

Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung
Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band: 33/34 (1899)
Heft: 23

Artikel: Bericht über die Konstruktion und Wirkungsweise der Transformator-turbine
Autor: Prášil, Franz
DOI: <https://doi.org/10.5169/seals-21432>

Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Zeitschriften und ist nicht verantwortlich für deren Inhalte. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern beziehungsweise den externen Rechteinhabern. [Siehe Rechtliche Hinweise.](#)

Conditions d'utilisation

L'ETH Library est le fournisseur des revues numérisées. Elle ne détient aucun droit d'auteur sur les revues et n'est pas responsable de leur contenu. En règle générale, les droits sont détenus par les éditeurs ou les détenteurs de droits externes. [Voir Informations légales.](#)

Terms of use

The ETH Library is the provider of the digitised journals. It does not own any copyrights to the journals and is not responsible for their content. The rights usually lie with the publishers or the external rights holders. [See Legal notice.](#)

Download PDF: 15.03.2025

ETH-Bibliothek Zürich, E-Periodica, <https://www.e-periodica.ch>

INHALT: Bericht über die Konstruktion und Wirkungsweise der Transformator turbine. III. (Schluss.) — Das neue Gaswerk der Stadt Zürich in Schlieren. VII. — Aufnahmen und Rekonstruktion des Königsschlusses bei Leiria in Portugal. — Adhäsionsvermehrende, elektromagnetische Schienenbremse. — Miscellanea: Telegraphie ohne Draht. Die Führung des Ingenieur titels in Oesterreich. Nutzbarmachung von Wasserkraften in Frankreich. Monatsausweis über die Arbeiten im Simplon-Tunnel. Ver-

leihung des Promotionsrechtes an die technische Hochschule in Darmstadt. — Konkurrenzen: Architekt. Ausgestaltung der Münchner Strasse in Dresden. Gebäude der neuen Bezirksgefängnisse in Lausanne. Kunstgewerbeschule und -museum in Dresden. — Nekrologie: Ad. Naef. — Litteratur: Graph. Tabellen z. Bestimmung der Querschnitte bei Holz- u. Eisenkonstruktionen des Hochbaues. Graph. Tabellen z. Bestimmung d. Tragfähigkeit gusseiserner u. schmiedeiserner Säulen u. Träger. Franco Tosi. — Vereinsnachrichten: G. e. P.: Stellenvermit-

Bericht über die Konstruktion und Wirkungsweise der Transformator turbine.

(Pat. Nr. 16218, D. R. P. Nr. 101145.)

Von Prof. Franz Präsil in Zürich.

III. (Schluss.) *Alle Rechte vorbehalten.*

Auf die Ursachen der übermässigen Verminderung von Umdrehungszahl, Leistung und Wirkungsgrad führten die auf Grund der Versuchsergebnisse durchgeführten Berechnungen. Als eine der Hauptursachen wurde schon nach Bestimmung der während der Versuche konsumierten Wassermengen ein zu grosser Spaltverlust zwischen Transformator- und Motor-Rad vermutet: Die Wassermessung ergab bei 2,7—2,8 m Gefälle über 2 m³/Sek. während die Turbine für 2 m³/Sek. bei 3 m Gefälle bemessen war.

Dass eine Vermehrung des Wasserdurchflusses durch den innern Kranz des Transformatorrades eine Verminderung der Umdrehungszahl des letztern bedingt, geht schon aus den Versuchen mit teilweiser Beaufschlagung hervor; und sofern diese Vermehrung des Wasserdurchflusses die Folge eines zu grossen Spaltverlustes ist, wird auch die Verminderung des Wirkungsgrades erklärlich. Ziffermässigen Aufschluss hierüber giebt folgende Untersuchung:

Für den Beharrungszustand folgt aus Fig. 11 (s. Nr. 21, S. 197) und deren Gleichungen die Bedingung:

$$\frac{\gamma Q^2 r}{g} \cdot \left(\frac{\cos \alpha}{f} + \frac{\cos \alpha_2}{f_2} \right) - \frac{\gamma Q r_2}{g} \cdot \omega_0 - M_w = \\ = \frac{\gamma Q^2 r}{g F_2} \cos \alpha'_2 + \frac{\gamma Q r^2}{g} \omega_0.$$

Um unter sonst gleichbleibenden Umständen den Einfluss einer Veränderung des Wasserdurchflusses durch den inneren Kranz auf die Umdrehungszahl bzw. Winkelgeschwindigkeit des Transformatorrades zu erkennen, hat man obige Gleichung mit ω_0 und Q als Variable zu differenzieren.

