

Experimentelle und theoretische Untersuchungen

am

überschlächtigen Wasserrad.

Von der **Technischen Hochschule Stuttgart**
zur Erlangung der Würde eines Doktor-Ingenieurs
genehmigte

Dissertation.

Vorgelegt

von

Dipl.-Ing. **K. W. Meerwarth**

aus Eßlingen a. N.

Eingereicht am 28. Februar 1934.

Berichterstatter: Prof. Dr.-Ing. E. Braun.

Mitberichterstatter: Prof. Dr.-Ing. Wewerka.

— 1935 —



127/242

Experimentelle und theoretische
Untersuchungen
am
oberschlächtigen Wasserrad

Von der Technischen Hochschule Stuttgart
zur Erlangung der Würde eines Doktor-Ingenieurs

genehmigte
Dissertation

Vorgelegt

von
Dipl.-Ing. K. W. Meierwarth
aus Esslingen a.N.

Eingereicht am 28. Februar 1934

Berichterstatter: Prof. Dr. Ing. E. Braun
Mitberichterstatter: Prof. Dr. Ing. Wewerka

-- 1935 --

Druck durch Wilhelm Heiges Esslingen a.N.

Inhalts - Verzeichnis

I. Einleitung	S. 1
II. Versuche	
1. Beschreibung der Versuchsstände	
a. Grossradversuchsstand	S. 2
b. Modellradversuchsstand	S. 4
2. Durchführung der Versuche	
a. Leistungsversuche am Grossrad	S. 6
b. Leistungsversuche am Modellrad	S. 7
c. Versuche zur Feststellung der Verluste beim Waten des Rades im Unterwasser	S.14
d. Momentaufnahmen am Modellrad	S.14
III. Versuchs - Ergebnisse	
1. Bemerkungen über die Genauigkeit der Wassermessungen.	
a. Überfallmessungen am Grossrad	S. 15
b. Schirmmessungen am Grossrad	S. 15
c. Danaidenmessungen am Modellrad	S. 17
2. Leistungsversuche am Grossrad	
a. bei einer Zulaufhöhe von $h = 400$ mm	S.17
b. bei einer Zulaufhöhe von $h = 200$ mm	S.21
3. Auslaufversuche beim Grossrad	S.22
4. Leistungsversuche am Modellrad	
a. bei einer Zulaufhöhe von $h = 80$ mm	S.28
b. Versuche zur Feststellung des Leistungsverlustes beim watenden Rad	S.28
5. Auslaufversuche beim Modellrad	S.28
IV. Auswertung der Versuchsergebnisse	
1. Das Froude'sche Ähnlichkeitsgesetz. Nachprüfung seiner Anwendbarkeit auf Modellversuche bei überschlächtigen Wasserrädern	S.28
2. Die Verluste	
a. Vorbemerkung	S.34
b. Mechanische Verluste	S.34
c. Verluste des im Unterwasser watenden Rades	S.39
d. Hydraulische Verluste	S.42
3. Bemerkungen zur Berechnung des Wasserrades	S.47
V. Untersuchungen über den wirtschaftlichen Ausbau v. überschlächt. Wasserrad u. Kleinturbine bei Kleinwasserkraften.	
1. Vorbemerkungen	S.49
2. Der wirtschaftlichste Ausbau	S.49
VI. Zusammenfassung	S.55
VII. Literatur - Verzeichnis	S.57

Herrn Professor Dr.-Jng. E. B r a u n

spreche ich für die jederzeit gewährte, lebenswürdige Unterstützung, für seine vielen Anregungen und für die ständige und fördernde Anteilnahme an der Arbeit meinen herzlichsten Dank aus.

Die Arbeit wurde im Maschinenlaboratorium der Staatl. Württbg. Höheren Maschinenbauschule Esslingen ausgeführt. Ich fühle mich daher

Herrn Direktor Dipl. Jng. H. B e r k e n h o f f

zu grösstem Dank verpflichtet, der mir in lebenswürdiger Weise gestattete, die Laboratoriumseinrichtungen für eigene Versuche zu benützen.

Zum Schlusse danke ich meinen Helfern, insbesondere Herrn Jng. W. B e n z und Herrn Jng. E. K i m m e r l e , für treue Mitarbeit auf das Wärmste.

I. Einleitung

In den Jahren 1927 bis 1929 hat S t a u s in der von ihm errichteten Wasserradversuchsanlage der Staatl. Württbg. Höheren Maschinenbauschule Eßlingen 1) eine grosse Zahl sehr sorgfältig durchgeführter Versuche an einem überschlächtigen Wasserrad gemacht. Seine Veröffentlichungen (5, 6 und 7) 2) haben zum ersten Mal eindeutig festgestellt, dass überschlächtige Wasserräder bis weit in das Gebiet der kleinsten Teillasten herunter unerwartet günstige Wirkungsgrade aufweisen, wenn man neuzeitliche Maschinenteile, insbesondere Rollenlager und Zahnradvorgelege mit gefrästen Zähnen verwendet.

Die Beiträge, die Turbinenbauer und Wasserradfachleute seinen Arbeiten folgen liessen, drehen sich vornehmlich um die Streitfrage, welche von den beiden Wasserkraftmaschinen den höheren Wirkungsgrad aufweist. Solche Beiträge können aber kein abschliessendes Urteil darstellen, weil für den Besitzer von Kleinwasserkraftanlagen die absolute Höhe vom Wirkungsgrad viel weniger entscheidend ist als Einfachheit, Betriebssicherheit und vor allem Wirtschaftlichkeit seiner Anlage.

Nun wird zwar mit Recht als besonderer Vorzug der Turbine neben einem hohen Wirkungsgrad ihre Betriebssicherheit, ihre einfache Bedienung, ihre bequeme Regelbarkeit, ihre hohen Drehzahlen und damit ihr kleiner Platzbedarf hervorgehoben. Diese Vorzüge kommen aber bei Kleinwasserkraftanlagen, bei denen meist ganz andere Bedingungen an den Betrieb gestellt werden als bei grossen Anlagen, nur zum Teil zu voller Geltung. Der Besitzer solcher Anlagen verlangt wohl Einfachheit und Betriebssicherheit, benötigt aber in der Regel weder besonders hohe Drehzahlen noch empfindliche Regelung. An Einfachheit und Betriebssicherheit wird das überschlächtige Wasserrad von der Kleinturbine kaum zu übertreffen sein. Wo mal hohe Drehzahlen benötigt werden sollten, z. B. beim Antrieb von Kleindynamos, können sie auch vom Wasserrad erreicht werden, sobald man zu neuzeitlichen Zahnrad- oder Kettengetrieben übergeht. Mit solchen Getrieben lassen sich beim Wasserrad mit zweifacher Übersetzung Drehzahlen von 500 U. p. M. und noch mehr bei einem Getriebewirkungsgrad von 97 bis 98 % pro Getriebe erreichen. Hier spielt aber heute die Geschwindigkeitsregelung keine so grosse Rolle mehr, weil man nämlich wie bei der Turbine Gleichspannungs - Gleichstromgeneratoren benutzen kann. Auch der Vorteil guter Geschwindigkeitsregelung, die nebenbei nicht unerhebliche Mehrkosten verursacht, lässt sich vielfach nicht ausnützen, weil die Anforderungen, wie z. B. im Mühlenbetrieb, nicht so hoch gestellt werden. Dem erheblich grösseren Platzbedarf vom Wasserrad stehen die höheren Kosten des Wasserbaues bei der Turbine gegenüber.

Die angeführten Vor- und Nachteile von Kleinturbine und überschlächtigem Wasserrad halten sich somit die Waage. Ungeklärt ist aber noch die Frage, ob und wie weit das Wasserrad wirtschaftlich mit der Turbine in Wettbewerb treten kann.

Zur Beantwortung dieser Frage reichen aber die Untersuchungen von Staus nicht aus. Zunächst weichen seine Versuche zu wenig vom Bereich der Konstruktionsdrehzahl ab. Es lassen sich daher noch keine sicheren Aussagen über den Einfluss der Drehzahl auf den Wirkungsgrad und damit über die Bestdrehzahl machen. Weiter gelang es ihm nicht, mit seiner Versuchsanlage die Überlastungsgrenze festzustellen, weil die Pumpe vom Wasserradversuchsstand nicht in der Lage war, die hierfür nötige Wassermenge zu fördern. Endlich fehlen gänzlich Versuchswerte über die Verluste, die beim Waten des Rades im Unterwasser auftreten.

Ohne Kenntnis vom gesamten Betriebsbereich und damit der Bestdrehzahl und der Überlastungsgrenze, sowie der Watenverluste kann man aber keine Untersuchungen über den wirtschaftlichsten Ausbau einer Wasserradanlage anstellen.

Greift man auf ältere Versuche zurück, so muss man feststellen, dass die Versuche entweder an unterschlächtigen Wasserrädern gemacht wurden oder reine Abnahmeversuche an älteren überschlächtigen Wasserrädern darstellen. Was an theo-

1) Nach Angabe von Herrn Prof. Dr. Ing. A. Staus wahrscheinlich die einzige Versuchsanlage für überschlächtige Wasserräder auf der Welt.

2) Die eingeklammerten Zahlen beziehen sich auf das Literaturverzeichnis am Schluss dieser Arbeit.

retischen Abhandlungen vorliegt, (3, 4) stützt sich zum grössten Teil auf die klassischen Werke von Redtenbacher (1) und Bach (2). Diese beiden Forscher haben zwar schon Angaben über die Bestdrehzahl und auch über die Überlastungsgrenze gemacht, konnten aber ihre Angaben durch keine genauen Versuchsergebnisse belegen. Die kleineren Abhandlungen sind, soweit sie erfasst werden konnten (8 - 13), meist nur beschreibender Art oder gehen über die oben angeführten Abhandlungen nicht hinaus. Die Wasserradliteratur, die seit dem mächtigen Aufschwung der Wasserturbine gegenüber der umfang- und aufschlussreichen Literatur über Wasserturbinen stark in den Hintergrund getreten ist, kann somit auch keine befriedigende Antwort auf die angeführten, noch offen stehenden Fragen geben.

Nun konnte aber Staus, der dem Wasserrad grösstes Interesse entgegengebracht und mit seinen Versuchen ganz neue Erkenntnisse über die Güte neuzeitlicher überschlächtiger Wasserräder geschaffen hatte, wegen Rücktritts von seinem Lehramt seine Untersuchungen leider nicht mehr fortsetzen. Es hat sich daher der Verfasser der vorliegenden Arbeit die Aufgabe gestellt, die Untersuchungen von Staus fortzuführen mit dem Ziel, an Hand von weiteren eingehenden Versuchen die fehlenden Unterlagen zu schaffen, die zur Durchführung von Wirtschaftlichkeitsberechnungen nötig sind.

Selbstverständlich kann die vorliegende Arbeit keinerlei Anspruch auf Vollständigkeit erheben. Dazu fehlten vor allem die nötigen Geldmittel. Ausserdem war man bei der Durchführung der Versuche dadurch sehr behindert, dass ein Teil der benützten Versuchsstände für den laufenden Laboratoriumsunterricht freigehalten werden musste. Die Versuche mussten daher in die freien Abendstunden und in die Semesterferien gelegt werden, waren also zeitlich beschränkt. Weitere Einschränkungen brachte die Versuchsanlage selbst. Diese war im Platz ausserordentlich beschränkt. Eine Erweiterung der Anlage durch Ein- und Umbauten war daher gänzlich ausgeschlossen. So liessen sich z.B. Überlastungsversuche erst durchführen, nachdem man den Turbinenversuchsstand, der sich im gleichen Versuchsraum befand, völlig abgebaut hatte. Dadurch gewann man wenigstens im Versuchsraum so viel Platz, dass man, allerdings nur behelfsmässig, eine weitere Pumpe aufstellen konnte. Diese Pumpe war aber nötig, weil die Versuchspumpe für die Überlastungsversuche nicht ausreichte. Die WATverluste liessen sich mit der Versuchseinrichtung überhaupt nicht bestimmen. Beobachtungen am Rad konnten nur unter erschwerten Umständen, photographische Aufnahmen, wie sie zur Feststellung von Strömungsvorgängen und für die Berechnung der hydraulischen Verluste nötig sind, gar nicht gemacht werden. Um all diesen Schwierigkeiten aus dem Wege zu gehen, entschloss man sich zum Bau eines Modellversuchsstandes, der nach verschiedenen Abänderungen auf ein vorhandenes kleines Versuchsgerinne aufgebaut wurde. Erst mit diesem Versuchsstand liessen sich auf einfache Weise die erforderlichen WATversuche, sowie Beobachtungen und photographische Aufnahmen machen, mit denen man den verschiedenen Verlusten im Rad nachgehen konnte.

II. V e r s u c h e

1. Beschreibung der Versuchsstände

a. Grossradversuchsstand

Die Versuchsanlage hat bereits Staus eingehend beschrieben. (5) Trotzdem soll sie aber im folgenden soweit beschrieben werden, als es zum Verständnis der weiteren Untersuchungen nötig ist.

In Abb. 1 und 2 ist die Anordnung vom Versuchsstand wiedergegeben. Das Rad, ein normales Rad der Fa. Müller, Bad Cannstatt, hat einen Durchmesser von $D=3,6$ m, bezogen auf die Schaufelspitzen, eine Schaufelbreite $b = 0,8$ m, eine Schaufeltiefe $a = 0,28$ m und besitzt $z_s = 30$ Stahlblechschaufeln. Es ist für eine grösste Wassermenge von $Q = 0,15$ cbm/s und für ein Gefälle von $H = 4$ m gebaut. Die der Konstruktion zugrunde gelegte Normaldrehzahl beträgt $n = 9$ U.p.M. an der Radwelle.

Zu Abb.1 und 2

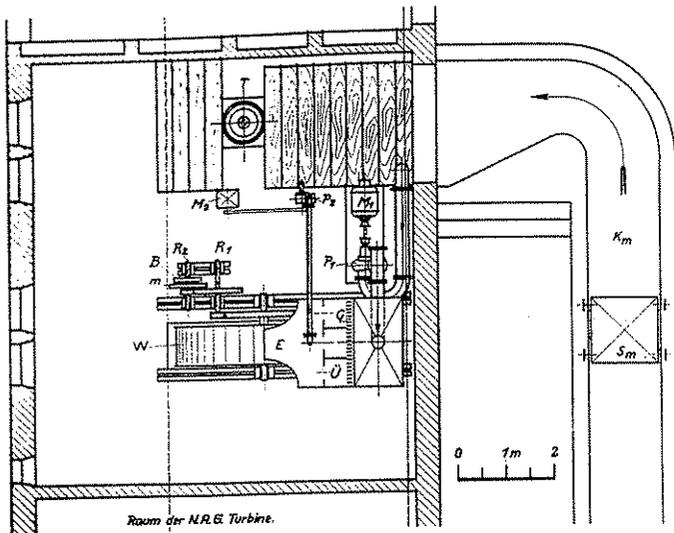


Abb. 1

- K_m Messkanal mit Messschirm S_m
- T Versuchs - Francisturbine
- P₁ zum Wasserrad W gehörende Kreiselpumpe mit Motor M₁
- P₂ Aushilfskreiselpumpe mit Motor M₂
- G Beruhigungs- Holzgitter
- Ü Überfälle mit Zwischenwänden Z
- E Schützenkasten mit Prallblechen p und Abschlusschütze S
- W Versuchswasserrad
- R₁ Zwischenvorgelege
- R₂ Bremsvorgelege mit Schwungrad m und Bremse B
- D Drosselschieber

Um vernünftige Abmessungen für die Bremse B zu bekommen, wurde das Wasserrad mit einem doppelten Zahnradvorgelege, Übersetzung 1 : 25, ausgestattet. Das Bremsvorgelege R₂ läuft also mit der 25 - fachen Drehzahl vom Rad. Das Schwungrad m von 800 mm Durchmesser, 245 kg Gewicht, auf der Welle vom Bremsvorgelege aufgekeilt, trägt wesentlich zur stabilen Bremsung, besonders im Bereich der kleinen Drehzahlen, bei. Alle Wellenzapfen laufen auf Rollenlagern. Alle Stirnräder sind gefräst.

Die Einlaufvorrichtung besteht aus einem Einlaufkasten, in dem 2 hintereinander geschaltete Beruhigungsgitter aus Holz sitzen. Ihm wird von unten her über den Drosselschieber D das Betriebswasser von der Kreiselpumpe P₁ zugeführt. In seiner vorderen Vertikalwand sind 3 kreisrunde Überfälle Ü von 275 mm li.W. eingebaut. Die Überfälle sind durch die Zwischenwände Z getrennt. Mit diesen Zwischenwänden erhält man genau die Verhältnisse, unter denen die Überfälle im Versuchsgerinne geeicht wurden. Die Überfallhöhe h' (Abb. 6) wird an einem Schwimmpiegel mit parallaxenfreier Millimeterskala und gleichzeitig an einem Standrohr abgelesen. Jeder Überfall steht durch einen Gummischlauch mit dem Schwimmpiegel in Verbindung.

Von den Überfällen stürzt das Wasser, durch die Prallbleche p geführt, in den Schützenkasten E, der in einer Düse von 600 mm Breite endet. Die Abschlusschütze S besitzt eine Feineinstellvorrichtung mit Millimeterskala und Nonius,

Bis zu einer Beaufschlagung von $Q = 0,18 \text{ cbm} / \text{s}$ reicht die Kreiselpumpe P₁ vom Versuchsstand aus. Die Wassermenge, die sie dem Messkanal K_m entnimmt, wird direkt mit den 3 kreisrunden Überfällen gemessen. Von $Q = 0,18 \text{ cbm} / \text{s}$ an bis zur Überlastungsgrenze vom Rad muss die zweite Kreiselpumpe P₂ zur Aushilfe herangezogen werden. Diese Pumpe saugt ihr Wasser ebenfalls aus dem Messkanal K_m, drückt sie aber durch eine besondere Rohrleitung direkt in den Schützenkasten E. Die gesonderte Zuführung ist nötig, weil ein Parallelschalten der beiden Pumpen, wie früher schon einmal versucht wurde, keine Steigerung der Fördermenge über 180 ltr / s hinaus bringt. Infolgedessen muss man die Wassermenge der beiden Pumpen gemeinsam mit dem im Messkanal K_m laufenden Messschirm S_m messen.

Der kalibrierte Messkanal ist 1,5 m breit und hat eine nutzbare Messlänge

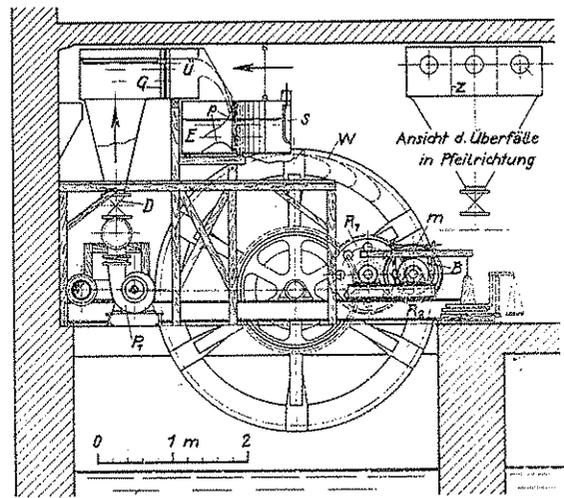


Abb. 2

von 9 m . Er ist eigens für Schirmmessungen eingerichtet und trägt deswegen in Abständen von je 1 m Schleifkontakte, die vom Schirm ausgelöst werden. Die Laufzeiten vom Schirm werden von einem Zeitschreiber aufgezeichnet. An einem Schwimmpegel mit Millimeterskala liest man die Pegelstände im Messkanal ab.

Nun ist aber an den Messkanal die Versuchsturbine T angeschlossen. Bei den Wassermessungen muss man daher die Leckwassermenge dieser Turbine durch besondere Versuche bestimmen und von der Radwassermenge abziehen.

Da das Rad bei den höheren Drehzahlen und bei grosser Beaufschlagung sehr zum Spritzen neigt, ist es zum Schutze der Beobachter durch Spritzbleche abgedeckt, die nur am Einlauf und in Augenhöhe Öffnungen haben, durch die sich die Vorgänge im Rad beobachten lassen.

b. Modellradversuchsstand

Seine Anordnung ist ohne weiteres aus den Abb.3 und 4 zu entnehmen.

Zu Abb.3

- a Zulaufleitung mit Drosselhahn
- b Zulaufgerinne
- c Beruhigungsgitter
- d Glaspegel mit Millimeterskala
- e Absperr - und Regelschütze
- f Modellrad mit Welle g
- h Bänderbremse mit Anschlagknaggen i
- k Unterwassergerinne
- l Schwimmpegel
- m 16 - Lochdanaide mit Glaspegel n
- o Abfanggefäss
- p Versuchsgerinne einer 2 - PS Francis-spiralturbine
- r Messingschleifkontakt

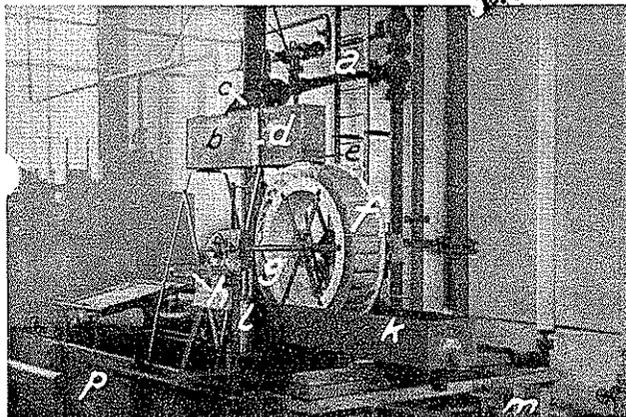


Abb. 4

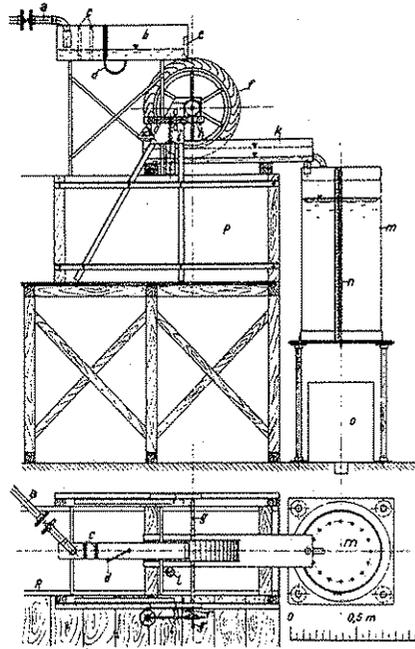


Abb. 3

Durch die Rohrleitung a , deren Ende zur Beruhigung des ausfliessenden Wassers durch einen Lederschlauch gebildet wird, läuft das Wasser von einem Hochbehälter dem Zulaufgerinne b zu. Das Gerinne, aus einzelnen Stahlblechen zusammengeschweisst, ist 1 m lang, 0,12 m breit und 0,26 m hoch. Die Beruhigungsgitter c bestehen aus 2 hintereinander geschalteten durchlochten Stahlblechen, die in das Gerinne eingehängt, einwandfrei den Wasserspiegel beruhigten. Zum Ablesen vom Pegelstand dient der Glaspegel d , der durch einen Gummischlauch mit dem Gerinne verbunden ist. Die Abschlusschütze e besteht aus einem düsenförmig zugerichteten Eichenholzbrett, das einfach in den Kanal eingeklemmt und mit Plastilin abgedichtet wurde. Lage und Form der Abschlusschütze sind der Grossausführung geometrisch ähnlich.

Das Modellrad (Abb.5), im Masstab 1 : 5 vom Grossrad gebaut und diesem

geor
mitt
eine
und
Sch
blec
den
in
geh
sorg
klot
K be
A an
aus
sch

Rad
stel
ein
zus
ein
Zel
Auf
den
wei

läu

bes
trä
die
und
che
übe

lan
gel
ein
der

Was

spi

te
rec
Rad
grö
der
le
re
mit
be
von

fü

Ra

geometrisch ähnlich, hat einen mittleren Durchmesser von 716,4 mm, eine mittlere Breite von 160,4 mm und besitzt wie das Grossrad 30 Schaufeln S, die aber aus Zinkblech bestehen. Die Schaufeln wurden zuerst zurechtgeschnitten, dann in einem Paket auf gleiche Breite gehobelt und zum Schluss über einen sorgfältig bearbeiteten Hartholz - klotz zurechtgebogen. Der Radkörper K besteht aus Sperrholz, die Arme A aus Flacheisen und die Nabe N aus einem Rohrstutzen mit 2 angeschweissten Stahlblechflanschen.

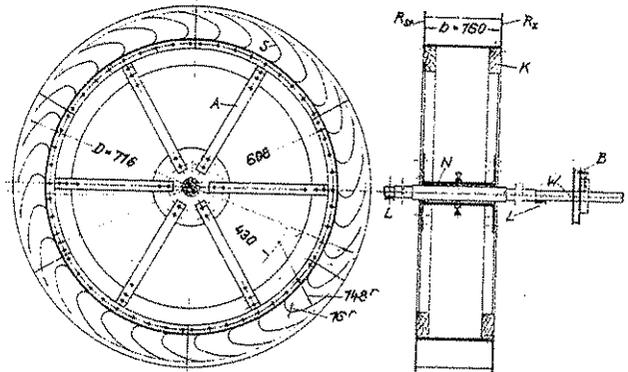


Abb. 5

Die Schaufeln sind mit dem Radboden, der aus Zinkblech besteht, und dem einen Radkranz R_{st} , einem Stahlblechkranz, sorgfältig zusammengelötet. Den Abschluss auf der dem Beobachter zugewandten Seite bildet ein Zelluloidkranz R_z von 2 mm Wandstärke. Dieser Kranz ist mit einer Azeton-Zelluloidmischung sauber gegen die Schaufeln und den Boden abgedichtet. Um ein Aufquellen und Verziehen vom Radkörper zu verhindern, ist sowohl er wie Radboden und Stahlblechkranz mehrmals mit Ölfarbe gestrichen worden, und zwar wurde weisse Farbe benützt, damit die Zellenräume gut aufgehellert werden.

Die Stahlwelle W von 30 mm grösstem Durchmesser hat 800 mm Lagerabstand und läuft in Kugellagern (L).

Die Bremse B, die für das Modellrad besonders entworfen wurde, ist eine besonders leicht gebaute Bandbremse mit Holzbacken. Ihr Scheibendurchmesser beträgt 110 mm, ihre Hebellänge 338 mm, das Gewicht vom ganzen Bremszeug 290 gr, die Tara 122,8 gr. Die Bremse ist fliegend auf das eine Wellenende aufgesetzt und wie das Rad selbst durch eine 1/2 " Feststellschraube gegen Verdrehen gesichert. Der Messingschleifkontakt r (Abb.3), auf das Wellenende aufgeklemt, überträgt die Umläufe auf einen Zeitschreiber.

Das Unterwassergerinne, aus Stahlblech zusammengeschweisst, ist 1,35 m lang, 0,25 m breit und 0,16 m hoch und trägt an der Vorderseite den Schwimmpiegel 1 (Abb.3 und 4). Der Pegel schwimmt in einem besonderen Gefäss, das durch einen Gummischlauch mit dem Unterwassergerinne in Verbindung steht. Damit ist der Pegel allen Strömungseinflüssen entzogen.

Durch einen in die Zulaufleitung eingebauten Drosselhahn lässt sich die Wassermenge regeln.

Der ganze Versuchsstand ruht auf dem Versuchsgerinne einer kleinen Versuchspiralturbine. Auf einem Gerätetisch steht der Zeitschreiber.

Mit Rücksicht auf genaue Versuchsergebnisse hat man beim Modellrad grösste Ähnlichkeit mit dem Grossrad angestrebt. Da die Abmessungen vom Modellrad recht klein sind, machte sein Bau, insbesondere das Anlöten der Schaufeln an die Radkränze und den Radboden, ziemliche Schwierigkeiten. So musste man, trotz grösster Sorgfalt in der Herstellung, in Kauf nehmen, dass der Modellmasstab für den Raddurchmesser etwas kleiner ausgefallen war wie bei der Radbreite. Der mittlere Raddurchmesser vom Grossrad wurde aus 15 Messungen zu 3592 mm, der mittlere Durchmesser vom Modellrad aus der gleichen Zahl von Messungen zu 716,4 mm ermittelt. Aus 30 Messungen fand man beim Grossrad eine mittlere Breite von 799 mm, beim Modellrad 160,4 mm. Das ergibt für den Raddurchmesser einen Modellmasstab von

$$\lambda = \frac{716,4}{3592} = 1:5,02$$

für die Radbreite dagegen den Wert

$$\lambda = \frac{160,4}{799} = 1:4,98$$

Die grösste Abweichung vom mittleren Raddurchmesser und von der mittleren Radbreite ist aber wie die Tabelle zeigt für Gross - und Modellrad gleich.

	Grösste Abweichung von der mittleren Radbreite		vom mittleren Raddurchmesser	
	in mm	in %	in mm	in %
Grossrad	3	0,38	7	0,2
Modellrad	0,6	0,38	1,4	0,2

2. Durchführung der Versuche

a. Leistungsversuche am Grossrad

Gebremst wurde durchweg bei steter Wassermenge Q , also bei stet gehaltener Schützenöffnung a_0 , bei steter Spiegelhöhe h im Schützenkasten und bei veränderlicher Drehzahl.

Den Wassermessungen liegen die Eichkurven von Staus (Abb.7) zugrunde.

Als Nutzgefälle H wurde der senkrechte Abstand zwischen Oberwasserspiegel und unterem Radscheitel (Abb.6) eingesetzt. Mit $h_z = 0,017$ m, $D = 3,592$ m folgt:

$$H = h + h_z + D = h + 3,609 \text{ m}$$

Die Drehzahlen wurden am Drehzahlzähler des Bremsvorgeleges abgelesen. Bei den Leerlaufversuchen musste ein Stechtachometer benützt werden, weil man die dabei auftretenden hohen Drehzahlen mit dem Drehzahlzähler nicht mehr einwandfrei ablesen konnte.

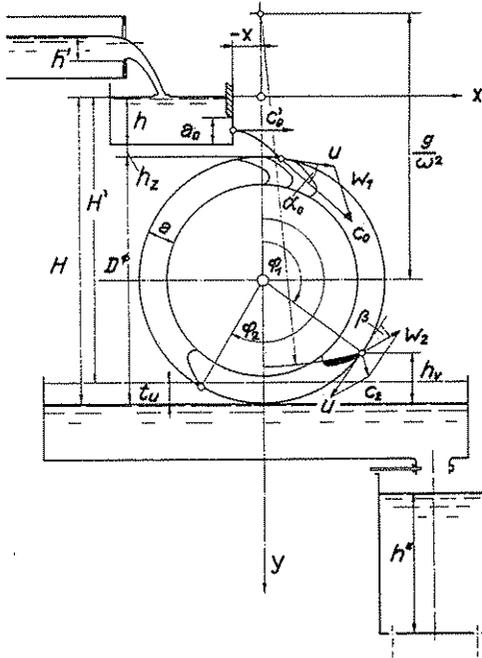


Abb. 6

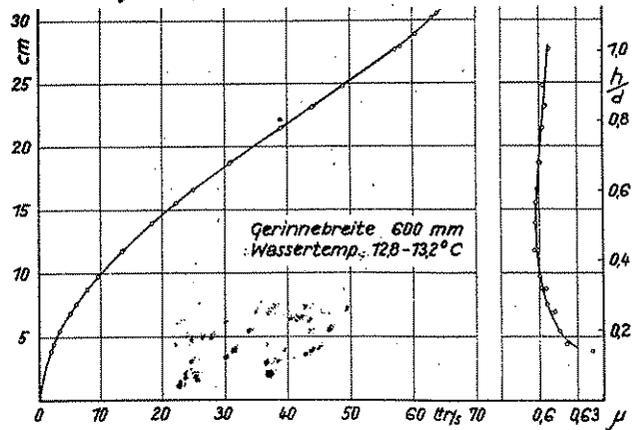


Abb. 7

Eichkurve der bei den Versuchen benützten kreisrunden Überfälle von 275 mm li.W.

