$$N_4 = \frac{1}{40} \cdot (N_1 + N_2 + N_3) \cdot \frac{0,130 + \frac{0,275}{4}}{0,627}$$

oder

$$N_4 = 0,00793 \cdot (N_1 + N_2 + N_3).$$

Setzt man noch für N_3 den unter b) (S. 87) gefundenen Wert ein, so wird

$$N_4 = 0,00793 \cdot 1,01 (N_1 + N_2) = 0,00801 (N_1 + N_2).$$

d) Aus analogen Versuchen konnte man den Wert für die Luftreibungsarbeit bei einer Tourenzahl von 130 pro Minute zu etwa 1,7 PS annehmen. Um sich des Vorwurfes, zu günstig gerechnet zu haben, zu beheben, wurde die Luftreibungsarbeit mit nur $N_5 = 0,8$ PS in Rechnung gesetzt. — Die Summe der Verluste unter a) bis d) ergibt sich somit aus den Werten $N_2 + N_3 + N_4 + N_5$ und die Gesamtleistung der Turbine ist

$$N_e = N_1 + N_2 + 0,01 (N_1 + N_2) + 0,00801 (N_1 + N_2) + 0,8 \text{ PS} = 1,01801 (N_1 + N_2) + 0,8 \text{ PS}.$$

Wassermessung.

Die Wassermessung erfolgte im Oberwassergerinne mittels des Woltmannschen¹⁾ Flügels mit elektrischer Zeichengebung (s. S. 12 u. 13). Die Gleichung für den Flügel war von der hydrometrischen Prüfungsanstalt an der Technischen Hochschule in München festgelegt. Das Meßprofil war von rechteckigem Querschnitt mit glatt zementierten Wänden. Die Seitenwände des Profils waren senkrecht. Die lichte Weite betrug 3,30 m.

Die Wassergeschwindigkeit wurde nach der Teichmannschen Methode in acht Punkten des Meßprofils (s. S. 7 u. f.) bestimmt. Für jeden Punkt wurden Beobachtungen bei 50 und 250 Umdrehungen des Flügels angestellt.

Zur Bestimmung der Wassertiefe wurde die Entfernung der Oberkante des Kanals und die Kanalsohle festgestellt; dieselbe betrug im Mittel 2,038 m. Durch Messung wurde die Entfernung h_m von Kanaloberkante bis zum Oberwasserspiegel ermittelt, so daß sich die Wassertiefe zu

$$2,038 - h_m$$

¹⁾ Die Woltmannsche Flügelmessung konnte hier mit Vorteil angewandt werden, da der Kanal einen regelmäßigen einfachen Querschnitt hatte und somit möglichst gleiche Geschwindigkeit der parallel liegenden Wasserfäden bestand.

berechnet, wobei die Höhe h_m als Mittelwert einer Anzahl — etwa alle zwei Minuten — erfolgter Beobachtungen eingesetzt wurde.

Für jede Wassermessung wurde eine Tabelle (s. S. 90) aufgestellt, aus welcher die mittlere Wassergeschwindigkeit v sich in bekannter

Weise als $v = \frac{v_1 + v_2 + \dots}{n}$ [s. S. 8, Formel (6)] ergab; hier bedeutet

n die Anzahl der Messungen. Die Wassermenge resultierte somit [s. S. 4, Formel (12)] aus

$$V = 3,3 (2,038 - h_m) \cdot v \text{ cbm/sec.}$$

Gefällebestimmung.

Durch gegenseitige Einnivellierung eines T-Eisens des Podiums direkt vor der Einlaßfalle und eines T-Eisens am Turbinenhaus direkt über dem Auslaufe wurde der Höhenabstand zu 1,224 m ermittelt. Die Tiefe des Ober- bzw. des Unterwasserspiegels unter dem T-Eisen sei zu H_o bzw. H_u durch Pegelbeobachtung ermittelt, so ist das Gefälle $z = 1,224 - H_o + H_u$ (s. S. 19 u. 20).

Die Messungen des Nutzgefälles erfolgten während der ganzen Versuchszeit alle zwei Minuten.

Versuchsergebnisse.

Bei der Wassermessung, Pegelbeobachtung und Bremsung waren mehrere Beobachter — mit gleichgerichteten Uhren behufs Zeitangabe der Notierungen — tätig. — Die Versuchsergebnisse der Wassermessung sind in Tabelle I (S. 90) und der absoluten Pferdestärken, Nutzeffekte usw. bei 25,50 und 80 mm Leitschaukelöffnung in Tabelle II (S. 91) zusammengestellt. — Die Versuche mußten bei geringerem Gefälle als normal durchgeführt werden, da der Untergraben noch nicht entsprechend erweitert war und sich das Wasser somit stark aufstaute; demzufolge wurde auch die Tourenzahl der Turbine herabgemindert, um entsprechende normale Betriebsverhältnisse für die Turbine zu erzielen. Bei 2 m Gefälle soll die Turbine 35,5 Touren machen; es war somit die Tourenzahl proportional den Quadratwurzeln aus den Gefällen verringert worden, d. h. bei 1,434 m ist die normale Tourenzahl

$$n = 35,5 \cdot \sqrt{\frac{1,434}{2}} = 30,$$

entsprechend $4 \cdot 30 = 120$ Touren an der Vorgelegewelle.

