

# Vergleichende Untersuchungen an Reaktions-Niederdruckturbinen

Autor(en): **Prášil, Franz**

Objektyp: **Article**

Zeitschrift: **Schweizerische Bauzeitung**

Band (Jahr): **45/46 (1905)**

Heft 8

PDF erstellt am: **26.09.2024**

Persistenter Link: <https://doi.org/10.5169/seals-25390>

## **Nutzungsbedingungen**

Die ETH-Bibliothek ist Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Inhalten der Zeitschriften. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern. Die auf der Plattform e-periodica veröffentlichten Dokumente stehen für nicht-kommerzielle Zwecke in Lehre und Forschung sowie für die private Nutzung frei zur Verfügung. Einzelne Dateien oder Ausdrucke aus diesem Angebot können zusammen mit diesen Nutzungsbedingungen und den korrekten Herkunftsbezeichnungen weitergegeben werden. Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. Die systematische Speicherung von Teilen des elektronischen Angebots auf anderen Servern bedarf ebenfalls des schriftlichen Einverständnisses der Rechteinhaber.

## **Haftungsausschluss**

Alle Angaben erfolgen ohne Gewähr für Vollständigkeit oder Richtigkeit. Es wird keine Haftung übernommen für Schäden durch die Verwendung von Informationen aus diesem Online-Angebot oder durch das Fehlen von Informationen. Dies gilt auch für Inhalte Dritter, die über dieses Angebot zugänglich sind.

## Vergleichende Untersuchungen an Reaktions-Niederdruckturbinen.

Von Professor Dr. Franz Prášil in Zürich.

Nachdruck verboten.

(Fortsetzung.)

### D. Die Messeinrichtungen.

#### c) Leistungsmessung.

Diese erfolgte mittelst eines Prony'schen Zaums, der an einer auf der vertikalen Turbinenwelle aufgekeilten Bremscheibe angebracht war und mittelst Winkelhebels und Druckstange auf eine Dezimalwage drückte. Das Bremszeug gehört zum Inventar der hydraulischen Abteilung und wurde von der Firma Escher Wyss & Cie. geliefert; es ist für Leistungen bis zu 200 P.S. dimensioniert; die Bremscheibe hat 1 m Durchmesser bei 0,25 m Breite. Dieselbe ist für innere Kühlung eingerichtet; das Kühlwasser wird durch Schleifringe zu- und seitlich abgeführt, derart dass es mit dem Betriebswasser nicht zusammenkommt. Der Balken des Bremszaums musste seiner grossen Länge wegen gestützt werden, was durch Aufhängung an den über der Turbine befindlichen Kran erfolgte, mittelst eines Hängezeuges, dessen Achse möglichst lotrecht eingestellt wurde; bei grosser Länge eines solchen Hängezeuges ist bekanntlich mit mässigen Abweichungen von der senkrechten Lage ein bedeutender Fehler mit einer solchen Aufhängung nicht verbunden.

Die Bremsbalkenlänge und die Hebel-Dimensionen ergaben nach zweimaliger Messung im Mittel folgende Formel für die Bremsleistung:

$$N_b = \frac{P \cdot n}{151},$$

wobei  $P$  die Netto-Bremsbelastung,  $n$  die minutliche Umdrehungszahl und  $N_b$  die Bremsleistung in Pferdestärken darstellen.

Da bekanntlich das Drehmoment bei gegebenen  $N_b$  und  $n$  durch  $M_d = \frac{N_b}{n} 716,2$  Kilogramm-meter

bestimmt ist, so folgt für die reduzierte Bremshebellänge

$$l = \frac{716,2}{151} = 4,743 \text{ m.}$$

Man kann nun den Einfluss der Aufhängung wie folgt bestimmen:

Der Aufhängepunkt am Balken liegt 0,994 m von der Achse entfernt (siehe Abb. 10). Die Länge des Hängezeuges beträgt 1,288 m; durch eine eingeschaltete Federwage wurde der Zug  $Z$  in derselben gelegentlich der Ausarbeitung der Diplomarbeit mit rund 180 kg bestimmt. Für 1 mm

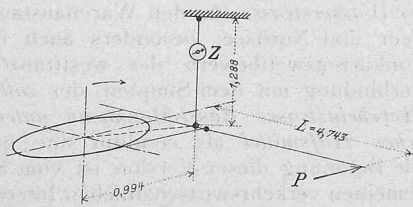


Abb. 10.

Abweichung des untern Aufhängepunktes von der durch den obern Aufhängepunkt geloteten Vertikalen ergibt sich eine Horizontalkomponente der Zugkraft  $Z$  von

$$H = Z \frac{0,001}{1,288} = 0,14 \text{ kg.}$$

Kommt diese Komponente mit Bezug auf den Radius des Aufhängepunktes ganz zur Geltung, so ergibt sich als entsprechender Maximal-Betrag am Hebelarm  $L$  für 1 mm Abweichung:

$$\Delta P = \pm 0,14 \frac{0,994}{4,743} = \pm 0,0295 \text{ kg.}$$

Der Betrag ist als Korrektur der Bremsbelastung positiv, wenn  $H$  entgegengesetzt, negativ, wenn  $H$  im Sinne der Drehrichtung wirkt. Bleibt bei einer Versuchs-Serie die Aufhängung in gleicher Lage, so ist die Korrektur bezüglich der Bremskraft eine konstante, bezüglich der Leistung proportional der Umdrehungszahl. Trägt man, wie dies bei Ausarbeitung der Versuche geschehen ist, die Werte dieser Grössen als Ordinaten auf eine Abszissenachse, auf der die minutlichen Umdrehungszahlen eingetragen sind, so kommt die Korrektur als Parallelverschiebung der Bremskraft oder Momentenkurve zum Ausdruck; es wird also der allgemeine Verlauf derselben wohl quantitativ, aber nicht qualitativ geändert, was für die spätern Erörterungen von Wichtigkeit ist.