Zur Grobeinstellung der Drehzahl wurde ein Tachometer benützt, das durch einen Riemen vom Zwischenvorgelege angetrieben wurde. Mit einer sorgfältig austarier- ten Dezimalwaage für max. 100 kg Belastung wurden die Bremslasten gewogen. Die Bremse, deren Hebellänge 716 mm betrug, war völlig ausgeglichen.

Die Raumtemperaturen betragen während der Versuchszeiten im Mittel 9° C.

Durchgebremst wurden die Belastungsstufen für $Q = \text{rd. } 30, 60, 90, 120, 150, 180, 200$ und 210 ltr /s. Bei der Versuchsreihe mit $Q = 30$ ltr /s wurde mit dem

mittleren Überfall allein; bei allen übrigen Versuchsreihen mit allen 3 Überfällen gemessen. Von $Q = \text{rd. } 180 \text{ ltr /s}$ an arbeiteten beide Pumpen zusammen. Ihre Fördermenge wurde mit dem Messschirm bestimmt.

Jede Versuchsreihe bestand im allgemeinen aus 7 bis 10, teilweise noch mehr Versuchspunkten. Begonnen wurde jedesmal bei einer mittleren Drehzahl von rd. 200 U.p.M., gemessen am Bremsvorgelege. Nach unten ging man mit der Drehzahl so weit herunter, als es der Beharrungszustand der Bremse zulies. Unter rd. 120 U.p.M. liess er sich trotz grösster Aufmerksamkeit nicht mehr einhalten. Die hohen Drehzahlen machten keine Schwierigkeiten.

In der Regel lagen jedem Versuchspunkt 7 Ablesungen zu grunde. Später genügten 4 Ablesungen, weil sich die Beobachter gut aufeinander eingearbeitet hatten. Bei den grossen Belastungen, bei denen sich der Beharrungszustand nur kurze Zeit sicher aufrecht erhalten liess, wurden sogar nur noch 3 Ablesungen gemacht. Jede Ablesung dauerte 1 Minute. Über die Einzelablesungen geben die im Auszug beigefügten Zahlentafeln Nr. 1 bis 6 Aufschluss.

Bei all diesen Versuchen wurde die Wassertiefe im Schützenkasten mit $h = 400 \text{ mm}$ und der Abstand von Aussenkante Schütze bis Radmitte mit $x = - 150 \text{ mm}$ stet gehalten.

Anschliessend wurden 3 weitere Versuchsreihen mit $Q = \text{rd. } 60, 90, \text{ und } 120 \text{ ltr /s}$ bei einer Wassertiefe von $h = 200 \text{ mm}$ und unverändertem Abstand x durchgeführt. Mit ihnen wollte man feststellen, welchen Einfluss die Wassertiefe h auf den Wirkungsgrad hat.

Eine grössere Zahl von Auslaufversuchen sowie Beobachtungen der Strömungsvorgänge am Radeintritt und in den Zellen schlossen die Grossradversuche ab.

Zum Teil wurden die Auslaufversuche mit dem Rad samt beiden Vorgelegen, zum Teil mit dem Rad und dem Zwischenvorgelege allein gemacht. Das Rad wurde dabei sowohl durch kurz andauernde Beaufschlagungen als auch von Hand auf hohe Drehzahl gebracht und dann bei abgehobenem Bremszaum sich selbst überlassen. Die Drehzahlen wurden ausschliesslich von einem Zeitschreiber aufgezeichnet.

Das Trägheitsmoment vom Bremsvorgelege einschliesslich des Schwungrades wurde durch Auspendeln bestimmt, während man das Trägheitsmoment vom Wasserrad und vom Zwischenvorgelege ausrechnen musste. Jede Art von Pendelversuch hätte hier in einem Mass Arbeit und Zeit erfordert, das in keinem Verhältnis zu den Ergebnissen der ganzen Auslaufversuche gestanden hätte. Diesen Pendelversuchen schlossen sich noch 2 Leerlaufversuche an, bei denen die Bremse mit 1 kg und 2 kg belastet war. Sie wurden gemacht, damit man auf dem unmittelbaren Versuchsweg das Trägheitsmoment aller umlaufenden Massen hätte bestimmen können. Das Ergebnis war sehr schlecht, weil sich bei der kurzen Auslaufzeit die Bremse nicht im Beharrungszustand halten liess.

Die mechanischen Verluste von Rad und Getriebe bei belastetem Rad konnten überhaupt nicht bestimmt werden. Dazu hätte man das Rad vom Bremsvorgelege aus antreiben müssen. Das eingeleitete Drehmoment hätte man mit einem Torsionsdynamometer, das am Wasserrad abgegebene Moment mit einer Bandbremse bestimmen müssen. Bei den kleinen Raddrehzahlen wäre die Bremse sehr gross ausgefallen. Ob man mit einer solchen Bremse die sicher recht kleinen Reibungsmomente einwandfrei gefunden hätte, ist sehr zu bezweifeln.

b. Leistungsversuche am Modellrad

Mit ihnen sollte festgestellt werden, ob und wie weit man die Ergebnisse vom Modellrad auf das Grossrad übertragen darf. Sie wurden deswegen all den andern Modellradversuchen vorangestellt. Schwierigkeiten, die sich im Anfang bei der Bremse einstellten, fielen fort, als man den Scheibendurchmesser der Bremse vergrösserte. Auch die im Anfang benützte 1 - Lochdanaide, die eigens für die Modellversuche hergerichtet wurde, musste, weil sie zu klein war, durch eine 16 - Lochdanaide ersetzt werden. Diese Danaide wurde vor den Versuchen genau geeicht. Ihre Eichkurve ist in Abb. 3 wiedergegeben.

Die Versuche wurden wie beim Grossrad durchgeführt. Es wurde also bei steter Wassermenge, bei stetem Gefälle und bei veränderlicher Drehzahl gefahren.

Zahlentafel Nr. 1
Einzelablesungen am Grossrad. $Q = -30 \text{ l/s}$

Nr. des Vers.	Dauer vom Versuch	n/min	Pegel in mm	Mittelwert Pegel	Überfallhöhe h' in mm f. Kreis			Wassermenge in l/s f. Kreis			Q l/s	Bemerkung.
					1	2	3	1	2	3		
85	70 ³⁸		114,0									$s_0 = 16,7 \text{ mm}$
	-	227	114,0	114	98,8	99,2	99,0	9,68	9,74	9,70	29,12	
		227	114,0									
		226	114,0									
70 ⁴²	227	114,0										
86	70 ⁴⁶		114,0									
	-	192	114,0	114	98,8	99,2	99,0	9,68	9,74	9,70	29,12	
		192	114,0									
		191	114,0									
70 ⁵⁰	191	114,0										
87	70 ⁵⁸		114,0									
	-	150	114,7	114	98,8	99,2	99,0	9,68	9,74	9,70	29,12	
		144	113,9									
		147	114,0									
71 ⁰²	147	114,0										
88	71 ⁰⁶		113,9									
	-	277	114,7	114	98,8	99,2	99,0	9,68	9,74	9,70	29,12	
		278	114,0									
		276	114,7									
71 ¹⁰	277	114,0										
89	71 ¹⁴		113,8									
	-	376	113,9	114	98,8	99,2	99,0	9,68	9,74	9,70	29,12	
		376	114,0									
		375	114,7									
71 ¹⁸	376	114,7										

Zahlentafel Nr. 2
Einzelablesungen am Grossrad $Q = -60 \text{ l/s}$

78	9 ³⁰		161,8									$s_0 = 38 \text{ mm}$
	-	238	162,0	162,7	146,5	147,3	147,7	20,10	20,25	20,20	60,55	
		236	162,0									
		236	162,2									
9 ³⁵	237	162,3										
79	9 ³⁸		162,0									
	-	198	162,0	162,0	146,8	147,2	147,0	20,05	20,24	20,75	60,44	
		190	162,0									
		180	162,0									
9 ⁴³	180	162,0										
80	9 ⁴⁶		162,0									
	-	175	162,0	161,9	146,7	147,7	146,9	20,05	20,20	20,70	60,35	
		177	161,8									
		174	161,8									
9 ⁵⁰	174	161,8										
81	9 ⁵³		161,8									
	-	152	161,8	161,7	146,5	146,9	146,7	20,00	20,70	20,05	60,75	
		154	162,0									
		154	161,8									
9 ⁵⁷	156	161,8										
82	70 ⁰¹		161,8									
	-	136	161,7	161,7	146,5	146,9	146,7	20,00	20,70	20,05	60,75	
		136	161,6									
		135	161,7									
70 ⁰⁵	136	161,7										
83	70 ¹⁰		162,0									
	-	282	162,0	161,9	146,7	147,7	146,9	20,05	20,20	20,70	60,35	
		279	162,0									
		278	161,9									
70 ¹⁴	278	161,5										
84	70 ¹⁷		161,4									
	-	307	161,9	161,8	146,6	147,0	146,8	20,00	20,75	20,05	60,20	
		307	162,0									
		307	162,0									
70 ²¹	307	162,0										

Zahlentafel Nr. 3

Einzelablesungen am Grossrad $Q \approx 90 \text{ l/s}$

Nr. v. Vers.	Dauer v. Versuch	n/min	Pegel in mm	Mittelwert Pegel	Überfallhöhe h' in mm f. Kreis			Wassermenge in l/s f. Kreis			Q l/s	Bemerkung.
					1	2	3	1	2	3		
71	71 ³⁹	224	197,8	197,7	182,5	182,9	182,7	29,56	29,65	29,60	88,80	$s_0 = 55 \text{ mm}$
	-	223	197,5									
	-	222	197,8									
	-	223	197,8									
	71 ⁴⁴	223	197,5									
73	73 ⁵⁴	152	197,1	197,7	181,9	182,3	182,1	29,35	29,50	29,40	88,25	
	-	152	197,1									
	-	154	197,1									
	-	153	197,1									
	73 ⁵⁸	152	197,1									
74	74 ⁰²	136	197,1	197,7	181,9	182,3	182,7	29,35	29,50	29,40	88,25	
	-	137	197,1									
	-	136	197,1									
	-	136	197,1									
	74 ⁰⁷	136	197,1									
75	75 ⁰⁸	264	197,1	197,7	181,9	182,3	182,7	29,35	29,50	29,40	88,25	
	-	264	197,1									
	-	264	197,1									
	-	264	197,1									
	75 ¹³	264	197,1									
76	76 ¹⁴	307	196,6	197,0	181,8	182,2	182,0	29,30	29,45	29,40	88,75	
	-	308	197,0									
	-	308	197,1									
	-	308	197,1									
	76 ¹⁸	308	197,1									
77	77 ²⁰	351	197,1	197,7	181,9	182,3	182,7	29,35	29,50	29,40	88,25	
	-	351	197,1									
	-	351	197,2									
	-	351	197,0									
	77 ²⁴	351	197,2									

Zahlentafel Nr. 4

Einzelablesungen am Grossrad $Q \approx 120 \text{ l/s}$

63	63 ²²	223	230,8	230,9	215,7	216,1	215,9	39,30	39,40	39,35	118,05	$s_0 = 74,6 \text{ mm}$
	-	223	237,2									
	-	223	230,8									
	-	223	237,0									
	63 ²⁷	223	230,8									
65	65 ³⁹	163	237,5	237,0	215,8	216,2	216,0	39,30	39,42	39,40	118,12	
	-	162	230,8									
	-	162	230,8									
	-	163	237,0									
	65 ⁴⁴	163	237,0									
67	67 ⁵⁶	122	230,8	237,4	216,2	216,6	216,4	39,42	39,50	39,45	118,37	
	-	123	237,0									
	-	122	237,2									
	-	123	232,2									
	67 ⁰¹	123	237,8									
68	68 ¹⁰	268	237,2	237,2	216,0	216,4	216,2	39,40	39,45	39,42	118,27	
	-	269	230,8									
	-	268	237,2									
	-	268	237,2									
	68 ¹⁵	268	237,5									
69	69 ¹⁶	304	237,5	237,5	216,3	216,7	216,5	39,43	39,52	39,47	118,42	
	-	304	237,7									
	-	304	237,1									
	-	304	232,0									
	69 ²¹	304	237,5									
70	70 ²³	339	232,0	237,5	216,3	216,7	216,5	39,43	39,52	39,47	118,42	
	-	338	232,0									
	-	336	237,5									
	-	336	237,4									
	70 ²⁸	337	237,2									

Zahlentafel Nr. 5
Einzelabmessungen am Grossrad $Q \approx 150 \text{ ltr/s}$

Nr. v. Vers.	Dauer v. Versuch	n/min	Pegel in mm	Mittel- wert Pegel	Überfallhöhe h' in mm f. Kreis			Wassermenge in ltr/s f. Kreis			Q ltr/s	Bemerkung.
					1	2	3	1	2	3		
47	70 26	221	254,2	254,0	249,6	250,0	249,8	49,5	49,6	49,55	148,65	$g_0 = 99 \text{ mm}$
	-	222	254,5									
	-	221	254,0									
	-	227	253,6									
	70 37	227	254,0									
49	70 44	165	254,0	253,8	249,4	249,8	249,6	49,45	49,55	49,5	148,5	
	-	165	253,8									
	-	165	254,0									
	-	165	253,5									
	70 49	165	254,0									
57	71 03	137	254,0	253,8	249,4	249,8	249,6	49,45	49,55	49,5	148,5	
	-	137	253,5									
	-	137	253,8									
	-	137	254,0									
	71 08	137	254,0									
52	71 13	127	253,4	253,4	249,0	249,4	249,2	49,35	49,45	49,4	148,2	Starkes Überfluten der Zellen
	-	127	253,7									
	-	127	253,0									
	-	127	253,8									
	71 18	127	253,2									
53	71 23	265	253,0	253,2	248,8	249,2	249,0	49,3	49,4	49,35	148,05	
	-	266	253,2									
	-	266	253,5									
	-	266	253,3									
	71 28	266	253,2									
55	71 47	357	253,5	253,3	248,8	249,3	249,7	49,3	49,4	49,35	148,05	Strahl wird breit geschlag, verursacht Wasserschleier über d. Rad
	-	356	253,0									
	-	356	253,2									
	-	356	253,2									
	71 46	355	253,5									

Zahlentafel Nr. 6
Einzelabmessungen am Grossrad $Q \approx 180 \text{ ltr/s}$

36	71 30	202	301,0	307,6	287,2	287,6	287,4	59,9	60,0	59,95	179,85	$g_0 = 126 \text{ mm}$
	-	202	307,8									
	-	201	307,5									
	-	201	307,7									
	71 35	201	307,9									
43	9 38	221	303,3	303,3	288,9	288,3	289,7	60,35	60,5	60,4	181,25	
	-	221	303,3									
	-	220	303,6									
	-	222	303,8									
	9 43	221	302,8									
45	70 00	153	303,2	303,7	288,7	289,7	288,9	60,3	60,4	60,35	181,05	Starkes Überfluten d. Zellen.
	-	153	302,5									
	-	153	303,2									
	-	153	303,5									
	70 05	153	303,0									
57	9 21	180	303,3	303,6	288,4	288,8	288,6	60,15	60,3	60,25	180,7	
	-	182	303,5									
	-	180	303,2									
	-	181	303,2									
	9 26	182	304,2									
59	9 42	141	304,0	303,9	288,7	289,7	288,9	60,3	60,4	60,35	181,05	Rad vollständig v. Wasser überflutet. Beharrungszustand schwer zu halten!
	-	142	303,5									
	-	141	304,7									
	-	141	304,7									
	9 47	141	303,8									
67	9 58	305	304,2	303,0	287,8	288,2	288,0	60,05	60,75	60,7	180,3	Wie bei Vers. Nr. 55, Wasserschleier bes. am Randv. Rad s. Kräftig
	-	305	304,0									
	-	304	304,0									
	-	303	302,0									
	70 03	303	302,7									

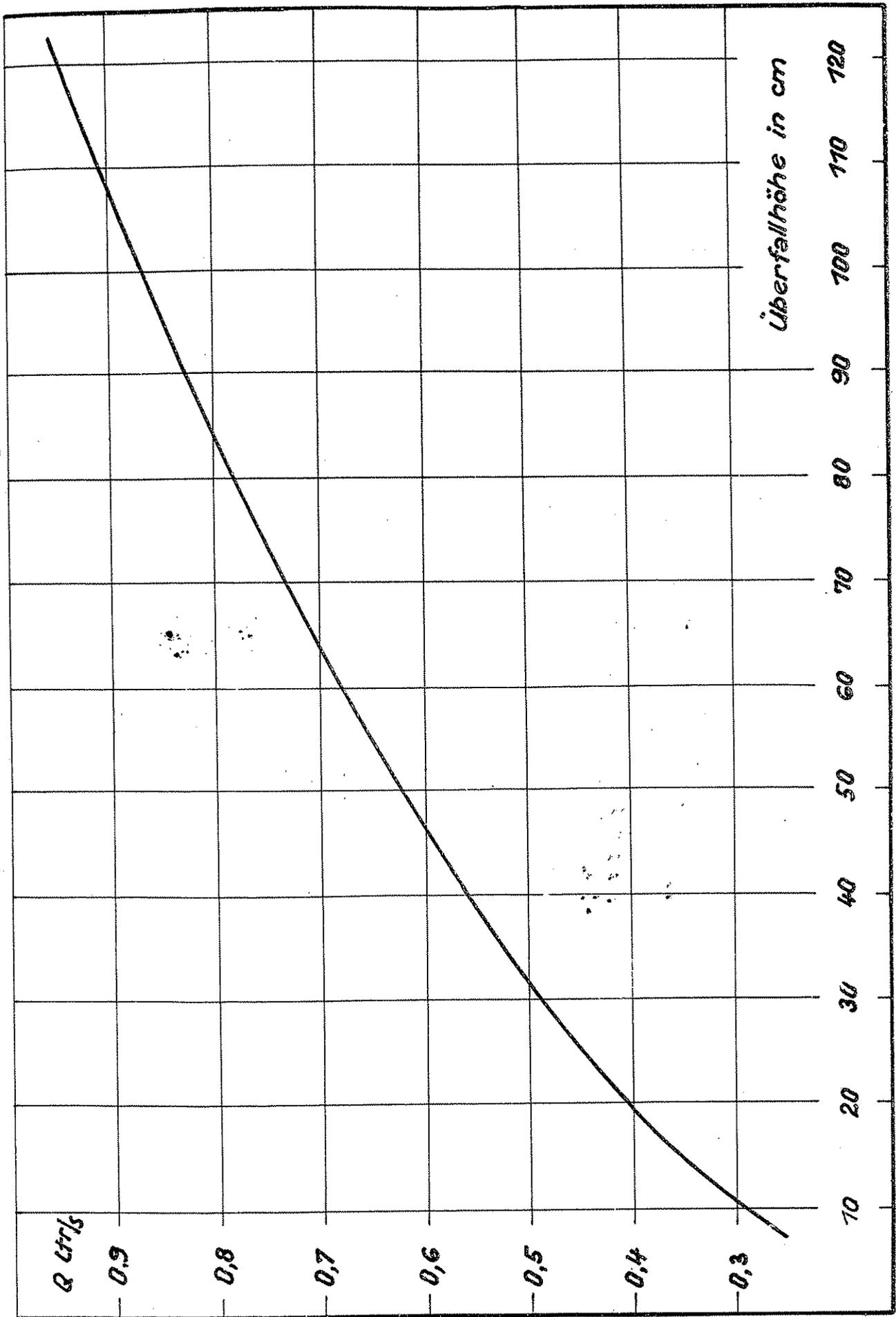


Abb. 8 Eichkurve der für die Modellradversuche benützten 16 - Loch Danaide

Zahlentafel Nr. 7

Einzelablesungen am Modellrad $Q \approx 7,97 \text{ ltr/s}$

Nr. v. Vers.	Zeit	n/min	Ausflusshöhe h'' der Damaide Einzelw. mm	Mittelwert mm	Zahl d. laufden Strahlen	Nr. v. lauf. Strahl	Q ltr/s pro Lfd. Str.	G' kg	G = G' + T kg	Zulauf- höhe h mm	Bemerkungen
752	70 ⁴²	25,0	564,0 564,7 564,1 564,0 564,0 564,0	564	3	2 74 76	0,657	7,4	7,523	80	Tare T = 122,8 gr
753	70 ⁴⁴	28,7	564,5 564,5 564,5 565,0 565,5 565,5	565	3	2 74 76	0,658	7,2	7,323	80	
754	70 ⁴⁷	32,5	565,0 565,0 565,0 565,0 566,0 565,0	565	3	2 74 76	0,658	7,0	7,123	80	
755	70 ⁴⁹	38,0	564,5 564,0 564,0 564,0 564,0 564,0	564	3	2 74 76	0,657	0,8	0,923	80	
756	70 ⁵²	42,4	564,0 564,0 564,0 564,0 564,0 564,0	564	3	2 74 76	0,657	0,6	0,723	80	
758	70 ⁵⁸	60,2	564,0 564,0 564,0 564,0 564,1 564,7	564	3	2 74 76	0,657	0,0	Zaum völlig abge- haben	80	Strahl tritt völlig frei über das Rad hinweg

Zahlentafel Nr. 8

Einzelablesungen am Modellrad $Q \approx 4 \text{ ltr/s}$

213	74 ³⁶	20,2	863,0 863,0 863,0 863,0 863,0 863,0	863	5	1 2 4 74 76	0,809	3,7	3,823	80	Tare T = 122,8 gr
216	74 ⁴²	24,6	863,0 862,0 862,5 861,5 861,5 862,0	862	5	1 2 4 74 76	0,808	3,0	3,123	80	
218	74 ⁴⁵	29,6	862,0 862,0 862,0 862,0 862,0 862,0	862	5	1 2 4 74 76	0,808	2,4	2,523	80	
220	74 ⁴⁸	35,0	862,0 862,0 862,0 862,0 862,0 862,0	862	5	1 2 4 74 76	0,808	1,5	1,623	80	
221	74 ⁵⁰	44,5	862,0 862,0 862,0 862,0 862,0 862,0	862	5	1 2 4 74 76	0,808	7,0	7,123	80	
222	74 ⁵²	60,6	862,0 862,0 862,0 862,0 862,0 862,0	862	5	1 2 4 74 76	0,808	0,0	Zaum völlig abge- haben	80	Strahl tritt völlig frei über das Rad hinweg

Zahlentafel Nr. 9

Einzelablesungen am Modellrad $Q \approx 2,7 \text{ l/s}$

Nr. v. Vers.	Zeit	n/min	Ausflusshöhe h'' der Benäde		Zahl d. Laufden Strahlen	Nr. d. Lauf. Str.	Q l/s pro Ufd. Str.	G Kg	G = G' + T Kg	Zulaufhöhe h mm	Bemerkungen
			Einzelw. mm	Mittelwert mm							
67	9 ³⁰	20,8	1071,0 1071,0 1071,5 1071,5 1072,0 1072,0	1071,5	3	2 4 16	0,8997	2,4	2,523	80	Tara T = 122,8 gr
68	9 ³⁵	17,9	1073,0 1073,0 1073,0 1073,0 1073,0	1073	3	2 4 16	0,900	2,8	2,923	80	
66	9 ⁴⁷	14,7	1073,0 1073,0 1073,0 1073,0 1073,0	1073	3	2 4 16	0,900	3,4	3,523	80	
68	9 ⁴⁵	29,7	1076,0 1076,0 1076,0 1076,0 1076,0	1076	3	2 4 16	0,901	1,6	1,723	80	
70	9 ⁴⁸	35,3	1075,0 1075,0 1075,0 1075,0 1075,0	1075	3	2 4 16	0,901	1,2	1,323	80	
72	9 ⁵²	61,0	1075,0 1075,0 1075,0 1075,0 1075,0	1075	3	2 4 16	0,901	0,0	Zaum völlig abgehoben		Strahl tritt völlig frei über das Rad hinweg

Zahlentafel Nr. 10

Einzelablesungen am Modellrad $Q \approx 3,67 \text{ l/s}$

73	10 ²⁵	19,6	1117,0 1117,0 1117,0 1117,0 1117,0	1117	4	2 4 14 16	0,918	3,5	3,623	80	Tara T = 122,3 gr
76	10 ³⁷	16,4	1114,0 1114,0 1114,5 1114,0 1114,0 1113,5	1114	4	2 4 14 16	0,917	4,7	4,223	80	
80	10 ³⁷	27,5	1117,5 1118,0 1118,0 1118,0 1118,0	1118	4	2 4 14 16	0,918	2,4	2,523	80	
82	10 ⁴⁷	37,5	1118,0 1118,0 1118,0 1118,5 1118,5 1118,5	1118,3	4	2 4 14 16	0,919	7,5	7,623	80	
83	10 ⁴³	43,0	1118,5 1118,5 1118,5 1118,5 1118,5	1118,5	4	2 4 14 16	0,919	7,0	7,123	80	
84	10 ⁴⁵	67,0	1118,5 1118,5 1118,5 1118,5 1118,5	1118,5	4	2 4 14 16	0,919	0,0	Zaum völlig abgehoben	80	Strahl tritt völlig frei über das Rad hinweg

Um bequeme Vergleichswerte zu erhalten, wurden die Versuchsreihen vom Grossrad mit $Q = \text{rd. } 90, 120, 150, 200 \text{ und } 210 \text{ ltr/s}$ auf das Modellrad umgerechnet und dementsprechend 5 Versuchsreihen mit $Q = \text{rd. } 1,4, 1,9, 2,7, 3,7 \text{ und } 4 \text{ ltr/s}$ durchgeführt. Modellversuche entsprechend 30 und 60 ltr/s liessen sich nicht mehr machen, weil die Bremsleistungen so klein wurden, dass die Bremse nicht mehr sicher arbeitete.

Je nach der Wassermenge wurden an der Danaide 2 bis 5 Strahlöffnungen frei gemacht.

Als Nutzgefälle H wurde wieder der senkrechte Abstand zwischen Oberwasserspiegel und dem untern Radscheitel eingeführt. Mit $D = 0,716 \text{ m}$, $h_z = 0,003 \text{ m}$ folgt:

$$H = h + h_z + D = h + 0,719 \text{ m.}$$

Die Drehzahlen wurden mit einem Zeitschreiber bestimmt. Die üblichen Drehzahlmesser wurden deswegen beim Modellrad nicht benützt, weil sich ihre Eigenreibung schwer ausscheiden lässt.

Der Einzelversuch dauerte in der Regel 1 bis 2 Minuten. Der Pegel h'' der Danaide wurde dabei alle 10 Sekunden abgelesen. Die Schützenöffnung a_0 wurde von Hand eingestellt, mit einem Kaliber nachgeprüft und dann die Schütze selbst ochmals auf saubern Abschluss nachgesehen.

In den Zahlentafeln Nr. 7 bis 10 sind im Auszug die Einzelablesungen zusammengestellt.

Den Leistungsversuchen schloss sich eine grössere Zahl von Auslaufversuchen an. Bei diesen Versuchen war das Bremszeug ganz entfernt worden. Das Rad wurde von Hand angetrieben und dann sich selbst überlassen. Die Umläufe zeichnete der Zeitschreiber auf. Das Trägheitsmoment aller umlaufenden Massen wurde durch Auspendeln bestimmt.

c. Versuche z. Feststellung der Verluste beim Waten des Rades im Unterwasser

Zuerst versuchte man, diese Verluste durch unmittelbaren Antrieb vom Modellrad zu bestimmen. Nachdem man feststellen musste, dass man mit dieser Anordnung zu keinem Ergebnis kam, versuchte man es mit einer grossen Zahl von Auslaufversuchen, die bei verschiedenen Eintauchtiefen gemacht wurden. Auch diese Versuche führten zu keinem vernünftigen Ergebnis. Die Verluste konnten nur mittelbar aus Leistungsversuchen bestimmt werden, bei denen man das Rad mit verschiedenen Eintauchtiefen t_u laufen liess.

Hiezu wurde das Modellrad bei $Q = \text{rd. } 1,4, 2,7 \text{ und } 3,6 \text{ ltr/s}$ durchgebremst. Die Eintauchtiefe t_u wurde dabei von 7 mm bis auf max. 67 mm gesteigert. Die grösste Eintauchtiefe von 67 mm betrug rd. 9,3 % vom Raddurchmesser. Versuche mit noch grösseren Eintauchtiefen mussten abgebrochen werden, weil das Wasser vom Rad über das Unterwassergerinne hinausgeschleudert wurde. Genaue Wassermessungen waren dabei ausgeschlossen.

Während eines Versuches blieb Q und t_u stet, während die Leistung N bei veränderlicher Drehzahl abgebremst wurde. An der Lage vom Rad zum Unterwasserspiegel wurde während der ganzen Versuchszeit nichts geändert. Der untere Scheitelpunkt vom Rad lag 37 mm über der Gerinneschle, was einem Nullpunkt von 115 mm am Schwimmpiegel entsprach. Die Eintauchtiefen t_u und die Pegelstände h'' der Danaide wurden laufend alle 10 Sekunden abgelesen. Der jeweilige Pegelstand im Unterwassergerinne wurde durch Abdrosseln der Auslaufstutzen eingestellt. Sobald sich der Beharrungszustand eingestellt hatte, wurde mit dem Versuch begonnen. Jeder Versuch dauerte 1 bis 2 Minuten. Leistung und Drehzahl wurden wie bei den Leistungsversuchen bestimmt.

d. Momentaufnahmen am Modellrad

Zur Klärung der Strömungsvorgänge im Rad wurden zum Schluss bei 3 verschiedenen Beaufschlagungen, nämlich bei $Q = \text{rd. } 1,6, 1,9 \text{ und } 2,75 \text{ ltr/s}$,

eine grössere Zahl von photographischen Momentaufnahmen gemacht. Verwendet wurde eine feststehende Kamera und eine mit dem Rad umlaufende Kamera. Bei der ersten wurde $1/200$ bis $1/1000$ Sekunde lang, bei der letzteren $1/25$ Sekunde lang belichtet.

III. V e r s u c h s - E r g e b n i s s e

1. Bemerkungen über die Genauigkeit der Wassermessungen

a. Überfallmessungen am Grossrad

Sie machten keine Schwierigkeiten. Um einseitige Fehler zu vermeiden, wurden die Nullpunkte der 3 kreisrunden Überfälle vor und nach den Versuchen peinlich mit Lineal und Wasserwage einvisiert. Sie blieben während der ganzen Versuchszeit unverändert und betragen für den Überfall I 15,2 mm, für den Überfall II 14,8 mm und für den Überfall III 15,0 mm. Wie die Zahlentafeln Nr. 1 bis 6 erkennen lassen, war der Pegelunterschied während eines Einzelversuchs nirgends grösser als 1,5 mm. Der mittlere Fehler der Einzelablesung blieb daher durchweg unter 0,6 %, der mittlere Fehler der ganzen Versuchsreihe unter 0,5 %. Beide Werte liegen im üblichen Genauigkeitsbereich von Überfallmessungen.

b. Schirmmessungen am Grossrad

Hier waren die Messungen insofern schwieriger, als man die Leckwassermenge Q_V der Versuchsturbinen T (siehe Abb. 1) von der Wassermenge des Wasserrades abtrennen musste.

Da kein Turbinenleitrad sauber schliesst, wurde der Leitapparat der Versuchsturbinen T von vorne herein soweit aufgemacht, dass man Q_V in messbarer Grösse erhielt.

Q_V wurde dann auf zweierlei Weise gemessen. Das eine Mal wurden alle beiden Pumpen abgestellt, der Leitapparat der Versuchsturbinen genügend weit geöffnet und ihre Leckwassermenge Q_V unmittelbar mit dem Messschirm bestimmt. Das andere Mal lief die grosse Versuchspumpe P_1 allein. Die Leitradöffnung der Versuchsturbinen blieb unverändert. Nunmehr wurde die Fördermenge Q' der Versuchspumpe P_1 mit

den 3 Überfällen vom Wasserrad gemessen, während der gleichzeitig laufende Messschirm die Fördermenge von Pumpe P_1 einschliesslich der Leckwassermenge, also $Q'' = Q' + Q_V$ zu messen hatte. Der Unterschied $Q'' - Q'$ müsste dann wieder Q_V ergeben.