Da das Wasser mit großem Gefälle zufließ, so mußte mit einer schweren Leerschütze die Höhe des Oberwasserspiegels fortwährend reguliert werden, um eine Überflutung zu vermeiden; es mußten somit häufige Beobachtungen angestellt werden, um sichere Mittelwerte für Gefälle und Tourenzahl zu erhalten, da beide Größen Schwankungen unterlegen waren. Beim Vergleich — bezüglich der Berechnung des

Tabelle I.
Wassermessung.

Versuch I			Versuch II			Versuch III		
Profilpunkt	Ableseung der Sekunden für 50 bis 250 Flügel-umdrehungen	Flügel-umdrehungen pro Sekunde	Profilpunkt	Ableseung der Sekunden für 50 bis 250 Flügel-umdrehungen	Flügel-umdrehungen pro Sekunde	Profilpunkt	Ableseung der Sekunden für 50 bis 250 Flügel-umdrehungen	Flügel-umdrehungen pro Sekunde
1 oben	—	0,747	1 oben	38,0	1,224	1 oben	26,5	1,845
	68,0			80,0			53,0	
1 unten	129,0	1,030	1 unten	119,0	2,330	1 unten	81,0	3,470
	201,0			169,0			110,0	
2 unten	—	1,485	2 unten	22,0	2,810	2 unten	14,5	3,760
	47,0			36,0			26,5	
2 unten	96,5	0,865	2 oben	54,0	2,360	2 oben	40,0	3,210
	147,5			71,5			54,0	
3 oben	—	1,410	3 oben	21,5	3,125	3 oben	14,5	3,980
	33,0			42,0			29,0	
3 unten	68,0	1,800	3 unten	63,0	3,280	3 unten	44,5	4,420
	101,0			80,0			62,0	
4 unten	—	1,990	4 unten	15,5	3,380	4 unten	11,5	4,770
	51,7			14,5			10,5	
4 oben	110,0	2,030	4 oben	30,5	3,360	4 oben	21,5	4,550
	173,5			29,0			21,0	
4 unten	—	—	—	44,5	—	—	31,5	—
	—			58,5			42,0	
4 unten	25,0	—	—	74,0	—	—	52,5	—
	51,0			14,5			11,0	
4 oben	75,5	—	—	14,5	—	—	11,0	—
	—			29,5			21,5	
4 oben	24,5	—	—	44,0	—	—	33,0	—
	49,0			59,0			44,0	
4 oben	74,0	—	—	74,5	—	—	55,0	—
	—			—			—	

Tabelle II.

Versuch u. Wasser- messung Nr.	Min.	Leitschäufel- öffnung in mm	Wagedruck in kg	Minutielle Umdrehungen des Vorgelege	N_1 (Bremsleistung)	N_e	H_0 m	H_u m	Gefälle $z = 1,224 - H_0 + H_u$	Mittl. Wassertiefe $2,038 - h_m$	Mittlere Wasser- geschwindigkeit im Messquerschnitt in m	Wassermenge V in cbm	Absolute Pferde- stärken $V \cdot z \cdot \gamma \cdot 1000$ $N_a = \frac{\quad}{75}$	Nutzeffekt der Turbine	Gesamtnutzeffekt der Anlage	Beaufschlagung
I			60	132	32,6	35,3	0,355	0,855	1,704	1,688	0,3508	1,956	44,4	79,5	73,4	0,38
		129		0,342			0,843									
		130		0,350			0,835									
		127		0,362			0,800									
		128		0,350			0,830									
		127		0,345			0,820									
	128	0,356	0,815													
				—			0,332	0,840								
im Mittel				128,7			0,349	0,8297				1,956	44,4	79,5	73,4	0,38
II			110	134	62,1	65,4	0,390	0,780	1,618	1,641	0,6478	3,510	75,7	86,0	82,0	0,72
		136		0,365			0,750									
		132		0,380			0,755									
		134		0,380			0,755									
		133		0,385			0,772									
		133		0,390			0,815									
	—	0,410	0,824													
				—			0,430	0,830								
				—			0,440	0,836								
im Mittel				133,7			0,3966	0,7908				3,510	75,7	86,0	82,0	0,72
III			140	124	71,3	74,55	0,395	0,607	1,434	1,644	0,8775	4,750	91,0	82,0	78,4	voll
		119		0,382			0,604									
		120		0,405			0,605									
		121		0,397			0,600									
		118		0,385			0,600									
		121		0,388			0,604									
				—			0,403	0,605								
im Mittel				120,5			0,3936	0,6036				4,750	91,0	82,0	78,4	voll

Beaufschlagungsgrades der Turbine — mußten die Wassermengen auf gleiches Gefälle reduziert werden, wobei die Schluckfähigkeit proportional den Quadratwurzeln aus den Gefällen ist.

Bei Versuch III mit einem Gefälle von 1,434 m verarbeitet die Turbine voll beaufschlagt 4,750 cbm, während sie bei Versuch II mit 1,618 m Gefälle bei 50 mm Schaufelöffnung 3,510 cbm und bei voller Beaufschlagung $V = 4,750 \sqrt{\frac{1,618}{1,434}} = 5,050$ cbm schlucken würde; die Beaufschlagung bei Versuch II beträgt somit $\frac{3,510}{5,050} = 0,7$.