Die zur Messung der Bremsbelastung verwendete Wage (von Ammann und Wild in Ermatingen) ist eine eiserne Dezimalwage mit zwei Laufgewichten, mit denen die

Wagebelastung auf Zehntelkilogramm abgelesen und auf Dekagramm geschätzt werden kann; die Wage wurde vor den Versuchen kontrolliert und deren Angaben richtig befunden.

Für die Zählung der Umdrehungszahlen war ein akustisches Signal angebracht; bei jedem Zustand wurde von mehreren Beobachtern gleichzeitig gezählt und zwar immer während einer ganzen Minute.

Die Bremse funktionierte während der ganzen Versuchsreihe anstandslos bis zu etwa 80 minutlichen Umdrehungen; unter dieser Tourenzahl war eine Einstellung nicht mehr durchführbar. Die Tara des Bremszeuges wurde vor oder nach jeder Versuchs-Serie, mehrfach auch doppelt bestimmt.

#### d) Messung der äussern Widerstände.

Dieselbe erfolgte durch Ablaufversuche, indem nach Demontieren des Saugrohres ein Riemenantrieb eingerichtet wurde, mittelst dessen die unbeaufschlagte Turbine von der in ihrer Nähe befindlichen Hochdruckturbinen von Bell in Umdrehung versetzt werden konnte. Da die Welle der letztern horizontal liegt, musste ein Leitrollenpaar eingeschaltet werden, das samt Lagerung von der Firma Hürlimann in Zürich geliefert wurde; die Disposition ist aus Abbildung 11 ersichtlich. Der Ablaufzustand wurde herbeigeführt durch Abwerfen des Riemens, was am Leitrollenständer leicht ausgeführt werden konnte.

Die Messung der Umdrehungszahlen erfolgte durch ein von Usteri-Reinacher für die hydraulische Abteilung geliefertes Registrierwerk (siehe Abbildung 12), das im Wesen aus einem von einem Uhrwerk angetriebenen Morseapparat besteht, bei dem für die Einstellung verschiedener Geschwindigkeiten der Papierbahn ein Differentialtriebwerk und Stufenschnurrollen, sowie zum Ein- und Ausrücken eine Kupplung verwendet ist. Der Apparat hat zwei Schreibstifte, von denen der eine von Hand aus betätigt werden kann und die auf Abbildung 13 ersichtlichen obern Linien ergibt, wenn man in bestimmten, an einer Uhr beobachteten Zeitintervallen an einem Hebel drückt. Der andere Schreib-

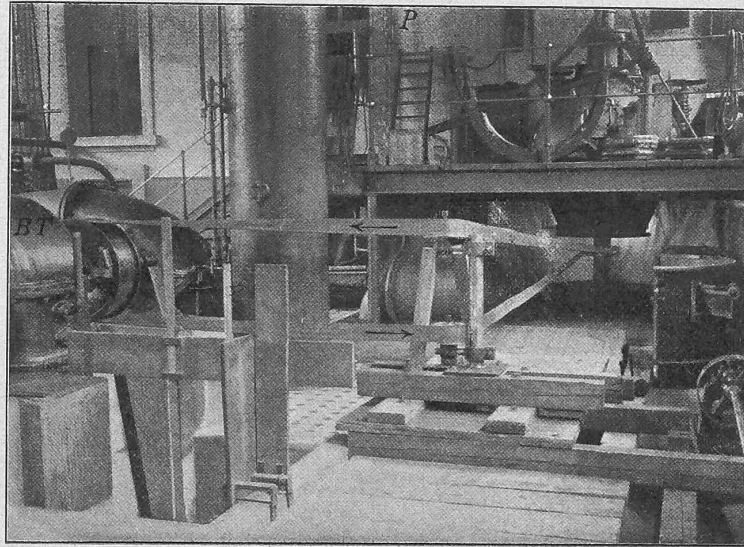


Abb. 11. Leitrollenantrieb für die Ablaufversuche.  
BT = Bell-Turbine, P = Piezometer für die Oberwasser-Stände.

stift wird vom Anker eines Elektromagneten bewegt, dessen Magnetisierung durch Einschalten eines Stromes erfolgt, wofür im gegebenen Fall eine Kontakteinrichtung mit der früher erwähnten akustischen Signaleinrichtung verbunden war, sodass bei jeder Umdrehung ein Stromschluss und damit eine Aufzeichnung erfolgte, wie dies aus der untern Linie der Abbildung 13 zu ersehen ist.

Die Kontakteinrichtung ist vom Maschinisten der elektrischen Abteilung des Laboratoriums installiert worden; der Strom wurde der Akkumulatorenbatterie des Laboratoriums entnommen, nachdem sich herausgestellt hatte, dass bei grossen Tourenzahlen ein von 12 galvanischen Elementen gelieferter Strom noch nicht genügt; es musste dann zu dem Zweck ein Lampenwiderstand vorgeschaltet

es sind die Versuche für jeden Beaufschlagungszustand im Prinzip derart durchgeführt worden, dass nach geeigneter Einstellung der Wasserlieferung mit einer Bremsbelastung begonnen wurde, bei der die minutliche Umdrehungszahl der Turbine zwischen den Werten 100 bis 120 in der Minute sich einstellte; bei kleinern Beaufschlagungen begann man auch bei noch niedrigeren Werten. Dann wurde die Bremsbelastung gesteigert, bis jene kleinste Umdrehungszahl erreicht war, bei der sich mit der Bremse noch ein guter Beharrungszustand erzielen liess, und von da ab wurde die Bremsbelastung wieder in, dem Bedarf entsprechenden, mehr oder weniger gleichmässigen Intervallen vermindert bis zum Leerlauf.