Dies giebt:

$$-\frac{\gamma}{g} \cdot Q r^2 \cdot d\omega = \frac{\gamma}{g} \cdot 2 \frac{Q r \cos \alpha'_2}{F_2} \cdot dQ + \frac{\gamma}{g} Q r^2 \cdot d\omega + \\ + \frac{\gamma}{g} r^2 \cdot \omega \cdot dQ$$

oder durch $\frac{\gamma}{g} \cdot r^2 \cdot \omega \cdot Q$ dividiert, $\frac{Q}{F_2} = w'_2$, und $\frac{Q}{Q} = \varepsilon_q$ und ferner statt $d\omega$ und dQ die kleinen aber endlichen Veränderungen $\Delta \omega$ und ΔQ eingesetzt und nach $\frac{\Delta \omega_0}{\omega_0}$ aufgelöst

$$\frac{\Delta \omega}{\omega} = - \frac{2 \frac{w'_2 \cdot \cos \alpha'_2}{r \omega_0} + 1}{\varepsilon_q \left(\frac{r}{r} \right)^2 + 1} \cdot \frac{\Delta Q}{Q}$$

Bei den vorliegenden Konstruktionsverhältnissen ist $F_2 = 0,236 m^2$, und daher bei 1 m³/Sek. Wasserdurchfluss

$$w'_2 = 4,23 \quad \alpha'_2 = 36^\circ \quad \cos \alpha'_2 = 0,81$$

$$\left(\frac{r}{r} \right)^2 = \left(\frac{0,655}{0,45} \right)^2 = 2,1 \quad \text{und bei } n = 54: \omega_0 = 5,65 \quad \varepsilon_q \approx 1$$

$$\frac{\Delta \omega_0}{\omega_0} = - \frac{2 \cdot \frac{4,23 \cdot 0,81}{0,45 \cdot 5,65} + 1}{2,1 \cdot 1 + 1} \cdot \frac{\Delta Q}{Q} = - 1,2 \frac{\Delta Q}{Q}$$

Daraus folgt, dass einer Veränderung des Wasserdurchflusses am Innenkranz um 10% ($\frac{100 \Delta Q}{Q} = 10$), eine entgegengesetzte Veränderung der Winkelgeschwindigkeit also auch der Umdrehungszahl um 12% oder im gegebenen Fall einer Verminderung des Spaltverlustes um 0,1 m³/Sek. eine Vermehrung der Umdrehungszahl um $0,12 \cdot 54 = 6\frac{1}{2}$ Umdrehungen pro Minute entspricht. Dieses Rechnungsresultat wird nun in auffallender Weise durch

die Versuche mit verschiedenen Spaltweiten (Tabelle IV und Diagr. Fig. 20) bestätigt, welche auf meine Veranlassung nachträglich von Herrn Ober-Ingenieur Leonhard der Firma Escher, Wyss & Co. in Ravensburg in zuvorkommenster Weise durchgeführt wurden. Es zeigte sich in erster Linie, dass die Weite des Spaltes zwischen Transformator- und Motorrad während der Versuche etwa $5\frac{1}{2} mm$ betrug.¹⁾

Eine Verminderung des Spaltes von $5\frac{1}{2} mm$ auf 2 mm ergab eine Vermehrung der Umdrehungszahl von $54\frac{1}{2}$ auf 61,2 pro Minute und eine Leistungserhöhung von $38\frac{1}{2}$ auf 46 P. S. bei wesentlich höherer Umdrehungszahl des Motorrades.

Allerdings erhöhte sich bei verkleinertem Spalt das Gefälle (von 2,7 auf etwa 2,9 m), doch ist eine derart kleine Gefällvermehrung von geringem Einfluss auf die Veränderung der Umdrehungszahl des Transformatorrades — wie dies auch die Versuche vom September zeigen —; es ist somit durch die gute Uebereinstimmung der Rechnungs- und Versuchsergebnisse ein zu grosser Spaltverlust als eine der Hauptursachen der ungünstigen Wirkungsweise mit Bestimmtheit erwiesen.

Es wäre noch zu untersuchen, ob bei $3\frac{1}{2} mm$ zu grosser Spaltweite überhaupt ein Mehrverlust von etwa 0,1 m/Sek. eintreten kann:

Der Schaufelung des inneren Kranzes entspricht eine Pressung im betreffenden Spalt, welche durch eine Wassersäule von etwa $\frac{4}{5}$ des totalen Gefälles also im gegebenen Fall von 2,26 m gemessen wird. Der den $3\frac{1}{2} mm$ entsprechende Teil der Spaltaustrittsfläche beträgt:

$$2 \cdot 0,9 \pi \cdot 0,0035 = 0,02 m^2$$

und es resultiert mithin eine Ausflussmenge von

$0,02 \sqrt{2g \cdot 2,26} = 0,133 m^3/\text{Sek.}$ ohne Rücksicht auf Kontraktions- und Geschwindigkeitsverlust, so dass ein wirklicher Verlust von etwa 0,1 m³ nicht unwahrscheinlich ist.