Für die Turbine war bei 2 m Gefälle eine Maximalleistung von 109 PS garantiert. Der Nutzeffekt bei diesem Gefälle und bei 1,434 m Gefälle bleibt der gleiche, doch ist die benötigte Wassermenge eine größere; dieselbe berechnet sich zu:

$$V = 4,750 \cdot \sqrt{\frac{2}{1,434}} = 5,5 \text{ cbm.}$$

Der Nutzeffekt der Turbine bzw. der Gesamtnutzeffekt der Anlage beträgt laut den auf S. 91 tabellarisch zusammengestellten Messungs- und Rechnungsergebnissen (Tabelle II) 82,0 bzw. 78,4 Proz. Es resultiert somit eine Leistung an der Turbinenwelle von

$$\frac{5,5 \cdot 2 \cdot 1000 \cdot 82}{75 \cdot 100} = 120 \text{ PS}$$

und eine Nutzarbeit von

$$\frac{5,5 \cdot 2 \cdot 1000 \cdot 78,4}{75 \cdot 100} = 115 \text{ PS.}$$

Die Messungswerte und Berechnungen, sowie Resultate über die Wassermenge und Bremsung sind aus Tabelle I u. II (S. 90 u. 91) zu ersehen.

Die für die Rechnung eingesetzten Reibungskoeffizienten sind niedrig und die Bremsung selbst, wie ersichtlich, genau durchgeführt. Die Nutzeffekte der Turbine ergaben sich zu (s. auch Tabelle II, S. 91):

79,5 Proz. bei 25 mm Schaufelöffnung oder ganzer Beaufschlagung.

86,0 " " 50 " " " " " "

82,0 " " 80 " " " " " "

Aus den einzelnen Berechnungen und Tabellenwerten geht somit hervor, daß die von der Firma J. M. Voith geleisteten Garantien bei weitem erfüllt sind.

Aus dem Versuch III (Tabelle I, S. 90) ergaben sich:

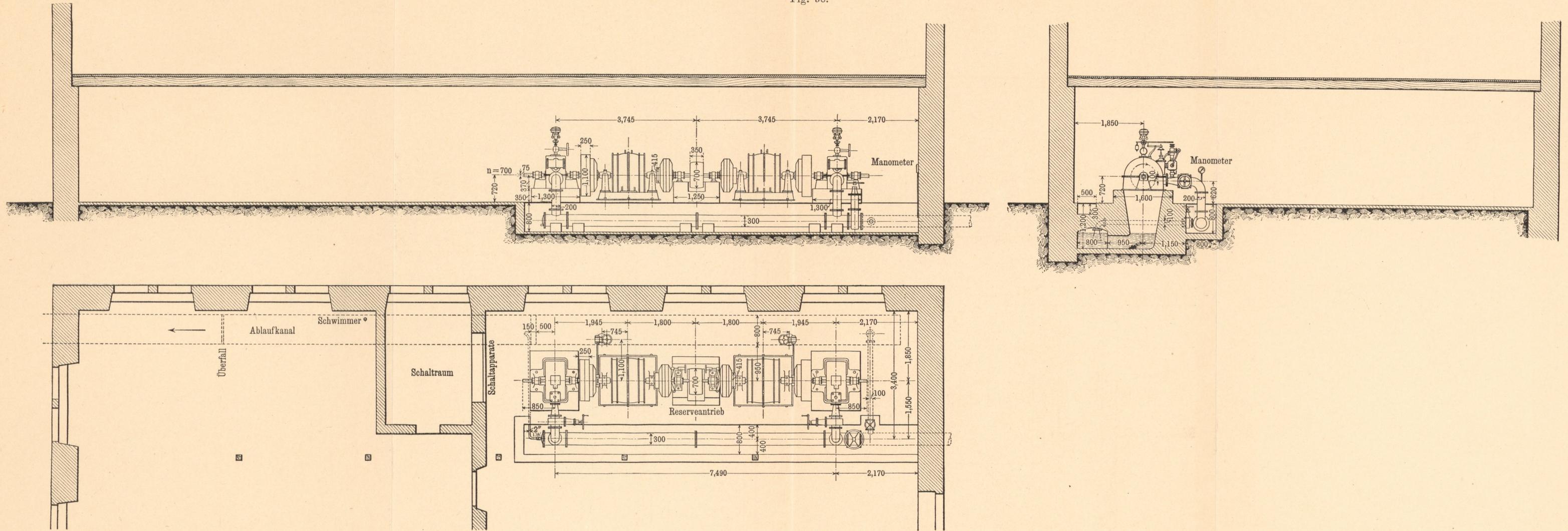
die mittlere Anzahl der Flügelumdrehungen pro Sek. zu $\frac{30,005}{8} = 3,7506$,

somit die mittlere Wassergeschwindigkeit [s. Formel (10), S. 13] zu

$$v_{III} = 0,33 + 0,226 \cdot 3,7506 = 0,8776,$$

die mittlere Wassertiefe zu 1,644 m.

Fig. 58.