Hierauf wurde bis zum Stillstand abgebremst, wobei

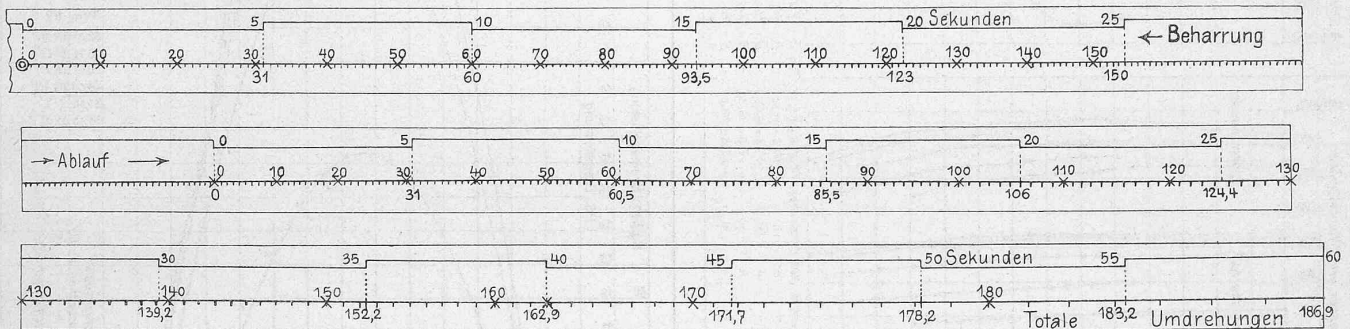


Abb. 13. Registrierstreifen eines Ablaufversuches.

werden. Nach Installation dieser Einrichtungen funktionierte der ganze Apparat anstandslos.

#### E. Die Versuche.

Ueber die Durchführung der Wassermessungen mit den hydrometrischen Flügeln ist bereits sub D, b berichtet.

Die Bremsversuche waren in folgender Weise organisiert:

Die Piezometer- und Pegelablesungen zur Gefällsbestimmung, sowie die Wageablesungen wurden von Herrn Ingenieur Allitsch, Assistent am eidgen. Polytechnikum, besorgt<sup>1)</sup>, die Ablesungen an den Schwimmern und am Schiebepegel des Ueberfalls für die Wassermessungen, sowie die gesamte Protokollierung der Beobachtungen vom Berichterstatter durchgeführt; die Zählung der minutlichen Umdrehungszahl erfolgte beiderseits.

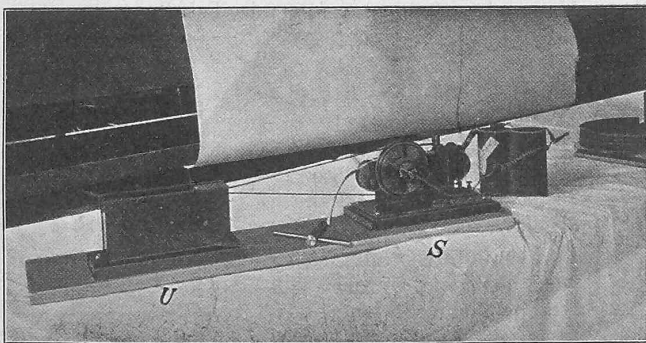


Abb. 12. Das Registrierwerk. (U Uhrwerk, S Registrierwerk.)

Die Bremse wurde zum Teil vom Maschinisten der hydraul. Abteilung, Herrn Krebser, zum Teil von einem der Hilfsarbeiter des Maschinenlaboratoriums geführt; die Einstellung der Beaufschlagung, sowie alle für die Herstellung der verschiedenen Versuchszustände notwendigen Montagearbeiten sind ebenfalls von Letztgenanntem besorgt worden.

Jedes Rad wurde, wie schon eingangs erwähnt, bei verschiedenen Gefällen und Beaufschlagungen gebremst und

<sup>1)</sup> Herrn Allitsch sei für seine dienstbereite und gewissenhafte Mit-hilfe bei Vornahme der Versuche und bei Berechnung der Versuchsergebnisse der beste Dank ausgesprochen.

mit Rücksicht auf die Veränderlichkeit des Bremsdruckes bei verschiedenen Stellungen des Laufrades gegen das Leitrad in einigen Fällen mehrere Aufnahmen stattfanden. (Auf eine eingehende Untersuchung dieser Erscheinung wurde dermalen verzichtet, dieselbe bleibt für später vorbehalten.) Nach jeder solchen Versuchsreihe wurde die Tara gemessen.

Die Beobachtungsziffern wurden gleichzeitig mit der Protokollierung graphisch registriert durch Diagramme, in welchen auf den Umdrehungszahlen als Abszissen die zugehörigen Werte von Gefälle, Ueberfallhöhe und Bremsbelastung als Ordinaten eingetragen wurden. Zeigten sich, wie z. B. bei Rad II, auffällige Erscheinungen im Verlauf der erhaltenen Kurven, so wurden die Versuche ein- oder mehrmals, eventuell unter Gefällswechsel wiederholt. Solche Diagramme sind in den Abbildungen 14, 15, 16, 17 (S. 98 und 99) dargestellt.