In den Versuchsreihen Nr. 118 und 119 - 121, sowie 130 - 131 der Zahlentafel Nr. 11 sind die Vergleichsmessungen mit ihren Ergebnissen eingetra-

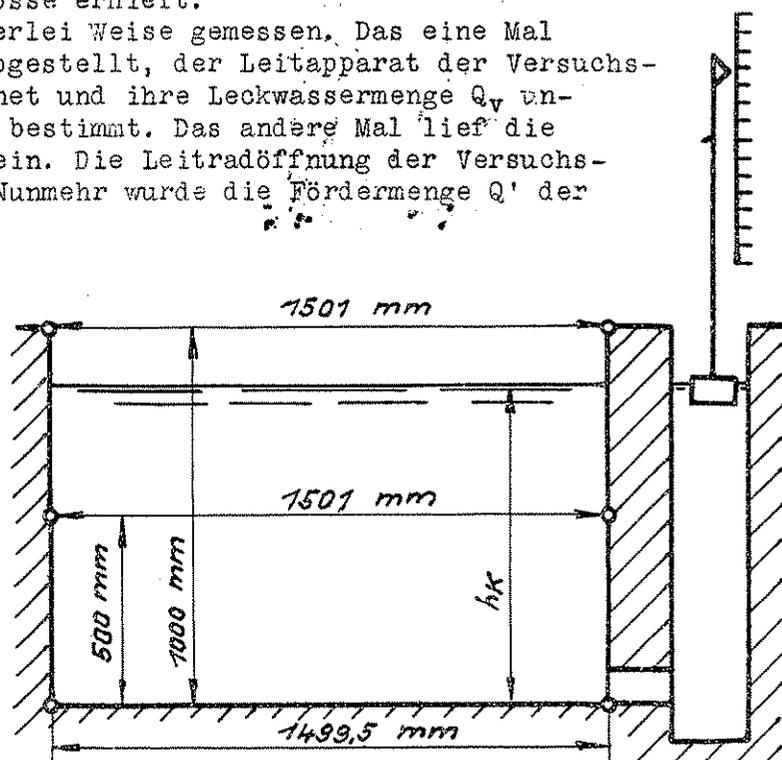


Abb. 9

Zahlentafel Nr. 11 Wassermessung mittels Schirm

Nr. d. Versuchs	Dauer des Versuchs	Kanal-Pegel h_K mm	Messstrecke m	Laufzeit vom Schirm	Schirmgeschwindigkeit m/s	Messquerschnitt m^2	Wassermenge $Q' + Q_V$ l/s	Wassermenge Q l/s	Mittelwert d. l. Menge Q l/s	Bemerkungen
710 bis 713	71 10	812	9	50,8	0,1777	7,216	216,9	786,5	198,9	Mittelwert aus d. Versuchen Nr. 718; 719-721 u. 730-731
		811		50,0	0,1780	7,216	219,0	799,5		
		806		50,7	0,1778	7,210	216,7	796,3		
		809		50,2	0,1779	7,214	217,2	798,8		
		809		49,6	0,182	7,214	221,0	201,6		
	71 19	809		49,7	0,187	7,274	219,8	200,4		

714 bis 717	71 29	806	9	47,5	0,190	7,209	229,8	270,4	209,9	$Q_V = 19,4$ l/s
		809		47,8	0,188	7,274	228,5	209,7		
		815		48,4	0,186	7,223	227,5	208,7		
		810		47,6	0,189	7,275	230,0	270,5		
		828		48,6	0,185	7,242	230,0	270,5		
	71 48	825		48,8	0,185	7,287	228,5	209,7		
		829		49,0	0,184	7,244	229,0	209,6		
		824		48,4	0,186	7,236	230,0	270,5		
		829		48,8	0,185	7,244	230,0	270,5		

722 bis 729	75 00	833	9	49,2	0,188	7,250	229,5	209,7	209,9	Mittelwert für Q_V aus d. Versuchen Nr. 719-721, 730-731: $Q_V' = 20,4$ Mittelwert für Q_V'' a. d. Vers. Nr. 718: $Q_V'' = 18,35$ $Q_V = Q_V' + Q_V'' = 19,4$
		833		49,2	0,183	7,250	228,5	209,7		
		838		48,3	0,182	7,256	229,5	210,7		
		838		48,2	0,183	7,256	230,2	270,8		
	75 25	843		48,7	0,187	7,265	229,0	209,6		
		839		48,5	0,182	7,259	229,0	209,6		
		838		48,2	0,183	7,256	230,0	270,5		

Bestimmung d. Leckwassermenge Q_V mit Schirm bei abgestellten Pumpen P_1 und P_2

718	72 07-18	892	9	658,0	0,0737	7,340	78,35			$Q_V'' = 18,35$ l/s
-----	----------	-----	---	-------	--------	-------	-------	--	--	---------------------

Bestimmung d. Leckwassermenge Q_V mit Überfällen u. Schirm bei laufender Pumpe P_1

Nr. d. Versuchs	Dauer des Versuchs	Überfall-Pegel h' mm	Überfall - Messungen						Schirm - Messungen						
			Überfallhöhe h' in mm f. Kreis			Wassermenge in Q l/s f. Kreis			Q' l/s	Kanal-Pegel h_K mm	Messstrecke m	Laufzeit vom Schirm sec	Schirmgeschw. m/s	Messquerschnitt m^2	Q'' l/s
			1	2	3	1	2	3							
719	71 52	295,6	280,4	280,8	280,6	58,2	58,3	58,25	774,8	834	9	57,7	0,156	7,250	795,0
720	-	295,0	279,8	280,2	280,0	58,0	58,2	58,1	774,3	835		58,0	0,155	7,253	794,5
721	72 02	296,0	280,8	281,2	281,0	58,3	58,5	58,4	775,2	836		57,6	0,156	7,255	795,5
730	75 30	296,8	281,6	282,0	281,8	58,5	58,6	58,5	775,5	849		58,3	0,154	7,275	796,5
737	75 45	296,2	281,0	281,4	281,2	58,4	58,5	58,5	775,4	853		58,7	0,153	7,280	796,0
Mittelwert: $Q'_m = 775,1$									Mittelwert: $Q''_m = 785,5$						
$Q_V = Q''_m - Q'_m = 20,4$ l/s															

gen. In den übrigen Versuchsreihen sind die Ergebnisse der Wassermessungen eingetragen, die zu den Leistungsversuchen im Überlastungsbereich gehören.

Bei allen Versuchen betrug die benützte Messstrecke vom Schirm 9 m. Bei dieser Länge wurden 9 Kontakte vom Schirm ausgelöst und seine Laufzeit vom Zeitschreiber aufgeschrieben. Wie die Skizze Abb. 9 zeigt, durfte man die Kanalbreite im Messquerschnitt unbedenklich mit 1500 mm in die Rechnung einsetzen. Der Nullpunkt vom Kanalschwimmpegel war bei allen Versuchen so eingestellt, dass die Pegelablesungen unmittelbar die Wassertiefe h_K im Messquerschnitt angaben. Der Pegel wurde immer dann abgelesen, wenn ein Kontakt vom Schirm ausgelöst wurde.

Wie Zahlentafel Nr.11 zeigt, musste man bei der Messung von Q_v einen grössten Unterschied von 10 % in Kauf nehmen. Da aber Q_v nur rd. 10 % von der Gesamtwassermenge betrug, wurde die hier erreichbare Messgenauigkeit der Wassermessung nicht beeinträchtigt. Der Unterschied wäre allerdings kleiner geworden, wenn man Q_v von vorne herein grösser genommen hätte.

Bei den Schirmmessungen betrug der mittlere Fehler der Gesamtwassermenge Q'' bei der Versuchsreihe Nr. 110 - 113 1,1 %, bei der Versuchsreihe Nr.114 - 117, 122 - 129 119 - 121, 130 - 131 0,4 %, bei den Überfallmessungen, bezogen auf die Gesamtwassermenge Q' , 0,3 %.

Mit Ausnahme der Reihe Nr.110 - 113 liegen die Werte trotz erschwerter Versuchsdurchführung innerhalb des üblichen Genauigkeitsbereichs.

c. Danaidenmessungen am Modellrad

Über die erreichte Messgenauigkeit geben die Zahlentafeln Nr.7 bis 10 Aufschluss. Die Werte für die Wassermengenmessung wurden der in Abb.8 wiedergegebenen Eichkurve entnommen, die als Mittelwertskurve der 5 benützten Strahlen aufgezeichnet wurde. Alle Messwerte blieben weit innerhalb des üblichen Genauigkeitsbereichs.

2. Leistungsversuche am Grossrad

a. bei einer Zulaufhöhe von $h = 400$ mm

Die Versuchsergebnisse sind in den Abb.10 bis 12, sowie auszugsweise in der Zahlentafel Nr.12 zusammengestellt. Um weiteren Einblick in die Betriebseigenschaften vom Wasserrad zu gewinnen und um Vergleiche mit Turbinen anstellen zu können, ist in Abb.13 der Wirkungsgrad vom untersuchten Grossrad und von 3 verschiedenen Francisturbinen in Abhängigkeit von der Beaufschlagung und in Abb.14 der Wirkungsgrad, die Wassermenge und die Schützenöffnung des Wasserrades in Abhängigkeit der Nutzleistung aufgetragen. Die Wasserradwerte gelten für die Bestdrehzahl von $n_n = 9$ U.p.M., bezogen auf die Radwelle.

An Hand der Kurvenbilder lässt sich folgendes feststellen:

Der Wirkungsgrad vom Wasserrad, in Abhängigkeit von der Beaufschlagung aufgetragen, verläuft sehr flach. Der Höchstwert von rd. 85 % wird nur von Kleinturbinen bester Ausführung übertroffen. Dabei ist aber zu beachten, dass das untersuchte Wasserrad bei allen Versuchen mit 2 Vorgelegten lief. Ohne diese beiden Vorgelege läge sein Höchstwert noch höher.

Bis zu einer Beaufschlagung von rd. 0,65 liegt der Wirkungsgrad vom Wasserrad erheblich über dem Wirkungsgrad der Kleinturbine. Bei $n_n = 9$ U.p.M. braucht es nur eine Leerlaufwassermenge von 3,3 ltr/s, d.s. rd. 1,6 % der Grösstwassermenge, während die Leerlaufwassermenge bei den Kleinturbinen im besten Fall nicht unter 7 % der Grösstwassermenge heruntergeht. Auf diese Punkte hat schon Staus aufmerksam gemacht.

Bei $Q = 210$ ltr/s tritt Überlastung des Wasserrades ein. Diese Wassermenge liegt 40 % über der Konstruktionswassermenge von 150 ltr/s.

Weiter zeigen die Abb.10 bis 12, wie wenig sich der Wirkungsgrad ändert, wenn von der Bestdrehzahl abgewichen wird. Innerhalb einer Beaufschlagung von rd. 0,3 bis rd. 0,7 bleibt er zwischen 6 und 14 U.p.M. über 80 %.

Die Durchgangsdrehzahlen liegen bedeutend höher als bei der Turbine. Sie erreichen ungefähr das 3 - fache der Normaldrehzahl.

Zu bemerken ist noch, dass die Momentenkurven im Gegensatz zu den Momentenkurven der Turbine angenähert hyperbolisch verlaufen. Sie biegen von diesem Verlauf deutlich wahrnehmbar ab, sobald bei grosser Beaufschlagung die Drehzahlen klein werden. Hier ist die Zellenfüllung zu gross geworden. Infolgedessen entleeren die Zellen schon im Eintrittsbereich. Das Wasser wird dabei aus den Zellen herausgeschleudert und schießt dann in einem nahezu geschlossenen Strahl über das Rad hinweg. Der Inhalt der Zellen ist völlig durchgewirbelt, aber blasenfrei. Bei den hohen Drehzahlen verbreitert sich in steigendem Masse der Strahl, sobald er auf die Schaufeln auftrifft. Er verursacht zuerst einen

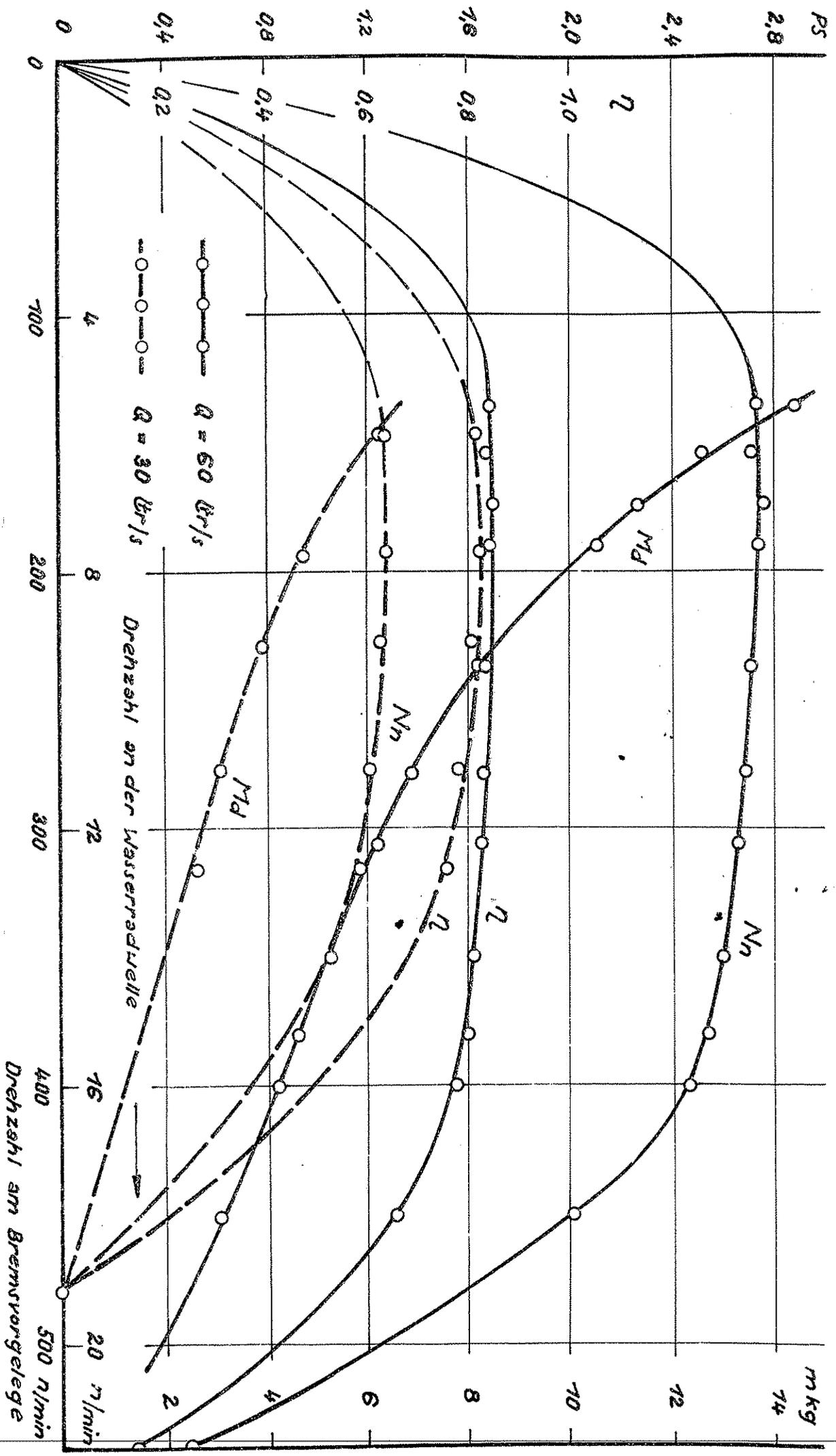


Abb. 10 Leistungsverläufe am Grossrad bei stet gehaltener Zulaufhöhe h = 400 mm

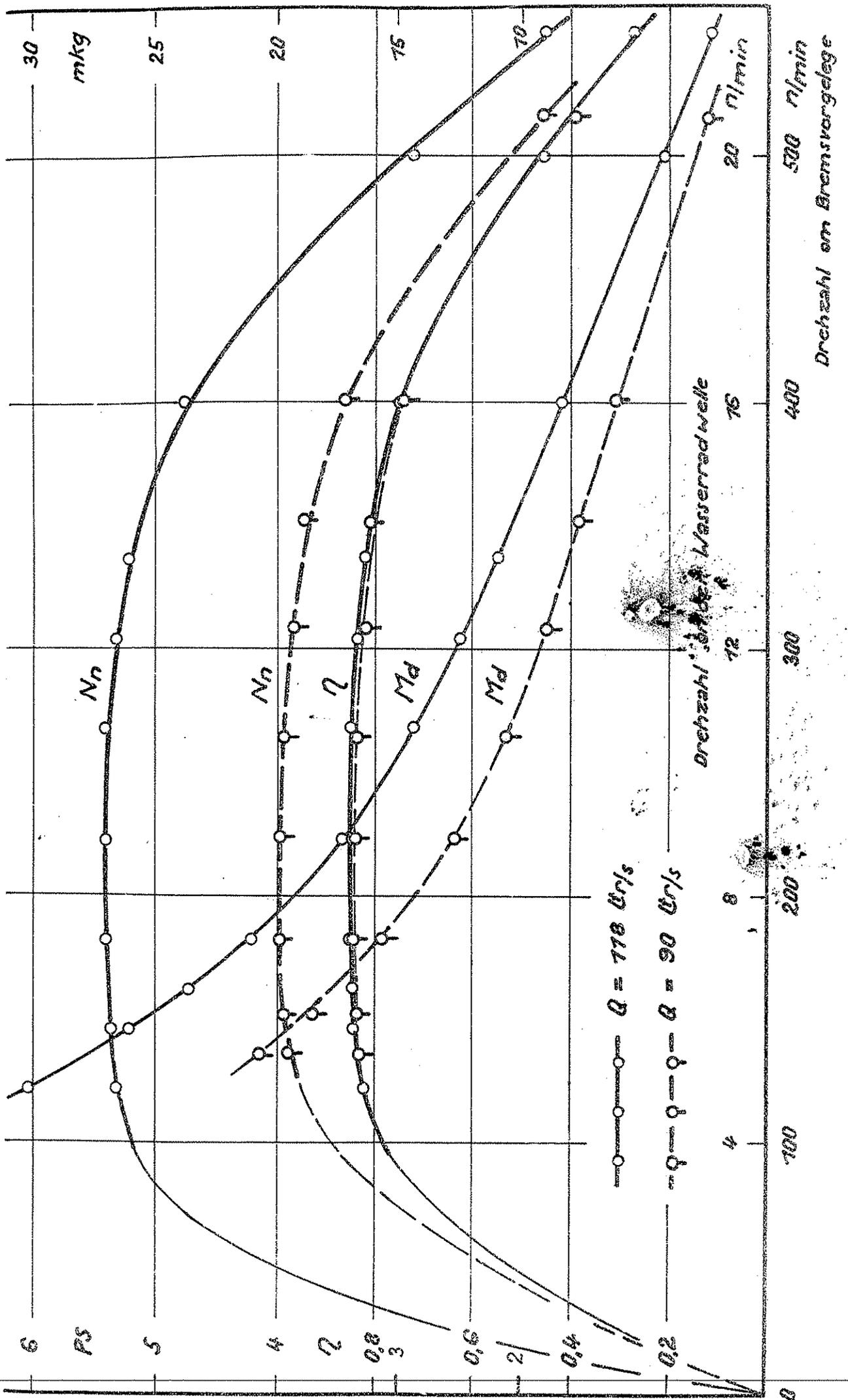


Abb. 11 Leistungsversuche am Grossrad bei stet gehaltener Zulaufhöhe $h = 400$ mm

leichten Randschleier. Dieser wird mit wachsender Drehzahl und Beaufschlagung allmählich so stark, dass Wasserspritzer seitlich über die Radscheiben austreten und zum Schluss ein geschlossener Strahl glatt über die Zellen hinweg - schießt. Dieser Strahl deckt dabei die Zellen immer mehr ab und verhindert dadurch, dass die in den Zellen eingeschlossene Luft entweichen kann. Das Drehmoment vom Rad sinkt sehr rasch ab.

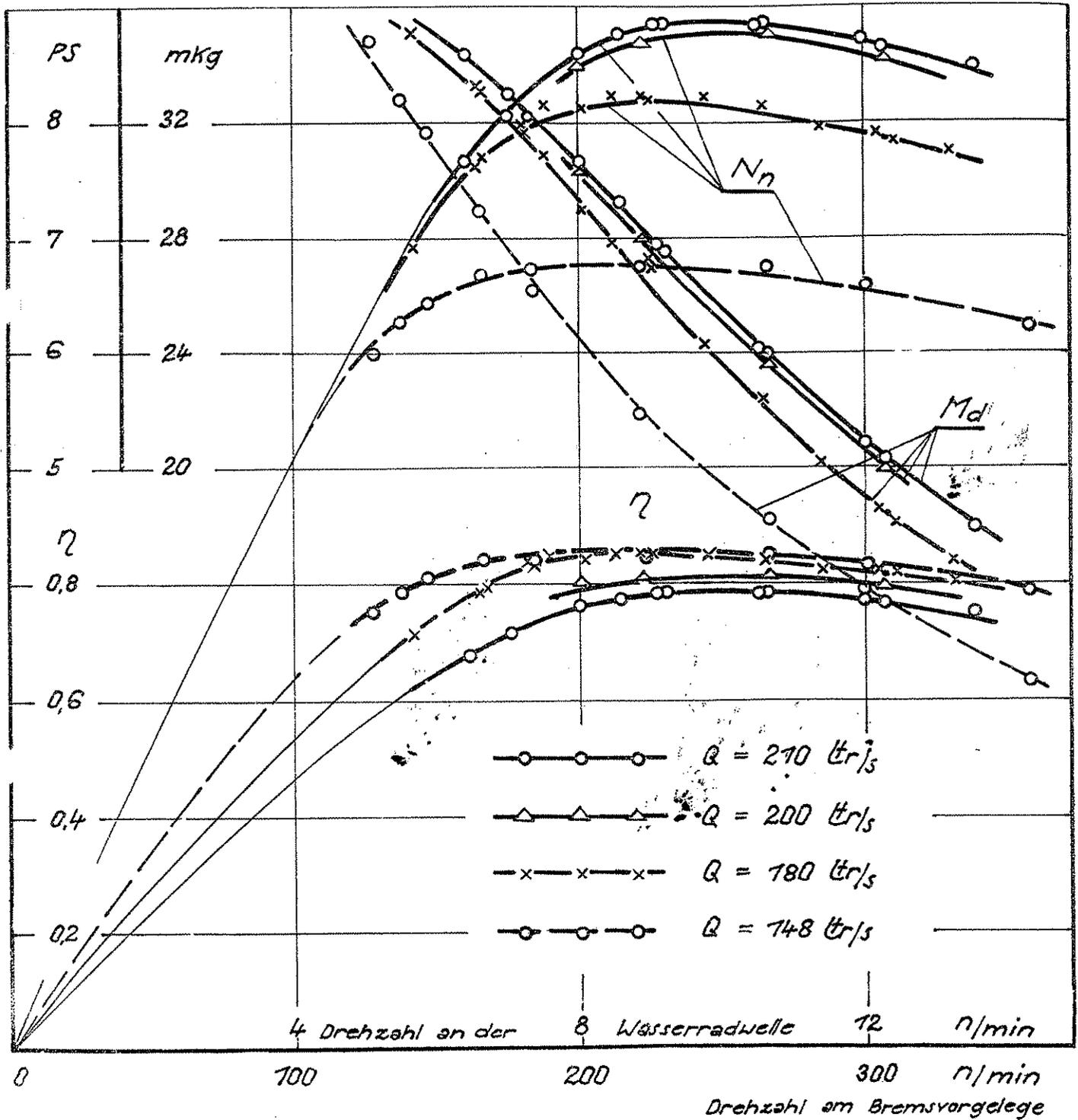


Abb. 12 Leistungsversuche am Grossrad bei stet gehaltener Zulaufhöhe $h = 400 \text{ mm}$

b. bei einer Zulaufhöhe von $h = 200$ mm

Die Ergebnisse sind in den Kurven Abb. 15 bis 17, in Abhängigkeit der Drehzahl vom Bremsvorgelege, dargestellt. Am Charakter der Kurven hat sich nichts geändert. Im Vergleich zu den Versuchen mit 400 mm Zulaufhöhe ist hier der Betriebsbereich etwas kleiner geworden. Die kleinere Zulaufhöhe von 200 mm macht sich dadurch bemerkbar, dass sich die Wirkungsgradkurven nach der Seite der kleineren Drehzahlen hin verschieben. Die Höhe vom Wirkungsgrad bleibt aber praktisch unverändert. Mässige Veränderung der Zulaufhöhe ist demnach ohne merk- baren Einfluss auf den Wirkungsgrad. Kleine Spiegelschwankungen, wie sie bei Wasserradspeichern vorkommen, können unbedenklich zugelassen werden.

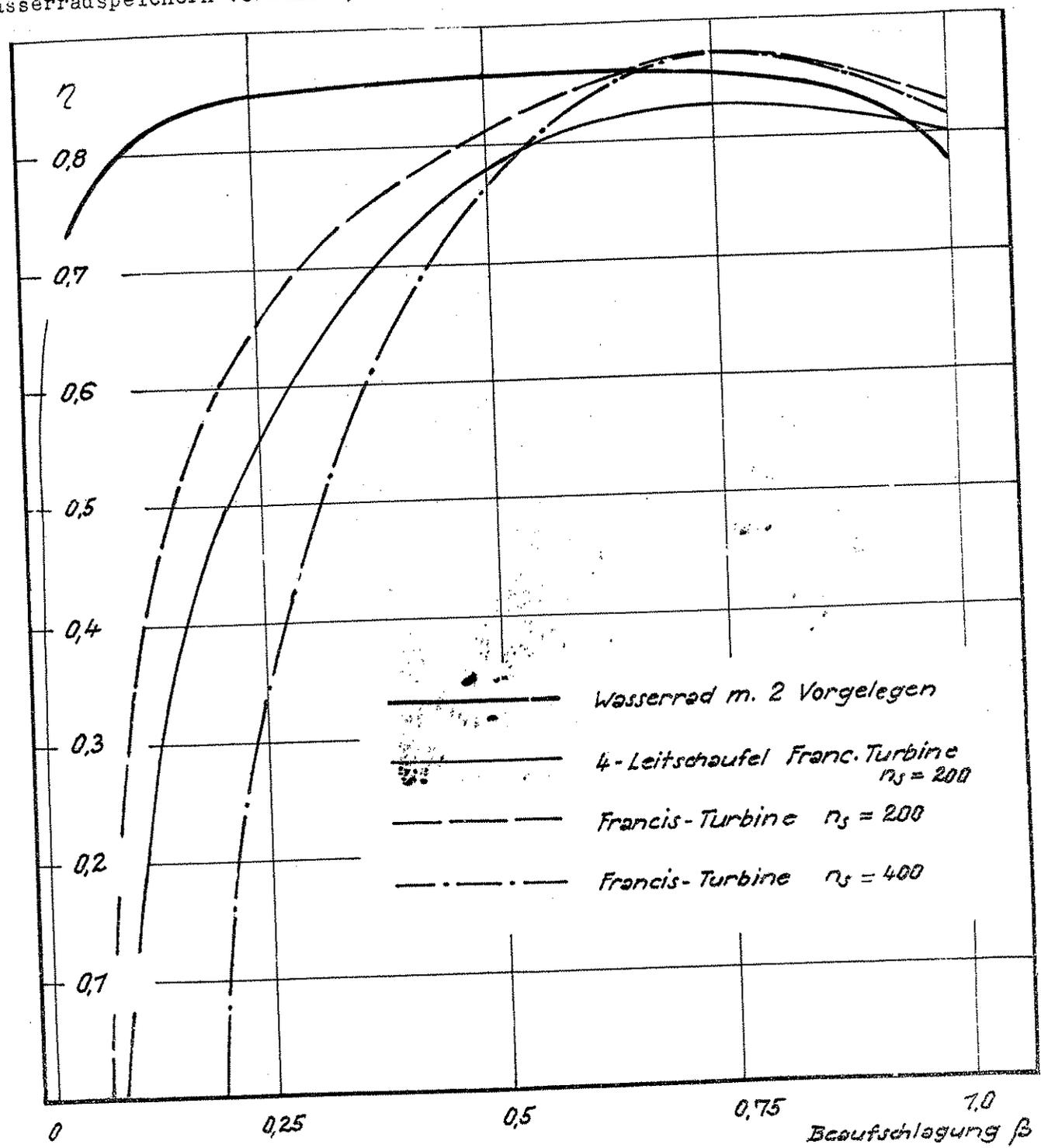


Abb. 13 Vergleichsdarstellung. Verlauf der Wirkungsgrade vom Grossrad und ver- schiedenen Francisturbinen in Abhängigkeit der Beaufschlagung β

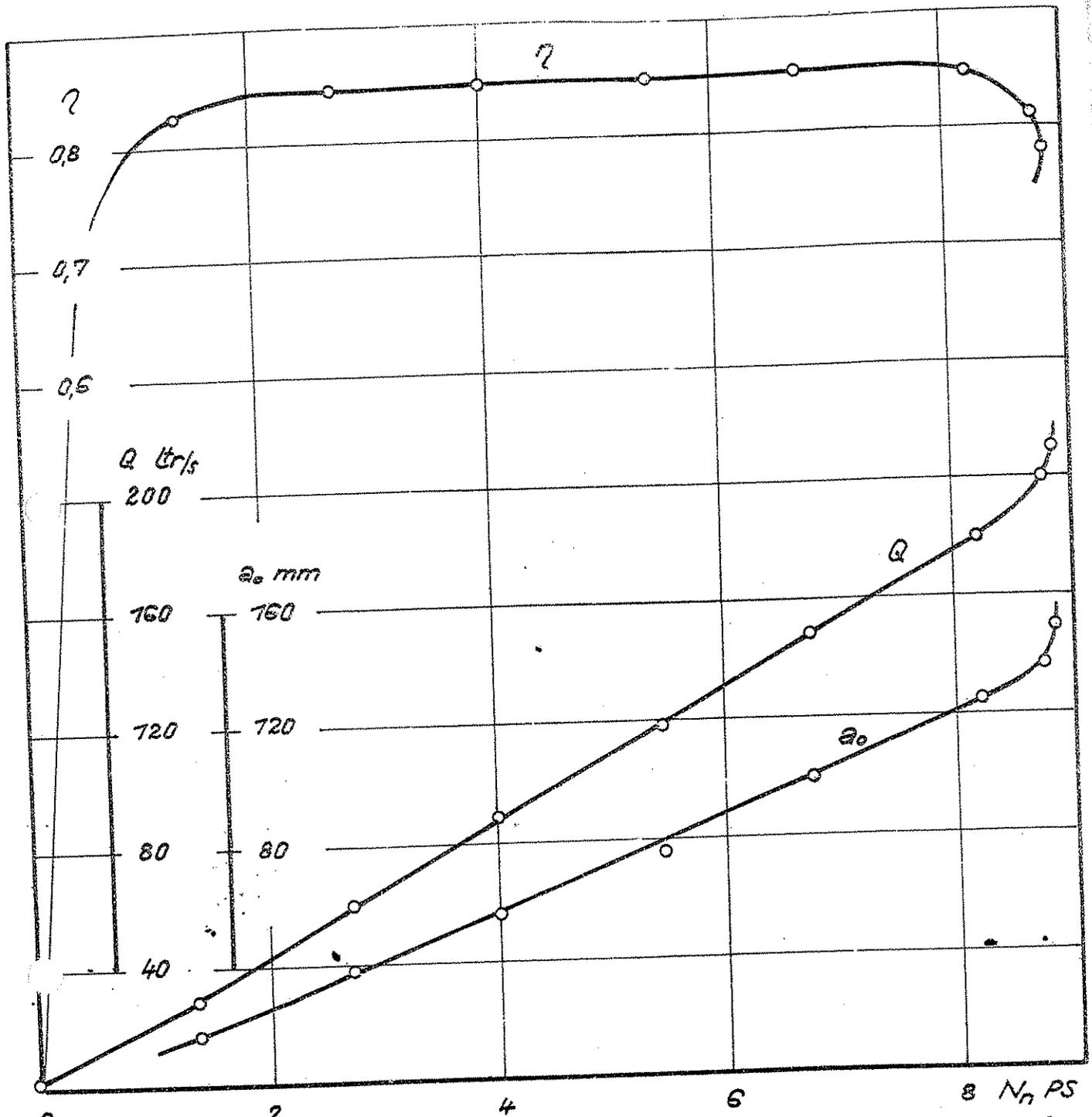


Abb. 14 Verlauf v. Wirkungsgrad, Wassermenge u. Schützenöffnung des Grossrades in Abhängigkeit der Nutzleistung

3. Auslaufversuche beim Grossrad

In der Abb. 18 ist ein Teil der Auslaufversuche wiedergegeben. Die beiden Kurven, mit I bezeichnet, stellen das Ergebnis von Auslaufversuchen dar, bei denen das Rad mit allen beiden Vorgelegen auslief. Bei diesen Versuchen war die Bremse völlig gelöst, das Rad ganz kurze Zeit durch Wasser angetrieben und dann sich selbst überlassen worden.