Hieraus resultiert eine Wassermenge [s. Formel (12), S. 14]:

$$V_{\text{III}} = 3,3 \cdot 1,644 \cdot 0,8776 = 4,750 \text{ cbm.}$$

In analoger Weise erhielt man aus Versuchen II und I (S. 90) für die mittlere Anzahl der Flügelumdrehungen pro Sekunde:

$$\frac{21,869}{8} = 2,7336 \quad \text{bzw.} \quad \frac{11,357}{8} = 1,4196,$$

sowie für

$$v_{\text{II}} = 0,03 + 0,226 \cdot 2,7336 = 0,6478 \text{ m} \quad \text{und}$$

$$v_{\text{I}} = 0,03 + 0,226 \cdot 1,4195 = 0,3508 \text{ m} \quad [\text{s. Formel (10), S. 13},$$

$$\text{mittlere Wassertiefe} \quad . \quad . \quad . \quad 1,641 \text{ m} \quad \text{und} \quad 1,688 \text{ m}$$

und

$$V_{\text{II}} = 3,3 \cdot 1,641 \cdot 0,6478 = 3,510 \text{ cbm} \quad \text{und}$$

$$V_{\text{I}} = 3,3 \cdot 1,688 \cdot 0,3508 = 1,956 \text{ cbm} \quad [\text{s. Formel (12), S. 14}].$$

Bremsversuche an der Turbinenanlage des Elektrizitätswerkes Grabs (Schweiz).

(Turbinen der Aktiengesellschaft vorm. J. J. Rieter & Cie., Winterthur.)

Die wichtigsten Daten der Anlage.

Die hydraulische Anlage des Elektrizitätswerkes Grabs besteht aus zwei Hochdruckturbinen mit horizontaler Achse (System Pelton). Dieselben sind im unteren Teile des Laufrades durch einen Leitapparat von nur einer regulierbaren Zelle beaufschlagt. Die Turbinen nutzen ein außerordentlich hohes Gefälle von 220 m bei einer normalen Wassermenge von 0,052 cbm pro Sekunde aus. Das Wasser wird den Maschinen durch eine Rohrleitung zugeführt. Entsprechend dem hohen Gefälle und der verhältnismäßig kleinen Wassermenge, insbesondere aber mit Rücksicht auf den Antrieb der Stromerzeuger, wurde für die Turbinen eine Umdrehungszahl von 700 pro Minute gewählt. Die effektive Leistung der Turbinen ist je 110 PS.

Die Laufräder, sogenannte Löffelräder, haben einen äußeren Durchmesser von 850 mm; die Turbinen sind demnach sehr kompensiös gebaut. Die Beaufschlagung wird durch einen Zungenschieber, der eine Verengung der Leitradzelle ermöglicht, geregelt. (Die Gesamtanlage zeigt Fig. 58.)

Die Regulierung erfolgt durch einen Präzisionsregulator mit hydraulischer Wirkung, indem die Verstellung des Schiebers mittels Druckwasser erfolgt (vgl. S. 64 u. f.); dasselbe wird vor dem Absperrschieber der Hauptleitung entnommen und, bevor es in den Druckzylinder gelangt, durch ein Filter gereinigt. Die Regulierung erfolgt derart, daß das durch ein Federpendel beeinflusste Verteilungsventil den Wasserdruck in dem Steuerzylinder ändert; der Zylinderkolben, auf welchen

der Druck einwirkt, ist mit dem Zungenschieber verbunden und schließt bei zunehmendem Drucke und zunehmender Tourenzahl, öffnet dagegen bei vermindertem Drucke, entsprechend einer Tourenverringernng.

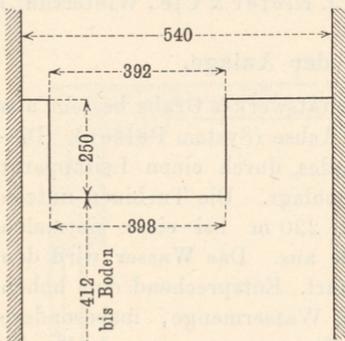
Versuchsordnung.

Die Bremsung erfolgte mittels eines Pronyschen Zaumes; derselbe wurde auf dem freien Wellenende der Turbine angebracht. Der Bremshebel drückte auf eine empfindliche Dezimalwage. Die Länge des Hebels wurde vor und nach den Versuchen gemessen; sie betrug im Mittel 1,8 m. Die Belastung der Wage durch das Bremshebelgewicht ermittelte man ebenfalls am Anfang und am Ende der Versuche und führte den Mittelwert in die Rechnung ein.

Die Tourenzahl der Turbine wurde mittels eines Tachometers gemessen, und die Angaben desselben durch einen besonderen Vergleichsversuch mit einem Handtoureuzähler auf ihre Richtigkeit geprüft.

Die Wassermessung erfolgte an einem Überfalle mit Seitenkontraktion, welcher im Unterwassergraben eingebaut war. Zur

Fig. 59.



Messung der Überfallhöhe h diente ein Schwimmer in einer Entfernung von 4 m oberhalb der Überfallkante. Die Maße des Überfalles kontrollierte man unmittelbar vor dem Versuche und sind dieselben aus Fig. 59 zu ersehen. Bezeichnet b die Breite des Überfalles, so lautet die Formel (14 b), S. 15, welche zur Bestimmung der Wassermenge V angewandt wurde:

$$V = \frac{2}{3} \cdot \mu \cdot b \cdot h \cdot \sqrt{2gh},$$

wobei für den Koeffizienten $\frac{2}{3} \cdot \mu = \mu'$ je nach der Überfallhöhe h die Werte

0,407 bis 0,420 gesetzt wurden¹⁾. Eine besondere Messung ergab, daß das pro Sekunde verbrauchte Kühl- und Schmierwasser für die Bremse 0,0004 cbm, d. h. 0,4 Liter, betrug. Dasselbe kam jeweils von der Überfallwassermenge in Abzug.