Nachdem sich die auf Seite 82 erwähnte Möglichkeit ergeben hatte, die Versuche in dem Sinne durchzuführen, dass die Turbine bei fest eingestellter Beaufschlagung das ganze, von der Zentrifugalpumpe geförderte Wasser konsumieren musste, wurden bei Vollbeaufschlagung die Parallelversuchs-Serien, d. i.: 1. die Bremsung bei möglichst konstantem Gefälle, 2. die Bremsung bei möglichst konstanter Wassermenge systemisiert. Die Diagramme (Abb. 18, S. 98) geben eine Vergleichung solcher Parallelversuche mit Rad II.

Bei diesen Versuchsserien wäre es sehr günstig gewesen, wenn sich trotz der hierbei auftretenden Variationen des Oberwasserstandes die Lieferfähigkeit der Pumpe leicht hätte konstant halten lassen können. Möglich wäre dies wohl gewesen, indem es nur einer genauen Einstellung der Pumpe auf die nötige Tourenzahl oder aber eines regulierbaren Seitenabflusses bedurft hätte. Letzteres wurde tatsächlich versucht, doch stellte sich die Anwendung beider Hilfsmittel als derart zeitraubend heraus, dass von ihrer Verwendung Abstand genommen, dafür jedoch für die Erhaltung möglichst vieler Beobachtungen bei verschiedenen Gefällen unter sonst gleichen Verhältnissen gesorgt wurde.

In der gezeichneten Versuchsserie für konstanten Wasserkonsum hört die starke Steigung der Gefällslinie bei  $n = 220$  wieder auf, da von da ab wiederum Ueberlauf eingetreten ist. Bei spätern Versuchen wurde durch Verkleinerung des Anfangsgefälles diesem Uebelstand abgeholfen

und die Kurven ohne diesen Abfall erhalten. Selbstverständlich ist sorgfältig darauf geachtet worden, dass zur Zeit der Ablesungen Beharrungszustand vorhanden war.

In solcher Weise hat man im Ganzen 68 Bremsserien an den vier Rädern durchgeführt und es sind die Aufnahmen anstandslos verlaufen.

**Vergleichende Untersuchungen an Reaktions-Niederdruckturbinen.**

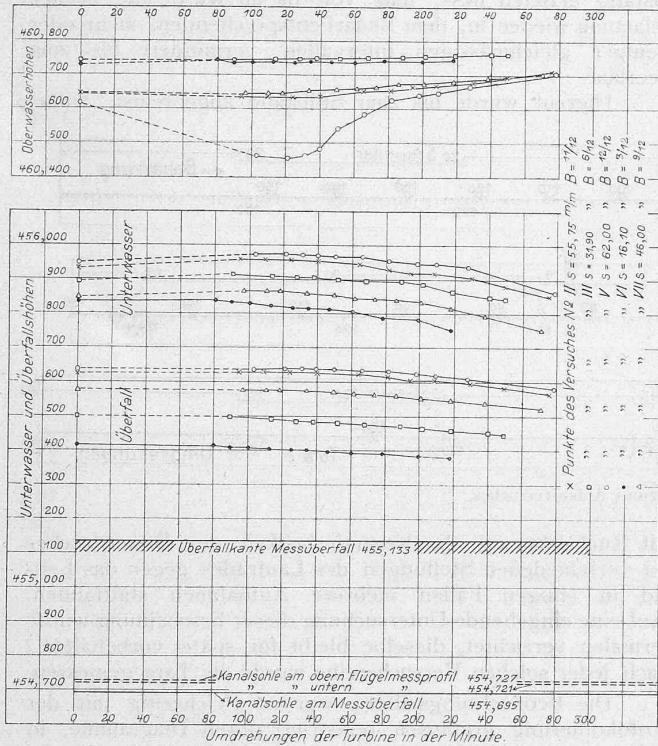


Abb. 14. Gefälls- und Ueberfallsbeobachtungen. Rad I.

Nach Abschluss der Bremsversuche fanden die Ablaufversuche statt, die zuerst an Rad III in der beschriebenen Weise vom Berichtersteller selbst, dann für Rad IV von Herrn Ingenieur Ruoff, Assistent am eidgenössischen Polytechnikum, durchgeführt wurden.<sup>1)</sup> Eine Fortsetzung mit den Rädern I und II konnte wegen des seither aufgenommenen Unterrichtsbetriebes nicht stattfinden.

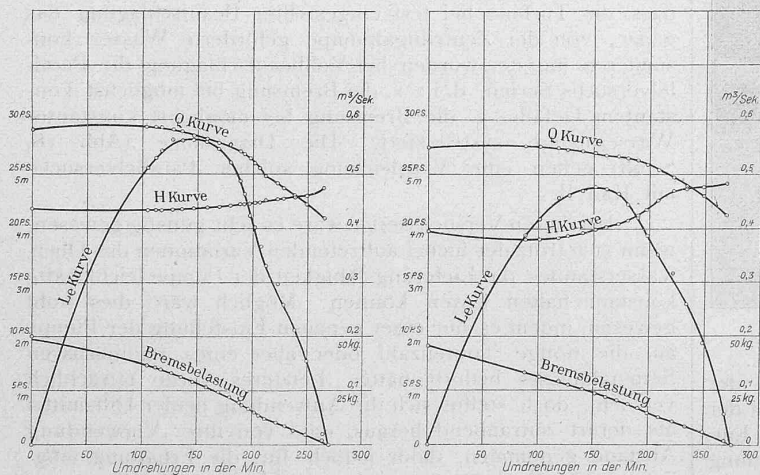


Abb. 18. Parallelversuche mit Rad III.

