

Tabelle I.

Versuchs-Nr.	Beaufschlagung	Schaufelöffnung etwa mm	Tourenzahl pro Minute	Effektive Leistung PS _e	Gefälle m	Wassermenge cbm	Absolute Pferdestärken PS _a	Wirkungsgrad Proz.
1	0,38	18,3	162,0	11,9	4,649	0,272	16,80	70,9
2		18,3	162,0	11,9	4,643	0,276	17,00	70,9
3	0,51	27,5	161,0	17,7	4,551	0,385	23,30	75,9
4		27,5	160,0	17,6	4,576	0,376	22,80	77,0
5		27,5	160,0	17,6	4,578	0,376	22,80	77,0
6		27,5	160,5	17,6	4,577	0,379	23,10	76,3
7	0,77	40,0	167,0	28,54	4,500	0,565	33,90	83,9
8		40,0	167,0	28,54	4,486	0,562	33,60	84,9
9		40,0	167,0	28,54	4,478	0,565	33,70	84,6
10		40,0	167,0	28,54	4,476	0,565	33,70	84,6
11	0,77	40,0	157,0	28,75	4,465	0,572	34,00	84,5
12		40,0	156,0	28,75	4,465	0,572	34,00	84,0
13		40,0	157,0	28,75	4,464	0,575	34,20	84,1
14	voll	55,0	157,0	34,12	4,355	0,730	42,38	80,5
15		55,0	157,0	34,12	4,356	0,727	42,22	80,8
16		55,0	157,0	34,12	4,360	0,730	42,42	80,4
17		55,0	157,0	34,12	4,361	0,730	42,44	80,4
18		55,0	157,0	34,12	4,356	0,730	42,40	80,5
19	voll	55,0	170,0	34,04	4,385	0,716	41,85	81,3
20		55,0	170,0	34,04	4,383	0,716	41,84	81,3
21		55,0	170,0	34,04	4,363	0,724	42,11	80,8
22		55,0	166,0	34,05	4,360	0,716	41,62	81,8

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

Die untersuchte Anlage besteht aus einer vierfachen Zwillingsturbine (Doppelzwillingturbine) mit horizontaler Welle, ausgerüstet mit Zodels-Patent-Regulierschieber. Die vier Laufräder haben 750 mm Durchmesser und haben zu je zwei einen gemeinschaftlichen Ablaufkessel, der in ein in Beton ausgeführtes und in das Untergrabenprofil überführendes Saugrohr ausmündet. Der Regulierschieber gestattet die gleichzeitige Abschätzung von je zwei Leiträdern von voller Öffnung bis zum vollen Schluß.

Die horizontale Turbinenwelle ist mit der anzutreibenden Haupttransmission der Fabrik direkt gekuppelt. Vertragsmäßig soll jede der

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

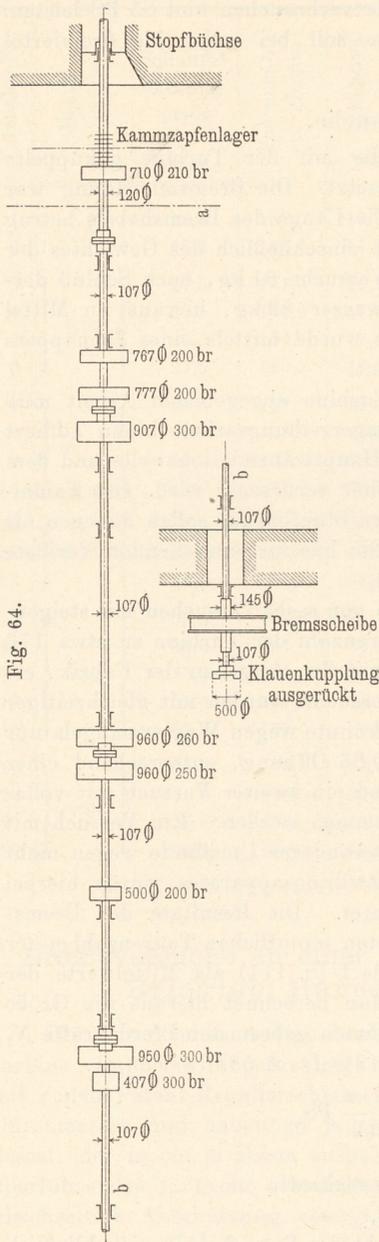
$$N_e = N_1 + N_r.$$

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,

μ 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]:

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

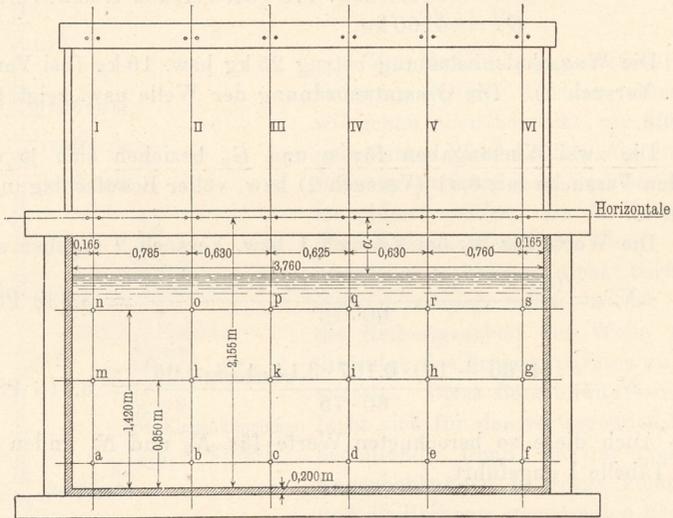
$$v = 0,030 + \frac{21,4}{t}, \quad \text{für } t > 61,$$

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 Profils (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.

Die gewonnenen Wassergeschwindigkeiten, welche in der Tabelle II (S. 111) gegeben sind, werden, wie die Fig. 66 und 67 zeigen, in jedem Vertikalfelde als Abszissen aufgetragen und zwar mit denjenigen Höhen als Ordinaten, in welchen sich der Woltmannsche Flügel jeweils befand.

Die so gewonnenen Punkte sind durch Kurven (Fig. 66 u. 67) verbunden, welche nach dem Gefühl bis zum Oberwasserspiegel und bis zur Gerinnssole verlängert wurden. Man erhält auf diese Weise je sechs Kurven, für jedes Vertikalfeld eine.

Fig. 65.



In eine jede dieser Kurven wurden nun in gleichmäßigen Abständen zehn neue Abszissen eingetragen, diese Abszissen gemessen und aus ihnen das arithmetische Mittel als Durchschnittsgeschwindigkeit für jedes Vertikalfeld genommen. Es ergaben sich so die Geschwindigkeiten v_I ; v_{II} ; ... v_{VI} . Diese letzteren wurden nun als Ordinaten mit den horizontalen Flügelabständen als Abszissen aufgetragen und wieder durch eine Kurve, welche bis zu den Gerinnewänden verlängert wurde, verbunden, wie die Fig. 67 zeigt.

In diese Kurve wurden jetzt zehn neue Ordinaten eingetragen und aus deren arithmetischem Mittel die mittlere Profilgeschwindigkeit berechnet.

Es sei hier bemerkt, daß die beiden Zeichnungen Fig. 66 und 67 sich nur auf die Bestimmung der Profilgeschwindigkeit bei voller bzw. 0,91 Beaufschlagung beziehen, jedoch ist das Verfahren bei anderer Beaufschlagung dem ersteren analog.

Gleichzeitig mit der Bestimmung der Profilgeschwindigkeiten, welche in Tabelle I (S. 111) angegeben sind, wurde die jeweilige Wassertiefe des Kanales auf folgende Weise gefunden:

Auf einem über dem Gerinne liegenden Querbalken wurde eine genaue Horizontallinie angerissen und von dieser aus zunächst die horizontale Lage des Gerinneboden festgestellt, sowie sein Abstand von

Fig. 66.