Die Gefällsmessung erfolgte, wie dies bei solch hohen Gefällen mit Rohrzuführung üblich ist, mittels Manometers unmittelbar an der Turbine. Dem gemessenen Manometerdruck entspricht jeweils eine bestimmte Wassersäule von der Höhe, um welche der Oberwasserspiegel über der Maßstelle liegt. Allerdings wird hierbei nicht berücksichtigt, daß in der Rohrleitung Druck- bzw. Gefällsverluste durch die Reibung des Wassers während der Bewegung auftreten. Bei Außerachtlassung dieser Verluste, die eigentlich noch im Bereiche der maschinellen Anlage

¹⁾ Vgl. Wassermessung, S. 15 u. 16.

liegen, wird naturgemäß ein kleineres Gefälle berechnet, als es tatsächlich vorhanden ist. Auch sei erwähnt, daß das Gefälle von der Turbine bzw. dem Manometer aus bis zum Unterwasserspiegel bei obiger Messung vernachlässigt wird. Indes spielt dieser Wert gegenüber dem Gesamtgefälle keine große Rolle. — Die Angaben des Manometers wurden durch eine nachträglich vorgenommene Eichung kontrolliert und entsprechend korrigiert.

Was die Reibungsverluste anbelangt, so war schon im Vertrage betreffend Garantieziffern die Bestimmung getroffen, daß die Reibungsverluste infolge des Gewichtes der Bremse, der Schwungräder und des auf der Turbinenwelle sitzenden Generatorankers in Abzug zu bringen seien. Der Berechnung derselben wurde ein Lagerreibungskoeffizient von 0,08 zugrunde gelegt¹⁾. Außerdem wurde die Leergangsarbeit des Generators ohne Erregung der Turbine zugute gerechnet; dieselbe betrug, laut Angabe der Maschinenfabrik Oerlikon, etwa 3200 Watt oder 4,35 PS; sie wurde als konstante Größe betrachtet und jeweils zu obiger Reibungsarbeit addiert.

Versuchsdaten und Ausrechnung derselben.

Zum Gang der Untersuchungen sei noch folgendes bemerkt:

Die Bremsungen fanden für sieben verschiedene Leistungen statt und dauerten jeweils wenige Minuten.

Man legte hierbei jeweils ein bestimmtes Gewicht auf die Wage, welches ungefähr der gewünschten Belastung entsprach, und stellte alsdann die Beaufschlagung der Turbine von Hand ein, wobei naturgemäß der Geschwindigkeitsregulator abgestellt war. Sobald die Wage ruhig einspielte, wurden gleichzeitig die Ablesungen am Tachometer und Manometer, etwas später diejenigen am (Überfall-) Schwimmer vorgenommen. Bei jeder Belastung erfolgten mindestens drei derartige Gesamtablesungen, aus welchen die Mittelwerte für die Rechnung zur Verwendung kamen.

Die Zusammenstellung der Beobachtungen gibt nachstehende Tabelle (s. f. S.).

Die Resultate der Rechnung sind gleichfalls in die Tabelle eingetragen. Dieselben ergeben sich an Hand der früher abgeleiteten Formeln in einfacher Weise; für die maximale Belastung ist beispielsweise die Rechnung die folgende:

Die Bremsleistung ist laut Formel (31), S. 53:

$$N_1 = \frac{G \cdot l}{716,2} \cdot n = \frac{62 \cdot 1,8}{716,2} \cdot 718 = 111,82 \text{ PS.}$$

Die Verlustarbeit beträgt $N_r = 4,4074 \text{ PS.}$

Daraus: effektive Leistung $N_e = 116,2274 \text{ PS.}$

¹⁾ Bezüglich der Berechnungsweise s. S. 52 u. f.

Versuch Nr.	Versuchsdauer	Effektives Bremsgewicht G in kg	Tourenzah n der Turbine	Gefälle z' in m	Überfallhöhe h in m	Wassermenge V in cbm	Gebremste Leistung N_1 in PS	Verluste N_r in PS	Effektive Leistung N_e in PS	Absolute Leistung N_a in PS	Nutzeffekt
1	10'	19,5	700	221	0,087	0,018 15	34,280	4,4058	38,6858	53,480	72,320
2	3'	28,5	700	221	0,107	0,024 60	49,310	4,4058	53,7158	72,488	74,110
3	5'	13,0	700	222	0,067	0,013 35	22,859	4,4058	27,2648	39,516	68,990
4	5'	34,7	700	221	0,119	0,029 75	61,016	4,4058	65,7470	87,660	74,840
5	5'	42,0	707	220	0,136	0,035 70	74,590	4,4065	78,9965	104,720	75,43
6	5'	62,0	718	219	0,179	0,052 70	111,820	4,4074	116,2274	153,880	75,53
7	5'	31,0	700	221	0,111	0,026 80	54,510	4,4058	58,9158	78,970	74,60