Die zur Berechnung der Aussenwiderstände durch die Ablaufversuche nötige Trägheitsmomentsbestimmung wurde

<sup>1)</sup> Herrn Ing. Ruoff, sowie dem Personal des Maschinenlaboratoriums sei für ihre Mitwirkung bei den Versuchen hiemit gedankt.

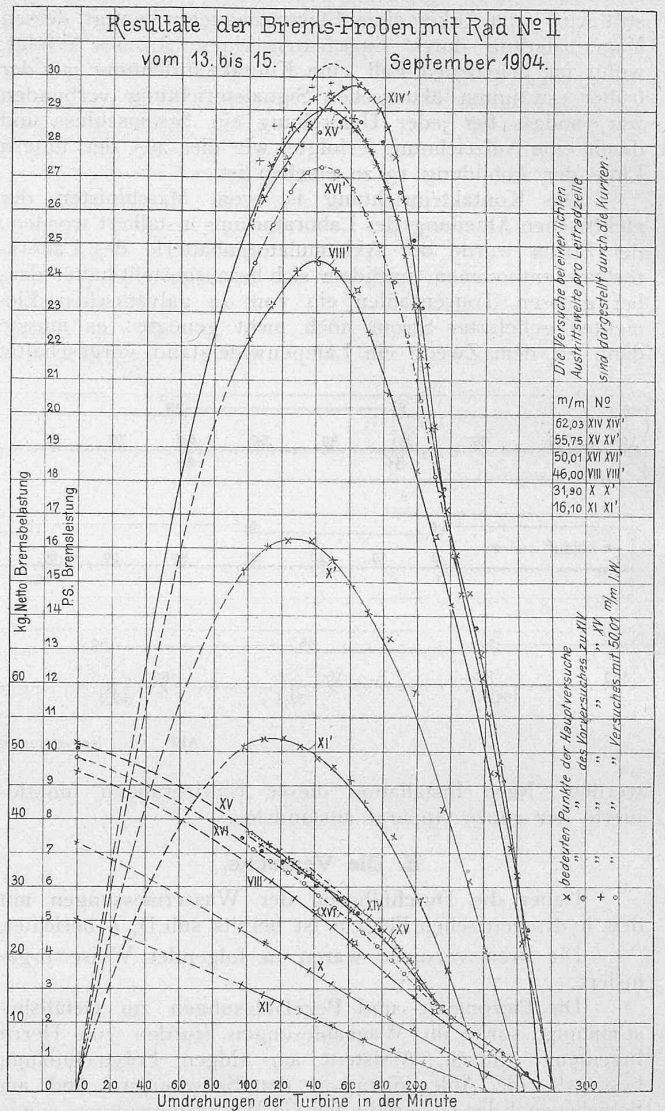


Abb. 16. Bremsproben-Ergebnisse bei Rad I.

für die Räder I und IV und die Bremscheibe durch Wägen und Auspendeln, für die Welle durch Rechnung durchgeführt. Es ergab sich hieraus folgende Tabelle:

Gegenstand	Gewicht kg	Massenträgheitsmoment kg/m/Sek. <sup>2</sup>
Bremscheibe	814,5	9,403
Welle	1410,0	2,945
Rad I	252,2	2,636
Rad II	250,5	2,618
Rad III	268,5	2,800
Rad IV	263,5	2,746

Im Mittel ergibt sich hieraus für die rotierenden Teile ein Gewicht von 2483 kg, ein Massenträgheitsmoment von 15,108 kg/m/Sek.<sup>2</sup>

Der Verlauf der Ablaufversuche mit Rad III ist aus Abbildung 19 (S. 100) ersichtlich, in der als Abszissen die Zeit, als Ordinaten die mit Hilfe des auf Seite 96 beschriebenen Registrierapparates erhaltenen, totalen Umdrehungszahlen von Beginn des Versuches ab eingetragen sind.

Die Auswertung des Widerstandsmomentes aus diesen Versuchen hat auf folgender Grundlage stattgefunden:

Bekanntlich ist die Winkelbeschleunigung  $\frac{d\omega}{dt}$  einer rotierenden Masse durch das Gesetz bestimmt