Bei den in den Kurven II wiedergegebenen Versuchen wurde das Rad einschliesslich der beiden Vorgelege nur von Hand angetrieben. Die Bremse war ganz abgebaut. Ausserdem wurden vor Versuchsbeginn alle Lager gereinigt, mit frischem Fett gefüllt und die Zahnflanken der Zahnräder mit Petroleum sauber gewaschen.

Bei den Kurven III waren die Versuche nur mit dem Rad und dem Zwischenvorgelege R_1 gemacht worden. Angetrieben wurde von Hand.

Zahlentafel Nr. 12
Leistungsversuche Grossrad

Nr. v. Vers.	Dauer des Versuches	n/min	Brems-Last G kg	Zulauf-höhe h mm	Gefälle H m	Schützen-öffnung G ₀ mm	Wasser-menge Q ltr/s	Theoret. Leistung Nth PS	Nutz-Leistung Nm PS	Wirkungs-grad η %
27	7026 - 7037	227,4	30,5	400	4,009		748,7	7,95	6,75	85,0
48	7035 - 7040	764,0	66,5	400	4,009		748,7	7,95	6,72	84,5
49	7044 - 7049	765,0	44,5	399	4,008		748,7	7,95	6,68	84,2
60	7053 - 7058	746,0	44,2	399	4,008		748,5	7,94	6,45	81,3
51	7103 - 7108	737,0	45,8	398	4,007	99	748,5	7,94	6,27	78,0
52	7110 - 7118	727,4	47,2	398	4,007		748,2	7,92	6,07	75,9
53	7123 - 7127	266,0	25,4	397	4,006		748,0	7,91	6,74	85,2
54	7132 - 7137	300,0	27,8	397	4,006		747,9	7,89	6,57	83,8
55	7141 - 7146	668,0	77,6	398	4,007		748,0	7,97	6,23	78,8

36	7130 - 7135	207,8	40,0	401	4,010	125	779,3	9,60	8,06	84,0
43	938 - 943	227,0	36,7	399	4,008	126	787,3	9,88	8,70	83,7
44	952 - 957	765,0	46,2	399	4,008	126	787,3	9,68	7,60	78,6
45	7000 - 7005	763,0	47,3	400	4,009	126	787,7	9,64	7,24	75,2
46	7070 - 7075	262,0	60,5	400	4,009	126	787,5	9,70	7,92	81,6
57	921 - 926	787,0	44,5	400	4,009	126	788,7	9,66	8,06	83,4
59	942 - 947	747,0	48,0	400	4,009	126	787,0	9,67	6,90	71,4
67	958 - 7003	804,0	26,5	390	4,000	126	788,3	9,62	8,06	83,7

710	7110	222,0	39,0	475	4,024				8,66	87,4
711		200,0	43,0	475	4,024	137	798,9	70,64	8,60	86,7
712		266,0	33,0	475	4,024				8,76	82,5
713	7119	306,0	28,0	475	4,024				8,57	80,3

714	7128 -	265,3	33,5	475	4,024				8,87	78,8
717	7148	274,0	47,8	475	4,024				8,77	77,8
723	7455	837,0	26,2	475	4,024	747	209,9	71,25	8,49	75,7
725		227,0	69,0	475	4,024				8,85	78,6
726		200,0	48,0	475	4,024				8,60	78,4
728	7521	763,0	46,0	475	4,024				7,88	68,2

Zahlentafel Nr. 13
Leistungsversuche Modellrad

747	7024	79,0	2,023				7,977	0,021	0,0787	85,2
748		79,5	2,323				7,972	0,021	0,0781	85,2
757		74,6	2,623				7,972	0,021	0,0780	85,6
752		25,0	7,523				7,977	0,021	0,0779	85,4
753		28,7	7,223	80	0,799	74,8	7,974	0,022	0,0779	85,2
754		32,5	7,123				7,974	0,022	0,0772	82,0
755		38,0	0,923				7,971	0,021	0,0765	78,6
756		42,4	0,723				7,971	0,021	0,0744	68,6
758	7058	60,2	0,000				7,977	0,021	0	0

69	925	24,5	2,723				2,780	0,0285	0,0246	85,2
60		22,5	2,323				2,760	0,0289	0,0247	85,6
67		20,8	2,523				2,700	0,0289	0,0247	85,8
63		17,9	2,923				2,700	0,0289	0,0247	85,8
64		76,7	3,723	80	0,799	20,7	2,700	0,0289	0,0246	85,6
65		76,6	3,923				2,700	0,0289	0,0246	85,2
66		74,7	3,523				2,700	0,0289	0,0244	84,8
68		29,7	7,723				2,703	0,0290	0,0242	84,2
71	950	39,0	7,723				2,703	0,0290	0,0206	77,7

273	7436	20,2	3,823				4,045	0,0433	0,0369	84,4
274		78,6	4,723				4,045	0,0433	0,0367	83,6
276		24,6	3,723				4,040	0,0432	0,0365	84,5
277		27,0	2,623				4,040	0,0432	0,0368	83,6
278		29,6	2,623	80	0,799	28,7	4,040	0,0432	0,0352	87,9
279		63,4	2,723				4,040	0,0432	0,0335	77,7
220		39,0	7,623				4,040	0,0432	0,0299	69,4
221		44,5	7,723				4,040	0,0432	0,0236	54,6
222	7452	60,6	0,000				4,040	0,0432	0	0

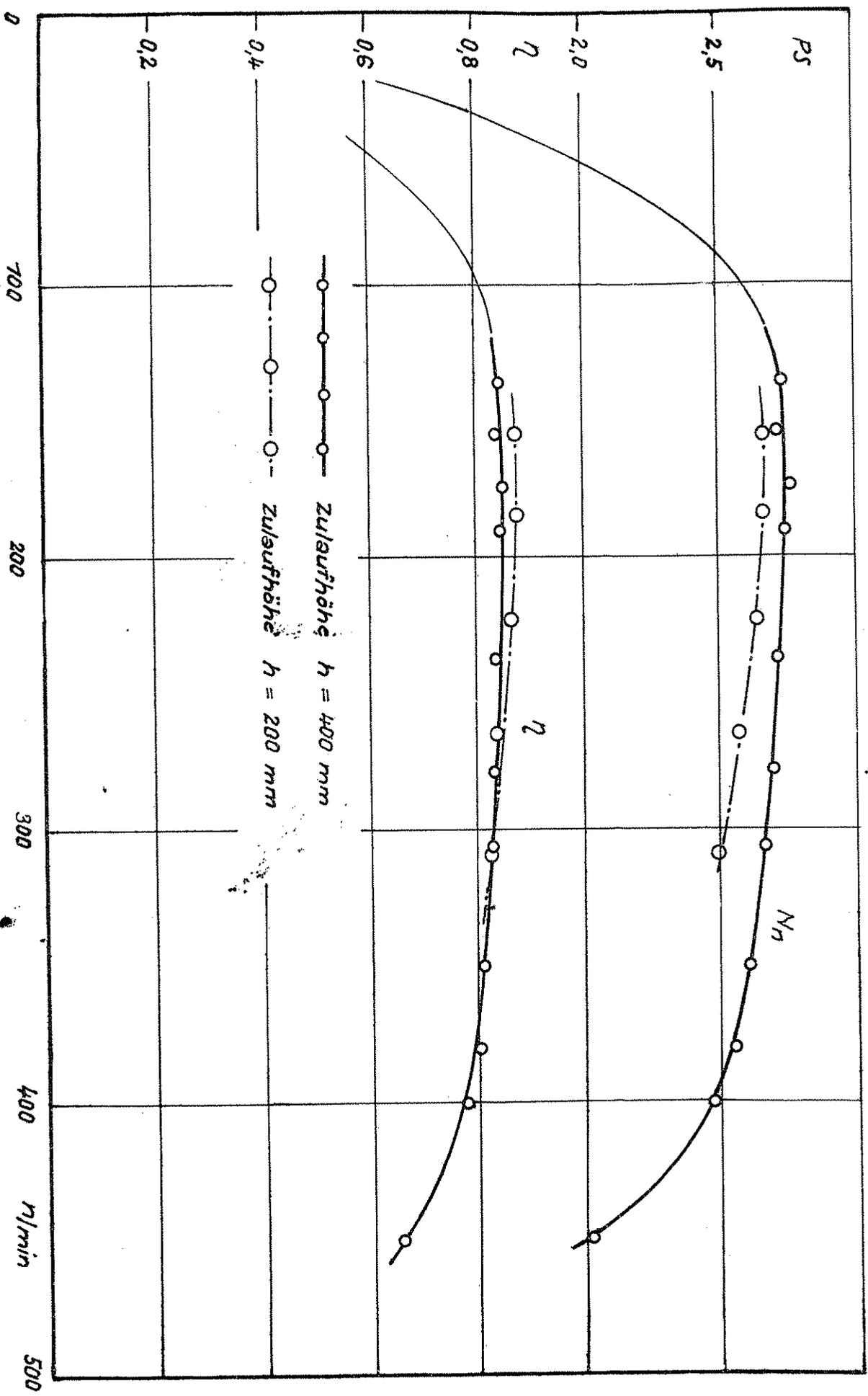


Abb. 15 Leistungsversuche am Grossrad bei verschiedenen Zulaufhöhen. $Q = 60$ ltr/s

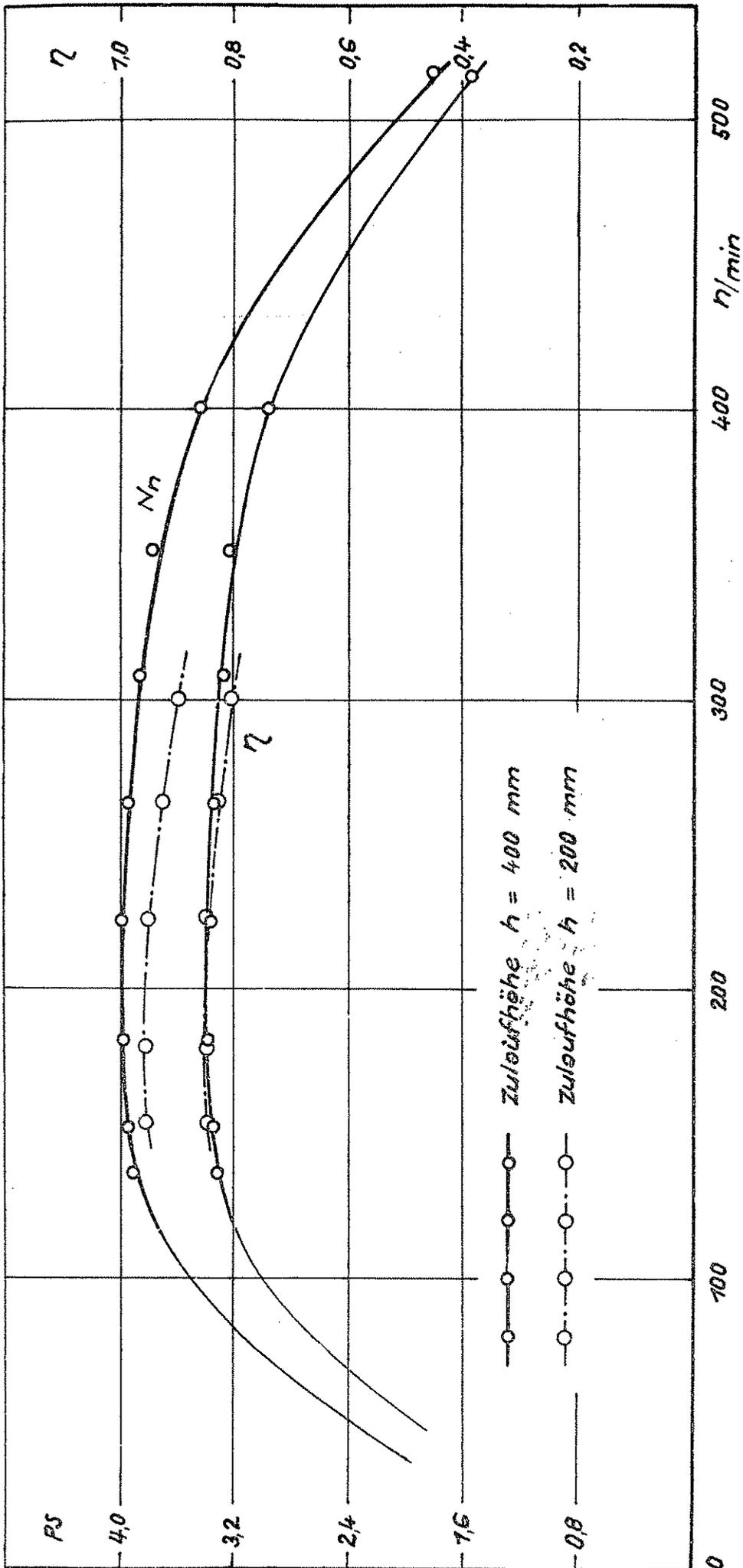


Abb. 16 Leistungsversuche am Grossrad bei verschiedenen Zulaufhöhen. $Q = 88 \text{ ltr/s}$

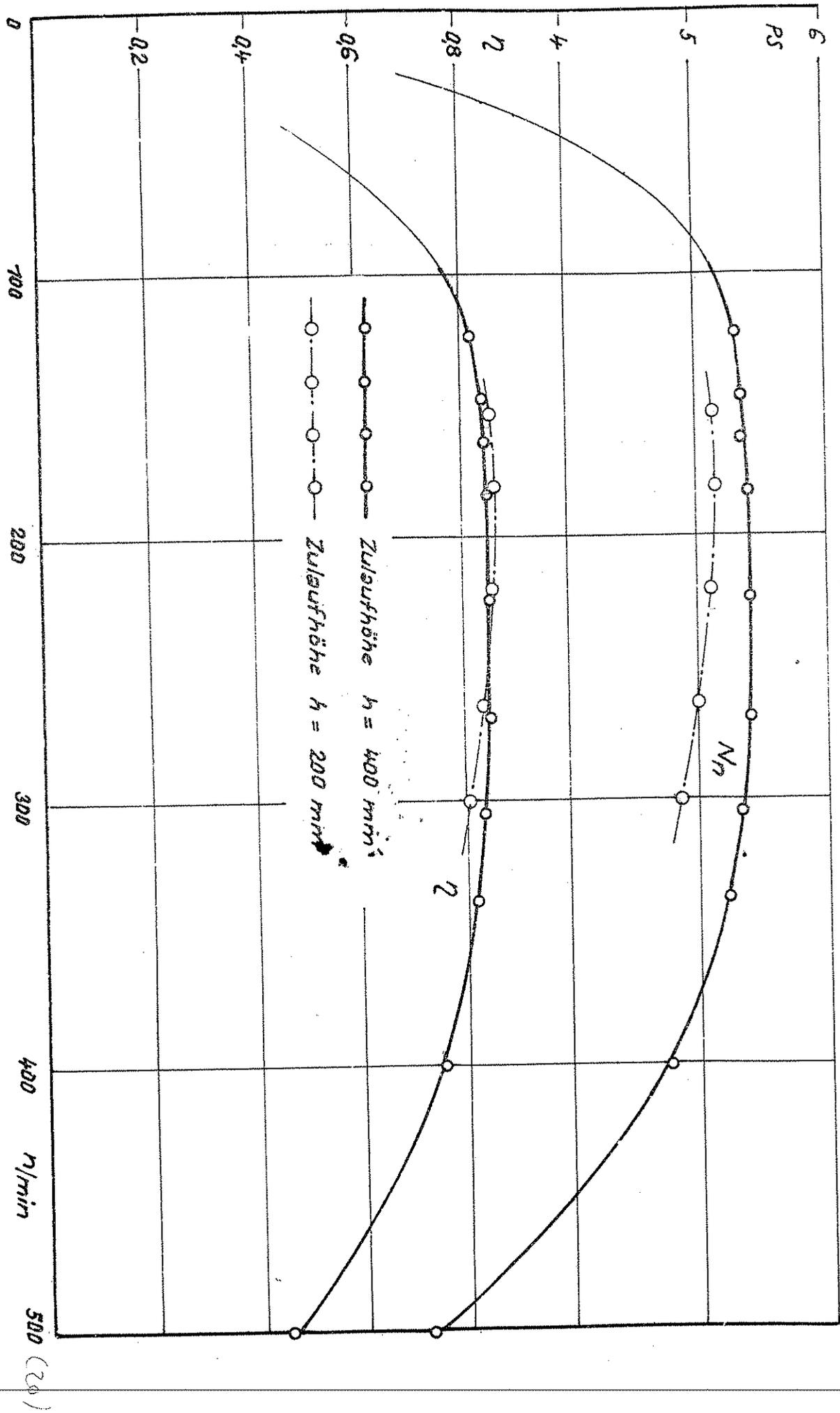


Abb. 17 Leistungsverläufe am Grossrad bei verschiedenen Lauftiefen h 118 ltr/s $\eta_p \approx 0,08$

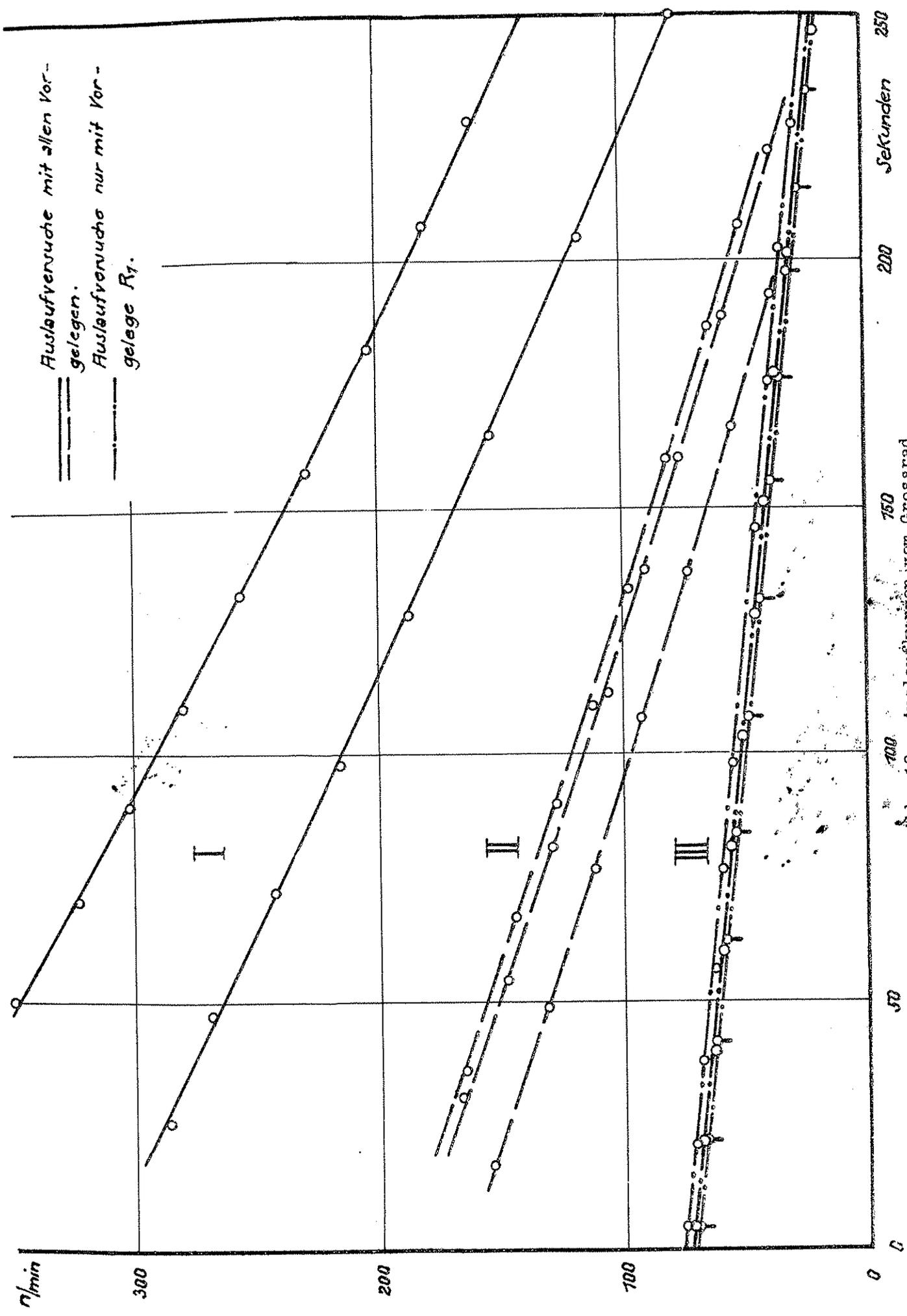


Abb. 18 Auslaufkurven vom Grossrad

4. Leistungsversuche am Modellrad

a. bei einer Zulaufhöhe von $h = 80$ mm, entspr. $h = 400$ mm beim Grossrad

Die Versuchsergebnisse sind in den Kurvenblättern Abb.19 und 20 und auszugsweise in der Zahlentafel Nr.13 dargestellt. Die Ergebnisse beziehen sich unmittelbar auf die Drehzahlen der Modellradwelle. Die Kurven verlaufen genau so wie die vom Grossrad.

b. Versuche zur Feststellung des Leistungsverlustes beim watenden Rad

Von den 3 Versuchsreihen sind nur 2, nämlich für eine Beaufschlagung von $Q = 2,7$ ltr/s und $Q = 3,63$ ltr/s, in den Abb.21 und 22 wiedergegeben. Die Versuchswerte sind in Abhängigkeit der Drehzahl aufgetragen. Jede Einzelkurve gilt für eine bestimmte, stet gehaltene Eintauchtiefe t_u . Die Kurven für $t_u = 0$ wurden den Leistungsversuchen des freihängenden Rades entnommen und auf die Wassermengen der Watverluste umgerechnet. Gegen eine solche Umrechnung ist nichts einzuwenden, weil sich die Wassermengen von den Watverlusten nur in der 2. Dezimale von den Wassermengen der herangezogenen Leistungsversuche unterscheiden.

5. Auslaufversuche beim Modellrad

Von der grossen Zahl der angestellten Auslaufversuche sind, weil sie alle sehr gut übereinstimmen, nur 2 Versuche in der Abb.23 wiedergegeben.

IV. Auswertung der Versuchsergebnisse

1. Das Froude'sche Ähnlichkeitsgesetz. Nachprüfung seiner Anwendbarkeit auf Modellversuche bei überschlächtigen Wasserrädern.

Während bei der Turbine bekanntlich ziemlich weitgehend das Reynolds'sche Ähnlichkeitsgesetz gilt, wird man beim überschlächtigen Wasserrad, bei dem die Schwerkkräfte eine ausschlaggebende Rolle spielen, das Froude'sche Ähnlichkeitsgesetz anwenden müssen. Da aber beim Wasserrad auch Strömungsverluste, insbesondere Mischverluste, auftreten, besteht zunächst nur unvollkommene mechanische Ähnlichkeit. Solange diese Verluste klein bleiben, was für den Bereich der besten Wirkungsgrade zutrifft, darf man erwarten, dass wenigstens hier die Ergebnisse von Gross- und Modellrad übereinstimmen.

In der Abb.24 sind nun die Wirkungsgrade, so wie sie sich aus den Leistungsversuchen ergeben haben, in Abhängigkeit der Froude'schen Zahl $\sqrt{F} = u/\sqrt{g \cdot l}$ aufgetragen. u stellt die Umfangsgeschwindigkeit in m/s am Radumfang dar. Für l wurde der Raddurchmesser D in m eingesetzt. Die eingetragenen Drehzahlen beziehen sich auf die Grossradwelle.

Weiter sind in Abb.25 die Wirkungsgrade und die Leistungen in Abhängigkeit der Beaufschlagung aufgetragen. Die Ergebnisse gelten für die Bestdrehzahl von $n_n = 9$ U.p.M., bezogen auf die Grossradwelle. Wassermenge und Leistung vom Modellrad wurden mit Hilfe der bekannten Masstabsregeln (21) auf das Grossrad umgerechnet. Da nach Abschnitt II, 1 b die Modellmasstäbe verschieden gross ausfallen, je nachdem man für den Längenmasstab λ den Raddurchmesser D oder die Radbreite b einsetzt, wurden die Ergebnisse mit beiden Masstäben umgerechnet. Wie Abb.25 zeigt, ist die Streuung nicht sehr gross.

Bis zu einer Beaufschlagung von $\beta = 0,75$ stimmen die Werte von Gross- und Modellrad (Abb.25) bei der Bestdrehzahl recht gut überein. Im Gegensatz zu der Erfahrung, die man sonst beim Vergleich von Gross- und Modellversuchen macht, liegen beim Wasserrad die Werte vom Modellrad durchweg etwas höher als