Die absolute Leistung ist nach Formel (7), S. 27 u. Formel (2), S. 39:

$$N_a = \frac{V \cdot \gamma \cdot z' \cdot 1000}{75} = \frac{0,05270 \cdot 1 \cdot 219 \cdot 1000}{75} = 153,880 \text{ PS.}$$

Demnach ist der Nutzeffekt [s. Formel (8), S. 34 u. s. S. 51] der Turbinenanlage

$$\eta = \frac{116,2274}{153,8800} = 75,53.$$

Nach den gefundenen Resultaten schwankt der Nutzeffekt bei variabler Belastung äußerst wenig; von halber Belastung aufwärts ist er nahezu konstant (etwa 52 Proz.).

Bremsversuche an einer Turbinenanlage der Firma Briegleb, Hansen & Co. in Gotha.

Die Anlage besteht aus zwei Francis-Turbinen von 1450 mm und 1300 mm Durchmesser. Dieselbe liefert die Betriebskraft für eine Papierfabrik. Die senkrecht stehenden Turbinenwellen treiben mittels konischer Räder die horizontale Vorgelegewelle, welche zugleich Hauptwelle der Fabrik ist, an, jedoch war die Einrichtung so getroffen, daß bei den Versuchen mit der einen Turbine das konische Räderpaar der anderen außer Eingriff gebracht werden konnte. Die Bremscheibe von 600 mm Durchmesser war auf der horizontalen Vorgelegewelle angebracht. Es lief also während der Versuche die ganze Hauptwelle mit den darauf sitzenden Riemenscheiben mit, die Riemen aber waren abgelegt. Der Bremshebel wurde verschiedene Male, am Anfang, in der Mitte und am Ende der Versuche ausbalanciert und seine Länge gemessen. Das Mittel aus den verschiedenen Maßen der Hebellänge wurde den Berechnungen zugrunde gelegt und betrug 1,797 m. Das

Übergewicht des Bremshebels wurde ein für allemal durch einige Gegengewichtsstücke ausgeglichen, so daß als Bremsbelastung nur die auf der Wagschale liegenden Gewichte gelten. (Die Bremsanordnung zeigt Fig. 60.)

Die Tourenzahl der Hauptwelle konnte, weil verhältnismäßig niedrig, mit einem sogenannten Schnäpper und der Sekundenuhr nach dem Gehör bestimmt werden.

Jede Bremsung wurde stets so lange fortgesetzt, als die dazu gehörige Wassermessung dauerte.

Die Versuche erstreckten sich auf Bestimmung der Nutzleistung und des Nutzeffektes für verschiedene Beaufschlagungen, und hieraus sollte gleichzeitig der Wirkungsgrad bestimmt werden. Die Resultate der Bremsung finden sich in der Tabelle zusammengestellt und berechnet sich hieraus die Größe der gebremsten Pferdestärken folgendermaßen.

Es sei

l die Länge des Bremshebels,

G der Wagedruck,

n die minutliche Umdrehungszahl der Welle,

so ist die Anzahl der gebremsten Pferdestärken [s. Formel (31), S. 53]

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

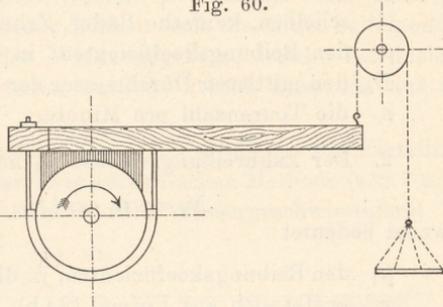
Um jetzt die effektive Leistung der Turbine zu finden, müssen zu dem berechneten Wert von N_1 noch die Reibungsverluste, welche durch die Übersetzung, die Transmissionswelle u. dgl. entstehen, hinzu addiert werden. Diese Verluste setzen sich zusammen aus:

1. Lagerreibungsverluste N_2 , hervorgerufen durch das Gewicht der Vorgelegewelle und der anderweitigen Gewichte nebst allem Zubehör usw.
2. Zahnreibungsverluste N_3 .
3. Reibungsarbeit N_4 im Turbinenhalslager und in den Lagern der Vorgelegewelle infolge des Zahndruckes und dem Gewichte der Zahnräder.

Der Widerstand der Luft ist, da wegen der kleinen Tourenzahlen zu gering, hier nicht mit in Betracht gezogen worden.

Die Reibungswiderstände werden berechnet nach den bekannten Formeln der Mechanik und nach den Dimensionen und Gewichten der in Betracht kommenden Teile der Turbine.

Fig. 60.



Im einzelnen berechnen sich:

1. Der Lagerreibungsverlust N_2 nach der Formel (32), S. 53

$$N_2 = g_s \cdot \mu \cdot \frac{D_m \cdot \pi \cdot n}{60 \cdot 75} \text{ PS,}$$

wobei bedeutet

- g_s das Gewicht der Vorgelegewelle mit allem Zubehör, wie Riemenscheiben, konische Räder, Zahnräder, Bremsscheibe usw.,
 μ den Reibungskoeffizienten, in diesem Falle = 0,08 zu setzen,
 D_m den mittleren Durchmesser der Lagerzapfen der Vorgelegewelle,
 n die Tourenzahl pro Minute.