Da nun trotz der Spaltverengung doch noch keine genügende Annäherung an die durch Rechnung bestimmten Umdrehungszahlen erreicht, und die Differenz immer noch zu gross war, um dieselbe als von der Ringzapfenreibung herrührend annehmen zu können, untersuchte ich weiter durch Aufzeichnung von Geschwindigkeits-Diagrammen — wobei die Geschwindigkeiten nach Richtung und Grösse aus der gemessenen Wassermenge und den an der Ausführung gemessenen Dimensionen bestimmt wurden — die Wirksamkeit der Schaufelkonstruktion; es ergab sich, dass die Schaufeln am Innenkranz des Transformatorrades an der Eintrittsstelle, weil zu steil, einen übermässig grossen Widerstand verursachten, und dass der Aussenkranz des Transformatorrades ein etwas zu geringes Moment entwickelte.

Es wurde nun auf Grund dieser Untersuchungen und deren Resultate das Transformatorrad in der aus Zeichnung Fig. 12 und 13 (Nr. 21 S. 198) ersichtlichen Weise rekonstruiert und konnten Ende September die Versuche mit dem neuen Rad stattfinden. Der Erfolg war, wie die Versuchsziffern (Tabelle V S. 219) zeigen, ein entscheidender: Die Umdrehungszahl des Transformatorrades stieg auf 67—70 bei 2,85—2,90 m Gefälle; es konnte eine maximale Bremsleistung von $40\frac{1}{2}$ P. S. bei etwa 144 minutlichen Umdrehungen des Motorrades und dabei ein Wirkungsgrad von 62,3% erreicht werden, bei dessen Bestimmung die absolute Energie aus der totalen gemessenen Wassermenge und dem am Wasserstand beobachteten Gefälle gerechnet wurde.

¹⁾ Da während dieser Versuche der Spalt immer unterhalb des Unterwasserspiegels zu liegen kam, konnte der Spaltverlust nicht direkt gesehen werden.

TABELLE III.

Bremsversuche am Transformatorrad mit veränderlicher Belastung ohne Wassermessung am 13. Juni 1899.

Bremshebellänge: 1,606 m. Tara: 3,5 Kilogramm.

$$\text{Bremsgleichung: } N\delta = \text{Bremsleistung} = \frac{P \cdot n}{445} \cdot \left(\frac{630}{330} \right)$$

P = totale Bremsbelastung in Kilogramm.
n = minutliche Umdrehungen des Transformatorrades.
630/330 = Hebelverhältnis der eingefügten Uebersetzung.

Zeit	Belastung kg		Beaufschlagung		Umdrehungen p. Min. d.		Ge-fälle m	Bezeichnung der Versuchserie im Diagramm
	Auf-gelegtes Gewicht	Total	Kranz ausserer	innerer	Trans-formator-rades	Motor-rades		
Nm. 3h45-5h20	120	123,5	voll	0	42,25	0	22,4	2,86
	110	113,5	«	«	46,0	«	22,4	2,83
	100	103,5	«	«	50,7	«	22,5	2,83
	90	93,5	«	«	54,2	«	20,7	2,80
	80	83,5	«	«	59,0	«	21,1	2,80
	70	73,5	«	«	62,3	«	19,6	2,78
	60	63,5	«	«	69,2	«	18,8	2,76
	50	53,5	«	«	76,8	«	17,6	2,73
	40	43,5	«	«	84,2	«	15,7	2,70
	30	33,5	«	«	91,2	«	13,2	2,68
Nm. 5h30-6h	90	93,5	24/30	0	39,7	0	15,9	2,73
	80	83,5	«	«	46,0	«	16,5	2,73
	70	73,5	«	«	52,2	«	16,5	2,73
	60	63,5	«	«	58,8	«	16,0	2,73
	50	53,5	«	«	65,2	«	15,0	2,77
	40	43,5	«	«	73,0	«	13,6	2,77
	30	33,5	«	«	81,2	«	11,7	2,80
	20	23,5	«	«	87,5	«	8,8	2,80
Nm. 6h-6h20	70	73,5	18/30	0	38,7	0	12,2	2,93
	60	63,5	«	«	43,7	«	11,9	2,93
	50	53,5	«	«	52,8	«	12,2	2,93
	40	43,5	«	«	61,3	«	11,5	2,93
	30	33,5	«	«	68,0	«	9,8	2,93
	20	23,5	«	«	75,0	«	7,6	2,95
	10	13,5	«	«	84,2	«	4,9	2,95

Auch aus diesen Versuchen geht die Stabilität der am Transformatorrad wirksamen Momente hervor, und es wird das schon bei den Versuchen im April gefundene Ergebnis bestätigt, dass die Turbine fast ebenso arbeitet wie eine solche mit festem Leitrad.