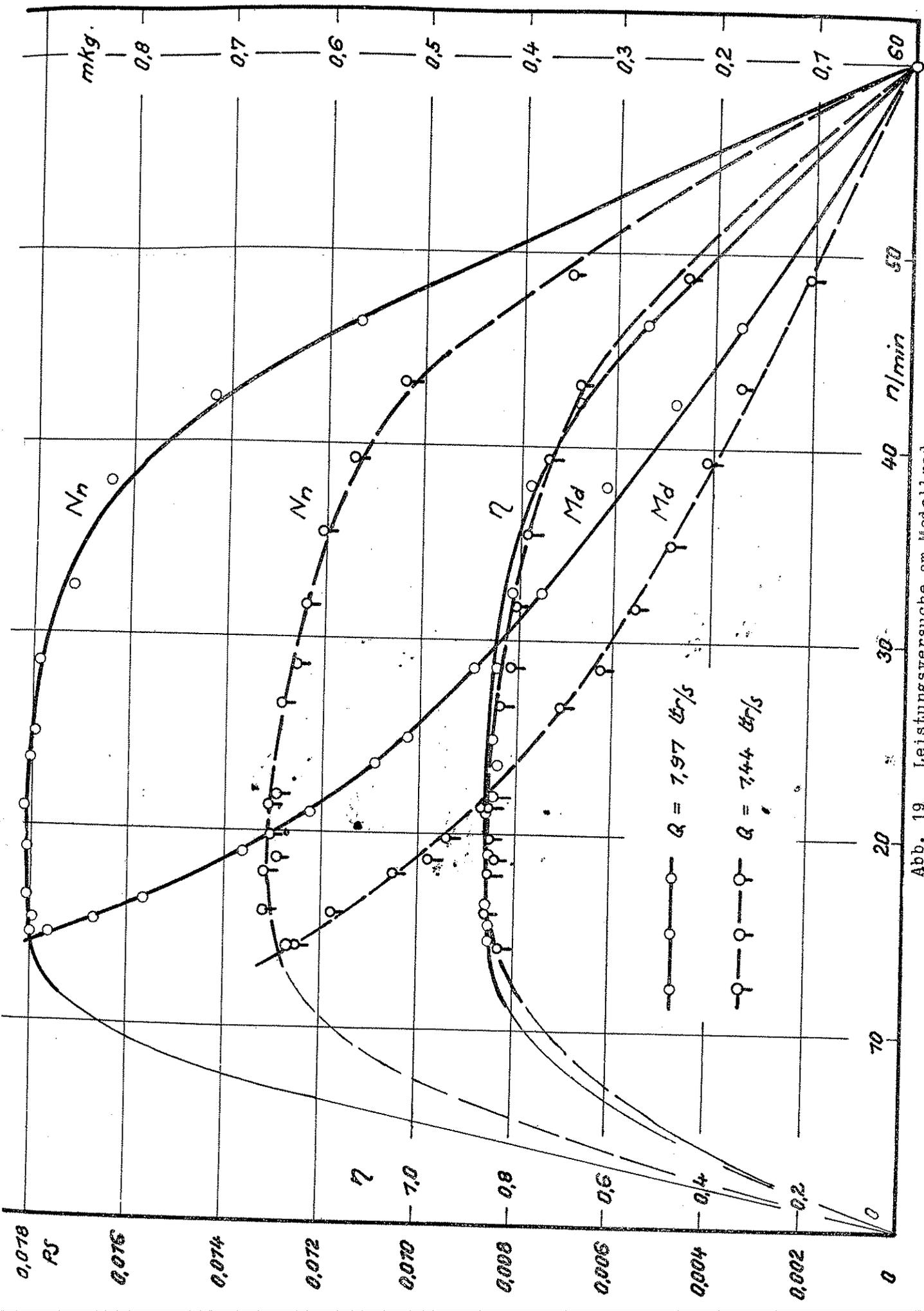


Abb. 19 Leistungsversuche am Modellrad

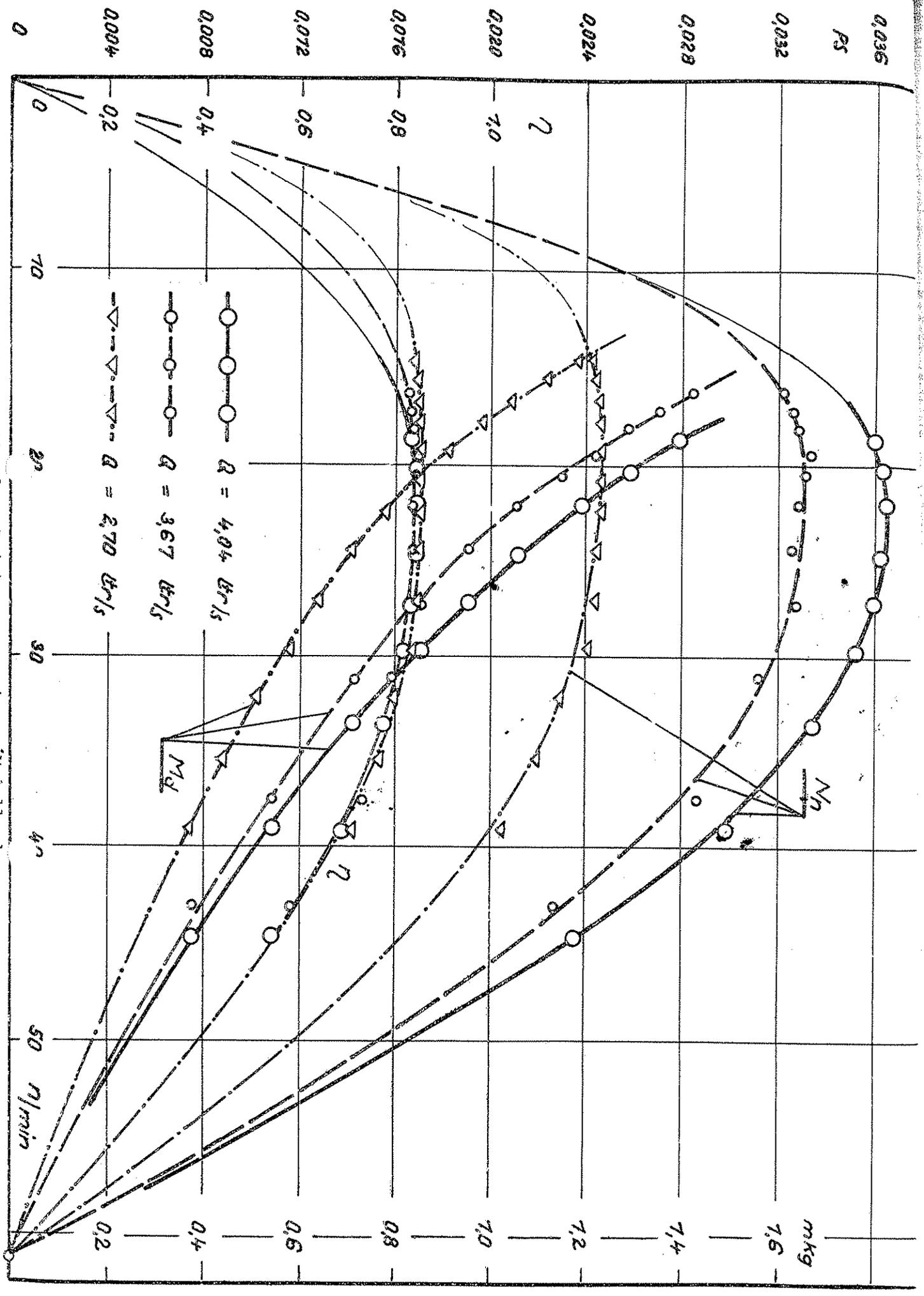


Abb. 20 Leistungsversuche am Modellrad

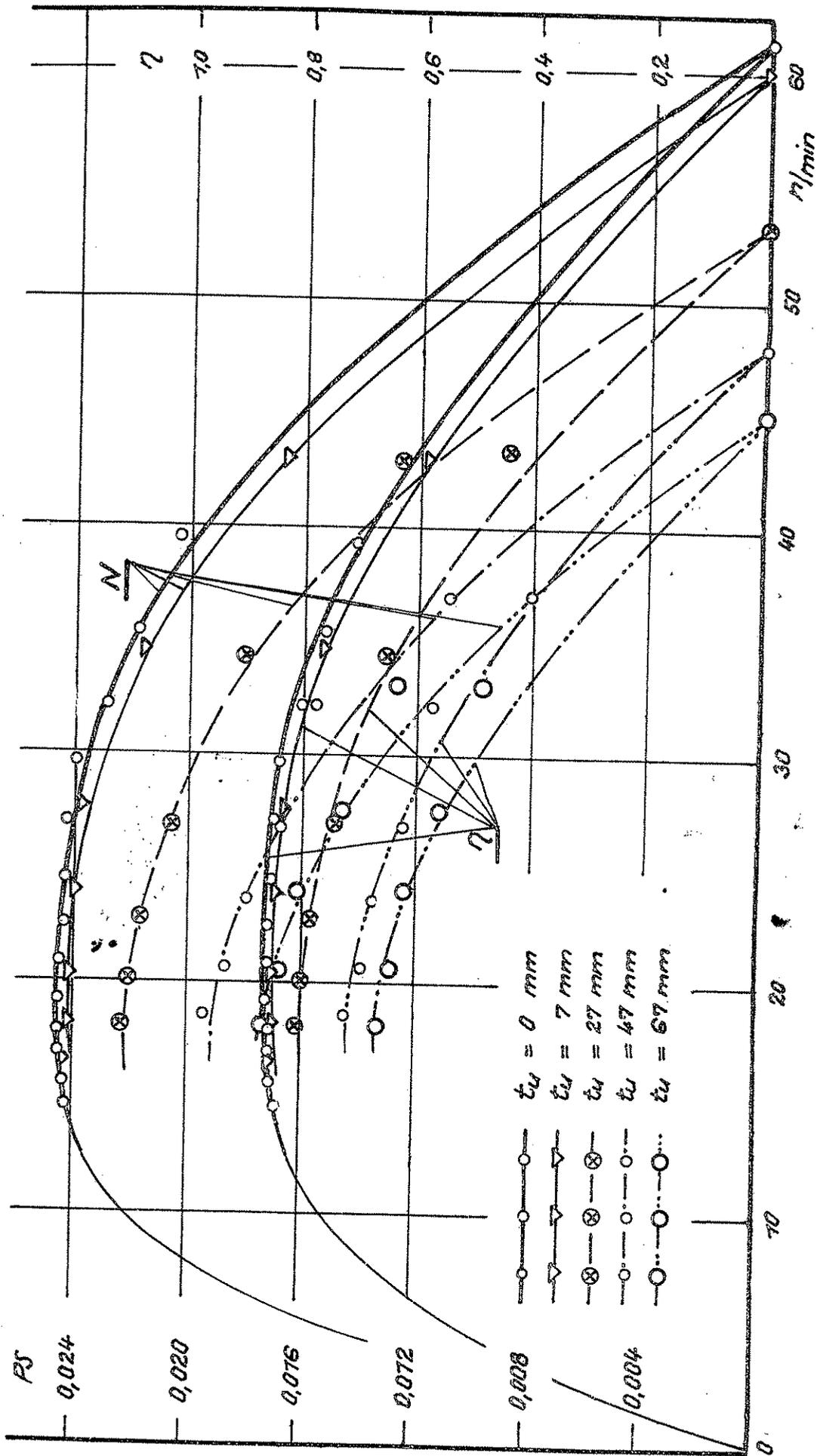


Abb. 21 Modellradversuche zur Bestimmung der Wativverluste. Leistungs- und Wirkungsgradkurven bei verschiedenen Eintauchtiefen t_u und stet gehaltenen Wassermenge $Q = 2,7 \text{ ltr/s}$, aufgetragen über der Drehzahl des Modellrades.

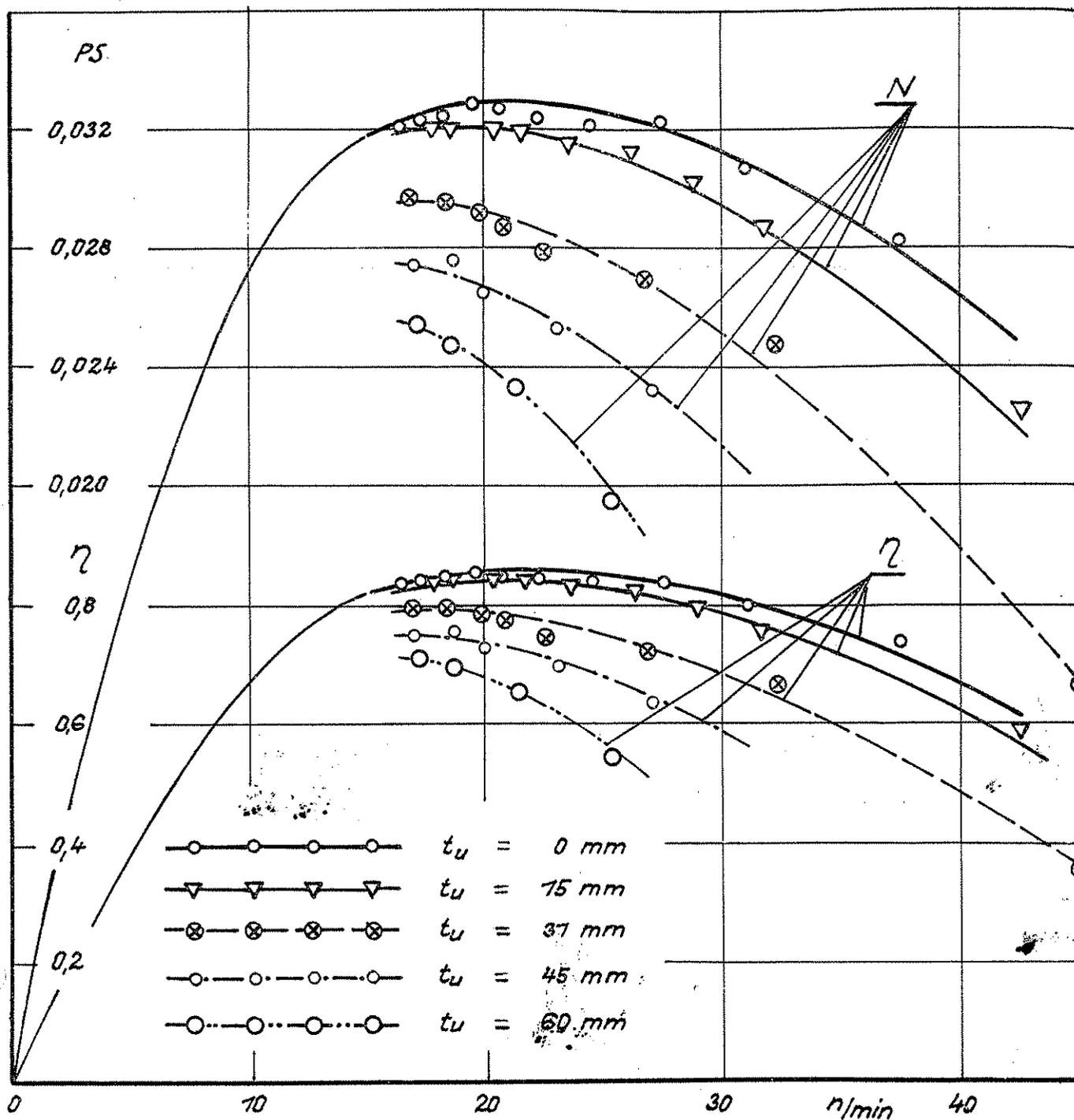


Abb.22 Modellradversuche zur Bestimmung der Watverluste. Leistungs- und Wirkungsgradkurven bei verschiedenen Eintauchtiefen t_u und stet gehaltener Wassermenge $Q = 3,63 \text{ ltr/s}$, aufgetragen über der Drehzahl des Modellrades.

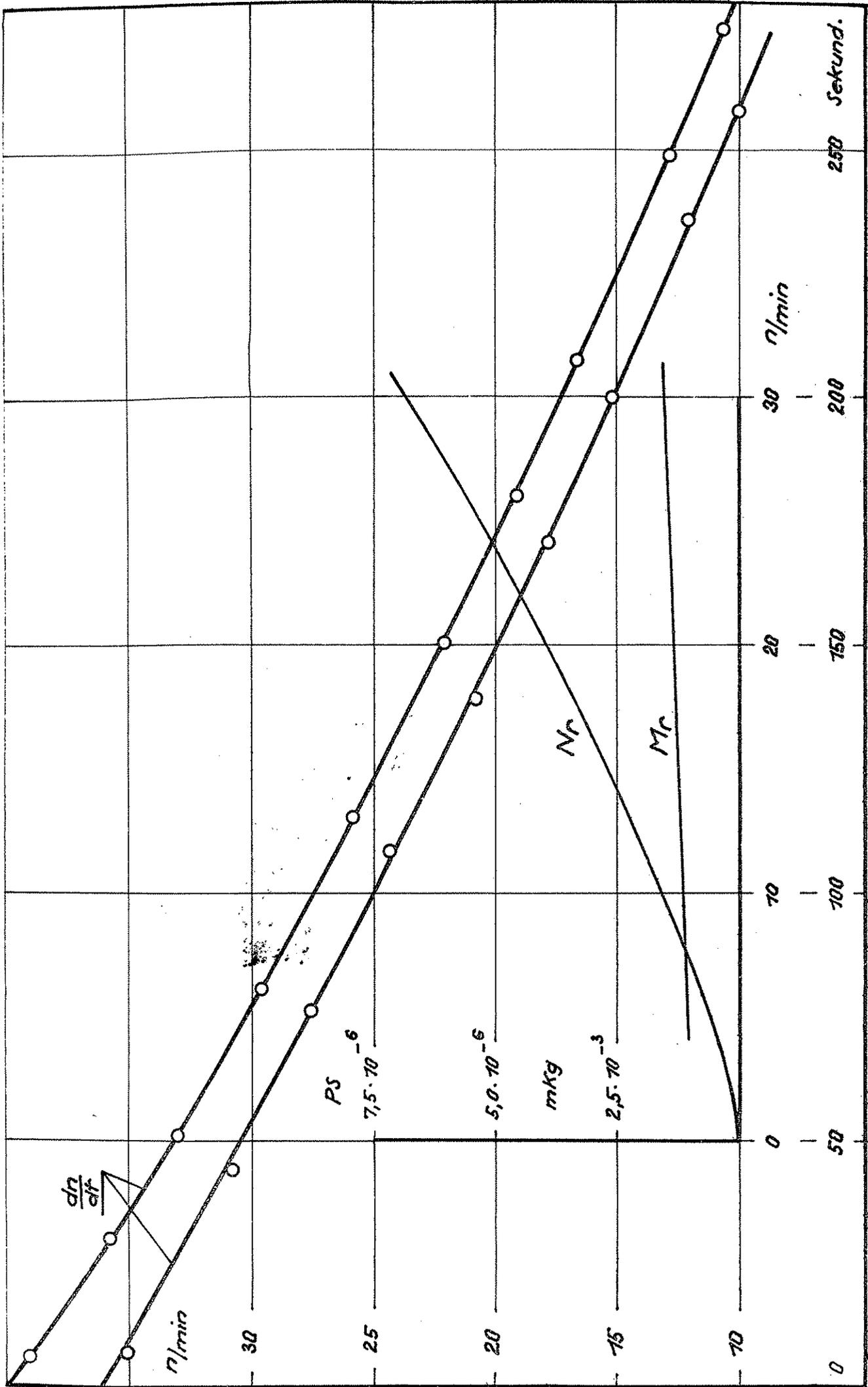


Abb. 23 Ausläufkurven vom Modellrad. Reibungsmoment M_r und Reibungsleistung N_r in Abhängigkeit der Drehzahl vom Modellrad aufgetragen.

beim Grossrad. Immerhin ist hier der Unterschied noch klein. Auffallend gross wird er aber, sobald man den Beaufschlagungsbereich über $\beta = 0,75$ betrachtet. So beträgt der Unterschied bei $\beta = 1$ schon 6 % beim Wirkungsgrad und 7 % bei der Leistung, bezogen auf die Werte vom Grossrad. Noch deutlicher kommt der Unterschied in der Abb. 24 zum Ausdruck. Hier weichen die Werte von $\beta = 0,5$ an aufwärts umso stärker voneinander ab, je höher die Drehzahlen über der Bestdrehzahl liegen. Bei $\beta = 0,95$ und mehr ist der grosse Unterschied sogar im ganzen untersuchten Drehzahlbereich festzustellen.

Nun fiel es schon, während die Versuche gemacht wurden, auf, dass die Ausflussvorgänge beim Grossrad ganz anders wie beim Modellrad waren.

Beim Grossrad tritt nämlich bereits von $Q = 180$ ltr/s an, entsprechend einer Beaufschlagung von $\beta = 0,86$, das Wasser in auffälligster Weise in einem nahezu geschlossenen Strahl vorzeitig aus dem Rad aus. Dieser vorzeitige Austritt, der beim Grossrad den Überlastungsbeginn anzeigt, ist aber beim Modellrad, selbst bei $Q = \text{rd. } 4$ ltr/s, entsprechend $Q = \text{rd. } 225$ ltr/s beim Grossrad, und bei starker Abweichung von der Bestdrehzahl höchstens in Form von lebhafter Spritzerbildung (siehe z.B. Abb. 29-34) zu bemerken. Erst bei der Durchgangsdrehzahl schießt ein geschlossener Strahl über das Rad hinweg.

Befriedigende Übereinstimmung erhält man also nur bei der Bestdrehzahl und hier wiederum nur bis zum Überlastungsbeginn. Sowohl im Überlastungsbereich als auch bei den hohen Drehzahlen stimmen die Werte nicht mehr überein. Hier wachsen die Mischverluste und damit der Verlust infolge vorzeitigen Austritts sehr stark an. Der Mischverlust entsteht, wenn der Strahl auf die Zellenwände und den Radboden auftritt. Zu erkennen ist er an dem völlig durchwirbelten Zelleninhalt. Die Wasserwalzen und Wasserwirbel verursachen bei grosser Zellenfüllung vorzeitigen Austritt. Ob und wie weit die Mischverluste dem Reynoldsschen Ähnlichkeitsgesetz folgen, soll nicht näher untersucht werden. Auf alle Fälle gehorchen sie nicht mehr dem Froude'schen Gesetz. Sie werden daher vom Modellrad zu klein angegeben.

2. Die Verluste

a. Vorbemerkung

So einfach sich die Arbeitsweise vom Wasserrad im allgemeinen angeben lässt, so schwierig werden die Verhältnisse, wenn man die Einzelvorgänge im Rad untersuchen will. Schon die Beobachtung lehrt, dass sich die Vorgänge am Eintritt tumultuarisch vollziehen und dass am Austritt nicht stationäre Ausflussbewegungen auftreten, die beim watenden Rad, von Oberflächenbewegungen im Unterwassergerinne völlig überdeckt werden. Es ist daher wenig wahrscheinlich, dass man mit Hilfe von theoretischen Betrachtungen viel über die Versuchsergebnisse hinauskommt. Die folgenden Untersuchungen können daher nur dazu dienen, für die Versuchsergebnisse einigermaßen rationelle Erklärungen zu finden. Sie sind deswegen auf den einfachsten Überlegungen aufgebaut. Die Berechnungen weiter zu verfeinern, dürfte im Hinblick auf die beschränkte Verwendung des Wasserrades kaum nötig sein. Weitere Erkenntnisse gibt am raschesten der Versuch.

b. Mechanische Verluste

Es werden zuerst die mechanischen Verluste vom Modellrad betrachtet, weil sich diese ohne weiteres aus den Auslaufversuchen bestimmen lassen.

Das Gewicht aller umlaufenden Massen beträgt 22 kg, ihr Trägheitsmoment $J = 0,132$ kgmsec². Wie die Abb. 23 zeigt, ist das Reibungsmoment nur wenig von der Drehzahl abhängig. Die Reibungsleistung N_r ist aber dank der benützten Spezialkugellager so klein, dass man den mechanischen Wirkungsgrad, selbst bei der kleinsten Nutzleistung, unbedenklich gleich 1 setzen darf. Infolgedessen darf man für die folgenden Rechnungen an Stelle des hydraulischen Wirkungsgrades den Gesamtwirkungsgrad aus den Versuchen einsetzen.

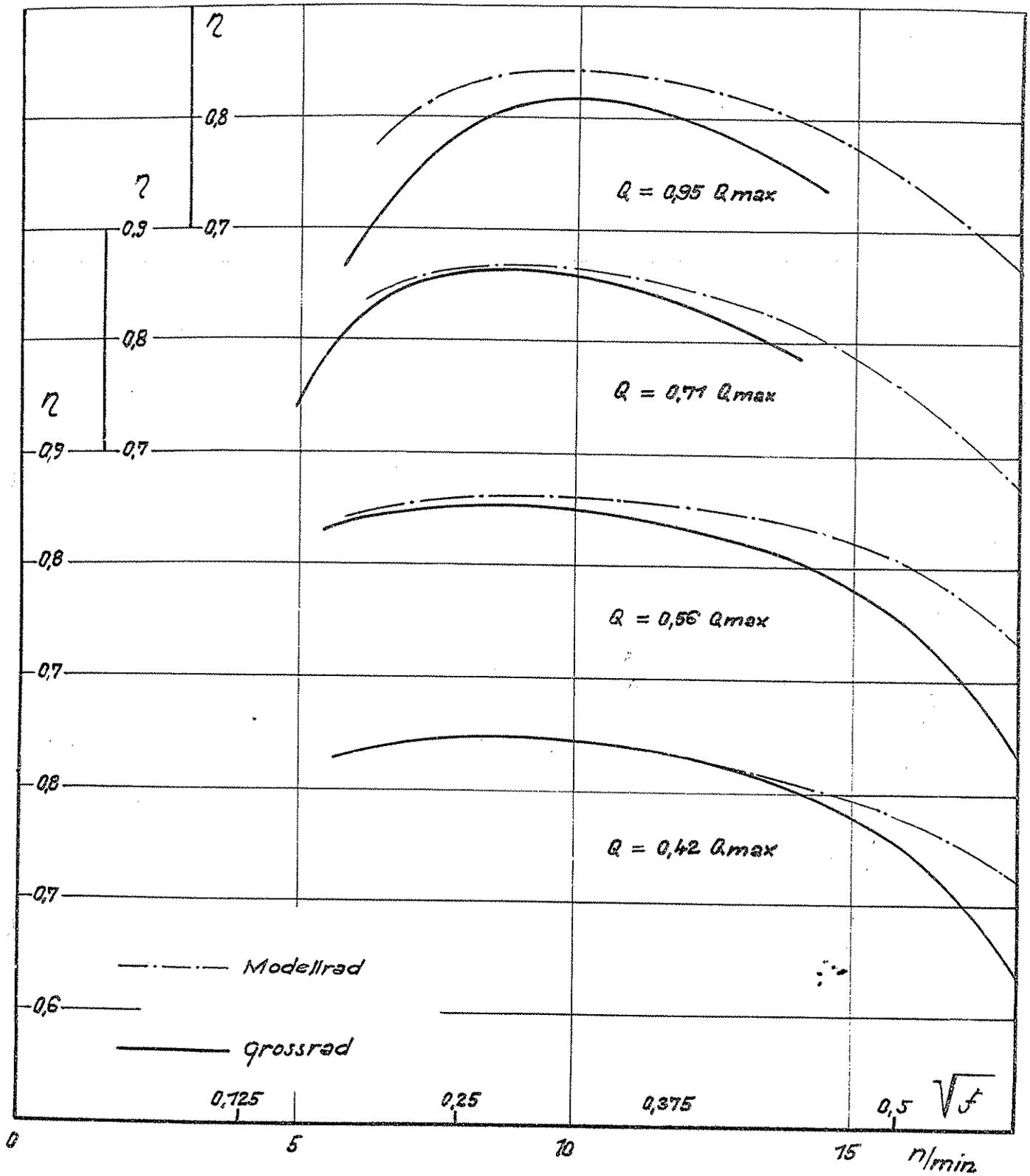


Abb. 24 Wirkungsgrad von Gross - und Modellrad in Abhängigkeit der Froude'schen Zahl und der Drehzahl vom Grossrad aufgetragen.

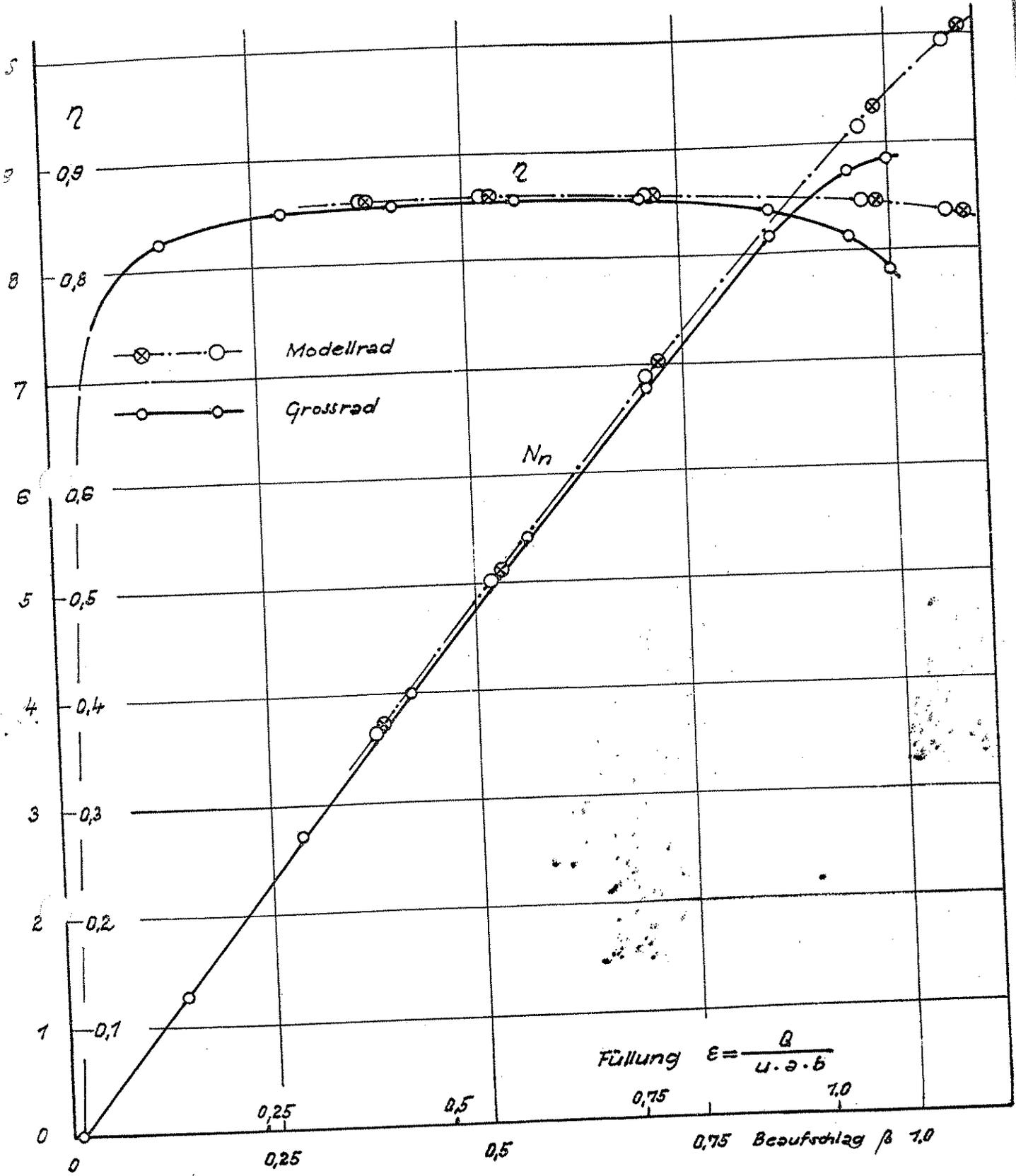


Abb. 25 Wirkungsgrad und Nutzleistung von Gross- und Modellrad in Abhängigkeit der Füllung und der Beaufschlagung für die Bestdrehzahl $n_n = 9$ U.P.M. vom Grossrad aufgetragen.

Im Gegensatz zu den Versuchsergebnissen vom Modellrad lassen sich die Auslaufversuche vom Grossrad nur begrenzt zur Berechnung der mechanischen Verluste heranziehen, weil hier ausser den Verlusten in den Lagern noch Zahnreibungsverluste auftreten. Da diese Verluste beim belasteten Rad bestimmt höher sind als beim unbelasteten, leerlaufenden Rad, kann man sie aus den Auslaufversuchen nicht bestimmen. Die errechneten Werte werden daher mehr oder weniger die reinen Lagerverluste einschliesslich der Ventilationsverluste darstellen. Im Hinblick auf diese Einschränkung werden die folgenden Rechnungen nur für die Bestdrehzahl angestellt.

Das gerechnete Trägheitsmoment vom Rad beträgt $J = 390 \text{ kgmsec}^2$. Das gerechnete Trägheitsmoment vom Zwischenvorgelege $J = 1,94 \text{ kgmsec}^2$. Das Trägheitsmoment vom Bremsvorgelege, das durch Auspendeln bestimmt wurde, ist $J = 1,745 \text{ kgmsec}^2$ gross. Die Übersetzung vom Rad auf das Zwischenvorgelege ist 1:5, von diesem zum Bremsvorgelege ebenfalls 1:5. Damit erhält man ein auf das Bremsvorgelege bezogenes Gesamtträgheitsmoment von $J_{R1} = \text{rd. } 2,45 \text{ kgmsec}^2$. Dieser Wert muss den Auslaufkurven I und II der Abb.18 zugrunde gelegt werden, bei denen das Rad mit allen beiden Vorgelegen lief. Bei den Auslaufversuchen der Kurven III in Abb.18 war das Bremsvorgelege ausgebaut. Hier fällt das Trägheitsmoment vom Bremsvorgelege weg. Man erhält dann ein auf das Zwischenvorgelege bezogenes Gesamtträgheitsmoment von $J_{R2} = \text{rd. } 17,5 \text{ kgmsec}^2$. In beiden Fällen wurde begreiflicherweise beim Umrechnen vom Getriebewirkungsgrad Abstand genommen.

Damit erhält man mit den Kurven I für eine Bestdrehzahl von $n_n = 225 \text{ U. p.M.}$ am Bremsvorgelege eine Reibungsleistung (Mittelwert aus den beiden Kurven I) von

$$N_{R I} = 0,077 \text{ PS.}$$

mit den Kurven II eine Reibungsleistung (Mittelwert aus den 3 Kurven II) von

$$N_{R II} = 0,057 \text{ PS.}$$

Die Reibungsleistung aus den Kurven III, wiederum als Mittelwert aus den 3 Kurven III berechnet, wird bei der Bestdrehzahl, hier also bei $n_n = 45 \text{ U.p.M.}$:

$$N_{R III} = 0,023 \text{ PS}$$

Die beiden ersten Werte zeigen deutlich, wie stark die Höhe der Verluste durch den Zustand der Getriebeteile beeinflusst werden. Bei den Versuchen I liefen, wie in Abschnitt III, 3 angegeben, Lager und Zahnräder in gewöhnlichem Zustand, während sie bei den Versuchen II gereinigt und die Lager ausserdem noch mit frischem Fett gefüllt waren.

Vergleicht man die Werte von den Versuchen II und III miteinander, bei denen sich beidesmal Lager und Räder im gleichen, nämlich gereinigten Zustand befanden, so lässt sich folgendes feststellen:

Die Verluste vom Rad und dem Zwischenvorgelege, die zusammen 4 Lager besitzen, betragen nur rd. 40 % der Verluste beim Bremsvorgelege, das in 2 Lagern läuft. Den Mehrbetrag muss man bei den Ventilationsverlusten suchen, die wahrscheinlich in der Hauptsache vom Schwungrad des Bremsvorgeleges verursacht werden. Anhaltspunkte zu dieser Annahme geben auch die Versuchskurven selbst. Solange nämlich der Kurvenverlauf nicht von einer Geraden abweicht, treten keine Ventilationsverluste auf. Dies trifft zwar für die Kurven III, aber nicht mehr für die Kurven II oder I zu. Demnach müssen die Ventilationsverluste, zum mindesten ihr grösserer Teil, im Bremsvorgelege liegen, weil dieses nur bei den Versuchen II und I mitlief.

Zum Schluss sei noch ein Verfahren mitgeteilt, das auch im Turbinenbau benützt wird und mit dem man angenähert die mechanischen Verluste beim Leerlauf unter Umgehung der Auslaufversuche bestimmen kann.