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{M}{J}$$

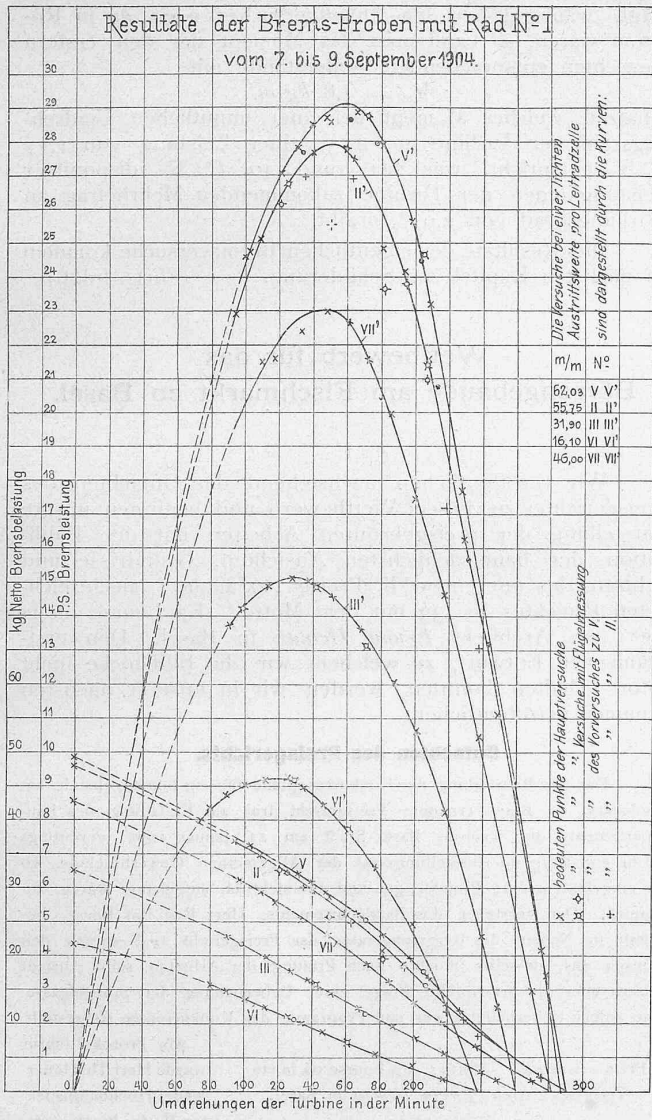


Abb. 17. Bremsproben-Ergebnisse bei Rad II.

Hierbei bedeuten  $\omega$  die Winkelgeschwindigkeit,  $t$  die Zeit,  $M$  das wirksame Moment und  $J$  das Massenträgheitsmoment bezogen auf die Drehachse.

Während der Ablaufperiode ist  $M = -M_w =$  dem durch Zapfenreibung, durch Ventilationswirkung und Luftwiderstand der in der Luft rotierenden Teile, sowie durch alle sonstigen kraftverzehrenden Einflüsse bestimmten Widerstandsmoment. Zu letztern gehören im gegebenen Fall, die Reibung der für die Kühlwasserzuführung angebrachten Schleifringe und der Feder, die als Anschlag am Keil der Bremsscheibe die akustische Signalvorrichtung für die Tourenzahl bildete, und welche daher bei den Ablaufversuchen in gleicher Weise montiert und in Funktion waren, wie bei den Hauptversuchen.

Es wären hiezu auch alle jene Widerstände zu rechnen, die durch Waten der rotierenden Teile im Wasser entstehen, doch ist die Anwendung der Ablaufmethode für die Bestimmung dieser Verluste in der vorliegenden Versuchsdisposition nicht durchführbar und es muss die Erweiterung der Versuche nach dieser Richtung hin noch vorbehalten bleiben.

Wäre  $M_w$  während der ganzen Ablaufperiode konstant, so müssten die erhaltenen, im Diagramm dargestellten Kurven Parabeln sein, wie aus folgendem zu ersehen ist.

$$\text{Aus } \frac{d\omega}{dt} = -\frac{M_w}{J} \text{ folgt}$$

$$\omega = \omega_0 - \frac{M_w}{J} \cdot t = \frac{d\varphi}{dt}$$

wobei  $\varphi$  den Bogen bedeutet, der dem totalen Winkel ent-

spricht, um den sich die rotierenden Teile seit Beginn der Beobachtungen gedreht haben; es ist daher, wenn  $z$  die totale Umdrehungszahl bedeutet,  $\varphi = 2\pi z$ . Wenn  $\omega_0$  die Winkelgeschwindigkeit darstellt zur Zeit  $t = 0$ , also zu Beginn der Ablaufperioden, so folgt hiermit:

$$\frac{dz}{dt} = \frac{\omega_0}{2\pi} - \frac{M_w}{2\pi J} \cdot t \text{ und}$$

$$z = \frac{\omega_0}{2\pi} t - \frac{M_w}{4\pi J} t^2,$$

da für  $t = 0$ , auch  $z = 0$  ist.

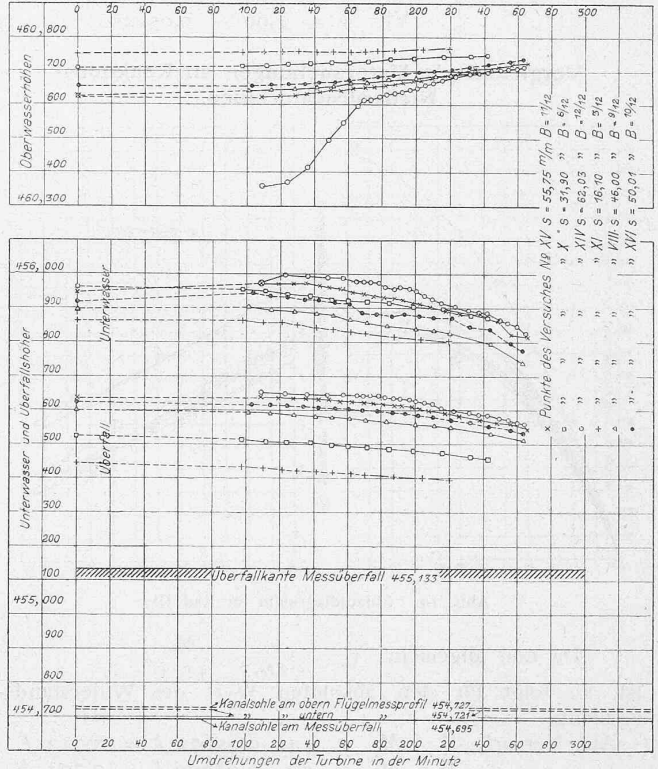


Abb. 15. Gefälls- und Ueberfallsbeobachtungen. Rad II.