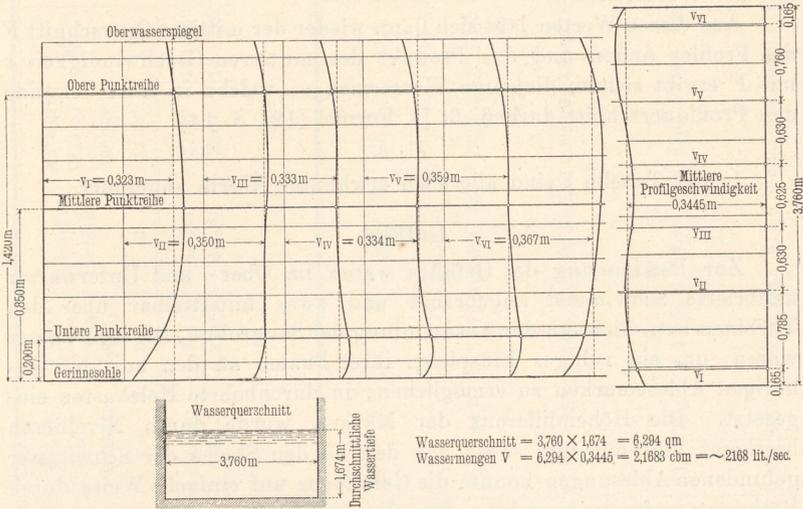
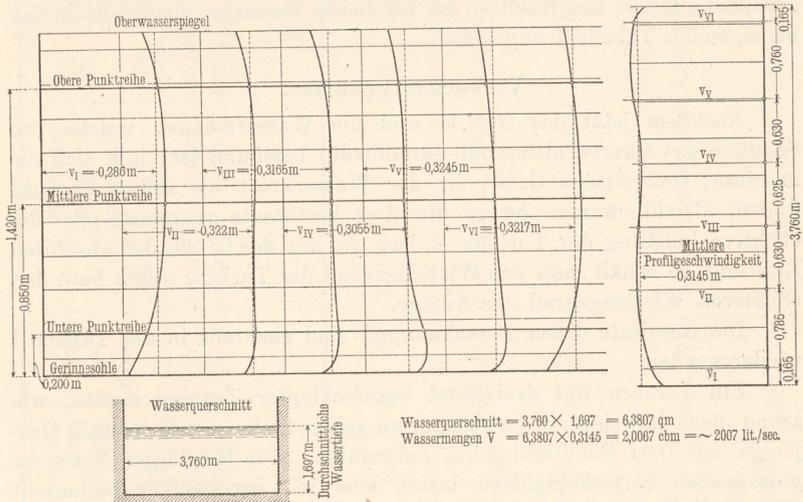


Fig. 67.



dieser Horizontallinie ein für allemal gemessen. Während eines jeden Versuches wurde dann gleichzeitig der Abstand des Oberwasserspiegels von der festen Horizontallinie an einem Maßstabe mittels eines Schwimmers als Mittelwert mehrerer Beobachtungen abgelesen, und

durch Subtraktion dieses Abstandes von der Entfernung des Gerinnebodens von der Horizontallinie die jeweilige Wassertiefe gefunden.

Den entsprechenden Querschnitt des Profiles erhält man dann als Produkt der schon oben bestimmten lichten Weite des Kanales = b mit der Wassertiefe h .

Aus diesen Werten läßt sich dann wieder der mittlere Querschnitt F des Profiles finden und das Produkt der mittleren Geschwindigkeit v mit F ergibt sodann diejenige Wassermenge, welche in einer Sekunde den Profilquerschnitt durchfließt [s. Formel (12), S. 14]

$$F \cdot v.$$

In der Tabelle I sind alle eben erwähnten Werte angeführt.

Gefälle.

Zur Bestimmung des Gefälles waren im Ober- und Unterwasser kalibrierte Schwimmer angebracht und zwar unmittelbar über den Turbinen bzw. dicht an der Ausmündung der Saugrohre. Die Schwimmer waren, um ein ruhiges Einspielen ihrer Skalen an den zu ihnen gehörigen Ablesemarken zu ermöglichen, in durchbohrte Holzkasten eingesetzt. Die Höhendifferenz der Marken wurde durch Nivellieren bestimmt und mit ihr, sowie aus den an den Skalen der Schwimmer gefundenen Ablesungen konnte die Gefällhöhe auf einfache Weise durch Rechnung gefunden werden. Um die größte Genauigkeit zu erzielen, wurde der Mittelwert von je etwa 20 Ablesungen genommen. Die gefundene Größe des Gefälles ist für beide Versuche gleichfalls in der beiliegenden Tabelle I angegeben.

Versuchsergebnisse.

Nachdem jetzt das Gefälle und die Wassermenge, welche pro Sekunde das Querschnittsprofil durchfließt, bestimmt ist, läßt sich die absolute, theoretische Größe N_a der Wasserkraft als deren Produkt finden. Dividiert man ferner die oben bestimmte gebremste oder die effektive Leistung der Turbine N_1 bzw. N_e mit der Größe der absoluten Leistung, so erhält man den Wirkungsgrad der Turbine allein bzw. den effektiven Wirkungsgrad der Anlage.

Die Resultate dieser Berechnungen sind ebenfalls in der Tabelle I wiedergegeben.

Ein Versuch mit dreiviertel beaufschlagter Turbine mußte, wie schon oben dargelegt, unterbleiben, an seiner Stelle wurde deshalb derjenige mit 0,91 Beaufschlagung ausgeführt. Die bei diesem Versuche gewonnenen Nutzeffektziffern lassen aber mit der größten Sicherheit erkennen, daß auch bei dreiviertel Beaufschlagung die garantierten Werte erreicht werden, um so mehr, als gerade bei dreiviertel Beaufschlagung die Turbine ihrem Schaufelplane nach den höchsten Nutzeffekt haben soll. Es folgt also hieraus, daß die für die Turbine gegebenen Garantieziffern in vollem Maße eingehalten worden sind.