Trägt man nämlich in Abhängigkeit von der Schützenöffnung a_0 die Wassermenge Q und die Nutzleistung N auf (siehe Abb.25 und 26), so schneidet die N - Kurve auf der Ordinate $a_0 = 0$ den Wert N_r ab. Dieser Wert stellt die Leerlaufverluste und damit in erster Annäherung die mechanischen Verluste im Leer-

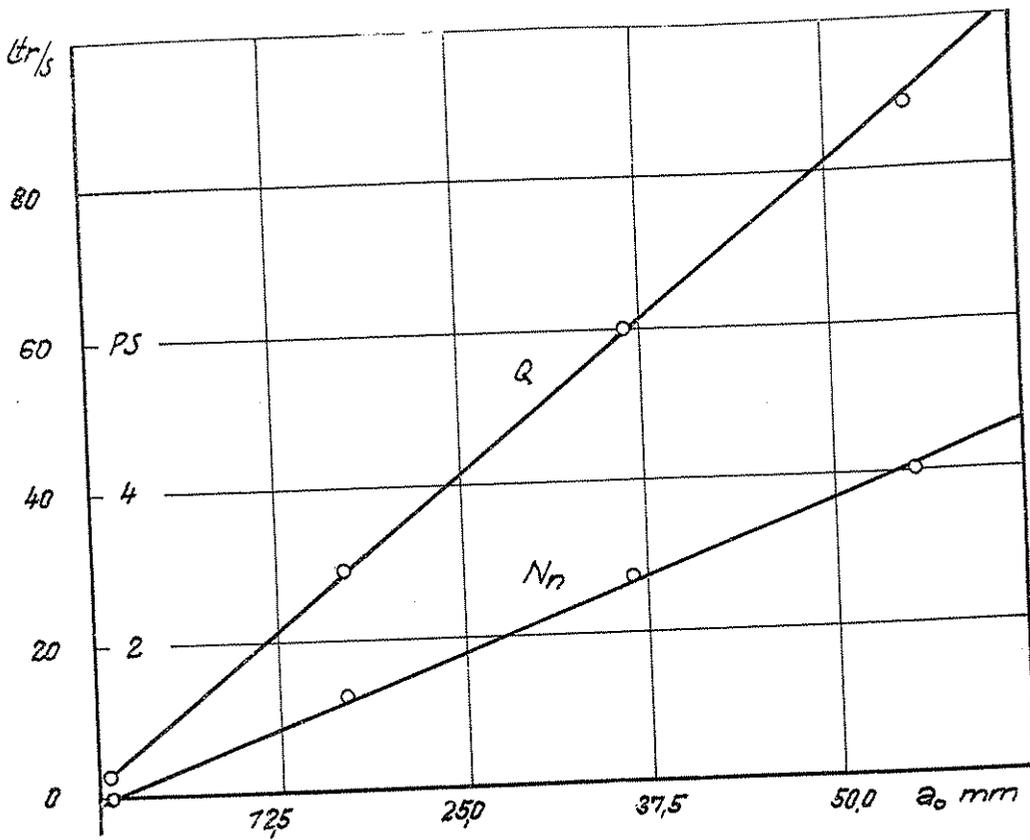


Abb. 25

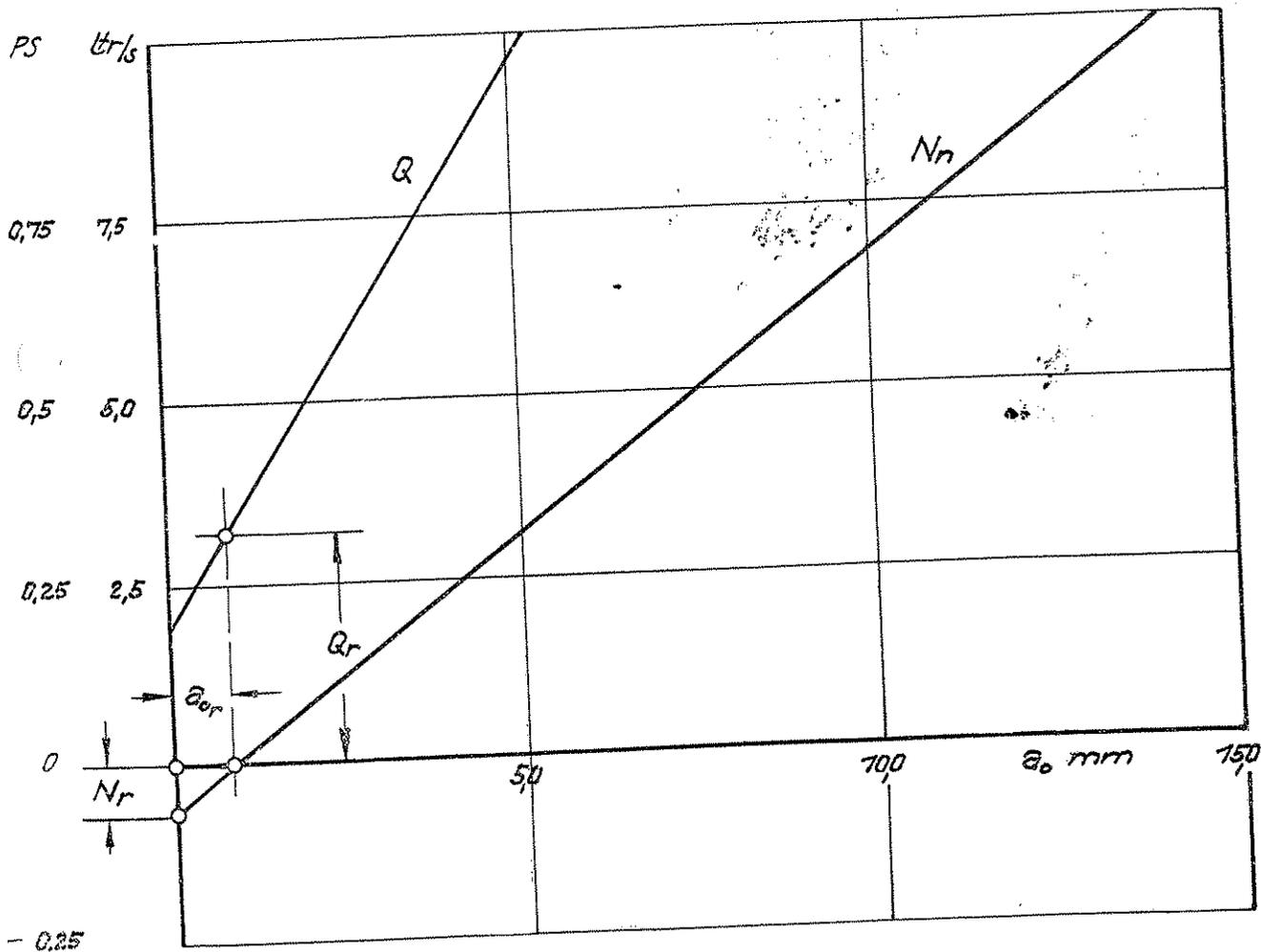


Abb. 26

lauf
auf
häl-
gan

sen

ler
lag
här
das
ver-
lin
PS

c.

ta

er
m
s
u

lauf dar. Wie die Abb. 25 und 26 zeigen, liegen die Werte von Q und N recht gut auf einer Geraden, die man ohne weiteres nach unten verlängern darf. Man erhält dann für die Leerlaufleistung den Wert $N_r = \text{rd. } 0,07 \text{ PS}$, ein Wert, der sich ganz gut mit den Werten der Auslaufversuche deckt.

Das Ergebnis der Auslaufversuche lässt sich folgendermassen zusammenfassen:

Die mechanischen Verluste vom belasteten Rad lassen sich nicht feststellen. Die Leerlaufverluste stellen wahrscheinlich die Verluste in den Rollenlagern dar. Von ihnen kann man annehmen, dass sie nicht von der Belastung abhängen. Sicher ist, dass die Lagerverluste sehr klein sind. Setzt man voraus, dass die gemachten Annahmen zutreffen, so muss der Lagerwirkungsgrad, aus den Versuchen I berechnet und auf die Bestdrehzahl bezogen, zwischen 95 und 99 % liegen, wobei sich der kleine Wert auf eine verfügbare Leistung von $N_{th} = 1,52 \text{ PS}$ und 30 ltr/s, der grosse Wert auf $N_{th} = 11,4 \text{ PS}$, also auf Vollast bezieht.

c. Verluste des im Unterwasser watenden Rades

Watverluste entstehen, wenn das Rad, z.B. bei Rückstau, im Unterwasser eintaucht.

Die Aufgabe, diese Verluste unmittelbar durch Versuche zu bestimmen, war auch beim Modellrad nicht zu lösen. Es wird daher versucht, die Watverluste mittelbar aus den Leistungsversuchen zu bestimmen, die am Modellrad bei verschiedenen Eintauchtiefen t_u gemacht wurden. Diese Versuche sind in den Abb. 21 und 22 wiedergegeben.

Die Watverluste lassen sich jetzt bestimmen, wenn man voraussetzt, dass die hydraulischen Verluste, also der hydraulische Wirkungsgrad η_h des Rades, von der Eintauchtiefe nicht abhängen. Von Interesse sind besonders die Watverluste, die bei der Bestdrehzahl auftreten. Die folgenden Berechnungen werden darum nur für diese Drehzahl durchgeführt.

Den gesamten Leistungsverlust ΔN_1 vom watenden Rad erhält man aus den Kurven der Abb. 21 und 22, indem man die Leistung, die man bei den verschiedenen Eintauchtiefen erhält, von der Leistung für die Eintauchtiefe $t_u = 0$ abzieht. ΔN_1 setzt sich wiederum aus einem Leistungsverlust ΔN_2 und dem reinen Watverlust ΔN zusammen. Der Leistungsverlust ΔN_2 stellt den Gefällsverlust dar, der dadurch entsteht, dass dem watenden Rad nur noch das Gefälle $H' = H - t_u$ (Abb. 6) zur Verfügung steht. Es gilt somit:

$$\Delta N_2 = \frac{\gamma \cdot Q \cdot t_u \cdot \eta_h}{75} \cdot \text{PS}$$

Da die Wassermenge Q und die Eintauchtiefe t_u aus den Versuchen gegeben sind und für η_h nach Abschnitt IV 2, c der Gesamtwirkungsgrad eingesetzt werden darf, der ebenfalls aus den Versuchskurven entnommen werden kann, lässt sich ΔN_2 für jede Eintauchtiefe und Beaufschlagung berechnen. Den reinen Watverlust ΔN findet man dann aus der Beziehung

$$\Delta N = \Delta N_1 - \Delta N_2$$

In der Abb. 28 sind die Ergebnisse für die beiden Versuchsreihen $Q = 2,7 \text{ ltr/s}$ und $Q = 3,63 \text{ ltr/s}$ in Abhängigkeit vom Verhältnis t_u/D für die Bestdrehzahl $n_n = 20 \text{ U.p.M.}$ aufgetragen. Wie man aus der Darstellung entnehmen kann, decken sich die Werte der beiden Versuchsreihen recht gut. Der reine Watverlust ΔN ist, was zu erwarten war, von der Beaufschlagung unabhängig. Mit genügender Genauigkeit gilt für den Watverlust die Beziehung

$$\Delta N = (0,026 + 0,6 \cdot t_u / D) \cdot t_u / D \text{ PS}$$

Die Watverluste sind somit hinreichend geklärt. Offen bleibt aber noch die Frage, wie weit man die Ergebnisse vom Modellrad auf das Grossrad übertragen darf. Sie können nur dann fehlerfrei übertragen werden, wenn die Watverluste dem Froude'schen Ähnlichkeitsgesetz folgen. Da sich aber der Watverlust aus 3 Einzelverlusten, dem Wellenwiderstand, dem Sog und dem Oberflächenwider -

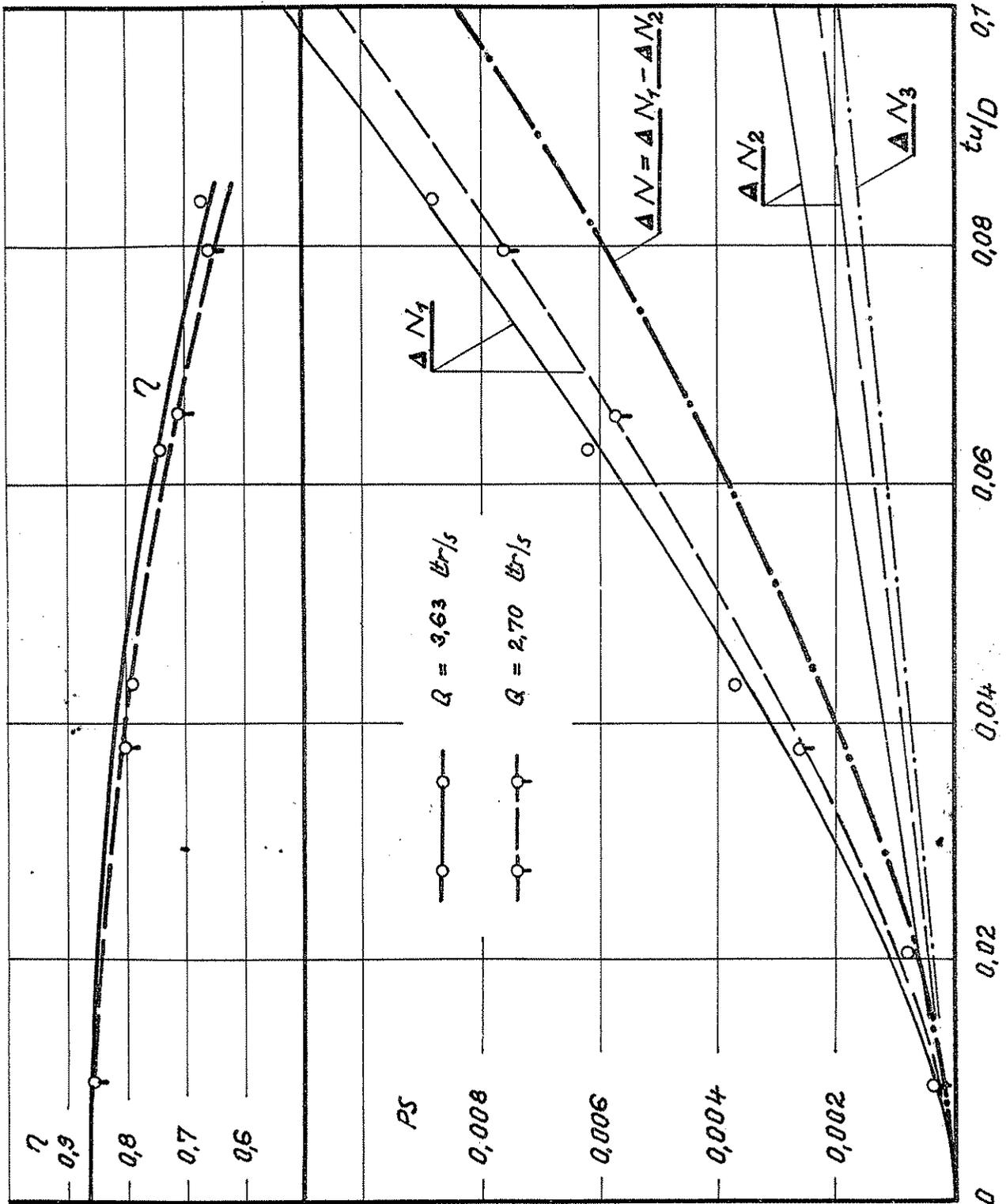


Abb.28 Leistungs - und Wirkungsgradabfall vom watenden Modellrad

$$\Delta N_3 = \frac{\gamma \cdot (V_4 - V_1)}{75} \cdot f \cdot \frac{y'}{2} \text{ PS}$$

Darin bedeutet $f = n \cdot z / 60$ die Frequenz. Mit $z_s = 30$ Schaufeln kommt dann:

$$\Delta N_3 = 3,32 (V_4 - V_1) n \cdot y' \text{ PS}$$

ΔN_3 lässt sich ohne weiteres zahlenmässig bestimmen, indem man V_4 und V_1 an Hand der Konstruktionszeichnung für die verschiedenen Eintauchtiefen ausrechnet. Die Werte von ΔN_3 , die auf diese Weise berechnet wurden, sind ebenfalls in Abb. 28 in Abhängigkeit von t_u/D aufgetragen. Die Kurve zeigt, dass der Anteil von ΔN_3 am Watterverlust recht bemerkbar wird. Es kann sich also mitunter schon lohnen, wenn man die Zellen entlüftet.

d. Hydraulische Verluste

Ehe die Verluste im einzelnen untersucht werden, sollen einige Bemerkungen, die sich auf Beobachtungen am Modellrad stützen, vorausgeschickt werden.

Der Anteil der Wucht an der gesamten verfügbaren Energie beträgt bei den üblichen Ausführungen meist nicht mehr als 10 bis 12 %. Trotzdem darf man diesen Betrag nicht ausser Acht lassen, weil er als Verlust zu buchen ist. Die Wucht wird nämlich mehr oder weniger beim Eintritt vom Wasser in die Zellen durch Stoss und infolge von Wirbelbildung vernichtet.

Der Schaufelstoss ist bei allen Beaufschlagungen und schon bei den kleinsten Drehzahlen vorhanden, weil sich der Schaufelwinkel β (Abb. 6) mit der Relativrichtung vom Strahl nicht mehr deckt. Ausserdem verursacht er Wasserwalzen und Schwingungen im Zelleninnern. Die Schwingungen, die in den Abb. 29 bis 34 zu sehen sind, werden umso stärker, je rascher das Rad umläuft. Infolgedessen beginnt das Wasser bei den höheren Drehzahlen schon vorzeitig auszutreten, was sich durch immer stärker werdende Spritzer bemerkbar macht. Beim durchgehenden Rad schießt dann das Wasser in einem geschlossenen Strahl frei über das Rad weg. Die Spritzer erkennt man deutlich in den Abb. 29 bis 33.

Am einzelnen Wasserteilchen greift ausser der Schwerkraft die von der Radrotation herrührende Fliehkraft an. Die freien Oberflächen des Zelleninhalts müssen sich daher auf konachsiale Kreiszyylinder einstellen, deren Mittelpunktsabstand $r_m = \omega^2/g$ ist. Diese Schrägstellung ist ebenfalls in den Aufnahmen zu erkennen. Sie stimmt, wie die Abb. 34 zeigt, recht gut mit dem gerechneten Wert überein.

Der Austritt ist nicht stationär. Aus den Aufnahmen z. B. Abb. 34 lässt sich allerdings nur feststellen, dass der Zellenpiegel zur Erzeugung der Austrittsgeschwindigkeit etwas angestaut wird und im Austrittsbogen die Schräglage der freien Oberflächen verschwindet.

An hydraulischen Verlusten treten auf:

1. die Kontraktions- und Reibungsverluste in der Schütze
2. der Schaufelstoss \bar{w}_{s2}^2
3. die Mischverluste \bar{w}_1^2 , also die Verluste, die in den Zellen durch die Wasserwalzen und - Wirbel entstehen.
4. der statische Austrittsverlust \bar{c}_v^2 , dadurch verursacht, dass sich die Zellen im Austrittsbereich entleeren.
5. der dynamische Austrittsverlust \bar{c}_2^2 , dadurch verursacht, dass das Wasser das Rad mit der Absolutgeschwindigkeit c_2 verlässt.
6. die Wandreibungsverluste \bar{c}_w^2

Wie es in der Turbinentheorie allgemein üblich ist, soll auch hier mit bezifischen Geschwindigkeiten gerechnet werden. Es stellt dann das Quadrat der spezifischen Geschwindigkeit, z. B.

$$\bar{c}_2^2 = \frac{c_2^2}{2 \cdot g \cdot H}$$

den prozentualen Anteil der jeweils verbrauchten Energie, hier also $\frac{c_2^2}{2 \cdot g}$, an der verfügbaren Energie $H \cdot m$ dar. Die spezifischen Geschwindigkeiten werden zum Unterschied von den wirklichen Geschwindigkeiten mit einem Querstrich über dem Buchstaben (z.B. \bar{c}_2) versehen.



Abb. 29

$Q = 2,7 \text{ ltr/s. } n = 21$
U.p.M. Belichtungszeit
 $1/500 \text{ Sek.}$ Schwingungen
nahezu abgeklungen. Aus-
tritt normal.



Abb. 30

$Q = 2,7 \text{ ltr/s. } n = 27,6$
U.p.M. Belichtungszeit
 $1/500 \text{ Sek.}$ Lebhaftere
Schwingungen, daher vor-
zeitiger Austritt in Form
von leichten Spritzern.



Abb. 31

$Q = 2,7 \text{ ltr/s. } n = 30,25$
U.p.M. Belichtungszeit
 $1/500 \text{ Sek.}$ Kräftige
Schwingungen, daher vor-
zeitiger Austritt in
Form von kräftigen
Spritzern.



Abb. 32

$Q = 1,8 \text{ ltr/s. } n = 29,6 \text{ U.p.M.}$
Belichtungszeit $1/500 \text{ Sek.}$
Schwingungen noch eben wahrnehm-
bar. Keine Spritzer.



Zu Abb. 33 (links)

$Q = 1,8 \text{ ltr/s. } n = 24 \text{ U.}$
o.M. Belichtungszeit
 $1/200 \text{ Sek.}$ Schwingungen
nahezu abgeklungen. Aus-
tritt normal.

Zu Abb. 29 bis 34

Die Momentaufnahmen stellen Aus-
schnitte aus einem Film dar, der
bei 3 Versuchsreihen mit $Q = 2,7,$
 $1,8$ und $1,5 \text{ ltr/s}$ gemacht wurde.



Abb. 34

Die Einzelverluste lassen sich nur mittelbar bestimmen. Es wird daher versucht, die Verluste mit Hilfe der photographischen Aufnahmen und an Hand verständlicher Annahmen zu berechnen.

Sieht man von den Verlusten der Nr. 1 und 6 ab, die gegenüber den übrigen Verlusten völlig zurücktreten, so muss gelten :

$$\eta_h = 1 - (\bar{c}_2^2 + \bar{c}_v^2 + \bar{w}_1^2 + \bar{w}_s^2)$$

Von den Verlusten wird zuerst der dynamische Austrittsverlust \bar{c}_2^2 mit Hilfe der photographischen Aufnahmen bestimmt.

Der Verlauf der Absolut- und Relativbahnen vom austretenden Wasser liegt mit den photographischen Aufnahmen vor. Da sich die Aufnahmen ohne weiteres

stark vergrössern lassen, kann man die Richtung der Absolutgeschwindigkeit c_2 am Schaufelende recht gut bestimmen. Da bei jeder Aufnahme die Drehzahl vom Zeitschreiber aufgezeichnet wurde, kennt man auch die Grösse der Umfanggeschwindigkeit u m/s. Nunmehr ist es nicht mehr schwer, die Grösse der Absolutgeschwindigkeit c_2 für jede Stelle vom Austrittsbogen $\varphi_1 - \varphi_2$ (siehe Abb. 6) zeichnerisch zu bestimmen.

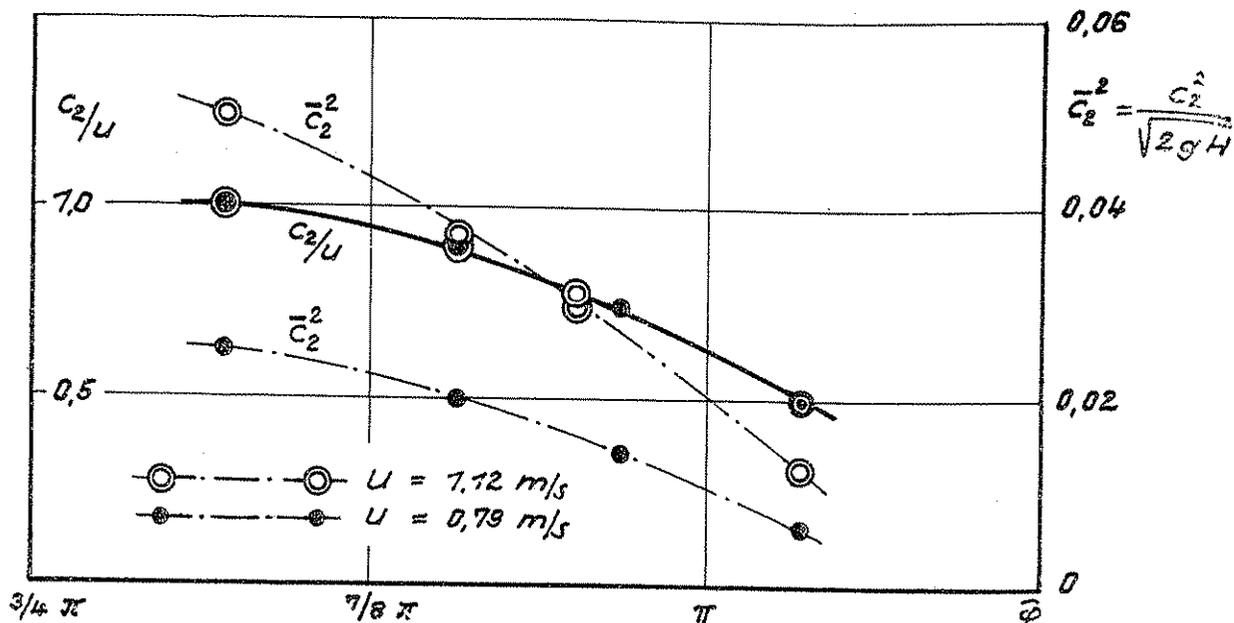


Abb. 35 Bestimmung vom dynamischen Austrittsverlust \bar{c}_2^2 .

Die Ergebnisse dieser Rechnung sind in Abb. 35 in Abhängigkeit vom Drehwinkel φ aufgetragen. Sie gelten für eine stet gehaltene Wassermenge von $Q = 2,7$ ltr/s und für eine Drehzahl von $n = 21,2$ und $30,0$ U.p.M.

Der dynamische Austrittsverlust ist über den Austrittsabschnitt $\varphi_1 - \varphi_2$ hinweg nicht stet. Dagegen ist das Verhältnis c_2 / u praktisch unabhängig von der Umfangsgeschwindigkeit. Nimmt man den Mittelwert

$$\frac{\sum \bar{c}_2^2 \cdot d\varphi}{\varphi_2 - \varphi_1}$$

aus den gefundenen Werten, so kommt für den untersuchten Bereich

$$c_2 = \text{rd. } 0,8 \cdot u$$

Dieser Wert bestätigt die Angaben, die Bach in seinem Werk (2) für den Entwurf von oberflächigen Wasserrädern gemacht hat.

Der statische Austrittsverlust \bar{c}_v^2 wird im allgemeinen folgendermassen bestimmt. Man nimmt zunächst unendliche Schaufelzahl an. Dann berechnet man bei stet gehaltener Drehzahl n und Wassermenge Q den Wasserinhalt V der Zellen unter Berücksichtigung der durch Fliehkraft verursachten Schrägstellung der freien Oberflächen und trägt nun V in Abhängigkeit vom Drehwinkel φ auf. Der Austrittsbeginn φ_1 (Abb. 6) liegt jetzt dort, wo V gleich der Füllung \bar{c} wird. Das Austrittsende φ_2 ist dort, wo der letzte Wassertropfen die Zelle verlässt. Mit R m, dem Radhalbmesser, ergibt sich die Verlusthöhe h_v , um die die austretende Elementarwassermenge dV bis zum Unterwasserspiegel herabfällt, zu

$$h_v = R \cdot (1 - \cos \varphi) \text{ m}$$

und damit bei einer Zellenteilung t_s der statische Austrittsverlust \bar{c}_v^2 aus der Beziehung :

$$\bar{c}_v^2 = \frac{c_v^2}{2gH} = \frac{u}{\tau \cdot Q} \cdot \frac{R}{H} \cdot \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} (1 - \cos \varphi) \cdot dV(\varphi) d\varphi$$

Das Verfahren ist ziemlich umständlich. Zudem stimmt nur der Austrittsbeginn φ_1 einigermaßen mit der Wirklichkeit überein, während das Austrittsende φ_2 nicht wie das Verfahren angibt, vor dem unteren Radscheitel, sondern weit hinter ihm liegt. (siehe auch Abb. 29 bis 34)

Es wird daher ein anderer Weg eingeschlagen. Es liegt nämlich der Gedanke nahe, zu vermuten, dass sich \bar{c}_v^2 nicht ändert, solange die Füllung Φ stetig bleibt. Unter der Füllung Φ versteht man den Wasserinhalt einer Zelle, der bei stet gehaltener Drehzahl n und Wassermenge Q und bei gegebener Schaufelzahl z_s in die Zelle kommt. Es gilt somit :

$$\Phi = \frac{Q}{\frac{n \cdot z_s}{60}} \text{ m}^3$$

Um nachprüfen zu können, wie weit sich diese Vermutung als richtig herausstellt, werden zunächst die weiteren Verluste \bar{w}_1^2 und \bar{w}_s^2 berechnet, dann alle Werte, also \bar{c}_2^2 , \bar{w}_1^2 und \bar{w}_s^2 bei stet gehaltener Füllung Φ in Abhängigkeit der Drehzahl n , bzw. Umfangsgeschwindigkeit u , aufgetragen und dann von $1 - \eta_h$ abgezogen. Der Rest muss, entsprechend der Gleichung

$$1 - \eta_h - \bar{c}_2^2 - \bar{w}_1^2 - \bar{w}_s^2 = \bar{c}_v^2$$

und der Bedingung $\Phi = \text{stet}$, den statischen Austrittsverlust \bar{c}_v^2 ergeben.

Die Aufgabe ist insofern schwierig, als die Berechnung der Verluste \bar{w}_1^2 und \bar{w}_s^2 auf Annahmen beruht, die sich leider auf ihre Richtigkeit durch Versuche nicht nachprüfen lassen. Wie eingangs erwähnt, verursacht der Schaufelstoss völlige Durchwirbelung vom Zelleninhalt. Es wird deswegen angenommen, dass die Stosskomponente w_s und auch die Relativgeschwindigkeit w_1 völlig vernichtet wird. Eine Annahme, bei der man eher zu grosse wie zu kleine Werte erhält. Damit ergibt sich ein Stossverlust von der Grösse

$$\bar{w}_s^2 = \frac{w_s^2}{2gH}$$

und ein Mischverlust von der Grösse

$$\bar{w}_1^2 = \frac{w_1^2}{2gH}$$

w_s und w_1 findet man mit Hilfe der Eintrittsdiagramme.

In der Abb. 36 sind in Abhängigkeit der Umfangsgeschwindigkeit u die Φ -kurven für die 4 Versuchswassermengen $Q = 1,44, 1,97, 2,7$ und $3,67$ ltr/s aufgetragen. Es sind Hyperbeln. Nunmehr kann man, wie in Abb. 37 dargestellt, die Werte für $1 - \eta_h$, die mit den Leistungskurven (Abb. 18 und 19) gegeben sind, jeweils für $\Phi = \text{stet}$, in Abhängigkeit der Umfangsgeschwindigkeit u auftragen. Damit die Untersuchung übersichtlich bleibt, werden im folgenden die Verhältnisse nur bei $\Phi = 0,2 = \text{stet}$ betrachtet.

Das Eintrittsdiagramm erhält man jetzt, wie folgt :

Man entnimmt aus Abb. 36 für $\Phi = 0,2$ die Umfangsgeschwindigkeiten für die 4 wiedergegebenen Wassermengen. Zeichnet man weiter für diese Wassermengen jeweils den mittleren Wasserfaden der Strahlparabel auf, so kennt man die Richtung von der Absolutgeschwindigkeit c_0 . Die Grösse von c_0 findet man mit der Horizontalkomponente c_0' (Abb. 6), die sich ohne weiteres aus der Zulaufhöhe $h = 90$ mm bestimmen lässt. Mit u und c_0 liegt w_1 fest. Da der Schaufelwinkel β gegeben ist, lässt sich auch die Grösse von w_s bestimmen

In Abb. 39 sind die Eintrittsdiagramme für $\Phi = 0,2 = \text{stet}$ dargestellt.