Für die Beurteilung des Wirkungsgrades ist nun zu bemerken, dass bei diesen Versuchen ebenfalls ein Spaltverlust, jedoch im oberen Spalt und zwar in solchem Masse und deutlich sichtbar beobachtet wurde, um eine sofortige Messung der Spaltweite zu veranlassen; dieselbe erfolgte zweimal an je vier Stellen des äusseren Spaltes und ergab im Mittel wieder 5 1/2 mm Spaltweite; leider hätte diesem Uebelstand nur mit grossem Zeitverlust wegen der schon erwähnten Unzugänglichkeit des Ringzapfens abgeholfen werden können.

Eine ähnliche Berechnung dieses Verlustes, wie oben angestellt, ergibt für eine um 3 1/2 mm zu grosse Spaltweite 0,086 m³/Sek. Spaltverlust d. s. 4% der gemessenen Wassermenge. Berücksichtigt man ausserdem, dass bei unbehinderter Konstruktion das Gewicht der am Ringzapfen hängenden Teile um mindestens 600 kg hätte verringert, bei Anordnung einer neuen, aus Stahl hergestellten Hauptwelle der mittlere Ringspurdurchmesser hätte kleiner — etwa 150 statt 355 mm — werden können, so darf man annehmen, dass ein Wirkungsgrad des Systems, bei der letzten Ausführung der drei Räder, im Betrag von 65% sicher erreichbar und somit derselbe auch in Uebereinstimmung mit den für die Konstruktion gemachten Annahmen gebracht ist.

Die im September ebenfalls geplanten Versuche mit partieller Beaufschlagung mussten unterbleiben, da wegen

TABELLE IV.

Bremsversuche mit veränderlicher Belastung bei verschiedenen Spaltweiten ohne Wassermessung am 14. Juni 1899.

Bremshebellänge: 2,948 m. Tara: 13,1 kg

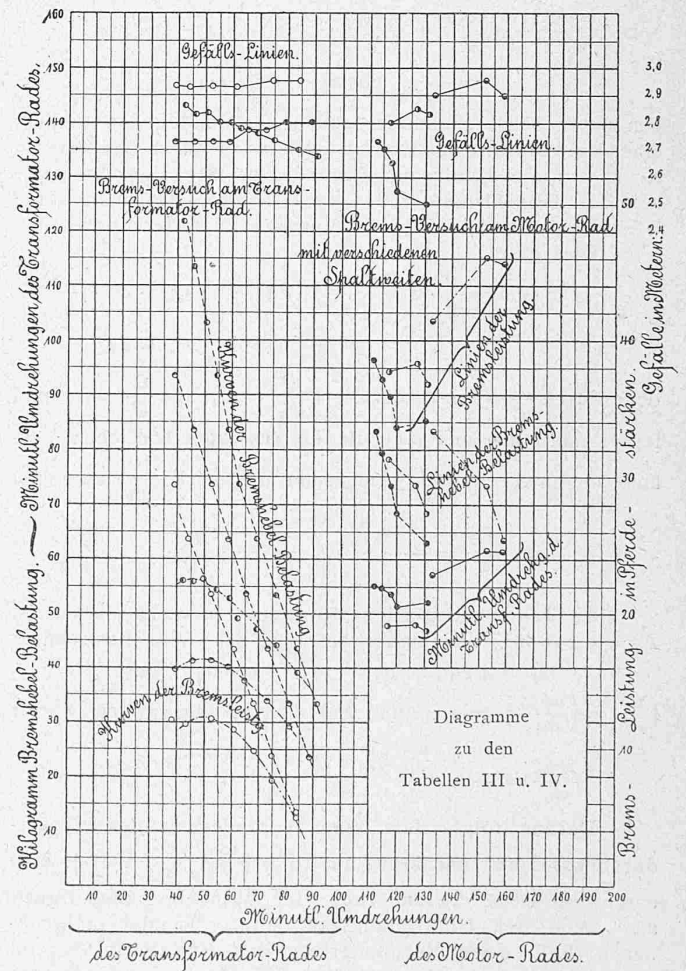
$$\text{Bremsgleichung: } N\delta = \text{Bremsleistung} = \frac{P \cdot n}{243}$$

P = totale Bremsbelastung in Kilogramm.
n = minutliche Umdrehungszahl des Motorrades.