2. Der Zahnreibungsverlust N_3 nach der Formel (34 a), S. 54

$$N_3 = \mu_1 \cdot x \cdot (N_1 + N_2) \text{ PS,}$$

wobei bedeutet

- μ_1 den Reibungskoeffizienten, in diesem Falle angenommen zu 0,1,
 x ergibt sich aus Formel (34 b), S. 54.

3. Die Reibungsarbeit, bedingt durch den Zahndruck im Turbinenhalslager und in den Lagern der Vorgelegewelle, nach der Formel (38 b), S. 55

$$N_4 = \mu \cdot (N_1 + N_2 + N_3) \cdot \frac{n \cdot D_{1.2} + n' \cdot D_4}{d_1 \cdot n} \text{ PS,}$$

wobei bedeutet

- μ den Reibungskoeffizienten,
 n die Tourenzahl der Vorgelegewelle pro Minute,
 $D_{1.2}$ der mittlere Durchmesser der Lager 1 und 2 der Vorgelegewelle,
 D_4 der Durchmesser des Turbinenhalszapfens,
 n' die Umdrehungszahl der Turbinenwelle,
 d_1 den Radius des kleinen Zahnrades.

Wenn auf diese Weise die durch Reibung entstandenen Verluste gefunden sind, so ergibt sich die Größe der effektiven Arbeit der Turbine [nach Formel (30), S. 53].

$$N_e = N_1 + N_2 + N_3 + N_4.$$

Die Summe dieser Verluste $N_2 + \dots + N_4$, sowie die Werte der gebremsten und effektiven Pferdekkräfte N_1 bzw. N_e sind in der beifolgenden Tabelle (S. 100) zusammengestellt.

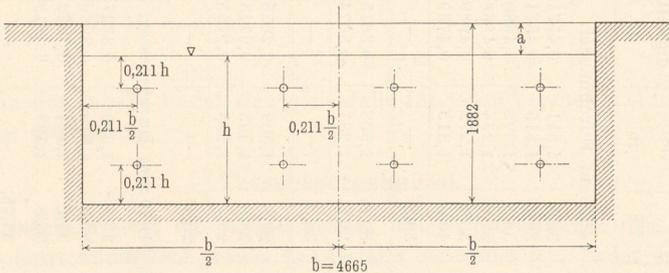
Wassermessung.

Zur Wassermessung wurde ein Woltmannscher Flügel mit elektrischer Zeichengebung nach je 50 Umdrehungen benutzt. Das Profil des Kanales war zur Flügelmessung deshalb sehr gut geeignet, weil die

Sohle vollkommen glatt und wagrecht und die Seitenwände ebenso glatt und senkrecht ausgeführt waren. Ungünstig hingegen für die Messung war der Umstand, daß hierzu ein etwa 12 m vor der Turbine liegender Querschnitt in dem gemeinschaftlichen Zulauf für beide Turbinen genommen werden mußte, weil dann bei kleinen Beaufschlagungen einer Turbine sehr kleine Geschwindigkeiten im Meßprofil auftreten, bei welchen ein genaues Arbeiten des Flügels nicht mehr gewährleistet ist. Aus diesem Grunde können auch die in der beifolgenden Tabelle angeführten Werte des Wirkungsgrades, welche bei kleinen Wassergeschwindigkeiten gefunden wurden, keinen Anspruch auf absolute Richtigkeit erheben.

Die lichte Weite des Kanales betrug $b = 4,665$ m. Die Einteilung des Meßprofils erfolgte nach der Teichmannschen Methode (s. S. 7 u. f.). Es wurde jedesmal in acht Punkten die Wassergeschwindigkeit be-

Fig. 61.



stimmt, sowie auch nach der jedesmaligen Messung die Höhe des Meßprofils festgestellt (s. hierzu Fig. 61). Letzteres geschah in der Art, daß einmal die Höhe des Kanales von seiner Oberkante bis zur Sohle gemessen wurde, diese betrug 1,882 m. Hiervon mußte dann, um die Wassertiefe zu erhalten, der Abstand h_m von der Kanaloberkante bis zum Wasserspiegel, welcher als Mittel einer Reihe von Beobachtungen bestimmt wurde, in Abzug gebracht werden. Die Höhe des Wasserprofils ergibt sich dann $= 1,882 \text{ m} - h_m$.

Für den in Anwendung gebrachten Flügel, welcher vorher von seinem Fabrikanten geeicht worden war, lautete Formel (11) (s. S. 13):

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

oder

$$v = 0,030 + \frac{21,40}{t}, \quad \text{für } t > 61,$$

Hierbei bedeutet v die Wassergeschwindigkeit in Meter pro Sekunde und t die Zeit in Sekunden vom Aufhören des einen Signales bis zum Aufhören des nächsten.