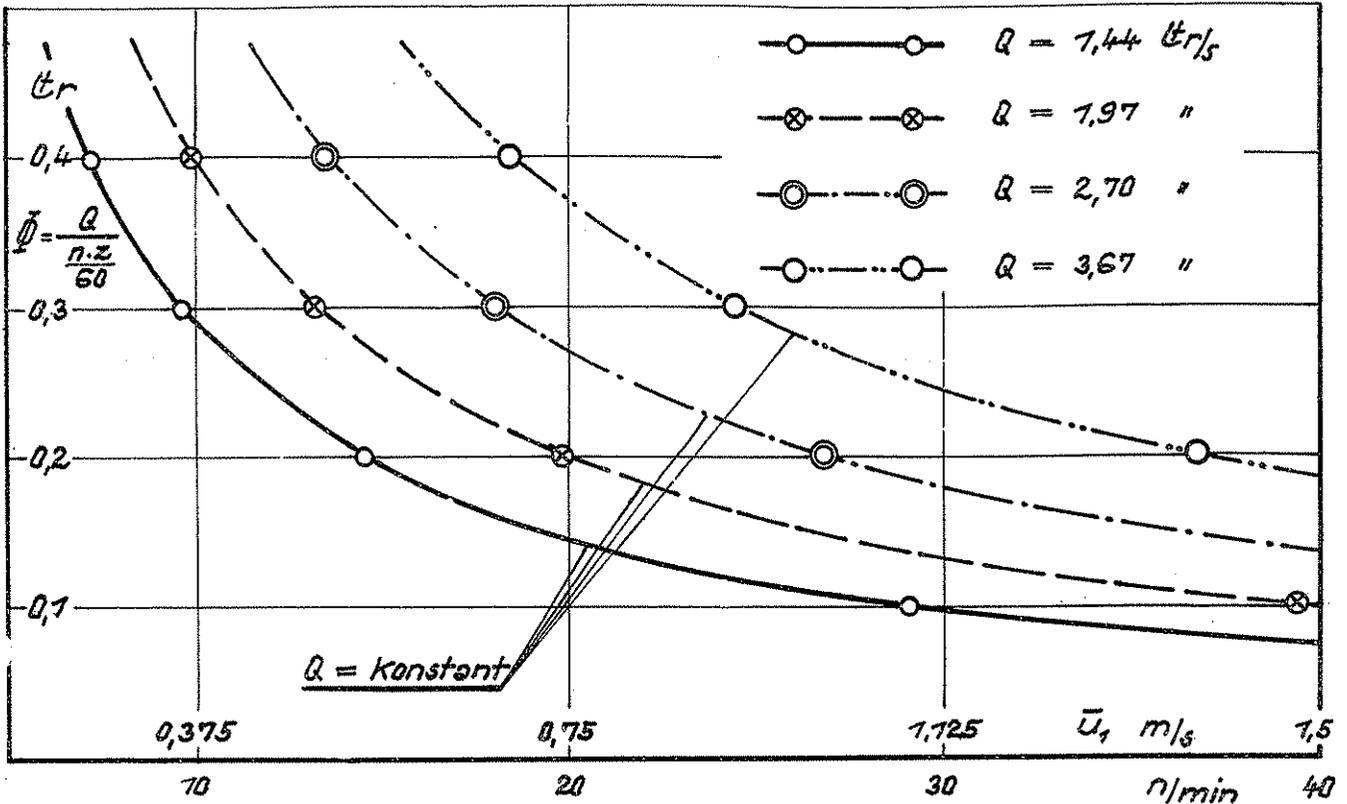


Abb.36 Füllungskurven in Abhängigkeit der Umfangsgeschwindigkeit für $Q = \text{stet}$

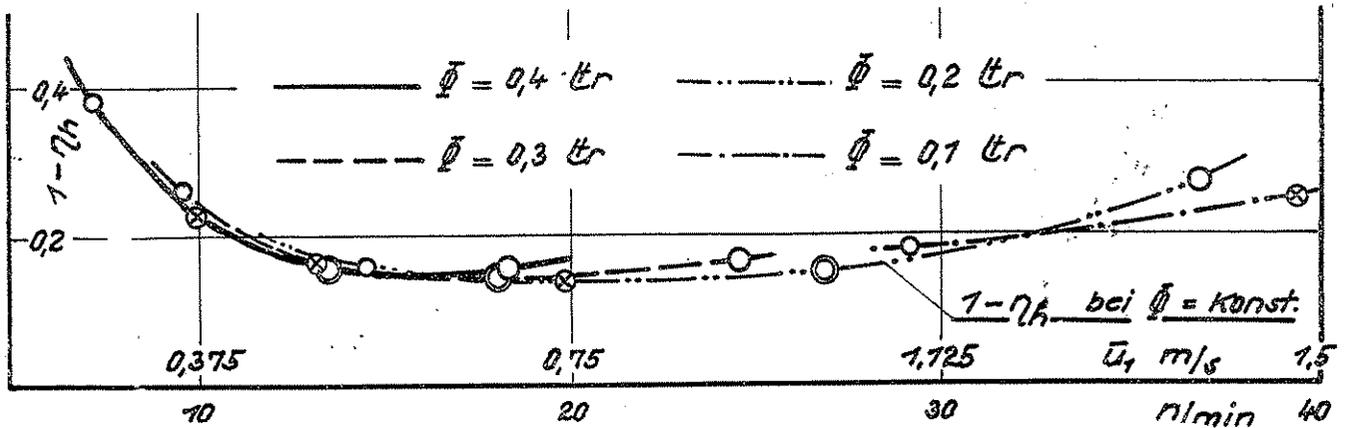


Abb.37 $1 - \eta_h$ -Kurven in Abhängigkeit der Umfangsgeschwindigkeit für $\bar{\Phi} = \text{stet}$

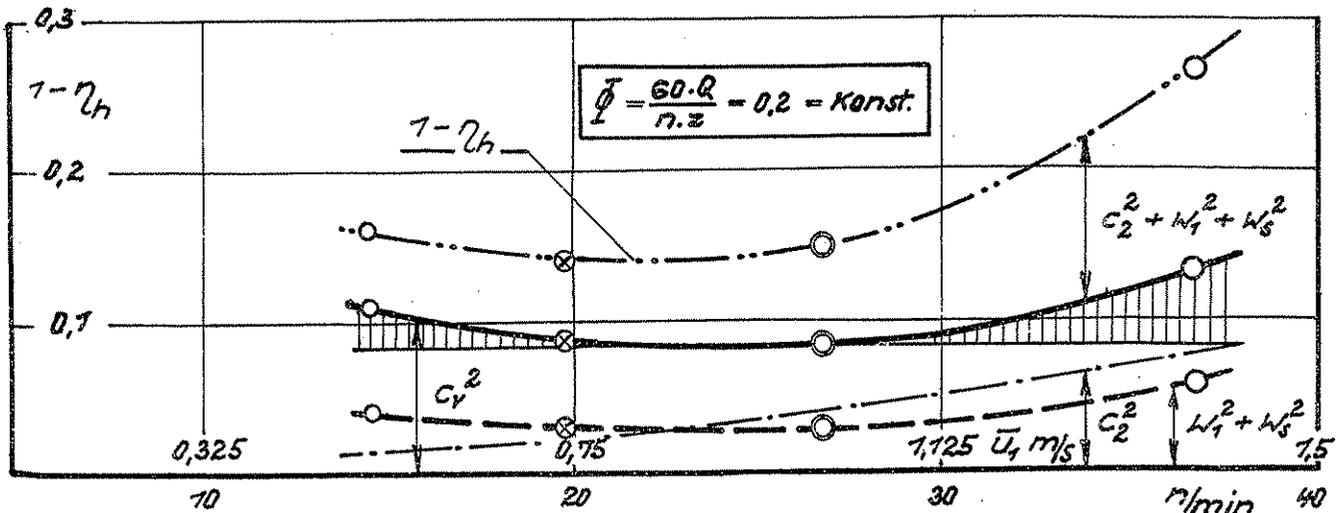


Abb.38 Trennung der Verluste. In Abhängigkeit der Umfangsgeschwindigkeit für $\bar{\Phi} = 0.2 = \text{stet}$ aufgetragen.

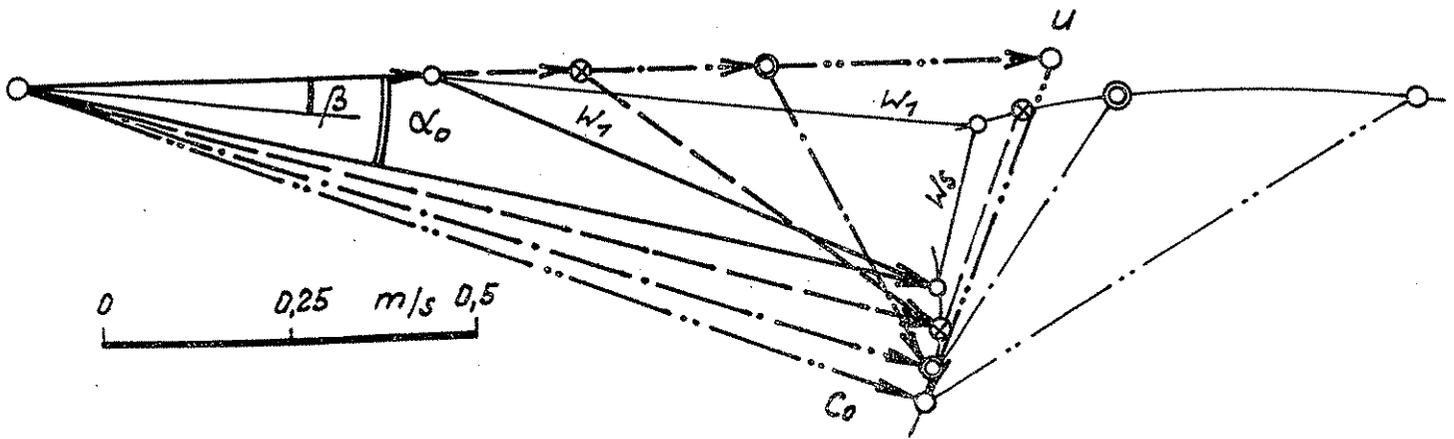


Abb. 39 Eintrittsdiagramme für veränderliche Drehzahl und Wassermenge und stet gehaltene Füllung $\phi = 0,2 \text{ ltr/s}$

Wie unter anderem die Abbildung zeigt, wächst der Eintrittswinkel α_0 und die Absolutgeschwindigkeit c_0 mit steigender Umfangsgeschwindigkeit und Beaufschlagung langsam an.

Nunmehr lassen sich die Verluste leicht bestimmen. Die Ergebnisse der ganzen Untersuchung sind in Abb. 38 für $\phi = 0,2 = \text{stet}$ wiedergegeben. Die Darstellung zeigt, dass der statische Austrittsverlust \bar{c}_v^2 entgegen der Annahme oben nur in einem ganz kleinen Drehzahlbereich stetig bleibt. Die Abweichung im Bereich der grossen Drehzahlen wird durch die Beobachtungen und die photographischen Aufnahmen bestätigt. Hier tritt eben das Wasser schon im Eintrittsbereich aus, weshalb \bar{c}_v^2 rasch anwächst.

3. Bemerkungen zur Berechnung des Wasserrades

Wenn auch bei der Turbine die Theorie noch immer eine Bestätigung durch den Versuch erfordert, so ist sie doch weitgehend für die Konstruktion richtunggebend. Eine Theorie des Wasserrades im Sinne der Turbinentheorie gibt es nicht. Was an Rechnungsunterlagen vorliegt, sind mehr oder weniger genaue Erfahrungszahlen.

Bei dem beschränkten Umfang der gewonnenen Versuchsergebnisse ist es nicht möglich, neue Rechnungsunterlagen zu schaffen. Die folgenden Betrachtungen wollen daher nur bisher Bekanntes, soweit es die Versuchsergebnisse zulassen, auf Richtigkeit nachprüfen.

Massgebend für die Bemessung eines Rades sind der Durchmesser D und die Füllung ϕ sowie die Umfangsgeschwindigkeit u .

D liegt mit dem Gefälle H ziemlich fest. Da h_z mindestens $1/300$ bis $1/400 \cdot D$ sein muss und die Zulaufhöhe h wegen der damit verbundenen Verluste nicht grösser als $0,1$ bis $0,15 \cdot D$ gewählt werden soll, wird

$$D = \text{rd. } 0,9 \text{ bis } 0,95 \cdot H$$

Versuche, die zeigen, welchen Einfluss die Radbreite b und die Radtiefe a auf den Wirkungsgrad haben, fehlen. Sicher ist aber, dass sich bei den Abmessungen vom untersuchten Rad sehr gute Wirkungsgrade ergeben haben. Es war hier

$$b/D = \text{rd. } 0,22 \text{ und } a/b = 0,35$$

Den Abstand x (Abb. 6), der von Bach mit $\text{rd. } 0,15 \cdot D$ angegeben wird, kann man unbedenklich auf $x = \text{rd. } 0,05 \cdot D$ herabsetzen. Anhaltspunkte für die Grösse der Zellenteilung t_s gibt die Strahlstärke s oder noch besser die Schützenöffnung a_0 . Vernünftige Werte erhält man mit

$$t_s = \text{rd. } 2,5 a_{0\text{max}}$$

Wie die Zellenfüllung Φ verläuft auch das Drehmoment

$$M_d = \gamma \frac{z_s}{2\pi} \cdot \Phi \cdot H \text{ mkg}$$

in Abhängigkeit der Drehzahl hyperbolisch. Die obere Grenze der Schluckfähigkeit und des Drehmomentes ist erreicht, sobald

$$\Phi_{th_0} = V$$

also die Füllung Φ gleich dem Fassungsvermögen V der Zellen wird. In dem Bereich zwischen $n = 0$ und $n = n_0$, der Drehzahl, bei der $\Phi_{th_0} = V$ wird, steigt die Leistung geradlinig an, während das Drehmoment stet bleibt.

Von Interesse ist nun nicht die Grösse von Φ_{th_0} , sondern der Wert Φ_{max} oder noch besser das Verhältnis

$$v_{max} = \frac{\Phi_{max}}{V} \quad , \text{ das man bei der Bestdrehzahl } n_n \text{ erhält.}$$

Mit $n_n = 9$ U.p.M. kommt zunächst bei einem Raddurchmesser von $D = 3,6$ m und einem Gefälle von $H = 4$ m die Umfangsgeschwindigkeit

$$u = 1,7 \text{ m/s}$$

und damit

$$\bar{u} = \frac{u}{\sqrt{2gH}} = 0,19$$

Dieser Wert stimmt mit den Angaben von Bach gut überein. Das Fassungsvermögen betrug beim Grossrad

$$V = 0,072 \text{ m}^3$$

Es wurde durch Auffüllen der Zellen gefunden. Damit folgt bei einer Schaufelzahl von $z_s = 30$ für $Q_{max} = 0,21 \text{ m}^3$ der grösste, noch zulässige Wert :

$$\Phi_{max} = 0,047 \text{ m}^3$$

oder

$$v_{max} = 0,65$$

Der beste Wirkungsgrad liegt ungefähr bei $Q = 0,11 - 0,15 \text{ m}^3$ und bei $n_n = 9$ U.p.M., also bei

$$\Phi_{opt} = 0,022 - 0,033 \text{ m}^3 \quad , \text{ bzw. bei}$$

$$v_{opt} = 0,3 - 0,4$$

Vergleicht man wiederum diese Werte mit den Angaben von Bach, so findet man mit seinen Bezeichnungen für $u = 1,7$ m/s, $a = 0,28$ m und $b = 0,8$ m bei $Q_{max} = 0,21 \text{ m}^3$:

$$\epsilon_{max} = \frac{Q}{u \cdot a \cdot b} = 0,55$$

und für $Q_{opt} = 0,11 - 0,15 \text{ m}^3$

$$\epsilon_{opt} = 0,3 - 0,4$$

Seine Entwurfswerte $\epsilon_{opt} = \text{rd. } 0,25 - 0,5$ stimmen somit recht gut mit den Versuchsergebnissen überein. Man erhält also gute Verhältnisse, wenn man dem Entwurf eines überschlächtigen Wasserrades $\epsilon = \text{rd. } 0,3$ zugrunde legt.

Bei der Bemessung der Triebwerksteile darf man nicht übersehen, dass das Festbremsmoment rd. doppelt so gross wie das Moment der Bestdrehzahl werden kann und dass die Durchgangsdrehzahlen auf das rd. 3-fache der Bestdrehzahl ansteigen können.

V. Untersuchungen über den wirtschaftlichsten
Ausbau von überschlächtigen Wasserrad und Kleinturbine bei Kleinwasser-
kräften.

1. Vorbemerkungen

Die Untersuchungen sollen, weil sie am raschesten zum Ziel führen, in Form eines Zahlenbeispiels durchgeführt werden. Dabei ist es aber nicht gleichgültig, welche Verhältnisse man dem Beispiel zugrunde legt. Will man nämlich den Eigenschaften vom überschlächtigen Wasserrad gerecht werden, so muss man den Untersuchungen einen Wasserlauf zugrunde legen, der sich durch stark schwankende Wasserführung auszeichnet.

Im Öschenbach (24) wurde ein Wasserlauf gefunden, der nicht nur die verlangten Eigenschaften besitzt, sondern auch in der Grösse besonders gut für das untersuchte Grossrad passt. Er ist ein kleiner rechter Zufluss der Steinlach und gehört als solcher zum Einzugsgebiet vom mittleren Neckar. Der Öschenbach entspringt am Fuss des Bolbergs, also am Steilabfall der Reutlinger Alb, und besitzt bei einer Gesamtlänge von 5,5 km ein Einzugsgebiet von insgesamt 12,3 km². Seinen Abflussmengen und damit den Wassermengendauerlinien liegt das 10-jährige Mittel, den Gefälldauerlinien ein Konstruktionsgefälle von $H = 4$ m zugrunde. Die Wirkungsgradkurven der zum Vergleich herangezogenen Francisturbinen beziehen sich auf Laufradgrössen, wie sie sich aus den Ausbaugrössen ergeben. Die Werte sind absichtlich hoch gewählt worden. Zum Verlauf vom Wasserradwirkungsgrad ist noch folgendes zu sagen.

Wie nachgewiesen, gilt der Wirkungsgradverlauf mit Ausnahme vom Vollastgebiet mit grosser Genauigkeit für die ganze Modellreihe von rd. 0,7 m bis rd. 4 m Raddurchmesser. Da aber der Raddurchmesser bei allen Ausbaugrössen unverändert bleibt, ändert sich die Radtype mit der Ausbaugrösse in der Weise, dass mit sinkender Ausbaugrösse die Radbreite kleiner wird. Versuchsergebnisse, die den Einfluss der Radbreite auf den Wirkungsgrad bei stet gehaltenem Raddurchmesser erkennen lassen, fehlen. Es bleibt daher nichts anderes übrig, als die vorhandenen Versuchsunterlagen sinngemäss anzuwenden. Es ist anzunehmen, dass sich die hydraulischen Verluste nur wenig mit der Radbreite ändern. Dagegen werden sich die mechanischen Verluste in der Weise bemerkbar machen, dass sie beim schmalen Rad, insbesondere bei den kleinen Teillasten, prozentual höher liegen als beim untersuchten breiten Rad. Aus diesem Grunde wurde nur beim grössten Ausbau der Wirkungsgrad vom Grossrad eingesetzt; bei den kleineren Ausbaugrössen wurde dagegen im Bereich der Teillasten der Wirkungsgrad um 1 bis 2 % herabgesetzt. Dieses Verfahren genügt vollkommen für die weiteren Untersuchungen, umso mehr als der Fehler bei einem Ausbau über 150 Tagen ohne Belang ist. Hier liegen nämlich die zu erwartenden Jahresleistungen unter der wirtschaftlichen Grenze.

Der Wirkungsgradabfall im Eintauchgebiet wird den Modellradversuchsergebnissen entnommen. Bei den grossen Eintauchtiefen über rd. 400 mm wurde der Abfall, weil keine Versuchsergebnisse vorliegen, durch Extrapolation bestimmt. Um auch hier sicher zu gehen, wird dabei vorausgesetzt, dass die Zellen entlüftet werden und dass die Radkränze in radialer Richtung soweit nach innen verbreitert sind, dass die Radarme nicht zum Eintauchen kommen.

Nunmehr liegen die Unterlagen vor, die zur Berechnung der Jahresleistung von Wasserrad und Turbine nötig sind.

2. Der wirtschaftlichste Ausbau

Allein die Tatsache, dass das überschlächtere Wasserrad bei den kleinsten Teilbeaufschlagungen höhere Wirkungsgrade aufweist als die Turbine, berechtigt noch nicht zu der Aussage, dass es der Turbine in der Ausnützung stark schwankender Wasserkräfte wirtschaftlich überlegen ist. Die bei den kleinsten Teilbeaufschlagungen erzeugbaren KW - Stunden sind nämlich im Vergleich zur gesamten Jah-

reserzeugung so klein, dass sie am Gesamtergebnis nicht viel ändern. Zudem lassen sich solch kleine Leistungen praktisch vielfach nicht mehr verwerten.

Die Betriebseigenschaften vom überschlächtigen Wasserrad können erst dann vorteilhaft ausgenützt werden, wenn das Rad auch bei Vollast und vor allem im Rückstaugebiet wettbewerbsfähige Eigenschaften aufweist.

Bisher hat man es möglichst vermieden, Wasserräder eintauchen zu lassen. Man hat den Freihang als notwendiges Übel in Kauf genommen, trotzdem er bei stark schwandender Wasserführung 20 % und mehr Gefällverlust verursachen kann. Dieser Gefällverlust, der einen nicht unerheblichen Leistungsverlust zur Folge hat, lässt sich aber wesentlich einschränken.

Wie durch die Versuche nachgewiesen wurde, zeichnet sich das überschlächtige Wasserrad durch seinen sehr gleichmässig verlaufenden und beachtenswert hohen Wirkungsgrad aus. Ausserdem bleibt der Leistungsabfall bei mässigen Eintauchtiefen bis rd. 0,1 D in erträglichen Grenzen. Der günstige Wirkungsgradverlauf erlaubt, dass man mit dem Ausbau sehr hoch gehen kann. Dadurch lässt sich aber der Eintauchbereich auf das Gebiet vom grössten Rückstau beschränken. Da hier das Rad vollbelastet läuft, macht sich der Wirkungsgradabfall verhältnismässig weniger bemerkbar als bei den Teillasten. Nunmehr hat man es in der Hand, die Eintauchtiefe so zu wählen, dass der Leistungsabfall noch innerhalb der wirtschaftlichen Grenze bleibt und gleichzeitig der Freihang erheblich verringert wird. Der Erfolg dieser Massnahmen muss sich in einem merkbaren Mehrbetrag an Jahreserzeugung zeigen.

Diese Überlegungen sollen im folgenden zahlenmässig auf ihre Richtigkeit nachgeprüft werden.

Wie eingehende, hier nicht wiedergegebene Untersuchungen gezeigt haben, genügt es vollkommen, wenn man das überschlächtige Wasserrad mit einem Francis-Normalläufer vergleicht. Francis - Schnelläufer und Propellerturbinen kommen für einen Vergleich nicht mehr in Frage, weil beide im Gebiet der kleinsten Teilbeaufschlagungen viel zu kleine Wirkungsgrade aufweisen. Auch von einem Vergleich mit der Kaplan turbine wird Abstand genommen, obgleich sie ausgezeichnete Betriebseigenschaften besitzt. Im Hinblick auf den bei ihr nötigen Regler wird sie aber bei den kleinen Wasserkräften, die hier behandelt werden, kaum in Frage kommen. Von den weiteren Kleinturbinensystemen liegen keine ausreichenden Unterlagen vor. Sie können daher zum Vergleich nicht herangezogen werden.

In den Abb. 40 bis 43 sind nun die Leistungsdauerlinien vom untersuchten überschlächtigen Wasserrad und von einem Francis-Normalläufer mit $n_s = 200$ für den in Nr. 1 beschriebenen Wasserlauf bei einem Ausbau von 50, 75, 100 und 150 Tagen aufgetragen.

Die in Abb. 40 wiedergegebenen Leistungsdauerlinien gelten für die Francis-turbine, die beim jeweiligen Ausbau mit ihrer Grösstwassermenge, also $\beta = 1$ läuft. Ihr Wirkungsgradverlauf ist nur für den 50 - tägigen Ausbau eingetragen. Ihre Leistungsdauerlinien wurden auf bekannte Weise (17) aufgezeichnet. Dem kleinsten Ausbau von 150 Tagen entspricht ein Nutzgefälle von 4,25 m, dem grössten Ausbau ein Nutzgefälle von 4 m. Im Rückstaugebiet tritt der bekannte Leistungsabfall auf. Mit kleiner werdendem Ausbau sinkt die erzeugbare Energiemenge im Gebiet der Wasserklemme merkbar ab.

Die Abb. 41 zeigt die Leistungsdauerlinien vom Wasserrad, das dauernd freihängt und das beim jeweiligen Ausbau nur $7/8$ seiner Grösstwassermenge verarbeitet. Infolge vom Freihang sinkt das Nutzgefälle, das dauernd stet bleibt, auf 3,4 m ab. Diesem Gefälle entspricht dann ein Raddurchmesser von 3,05 m. Der grösste Freihang beträgt rd. 1,15 m. Trotz dieses grossen Freihangs ist die Leistung vom Rad im Gebiet der Wasserklemme immer noch höher als bei der Francis-turbine

Die nächste Abb. 42 zeigt die Leistungsdauerlinien vom Wasserrad, das im Jahr 50 Tage lang eintaucht, und beim jeweiligen Ausbau seine Grösstwassermenge verarbeitet. Die dabei auftretenden Eintauchtiefen sind eben noch tragbar. Hier beträgt das Gefälle dauernd 4 m. Damit, dass man das Rad eintauchen lässt, ist es gelungen, den Freihang um die Hälfte, nämlich um rd. 0,55 m, herabzudrücken. Gegenüber dem freihängenden Rad ist die Höchstleistung beträchtlich angestiegen, ohne dass sich die Leistung im Gebiet der Kleinstbeaufschlagungen

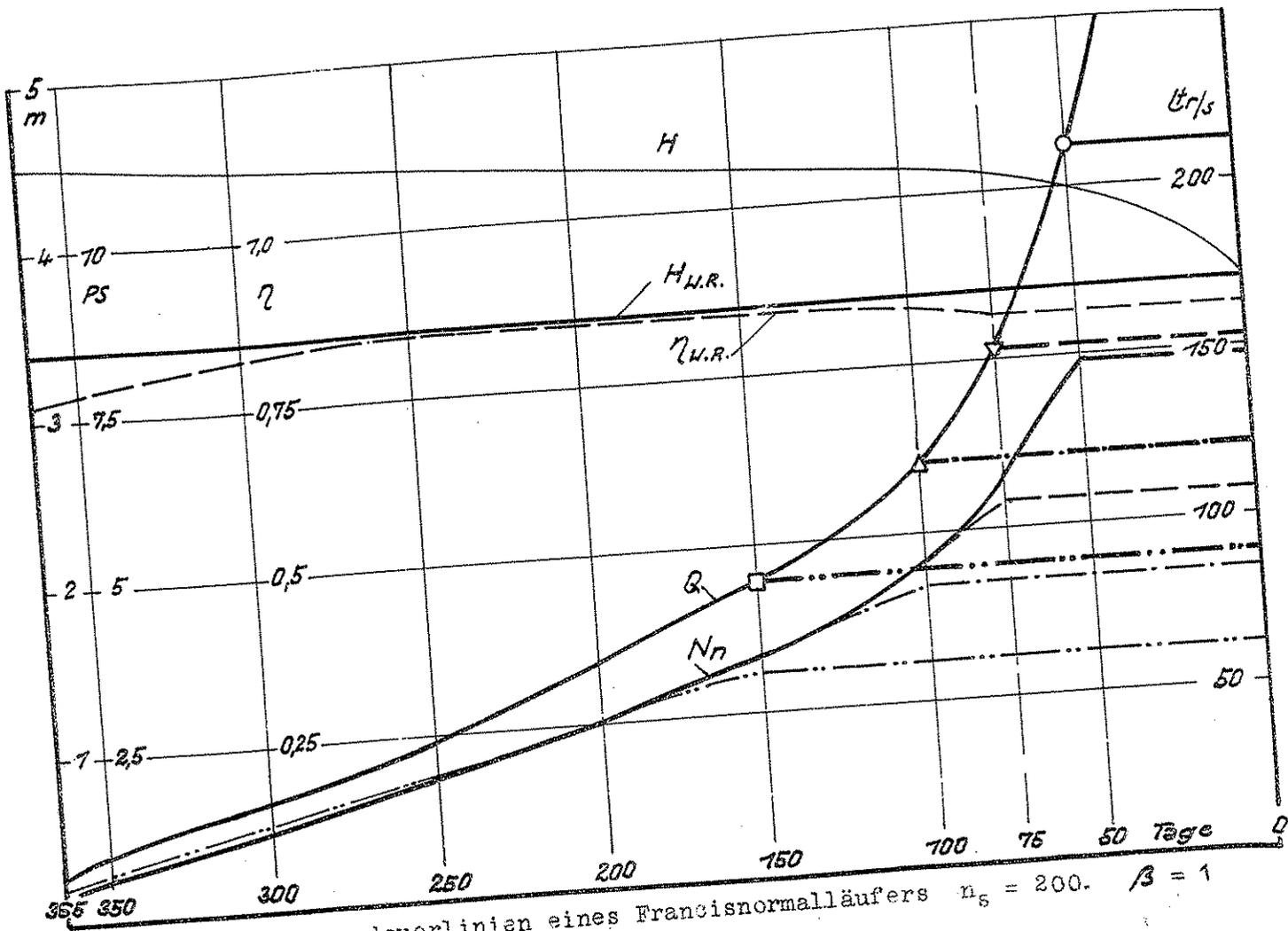


Abb.40 Leistungsdauerlinien eines Francisnormalläufers $n_s = 200$. $\beta = 1$

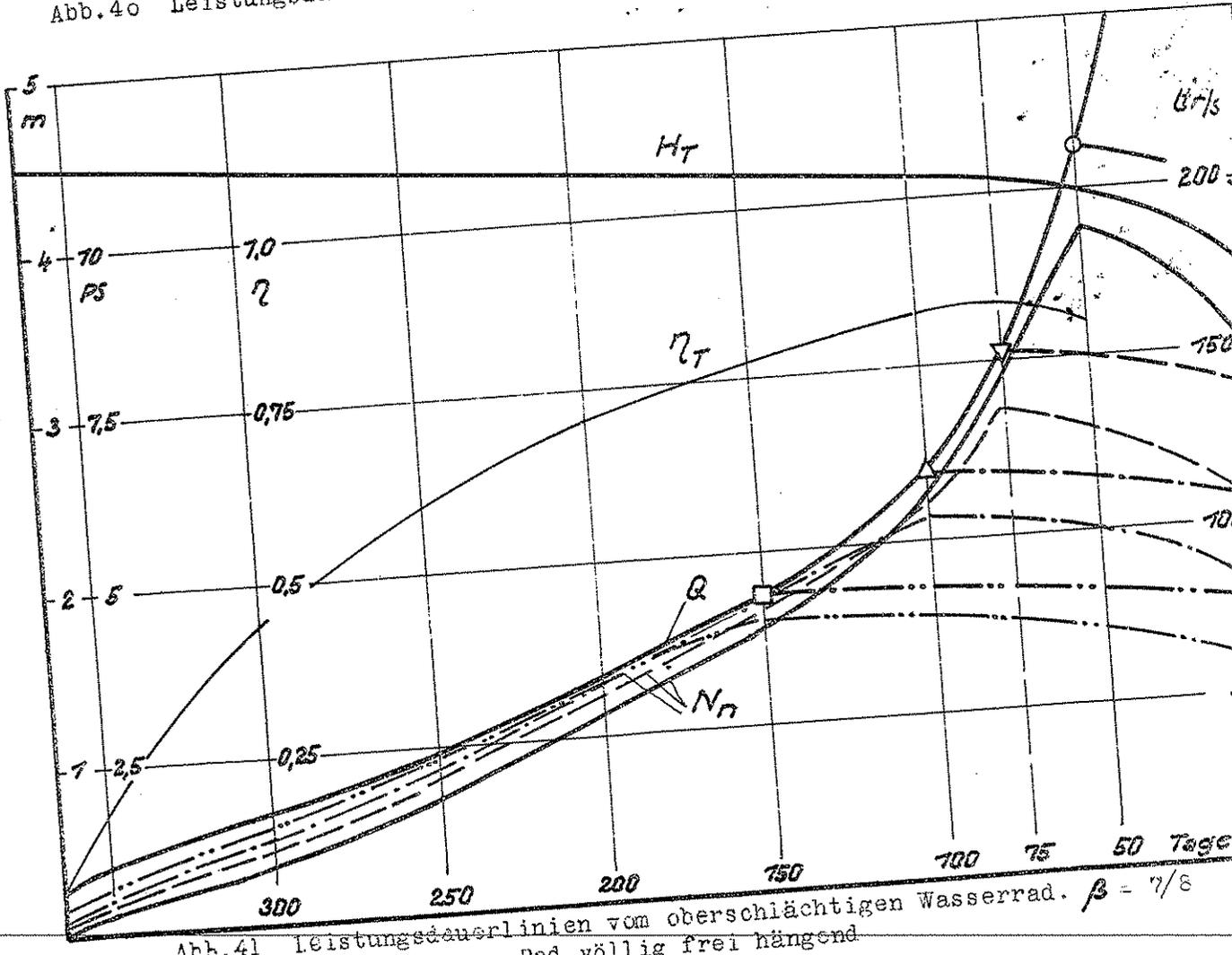


Abb.41 Leistungsdauerlinien vom überschlächtigen Wasserrad. $\beta = 7/8$
 Rad völlig frei hängend