Zeit	Belastung kg		Beaufschlagung		Umdrehungen pro Min. des		Bremsleistung P. S.	Gefälle m	Spaltweite	Bezeichnung der Versuchserie im Diagramm
	Auf-gelegtes Gewicht	Total	Kranz ausserer	innerer	Trans-form-rades	Motor-rades				
Nm. 6h30-7h	70	83,1	voll	voll	54,7	112,8	38,5	2,73	5 1/2 mm wie bei den früheren Versuchen	●
	65	78,1	«	«	54,5	115,0	37,0	2,70		
	60	73,1	«	«	53,5	118,0	35,8	2,65		
	55	68,1	«	«	51,2	120,0	33,6	2,55		
	50	63,1	«	«	52,0	131,5	34,1	2,50		
7h20-7h35	65	78,1	«	«	47,8	117,2	37,7	2,80	9,5 mm Spalt	●
	60	73,1	«	«	47,9	127,2	38,3	2,85		
	55	68,1	«	«	46,0	131,5	36,8	2,83		
7h40-8h	60	73,1	«	«	61,2	153,0	46,0	2,90	2 mm Spalt	●
	70	83,1	«	«	61,2	133,3	45,6	2,95		
	50	63,1	«	«	57,0	159,0	41,3	2,90		
Leerlauf-Versuch.										
Vm. 9h30-9h40	0	0	voll	0	115	0	0	2,777		

Fig. 19.

Fig. 20.



der damaligen Wasserstandsverhältnisse an der Schussen mit der Fortsetzung der Versuche an Werktagen eine

TABELLE V.

Dauerversuche mit Wassermessung am 3. September 1899.

Bremshebellänge: 2,960 m Tara: 13,1 kg. Bremsgleichung: $Nb = \frac{Pn}{242}$

Zeit	Belastung kg		Beaufschlagung		Umdrehungen pro Min. des		Bremsleistung P, S.	Gefälle m	Wassermenge m ³ /Sek.	Absolute Energie P, S.	Wirkungsgrad %	NB.
	Aufgelegte Gewichte	Total	Kranz äusserer	innerer	Transformatorrades	Motorrades						
Vm.												
10 ^h 10-11 ^h 20	50	63,1	voll	voll	67,2	158,1	41,2	2,683	1,920	68,8	60,0	1)
Nm.												
2 ^h 30-3 ^h 20	60	73,1	«	«	67	158,2	47,8	2,855	2,025	77,1	62,0	2)
5 ^h 57-6 ^h 45	70	83,1	«	«	67,6	144,0	49,5	2,880	2,068	79,5	62,3	
7 ^h -8 ^h	60	73,1	«	«	66,1	159,8	48,2	2,816	2,136	80,4	60,2	

Bemerkungen:

1) das Gefälle nahm bei diesem Versuch kontinuierlich ab und damit gleichzeitig beide Umdrehungszahlen.

2) Bei diesem Versuch versagte die Kühlung und Schmierung.

NB. Es wurde am 3. September ein sehr bedeutender Wassertritt am Spalt zwischen festem und beweglichem Leitrad bemerkt und durch die demzufolge veranlasste Messung eine mittlere Spaltweite von 5 1/2 mm konstatiert. Das gleiche Resultat ergab eine Messung am 5. September.

Betriebsstörung verbunden gewesen wäre; es wurden daher nur während der Mittags- und Abendpausen Versuche bei verschiedenen eingestellten Gefällen durchgeführt, deren Verlauf aus den Tabellen V und VI und den Diagrammen Fig. 21 ersichtlich ist; bei der guten qualitativen Uebereinstimmung der beiden Versuchsserien lässt sich eine Reihe von Fragen doch schon aus den Versuchen vom April beantworten.

Fig. 21.