Tabelle I.

Nr.	Beaufschlagung	Wagedruck inkl. Hebel- u. Schalen- gewicht kg	Touren pro Minute	N_1		Gesamter Reibungs- verlust N_2		N_e		Mittlere Wasser- tiefe m	Profil- quer- schnitt qm	Mittlere Ge- schwin- digkeit m	Mittlere Gefälle m	Mittlere Wasser- menge Liter	N_a		$\frac{N_e}{N_a}$ Proz.
				PS	PS	PS	PS	PS	PS								
1	voll	108,5	181,6	107,47	3,338	110,858	1,674	6,2940	0,3445	4,555	2168	131,669	81,62	84,194			
2	0,91	100,5	178,0	99,41	3,316	102,726	1,697	6,3807	0,3145	4,600	2007	123,122	80,74	83,434			

Tabelle II.

Field	a	b	c	d	e	f	g	h	i	k	l	m	n	o	p	q	r	s	Mittlere Wasser- geschwindigkeit in Meter	
																				Zeit in Sekunden
Turbine voll beaufschlagt	83,2	67,0	65,3	64,2	60,0	68,2	60,0	65,2	71,5	71,4	66,0	67,3	72,0	66,5	73,5	73,5	68,5	61,5		0,3445
Turbine 0,91 beaufschlagt	94,2	72,0	70,3	68,2	68,0	78,3	69,0	72,5	80,0	73,5	72,0	77,1	82,0	74,2	78,3	83,0	77,4	74,0		0,3145

Versuche¹⁾
in der Primärstation „Lauffen“ der elektrischen Kraft-
übertragung Lauffen a. N. — Frankfurt a. M.,
anlässlich der internationalen elektrotechnischen Ausstellung zu
Frankfurt a. M. 1891.

Die Lauffener elektrische Kraftanlage diente zur Übertragung der elektrischen Energie nach Frankfurt a. M., woselbst dieselbe in mechanische Energie zum Pumpenbetriebe umgesetzt und außerdem zur Lichterzeugung verwertet wurde. Die Hauptteile der Anlage waren: 1. in der Lauffener Zentrale: die 356 PS-Niederdruckturbine, die Dreiphasenwechselstromdynamo, welche die drei primären Wechselströme lieferte und dem primären Transformator unter der Spannung von 55 Volt zuführte. Der erzeugte Strom wurde dann mit einer 155- bzw. 160 mal höheren sekundären Transformatorspannung in der sekundären Leitung fortgeführt. 2. In Frankfurt: der sekundäre Transformator, in welchem die drei eingeleiteten sekundären Ströme in tertiäre von je 65 Volt Spannung umgewandelt wurden. Letztere dienten dann teils zur Erzeugung mechanischer Arbeit, wie z. B. zum Antrieb einer Pumpenanlage, teils speisten sie das Leitungsnetz einer Beleuchtungsanlage. Zur Klarstellung der Gesamtdisposition und der einzelnen Teile der Anlage verweise ich auf den unten näher bezeichneten Bericht¹⁾. Das Programm der Prüfungskommission umfaßte eingehende Untersuchungen sowohl der Gesamtanlage als auch einzelner Teile derselben. Leider konnte das Programm durch eine Reihe äußerer Umstände nicht in dem vollen Umfange und der beabsichtigten Genauigkeit durchgeführt werden.

Da die ganze Anlage und die an ihr vorgenommenen einzelnen Untersuchungen nicht nur ein historisches, sondern auch ein großes, allgemeines Interesse haben, so will ich nicht verfehlen, die hauptsächlichsten Versuche, welche in der Primärstation Lauffen sowohl an der Gesamtanlage, als auch an ihren einzelnen Teilen ausgeführt wurden, an dieser Stelle kurz darzulegen und zwar sollen die folgenden Kapitel behandelt werden:

- A. Bremsung der Turbine.
- B. Wirkungsgrad der Dynamo.
- C. Wirkungsgrad der Transformatoren der Allgemeinen Elektrizitätsgesellschaft und der Oerlikon-Aktien-Gesellschaft in Lauffen.
- D. Leerlaufverbrauch der Transformatoren in Lauffen.
- E. Wirkungsgrad der gesamten Arbeitsübertragung bei einer Spannung von etwa 25 000 Volt.

¹⁾ Die Prüfungsergebnisse sind dem „Offiziellen Berichte der Prüfungskommission der Elektrotechnischen Ausstellung in Frankfurt a. M. 1891“ entnommen, welcher der Verfasser als Assistent angehörte.