Mit  $M_w =$  konstant ist dies die Gleichung einer Parabel, da  $\frac{\omega_0}{2\pi}$  und  $\frac{M_w}{4\pi J}$  Konstante sind.

Um nun die Ablaufkurve zu untersuchen, kann man sich durch eine einfache Umformung ein leicht übersichtliches Verfahren herausbilden: Dividiert man nämlich jedes beobachtete  $z$  durch die zugehörige Zeit  $t$  ( $z$  und  $t$  sind am Registrierstreifen ablesbar), so erhält man

$$\left(\frac{z}{t}\right) = y = \frac{\omega_0}{2\pi} - \frac{M_w}{4\pi J} \cdot t;$$

dies ist die Gleichung einer Geraden mit  $t$  als Abszisse und  $y$  als Ordinate.

Die Anfangsordinate dieser Geraden hängt nur von der bei Beginn der Ablaufperiode vorhandenen Winkelgeschwindigkeit  $\omega_0$ , und die Neigung derselben gegen die Koordinatenachsen von der Grösse von  $M_w$  ab. Ist  $M_w$  für alle Versuchsreihen konstant, so erhält man parallele Gerade und wenn man innerhalb einer Versuchsreihe von verschiedenen Zeitpunkten ausgeht, so erhält man ebenfalls parallele Gerade. Ist  $M_w$  innerhalb einer Versuchsreihe nicht konstant, so erhält man mit  $y = \frac{z}{t}$  eine von den Geraden abweichende Kurve.

Aus den für Rad III erhaltenen Ablaufkurven wurden mit diesem Verfahren die Kurven der Abbildung 19 (S. 100) abgeleitet, aus denen ersichtlich ist, dass zwar weder innerhalb einer Versuchsreihe die  $y$ -Kurven rein linear sind, noch dass die Kurven der einzelnen Versuche parallel verlaufen; ein Zeichen, dass die äussern Widerstände nicht nur innerhalb einer Versuchsreihe, sondern auch von Versuchsreihe zu Versuchsreihe variieren. Das letztere ist jedenfalls, da

sonst alles unverändert geblieben ist, auf die Veränderlichkeit der Lagerreibung zurückzuführen.

Immerhin sind die Abweichungen von der Geraden namentlich in der mittlern Partie der Kurven so geringe, dass man einen Mittelwert ableiten kann. Es ergeben sich hiermit als angenäherte Gleichungen von  $y$ :

für Versuch	I	$y = 4,83 - 0,05672 t$
"	II	$y = 4,38 - 0,05600 t$
"	III	$y = 4,70 - 0,05640 t$
"	IV	$y = 4,42 - 0,05200 t$
"	V	$y = 6,00 - 0,05500 t$
"	VI	$y = 4,90 - 0,05220 t$

Vergleichende Untersuchungen an Reaktions-Niederdruckturbinen.

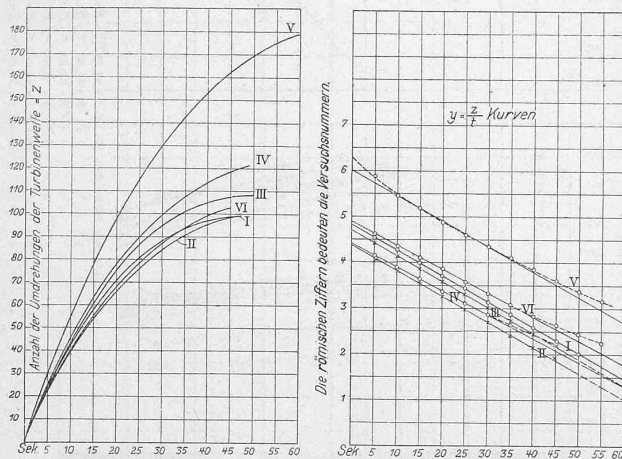


Abb. 19. Ablaufdiagramm für Rad III.

Da nun allgemein  $y = \frac{\omega_0}{2\pi} - \frac{M_{zw}}{4\pi J} t$  ist, so folgt für den absoluten Wert des Widerstandsmoments:

Aus Versuch	I	$M_{zw} = 4\pi \cdot 0,05672 J = 0,713 J$
"	II	$M_{zw} = 4\pi \cdot 0,05600 J = 0,704 J$
"	III	$M_{zw} = 4\pi \cdot 0,05640 J = 0,709 J$
"	IV	$M_{zw} = 4\pi \cdot 0,05200 J = 0,653 J$
"	V	$M_{zw} = 4\pi \cdot 0,05500 J = 0,691 J$
"	VI	$M_{zw} = 4\pi \cdot 0,05220 J = 0,656 J$

oder im Mittel  $M_{zw} = 0,688 J$  und hieraus mit dem für das Massenträgheitsmoment gefundenen Mittelwert  $J = 15,108 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{Sek}^2$ ;  $M_{zw} = 0,688 \cdot 15,108 = 10,4 \text{ kg/m}$ .

In diesem Moment ist nun allerdings auch der Ventilationsverlust im Laufrad inbegriffen; um hierüber einen, wenn auch nur qualitativen Aufschluss zu erhalten, wurden an Rad IV Ablaufversuche bei offenem und bei geschlossenem Leitapparat gemacht, die folgende Resultate ergeben haben:

Bei offenem Leitapparat ist  $M_{zw} = 7,69 \text{ kg/m}$ ,  
 „ geschlossenem Leitapparat ist  $M_{zw} = 8,35 \text{ kg/m}$ .