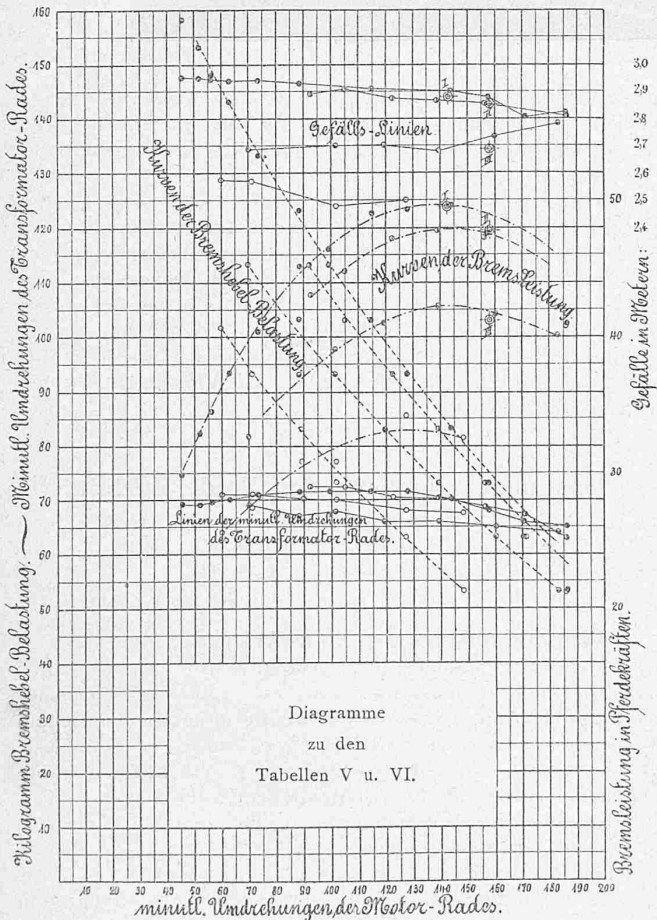


Diagramme zu den Tabellen V u. VI.

Es sei noch erwähnt, dass auch Bremsversuche an der Welle des Transformatorrades bei geschlossenem inneren Kranzsystem gemacht wurden, deren Ergebnisse aus Tabelle III und dem zugehörigen Diagramm Fig. 19 zu ersehen sind.

TABELLE VI.

Bremsversuche mit veränderlicher Belastung ohne Wassermessung vom 4. und 5. September 1899.

Bremshebellänge: 2,96 m. Tara: 13,1 Kilogramm.

Bremsgleichung: $Nb = \frac{Pn}{242}$

P = totale Belastung des Bremshebels in Kilogramm.
n = minutliche Umdrehungszahl des Motorrades.

Zeit	Belastung kg		Beaufschlagung		Umdrehungen p. Min. d.		Bremsleistung P, S.	Gefälle m	Bezeichnung der Versuchserie im Diagramm
	Aufgelegtes Gewicht	Total	Kranz äusserer	innerer	Transformatorrades	Motorrades			
4/IX 99 Mit.									
12 ^h 20-1 ^h 4	40	53,1	voll	voll	63	186,0	40,8	2,820	
	50	63,1	«	«	67 1/3	171,3	44,7	2,805	
	60	73,1	«	«	68 3/4	156,5	47,3	2,860	
	70	83,1	«	«	70 1/4	139,0	47,8	2,868	
	80	93,1	«	«	70 1/2	122,7	47,2	2,875	
	90	103,1	«	«	72 1/2	105,0	44,8	2,910	
	100	113,1	«	«	72 1/2	92,3	43,1	2,890	
4/IX 99 Nm.									
6 ^h 27-6 ^h 56	40	53,1	voll	voll	64	183,0	40,1	2,78	
	50	63,1	«	«	65	160,0	41,7	2,735	
	60	73,1	«	«	66	139,5	42,2	2,680	
	70	83,1	«	«	66	119,5	41,0	2,700	
	80	93,1	«	«	68	101,7	39,1	2,700	
	90	103,1	«	«	67	87,3	37,2		
	100	113,1	«	«	69	70,0	32,7	2,685	
4/IX 99 Nm.									
7 ^h 13-7 ^h 32	40	53,1	voll	voll	67 1/2	148,6	32,6		
	50	63,1	«	«	68	127,3	34,2	2,500	
	60	73,1	«	«	70	102,0	30,8	2,480	
	70	83,1	«	«	70	89,5	30,8		
	80	93,1	«	«	71	71,4	27,4	2,570	
	90	103,1	«	«	71	60	25,6	2,575	
	100	113,1	«	«	festgebremst				
5/IX 99 Nm.									
12 ^h 10-12 ^h 55	40	53,1	voll	voll	65	186,3	41,0	2,810	
	50	63,1	«	«	66	170,2	44,5		
	60	73,1	«	«	68	157,8	47,6	2,880	
	70	83,1	«	«	70	144,0	49,5	2,900	
	80	93,1	«	«	71 1/2	128,0	49,3		
	90	103,1	«	«	71 1/2	114,8	49,0	2,910	
	100	113,1	«	«	71 1/2	99,5	46,5		
	110	123,1	«	«	71 1/2	88,8	45,2	2,930	
	120	133,1	«	«	71	73,7	40,4	2,940	
	130	143,1	«	«	70	63,0	37,3	2,940	
	135	148,1	«	«	69 1/2	56,3	34,5	2,945	
	140	153,1	«	«	69	52,0	32,9	2,950	
	145	158,1	«	«	69	45,7	29,9		
	150	163,1	«	«	67	-43,5	?		

c. Schlussfolgerungen.