Nr.	Beaufschlagung	Wagedruck inkl. Hebel- u. Schalen- gewicht kg	Minutliche Um- drehungszahl	N ₁	Gesamter Reibungs- verlust PS	N _e	Mittlere Wasser- tiefe m	Mittlere Ge- schwin- digkeit m	Gefälle m	Wasser- menge Liter	N _a	N ₁ /N _a	N _e /N _a	Proz.	Proz.
Turbine I. 1450 mm Durchmesser.															
1 a	voll	126	111,8	35,4	3,1	38,5	1,311	0,4571	1,329	2796	49,53	71,47	77,6		
1 b	"	126	112	35,4	3,1	38,5	1,315	0,4571	1,337	2804	49,99	70,81	77,1		
1 c	"	126	112	35,4	3,1	38,5	1,322	0,4680	1,336	2886	51,4	70,87	75,0		
2 a	"	152	90	34,4	2,66	37,0	1,264	0,4866	1,265	2869	48,4	71,07	76,5		
2 b	"	152	88,5	33,8	2,61	36,4	1,272	0,4989	1,247	2961	49,21	68,69	73,8		
3	"	151	100	37,9	2,93	40,8	1,315	0,4759	1,340	2919	52,14	72,69	78,3		
	Mittel	35,4	—	38,3	—	—	—	—	50,11	70,6	76,4		
4 a	3/4	106,5	104,8	28,0	2,8	30,8	1,303	0,3615	1,275	2198	37,45	74,77	82,3		
4 b	3/4	96	111,8	26,9	2,93	29,8	1,287	0,3674	1,248	2205	36,68	73,34	81,4		
	Mittel	27,45	—	30,3	—	—	—	—	37,07	74,06	81,9		
5 a	1/2	70	113,5	20,0	2,8	22,8	1,309	0,2658	1,375	1623	29,74	67,25	76,5		
5 b	1/2	80	104,6	21,0	2,63	23,6	1,303	0,2743	1,349	1667	29,96	70,09	78,9		
5 c	1/2	88,5	95,5	21,2	2,5	23,7	1,293	0,2753	1,325	1660	29,32	72,31	80,9		
	Mittel	20,7	—	23,4	—	—	—	—	29,67	69,9	78,8		
Turbine II. 1300 mm Durchmesser.															
6 a	voll	106	114,8	30,5	2,97	33,5	1,315	0,3727	1,325	2286	40,38	75,53	82,9		
6 b	"	106	114,5	30,5	2,97	33,5	1,310	0,3960	1,318	2420	42,50	71,77	78,7		
6 c	"	118	106,0	31,4	2,8	34,2	1,294	0,3872	1,311	2337	40,85	76,87	83,7		
6 d	"	118	104,8	31,0	2,8	33,8	1,293	0,3815	1,307	2302	40,11	77,29	84,3		
	Mittel	30,85	—	33,75	—	—	—	—	40,96	75,37	82,4		
7	3/4	91	100,4	22,9	2,52	25,4	1,319	0,2641	1,362	1625	29,49	77,66	86,3		
8	1/2	57	105	15,0	2,4	17,4	1,294	0,1605	1,416	969	18,31	81,92	95,2		

Aus diesen Werten, nämlich Wassergeschwindigkeit und Profilverquerschnitt, erhält man die Wassermenge, welche in einer Sekunde den Querschnitt durchfließt. Dieselbe ist gleich dem Produkt

$$b \cdot (1,882 - h_m) \cdot v \text{ [s. Formel (12), S. 14].}$$

Die Resultate dieser Messungen und Berechnungen sind in nebenstehender Tabelle angegeben.

Gefälle.

Zur Messung des Gefälles, d. h. des Höhenunterschiedes zwischen Ober- und Unterwasserspiegel, waren mit Maßstab versehene Schwimmer eingebaut worden, deren Abstand von je zwei zu ihnen gehörigen festen Marken vor, nach und zwischen den Versuchen mehrfach bestimmt wurde. Betrug die Ablesung am Oberwasserschwimmer c , diejenige am Unterwasserschwimmer b und der Höhenunterschied der beiden festen Ablesemarken a , so ergibt sich das Gefälle z' zu [s. Fig. 15 und Formel (17), S. 19 u. 20]:

$$z = a + b - c.$$

In der Tabelle findet sich gleichfalls für jeden Versuch das mittlere Gefälle angegeben.

Versuchsergebnisse.

Nachdem jetzt die Wassermenge, welche pro Sekunde den Profilverquerschnitt durchfließt, sowie das Gefälle berechnet ist, findet man als Produkt beider die theoretische, absolute Leistung der Wasserkraft. Wenn man diese, welche mit N_a bezeichnet werden möge, in die eben durch Bremsung gefundene Leistung der Turbine N_1 bzw. in die hieraus berechnete, effektive Leistung der Anlage N_e dividiert, so erhält man die gesuchten Wirkungsgrade der Turbine allein bzw. den effektiven Wirkungsgrad der Anlage.

Auch die Resultate dieser Rechnung finden sich in der nebenstehenden Tabelle.

Bremsversuche an einer Spiralturbine¹⁾ der Maschinenfabrik J. M. Voith in Heidenheim.

Nachfolgendes Beispiel hat besonderes Interesse in den Fällen, wo es sich darum handelt, in einem engen Raume eine einfache, zugängliche Turbinenanlage mit einfachem Antriebe zu bauen. Die lokalen Verhältnisse lagen im vorliegenden Falle so ungünstig, daß der für die Wasserkraftanlage verfügbare Platz sehr klein war. Die Anordnung

¹⁾ Siehe auch „Dingl. polytechn. Journ.“, Bd. 314, Heft 1 u. 2 (1899).