Die Vermehrung des Momentes bei geschlossenem Leitapparat ist auf den Widerstand zurückzuführen, den die Luftströmung im Spalt und in den engen Zwischenräumen der auf Schluss gestellten Drehschaufeln erfährt.

Während der Ablaufversuche mit Rad III war der Leitapparat immer ganz geöffnet und es erhellt aus der Abweichung der Werte von  $M_{zw}$  für offenes Leitrad, dass jedenfalls der Einfluss der Lagerveränderung, wie derselbe durch die Montage bei Auswechseln der Räder herbeigeführt wurde, von grösserem Einfluss ist als der Ventilationsverlust. Vorbehältlich näherer Untersuchung dieser Frage wurde in spätern Untersuchungen als Widerstandsmomentenwert der um etwa 15% verminderte Wert des für Rad III gefundenen Momentenwertes, also  $M_{zw} = 8,9 \text{ kg/m}$  eingesetzt.

Berücksichtigt man noch ferner, dass das Totalgewicht des Bremszeuges samt Bremsscheibe rund 1340 kg be-

trägt, während bei den Ablaufversuchen 2490 kg in Rotation waren, so kann man das Moment der den erstern Gewichten entsprechenden Widerstände mit

$$M_{zw} = 4,8 \text{ kg/m}$$

schätzen, welches Moment bei einer minutlichen Umdrehungszahl der Turbine von 175, einer Leistung von 1,17 P. S. entspricht, was bei rund 40 P. S. disponibler Leistung einen der Turbine zukommenden Mehrbetrag an Wirkungsgrad von 2,9% ergibt.

Die Resultate der eigentlichen Bremsversuche kommen im nächsten Kapitel zur Schilderung. (Forts. folgt.)

Wettbewerb für das Börsengebäude am Fischmarkt zu Basel.

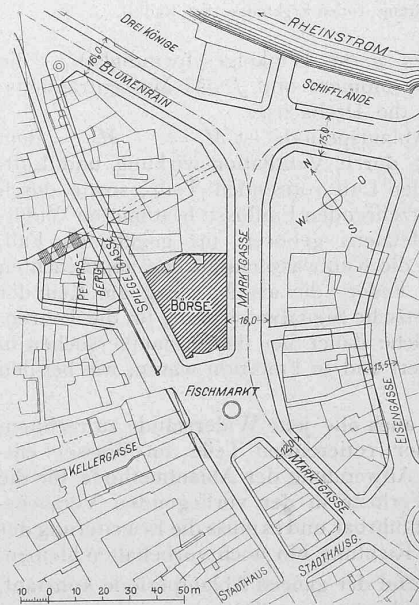
I.

Wir veröffentlichen nachstehend das Gutachten des Preisgerichtes zu diesem Wettbewerb und beginnen unsere Darstellung der preisgekrönten Arbeiten mit der Publikation der hauptsächlichsten Ansichten, Grundrisse und Schnitte des mit einem II. Preise „ex aequo“ ausgezeichneten Projektes Nr. 33 mit dem Motto: „La bourse ou la vie“ von Architekt Erwin Heman in Basel. Den erstprämiierten Entwurf, zu welchem wir die Bildstöcke nicht sofort erhalten konnten, werden wir in unserer nächsten Nummer veröffentlichen.

Gutachten des Preisgerichtes.

Das zur Beurteilung der Konkurrenzpläne für ein Börsengebäude am Fischmarkt in Basel ernannte Preisgericht trat auf Einladung des Baudepartements des Kantons Basel-Stadt am 23. Januar 1905, vormittags 9 Uhr vollzählig im Ausstellungssaal der Allgemeinen Gewerbeschule, wo die eingelaufenen 61 Projekte gut und übersichtlich aufgehängt waren, zusammen. Der Vorsteher des Baudepartements, Herr Reg.-Rat Reese, begrüßte im Namen des Regierungsrates das Preisgericht und sprach den Wunsch aus, dasselbe möchte nach Prüfung der Arbeiten seine Ansicht äussern über die prinzipielle Frage einer Ueberbauung der Spiegelgasse. Eine solche Ueberbauung war laut Programm den Konkurrenten freigestellt.

Als Protokollführer wurde Herr Th. Hünerwadel, Hochbauinspektor II. des Baudepartements bezeichnet.  
 II. Preis «ex aequo». Motto: «La bourse ou la vie».  
 Verfasser: Arch. Erwin Heman in Basel.



Lageplan. — Masstab 1 : 2500.

Der Präsident konstatiert, dass im ganzen 61 Projekte rechtzeitig eingelaufen seien. Ein weiteres Projekt gelangte erst Montag den 16. Januar an das Sekretariat des Baudepartements und wurde wegen verspäteter Ablieferung von der Beurteilung ausgeschlossen. Die Projekte sind in der Reihenfolge des Einganges nummeriert von 1 bis 39 und 39a bis 60 und tragen die nachstehend angegebenen Motti bzw. Kennzeichen:

1. « Hammer »,
2. Geldbeutel (gez.),
3. «Mercur», 4. Weisses Kreuz in rotem,
5. «Der Handelsstadt», 6. «Tradition», 7. «Firm»,
8. «Jakob Sarbach» I, 9. «Fortuna», 10. «Cartouche», 11. «St. Jakob»,
12. «Luftschlösser», 13. «Skizziert», 14. Pfauenfeder (gez.), 15. «Im Januar 1905»,
16. «Basler Typus», 17. «Börseplätzli», 18. «Platz-Frage»,
19. Band mit Baslerwappen und Inschrift: Basel 1905 (gez.), 20. «Handel