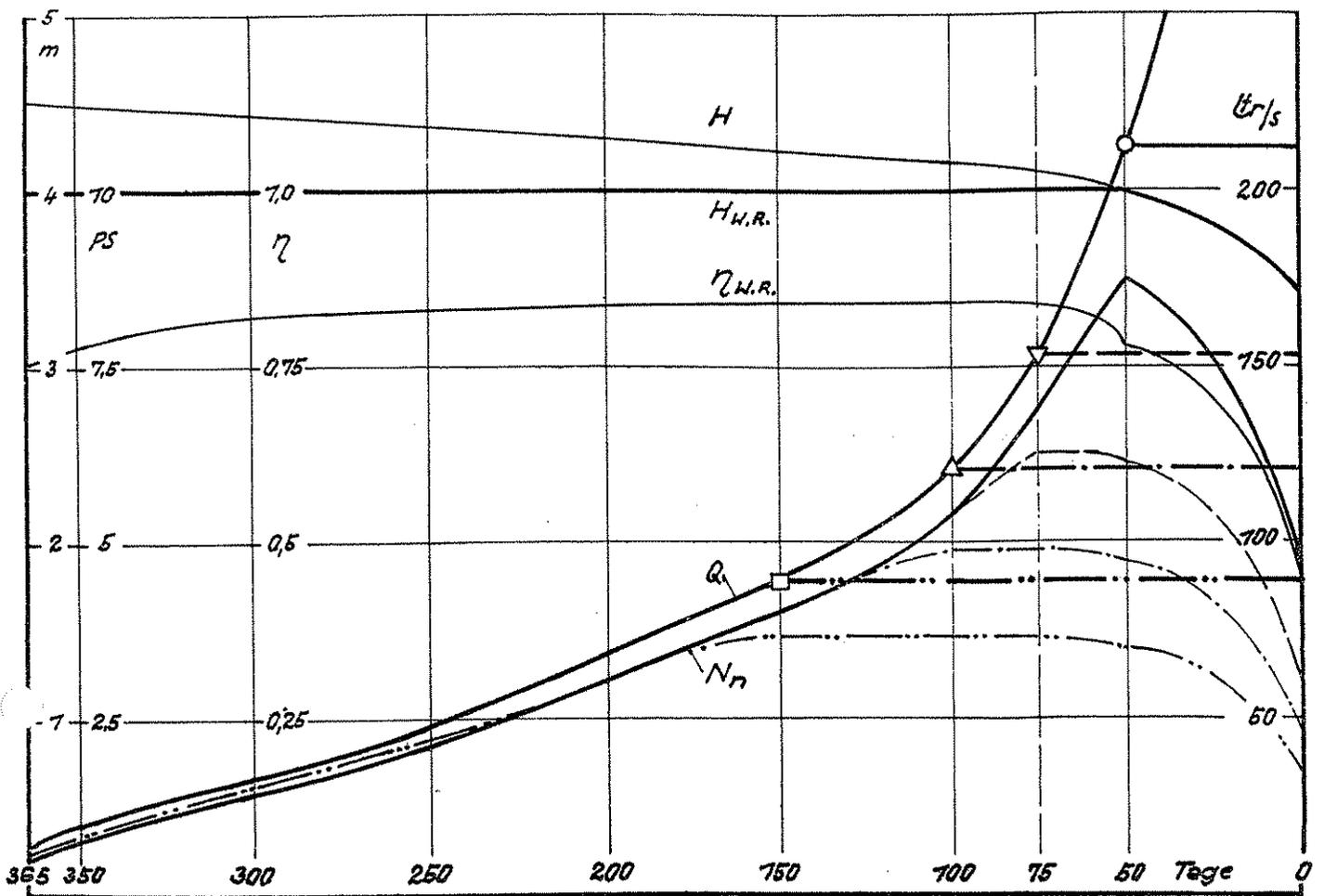


Abb. 42 Leistungsdauerlinien v. überschlächtigen Wasserrad. $\beta = 1$.
Rad taucht während 50 Tagen im Jahr ein.

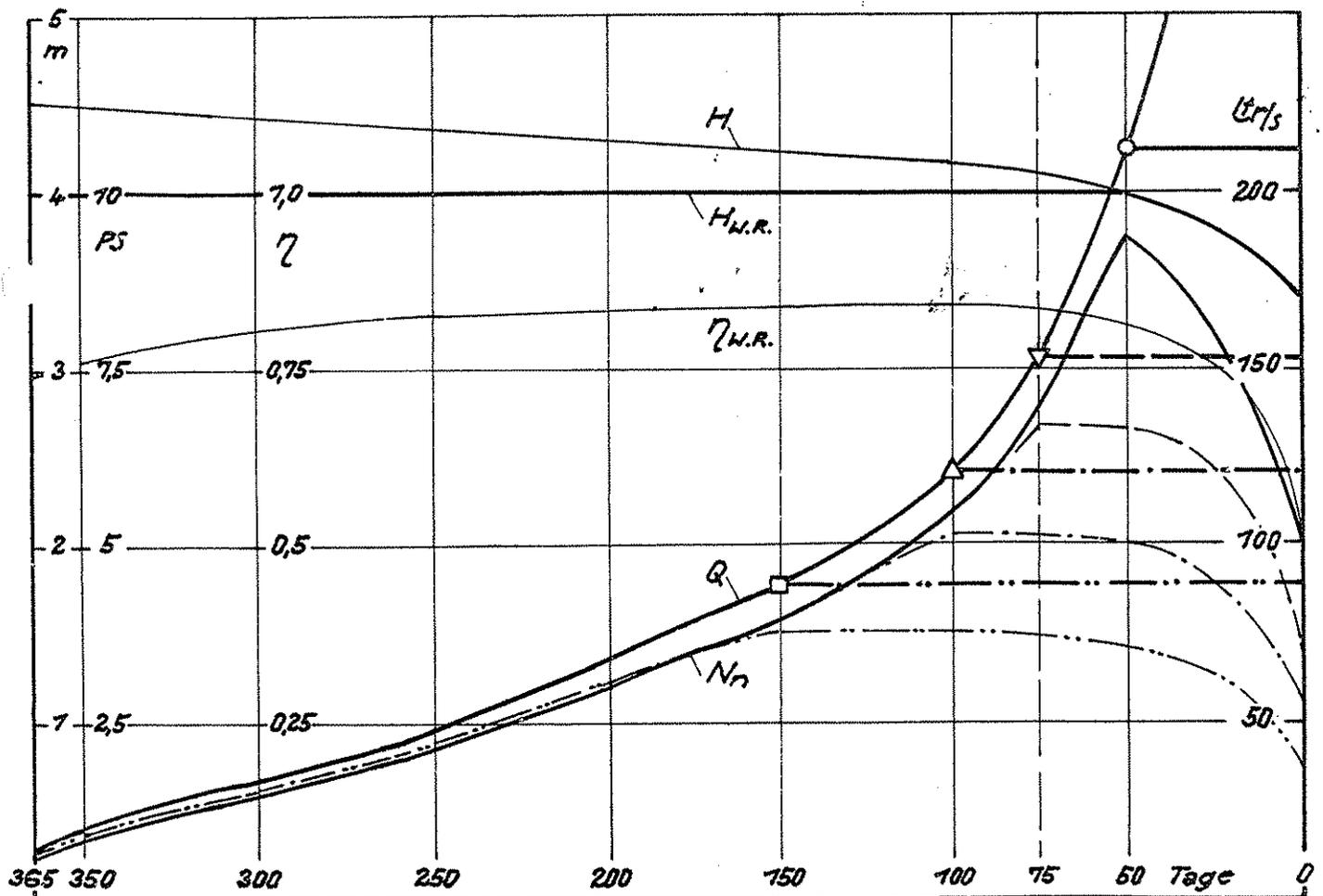


Abb. 43 Leistungsdauerlinien v. überschlächtigen Wasserrad. $\beta = 7/8$.
Rad taucht während 50 Tagen im Jahr ein.

verringert hat. Dafür muss man aber einen kräftigen Leistungsabfall im Eintauchgebiet in Kauf nehmen, der wesentlich grösser als bei der Francisturbine ist.

Von Interesse ist endlich der Fall, wenn das Wasserrad wie vorher 50 Tage eintaucht, aber beim jeweiligen Ausbau nur noch $7/8$ seiner Grösstwassermenge verarbeitet. Wie früher eingehend dargestellt, sinkt der Wirkungsgrad von $\beta = 7/8$ bis $\beta = 1$ sehr rasch von 82% auf 78% ab. Lässt man jetzt das Rad nur mit $\beta = 7/8$, aber sonst unter den gleichen Bedingungen wie im vorhergehenden Beispiel laufen, so muss sich das Mehr an Wirkungsgrad bei der Höchstleistung und ausserdem in Rückstaugebiet vorteilhaft bemerkbar machen. Wie die Abb. 43 zeigt, lässt sich der Leistungsgewinn deutlich feststellen.

In den 3 Abbildungen, Abb. 41, 42 und 43, ist der Wirkungsgradverlauf jeweils für den 50 - tägigen Ausbau, in den Abb. 42 und 43 ausserdem noch der Wirkungsgradabfall im Eintauchgebiet eingetragen.

Da diese Darstellungen den Vergleich erschweren, sind zum Schluss alle Ergebnisse übersichtlich in der Abb. 44 zusammengestellt. Hier ist in Abhängigkeit vom Leistungsverhältnis N/N_{\max} das Verhältnis der erzeugbaren Jahresarbeit A/A_{\max} für die 4 untersuchten Fälle aufgetragen. Dabei stellt N_{\max} die Höchstleistung vom Wasserrad dar, das bei einem 50 - tägigen Ausbau bei $\beta = 7/8$ läuft und 50 Tage lang eintaucht. A_{\max} ist die Jahresenergiemenge von diesem Rad. Die Ausbaurkosten K , wiederum im Verhältnis zu ihrem Grösstwert K_{\max} aufgetragen, sind mit genügender Genauigkeit durch die Geraden I und II wiedergegeben. Da genaue Zahlenunterlagen für die Ausbaurkosten vom ober-schlächtigen Wasserrad sowohl als auch von den Kleinturbinen fehlen, wurden den Untersuchungen 2 Fälle zugrunde gelegt. Der Verlauf der Geraden I ergibt sich aus der Annahme, dass die Erstellungskosten pro ausgebautes KW mit wachsender Ausbauleistung nur wenig absinken, während der Geraden II Verhältnisse zugrunde gelegt wurden, wie sie im allgemeinen bei Turbinenanlagen auftreten.

Den Erzeugungskosten der KW-Stunde, Kurve I und II, liegt die Annahme zugrunde, dass 10% vom Anlagekapital für Abschreibung, Verzinsung, Belegschaft, Erhaltung und Erneuerung aufgebracht werden müssen.

Aus den Darstellungen lässt sich nun folgendes entnehmen:

Das eintauchende ober-schlächtere Wasserrad ist bei Verwendung neuzeitlicher Triebwerksteile und bei stark schwankender Wasserführung den üblichen Kleinturbinen gewachsen, wenn die Ausbaurkosten vom Wasserrad und von der Kleinturbine von ähnlicher Grössenordnung sind. Es ist wahrscheinlich, dass sich die Ausbaurkosten beim Wasserrad mehr dem Verlauf I, die der Kleinturbine mehr dem Verlauf II nähern. In diesem Falle würde sich das Wasserrad der Kleinturbine überlegen zeigen, weil man dann beim Wasserrad mit dem Ausbau erheblich höher gehen könnte als bei der Turbine. Im Gebiet der Kleinstbeaufschlagung ist das Wasserrad der Kleinturbine immer überlegen. Die Wahl der Beaufschlagungsgrösse ist ohne Belang. Mit dem Rückstauverhältnis t_u/D muss man vorsichtig sein. Über ein Verhältnis von $t_u/D = 0,1 - 0,15$ wird man nicht gern hinausgehen, weil dann der Leistungsabfall recht beträchtlich wird.

Das Wasserrad völlig freihängend laufen zu lassen, ist nicht zweckmässig, weil man einerseits 7 bis 8% an der Ausbauleistung verliert und weil andererseits die Ausbaurkosten trotz des kleineren, dafür aber breiteren Rades nicht kleiner werden.

Im allgemeinen kann man mit dem Ausbau bei stark schwankender Wasserführung sehr hoch gehen. 50 bis 75 - tägiger Ausbau kann ohne weiteres angestrebt werden.

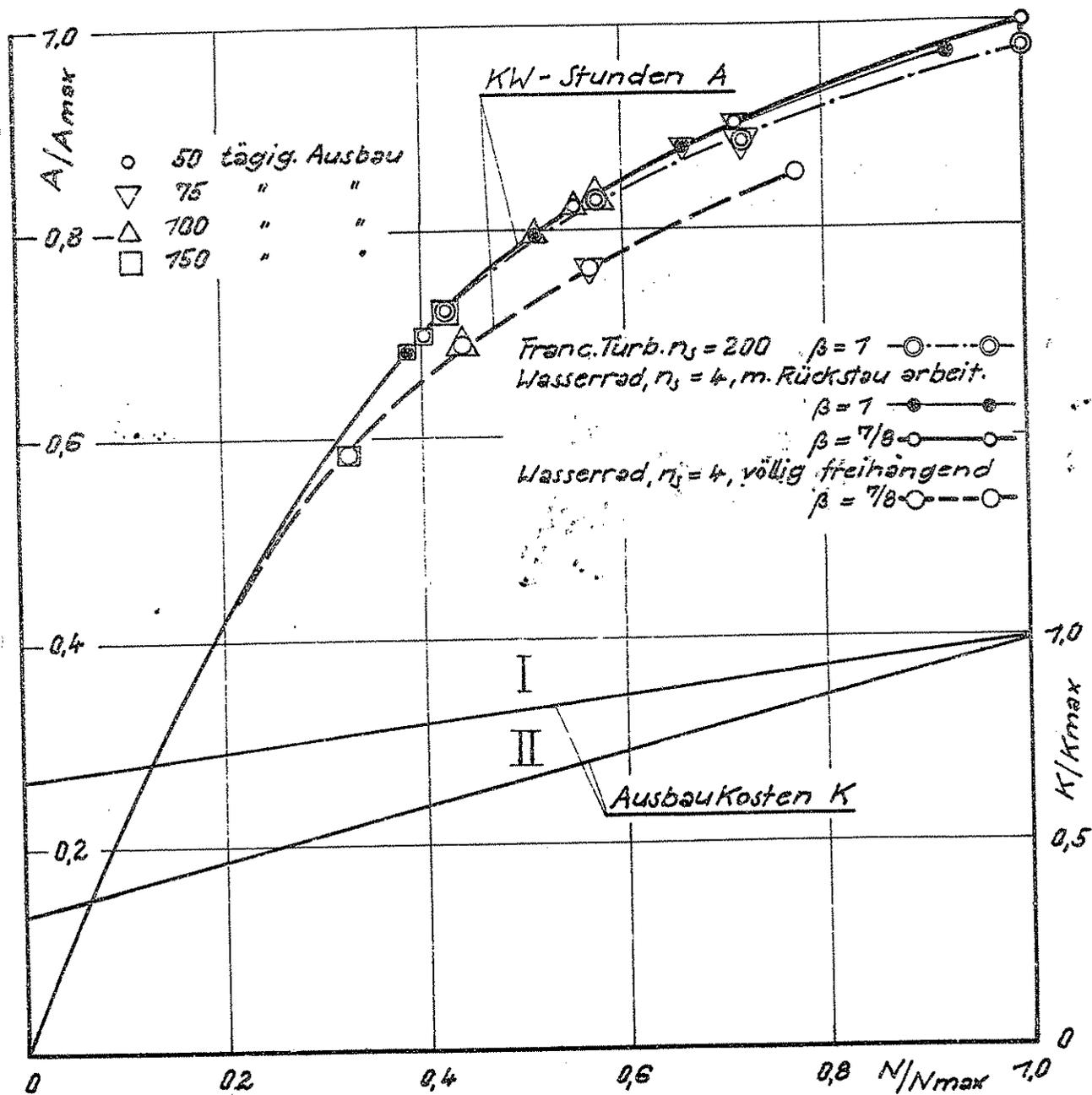
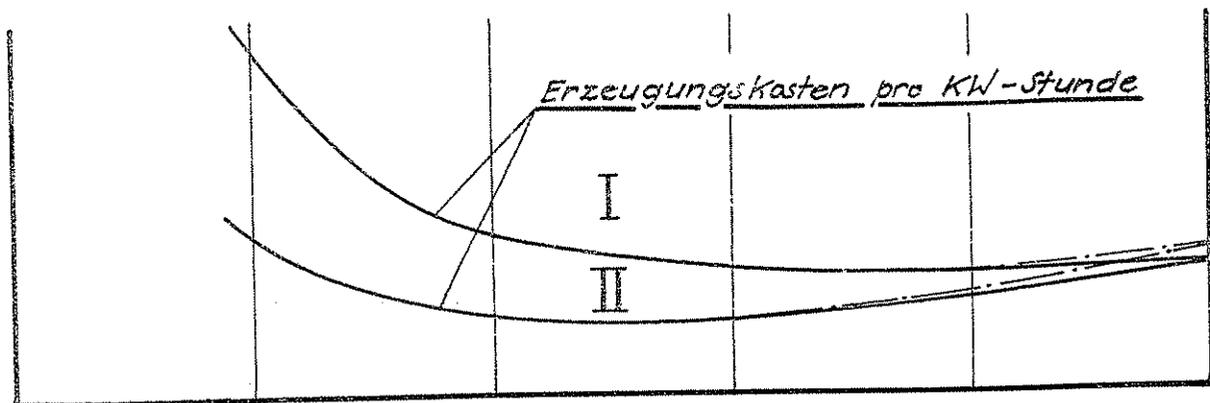


Abb.44 Wirtschaftlichster Ausbau vom überschlächtigen Wasserrad und vom Francismallläufer $n_s = 200$

VI. Zusammenfassung

In der vorliegenden Arbeit wurde der Versuch gemacht, die Wettbewerbsfähigkeit vom überschlächtigen Wasserrad mit Turbinen bei Kleinwasserkraften zu untersuchen, die sich durch stark schwankende Wasserführung auszeichnen.

Diesen Untersuchungen musste eine Reihe von ausführlichen Versuchen vorgehen, weil zur Lösung der Aufgabe weder die Versuche von Staus ausreichten, noch genaue Unterlagen aus früheren Veröffentlichungen zu beschaffen waren.

Die Versuche, die den Hauptteil der vorliegenden Arbeit darstellen, zerfielen in

1. reine Leistungsversuche, die an einem völlig freihängenden überschlächtigen Versuchswasserrad von 3,6 m Durchmesser gemacht wurden, das mit neuzeitlichen Triebwerksteilen ausgestattet war und mit einem doppelten Zahnradvorgelege mit gefrästen Zähnen lief.
2. reine Leistungsversuche, die mit einem Modellwasserrad durchgeführt wurden, das im Masstab 1 : 5 genau dem grossen Versuchsrade nachgebildet war.
3. Leistungsversuche, bei denen das Modellrad im Unterwasser eintauchte.
4. Auslaufversuche am Gross- und Modellrad.
5. Modellradversuche, bei denen mit Hilfe von photographischen Aufnahmen den Strömungsvorgängen im Rad nachgegangen wurde.

Das Ergebnis der Grossradversuche lässt sich, wie folgt, zusammenfassen:

Das neuzeitliche überschlächtige Wasserrad braucht im Leerlauf nur rd. 2 % seiner Grösstwassermenge. Sein Gesamtwirkungsgrad steigt dann steil an und erreicht schon bei einer Beaufschlagung von $\beta = \text{rd. } 0,08$ eine Höhe von 80 %. Von $\beta = 0,15$ bis $\beta = 0,75$ bleibt er dauernd auf 85 bis 86 % und sinkt erst zum Schluss, bei Vollast, rasch auf 78 % herunter. Dabei ist zu beachten, dass das Rad mit 2 Zahnradvorgelegen lief, die allerdings gefräste Stirnräder besaßen und, wie das Rad, in Rollenlagern liefen. Diese Ergebnisse bestätigen die Angaben, die Staus in seinen Veröffentlichungen gemacht hat. Ebenso günstig liegen die Verhältnisse, wenn das Rad bei veränderlicher Drehzahl läuft. Innerhalb einer Beaufschlagung von $\beta = \text{rd. } 0,3$ bis $0,7$ bleibt der Wirkungsgrad von $n = 0,67$ bis $1,55$ der Bestdrehzahl über 80 %. Die Bestdrehzahl beträgt $n_n = 9$ U.p.M. Sie entspricht einer spezifischen Umfangsgeschwindigkeit von $u = \text{rd. } 0,2$, bzw. einem Verhältnis $c_0' / u = \text{rd. } 0,57$, wo c_0' die Horizontalkomponente der Strahlgeschwindigkeit c_0 darstellt. Die Durchgangsdrehzahlen sind rd. 3 mal so gross als n_n , das Festbremsmoment rd. doppelt so gross als das normale Drehmoment. Beim rd. 1,5 fachen Wert der Bestwassermenge kommt man an die Überleistungsgrenze vom Rad.

Aus den Leistungsversuchen am Modellrad lässt sich entnehmen, dass das Froude'sche Ähnlichkeitsgesetz nur innerhalb vom Bereich der Bestdrehzahl und hier wiederum nur bis zu einer Beaufschlagung von $\beta = \text{rd. } 0,85$ gilt. Von hier ab treten sehr erhebliche Unterschiede zwischen den Modell- und Grossradwerten auf. Sie lassen sich nur damit erklären, dass die Strömungsverluste, die im Gegensatz zum Modellrad beim Grossrad im Vollastbereich sehr stark anwachsen, nicht mehr dem Froude'schen Gesetz folgen und daher vom Modellrad zu klein angegeben werden. Entgegen den sonstigen Erfahrungen bei Modellversuchen liegen die Werte vom Modellrad durchweg höher wie beim Grossrad.

Die Auslaufversuche gaben nur beim Modellrad vernünftige Ergebnisse. Hier waren die Reibungsverluste so klein, dass man sie ohne weiteres bei den späteren Untersuchungen vernachlässigen konnte. Dagegen liessen sich die mechanischen Verluste vom Grossrad mit Hilfe der Auslaufversuche nicht abtrennen. Aus den Versuchsergebnissen kann lediglich geschlossen werden, dass die Verluste im Leerlauf sehr klein sind und wahrscheinlich zum grössten Teil durch Lagerreibung verursacht werden.

Von besonderem Interesse waren die Watverluste, die auftreten, wenn das Rad ins Unterwasser eintaucht. Leider konnten diese Verluste nur auf mittelbarem Weg aus Leistungsversuchen bestimmt werden, bei denen man das Modellrad im Unterwasser eintauchen liess. Immerhin liessen sich diese reinen Watverluste mit der Genauigkeit abtrennen, wie sie für die späteren Wirtschaftlichkeitsuntersuchung-

en nötig ist. Sie wachsen mit steigender Eintauchtiefe recht beträchtlich an. Infolgedessen muss man Eintauchtiefen, die mehr als 10 bis 15 % vom Raddurchmesser D betragen, vermeiden. Durch zweckmässige Entlüftung der Zellen kann man den Sog und damit den Watverlust etwas herunterdrücken. Der Sog, der dadurch entsteht, dass die eingetauchten Zellen beim Wiederaustauchen Wasser hochsaugen, betrug nach überschlägigen Rechnungen bei einer Eintauchtiefe von rd. $0,1D$ immerhin schon rd. 25 % vom ganzen Watverlust. Bei der Übertragung der Verluste auf das Grossrad muss man mit einem Übertragungsfehler von 2 bis 5 % rechnen.

Anschliessend wurden die hydraulischen Verluste untersucht. Sie liessen sich nicht unmittelbar durch Versuche bestimmen. Sie mussten daher unter Zugrundelegung einleuchtender Annahmen und mit Hilfe photographischer Aufnahmen berechnet werden. Immerhin gelang es, die Grössenordnung der einzelnen Verluste festzustellen.

Die Bemerkungen zur Berechnung vom Wasserrad wollten lediglich mit Hilfe der Versuchsergebnisse bisher bekannte Zahlenangaben nachprüfen. Vor allem wurde hier festgestellt, dass die Angaben von Bach, die dieser über die vorteilhafteste Zellenfüllung gemacht hatte, recht gut mit den Versuchsergebnissen übereinstimmen.

Mit Hilfe der Versuchsergebnisse konnte man zum Schluss die Untersuchungen über die Wirtschaftlichkeit von überschlächtigen Wasserrädern soweit durchführen, dass man wenigstens Entscheidungen treffen kann.

An Hand eines geeigneten Beispiels wurde folgendes festgestellt :
Oberschlächtige Wasserräder können dann mit Kleinturbinen in Wettbewerb treten, wenn

1. Kleinwasserkräfte mit stark schwankender Wasserführung ausgenützt werden sollen,

2. neuzeitliche Räder verwendet werden, die mit neuzeitlichen Triebwerksteilen, also mit Rollenlagern und tadellosen Vorgelegen laufen und wenn man

3. die Räder nicht mehr wie bisher freihängen, sondern im Rückstaugebiet eintauchen lässt.

Wie in der Einleitung schon betont wurde, erhebt die vorliegende Arbeit keinen Anspruch auf Vollständigkeit. Wenn es auch nicht gelungen ist, die in der Einleitung angeführten Fragen restlos befriedigend zu klären, so zeigen die Untersuchungen immerhin das, was für die Praxis wertvoll ist. Begrüssenswert wären weitere Versuche, insbesondere Versuche an verschiedenen Radtypen, eingehende Modellversuche und Watversuche auf breiter Unterlage. Derartige Versuche setzen aber wesentlich grössere Geldmittel und umfangreichere Versuchseinrichtungen voraus als sie dem Verfasser bei seinen Versuchen zur Verfügung standen.

VII. L i t e r a t u r - V e r z e i c h n i s .

1. Redtenbacher, Fr. Theorie und Bau der Wasserräder. Fr. Bassermann, Mannheim 1858
2. Bach, C. Die Wasserräder. K. Wittwer, Stuttgart 1886
3. Meissner, Theorie und Bau der Turbinen und Wasserräder. 2. vollständig neu bearbeitete Aufl. Herm. Costenoble, Jena
4. Müller, W. Die eisernen Wasserräder. Moritz Schäfer, Leipzig 1929
5. Staus, A. Wasserräder und Wasserradversuche. Wasserkraftjahrbuch 1930/31
6. Staus, A. Wasserradversuche. Wasserkraft und Wasserwirtschaft 1928
7. Staus, A. Wasserrad oder Turbine? Deutscher Müller 1928 und Wasserradversuche, Die Mühle 1928
8. Engels, H. Handbuch des Wasserbaues. Ergänzungsheft zur 3. Aufl. W. Engelmann 1926
9. Hoyer, F. Moderne Wasserräder. Wasserkraft 1922
10. Kammerer, Fr. Der Wirkungsgrad von Wasserrädern. Z. d. bayr. Rev. Vereins 1928
11. Reindl, C. Zur Verwendung moderner Wasserräder. Wasserkraft 1928
12. Euler, Fr. Francisturbine od. überschlächtiges Wasserrad? Die Mühle 1923
13. Euler, Fr. Der Nutzungsgrad des überschlächtigen Wasserrades und seine Bedeutung f. d. Betrieb v. Kleinmühlen. Die Mühle 1929
14. Handbuch der Physik Bd. VII
15. Prandtl-Tietjens, Hydro - und Aeromechanik Bd. II Springer, Berlin 1931
16. Prášil, Fr. Techn. Hydromechanik. 2. Aufl. Springer, Berlin 1926
17. Thomann, R. Die Wasserturbinen II. Bd. 2. Aufl. K. Wittwer, Stuttgart 1931
18. Ludin, A. Die Wasserkräfte Springer, Berlin 1913
19. Seidner, M. Energiewirtschaft Springer, Berlin 1930
20. Staus, A. Maschinenuntersuchungen Bd. I Springer, Berlin 1926
21. Weber, M. Die Grundlagen der Ähnlichkeitsmechanik und ihre Verwertung bei Modellversuchen. Jahrb. d. Schiffsbau-techn. Gesellschaft 1919
22. Weber, M. Das allgemeine Ähnlichkeitsprinzip. Jahrb. d. Schiffsbau-techn. Gesellschaft 1930
23. Schaffran, Modellversuche an Schaufelradpropellern. Jahrb. d. Schiffsbau-techn. Gesellschaft 1918
24. Württbg. Innenministerium, Abt. f. Strassen - u. Wasserbau. Flussbeschreibung Steinlach, Echaz und Erms 1932

L e b e n s l a u f

- Geburtsdaten : Geboren am 7. Dezember 1899 in Heidenheim a.d. Brenz als ältestes Kind des Ing. C. Meerwarth
- Schulbesuch : Realgymnasium Heidenheim 1907 bis 1915. Abgangszeugnis der Untersekunda (Zeugnis z. Befähigung z. Einj. Freiwilligendienst).
- Werkstatt -
praxis : J. M. Voith, Maschinenfabrik, Heidenheim August-September 1914
August 1915 bis Februar 1917, einschliesslich 4 Monate Auslandsmontage in Schweden.
- Kriegsdienst : 1. April 1917 Eintritt als Freiwilliger zur Kriegsmarine (Jug-
laufbahn).
20. Dezember 1918 infolge Demobilmachung als Mar. Jng. Applikant
entlassen.
- Schulbesuch : Februar bis November 1919 Kriegsteilnehmerkurs am Realgymna-
sium Stuttgart. Abschluss mit Reifeprüfung.
- Zeitfreiwil-
liger : März und April 1919 bei der R. S. K. Stuttgart
- Studium : Herbst 1919 bis Ostern 1923 Studierender der Abteilung für
Maschineningenieurwesen an der Techn. Hochschule Stuttgart.
Abschluss mit Diplomhauptprüfung.
- Grenzschutz
Oberschlesien: Frühjahr 1921
- Praxis : Februar 1923 bis November 1924 Konstruktionsingenieur der
Firma J. M. Voith, Heidenheim, Abt. Turbinenbau.
Dezember 1924 bis September 1928 Assistent am Lehrstuhl für
Wasserkraftmaschinen und Anlagen (Prof. Dr. Jng. E. Braun) der
Techn. Hochschule Stuttgart.
Oktober 1928 bis September 1930 hauptamtlicher, ausserplan-
mässiger Lehrer für Maschinenbau an der Staatl. Württbg. Höh.
Maschinenbauschule Esslingen
Seit 1. Oktober 1930 als Professor an der gleichen Anstalt
tätig.