Die gute Uebereinstimmung der auf theoretischer Grundlage bestimmten und der durch die Versuche gefundenen Resultate lässt in erster Linie den Schluss zu: dass bei der Bewegung des Wassers durch die Kanäle beider Kranzsysteme keine wesentlichen Störungserscheinungen auftreten, welche bei der theoretischen Untersuchung besonders berücksichtigt werden müssten, — sofern in der Konstruktion und Ausführung auf möglichste Vermeidung des Spaltverlustes an beiden Spalten und gleichzeitig in ausgiebiger Weise durch Zuschärfung und richtige Neigung der Schaufeln auf eine möglichst stossfreie Einführung des Wassers in den Innenkranz des Transformatorrades geachtet wird; die Einflüsse der Stösse an den Laufradschaufeln, des Bewegungswiderstandes in den Kanälen etc. sind dieselben, wie bei Turbinen mit festen Leitradern. Demgemäss lässt sich auch erwarten, dass einerseits entsprechend der eingangs durchgeführten Studie durch Anwendung von Schauflungen mit hohen Einzelwirkungsgraden, eventuell in Francis-Anordnung, und sorgfältiger Ausführung auch

der totale Wirkungsgrad noch wesentlich erhöht und andererseits die Berechnung der günstigsten Transformationsverhältnisse in jedem Falle mit genügender Genauigkeit durchgeführt werden kann.

Hiemit schliesse ich meinen Bericht, bemerkend, dass nach meiner Ueberzeugung erst Versuche an einer exakten Neuausführung grösserer Leistungsfähigkeit über eine Reihe von Eigenheiten des Systems und speciell über den Wir-

Das neue Gaswerk der Stadt Zürich in Schlieren. — Apparatenhaus.

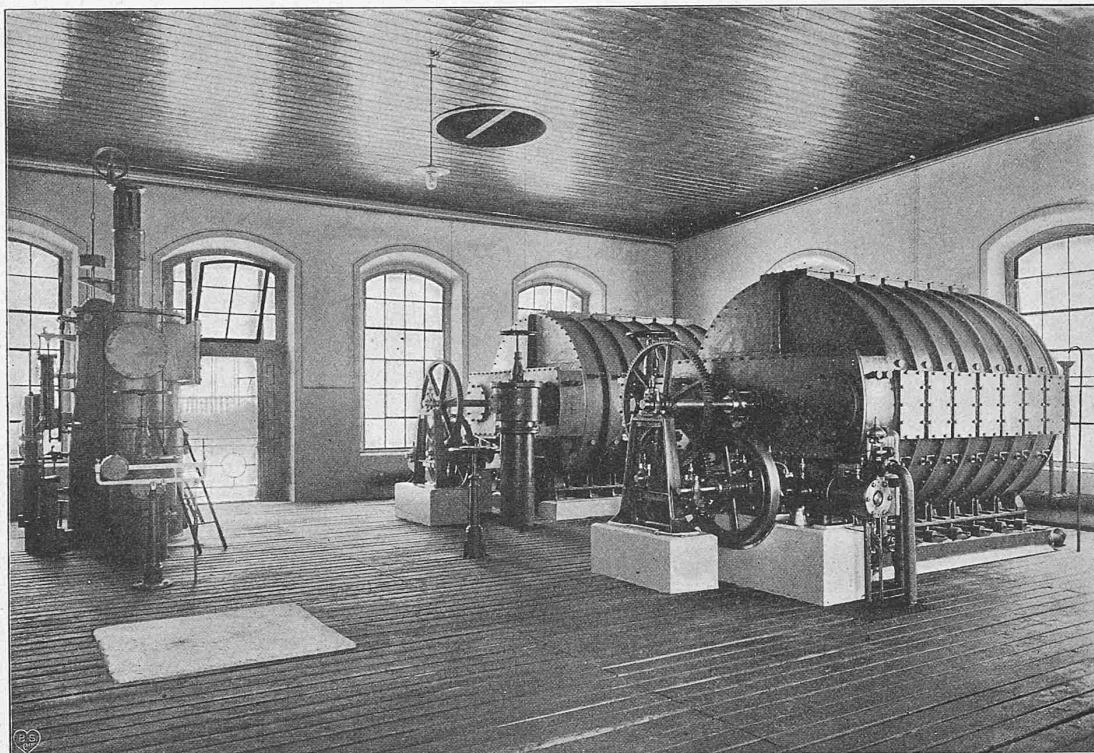


Fig. 19. Ansicht des Wascherraums.

Ueber die Regulierbarkeit der Turbine geben die Versuche mit partieller Beaufschlagung Aufschluss; es erscheint angezeigt, Regulierringe mit Einzelabsperren nur am Aussenkranz zu verwenden, den Innenkranz immer voll zu beaufschlagen, also demselben entweder eine Drosselregulierung (Ringschützen) oder eine Regulierung mit gleichzeitiger Verstellung sämtlicher Leitrad-schaufeln zu geben; bei teilweiser Beaufschlagung des Innenkranzes tritt der Einfluss der nur zum Teil mit Wasser ausgefüllten Zellen der bewegten Räder naturgemäss noch mehr hervor, wie bei einfachen Reaktionsturbinen. Gut anzupassen scheint sich das System bei veränderlichem Gefälle und zwar namentlich deshalb, weil der totale Wirkungsgrad mit dem Kleinerwerden des Verhältnisses ϵ_q wächst. Wenn die Turbine bei kleinstem Gefälle voll beaufschlagt arbeitet, so ist dies bei Anwachsen des Gefalles nicht mehr nötig; der Aussenkranz braucht behufs Erhaltung der Leistung und Umdrehungszahl nur mehr partiell beaufschlagt zu werden und das Verhältnis ϵ_q wird kleiner.

Für die Ausführung ist von hervorragendster Bedeutung eine exakte, leicht zugängliche und während des Betriebes nachstellbare Lagerung der Welle des Transformatorrades; dieselbe bietet unbedingt die grösste, aber keinesfalls unüberwindliche Schwierigkeit der Konstruktion.

Das Verwendungsgebiet des Systems ist naturgemäss ein mehrfach beschränktes, besonders kann dasselbe nur bei kleinen Gefällen und direkter Kupplung der Arbeitsmaschine in Frage kommen; unzweifelhaft dürfte wohl die Einfachheit und Billigkeit des Einbaues sein.

Es möge noch hervorgehoben werden, dass im Principe kein Hindernis vorliegt, die einzelnen Kränze behufs weiterer Erhöhung der Umdrehungszahl mit hohem Reaktionsgrad auszubauen oder sonst eines der zu dem Zwecke bekannten Mittel anzuwenden; das Transformationsprinzip und die demselben entsprechende Erhöhung der Umdrehungszahl wird dadurch nicht beeinträchtigt.

kungsgrad mit massgebender Genauigkeit Aufschluss geben werden; die Grundzüge des Systems dürften jedoch durch die vorliegenden Versuche genügend klar und sicher gestellt sein.

Ich erlaube mir noch an dieser Stelle den Herren Direktoren der Firma *Escher, Wyss & Cie.* für ihr förderliches Entgegenkommen bezüglich der Ausführung der Versuchsturbine, den Leitern der Filiale Ravensburg für ihre Mühewaltung bei Herstellung und Montierung derselben, den Herren Ingenieuren und Angestellten der Firma, sowie meinem Assistenten, Herrn Ingenieur *E. Bossard* für deren Mitarbeit bei der Konstruktion und den Versuchen meinen besten Dank auszusprechen.

Das neue Gaswerk der Stadt Zürich in Schlieren.

Von Ingenieur *A. Weiss*, Gasdirektor in Zürich.

VII.

Alle Rechte vorbehalten.

Wascheranlage. (Fig. 18 und 19.) Nachdem das Gas den Gassauger passiert hat, gelangt es zunächst in einen *Teerwascher*, System *Drory*, von 25—30000 m³ täglicher Leistungsfähigkeit. Dieser Apparat entfernt auf mechanischem Wege die letzten Spuren von Teer vollständig aus dem Gas. Gleichzeitig beseitigt derselbe Apparat einen nicht unbedeutenden Teil des im Gas enthaltenen Ammoniaks, weil er zum Betriebe etwas Ammoniakwasser benötigt. Die verschiedenen Abläufe am Teerwascher für Ammoniakwasser und Teer sind sämtlich sichtbar und unter Glasglockenverschluss.

Eine Umgangsklappe, die in die Betriebsleitung zum Teerwascher eingebaut ist, hat den Zweck, bei hoher Drucksteigerung vor dem Teerwascher das Gas die in diesem Falle selbstthätig sich öffnende Klappe passieren zu lassen. Vermittelt einer Hebelübersetzung kann die Klappe vom Apparatenflur aus bedient werden.