

**Zeitschrift:** Schweizerische Bauzeitung  
**Herausgeber:** Verlags-AG der akademischen technischen Vereine  
**Band:** 69/70 (1917)  
**Heft:** 11

**Artikel:** Wirtschaftlichkeit der Wasserkraftwerke und eine neue Bauart von Turbinen und Pumpen grosser Leistungsfähigkeit  
**Autor:** Zuppinger, W.  
**DOI:** <https://doi.org/10.5169/seals-33940>

### **Nutzungsbedingungen**

Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften auf E-Periodica. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Zeitschriften und ist nicht verantwortlich für deren Inhalte. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern beziehungsweise den externen Rechteinhabern. Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen sowie auf Social Media-Kanälen oder Webseiten ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. [Mehr erfahren](#)

### **Conditions d'utilisation**

L'ETH Library est le fournisseur des revues numérisées. Elle ne détient aucun droit d'auteur sur les revues et n'est pas responsable de leur contenu. En règle générale, les droits sont détenus par les éditeurs ou les détenteurs de droits externes. La reproduction d'images dans des publications imprimées ou en ligne ainsi que sur des canaux de médias sociaux ou des sites web n'est autorisée qu'avec l'accord préalable des détenteurs des droits. [En savoir plus](#)

### **Terms of use**

The ETH Library is the provider of the digitised journals. It does not own any copyrights to the journals and is not responsible for their content. The rights usually lie with the publishers or the external rights holders. Publishing images in print and online publications, as well as on social media channels or websites, is only permitted with the prior consent of the rights holders. [Find out more](#)

**Download PDF:** 02.07.2025

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

sehen, dass das abströmende Wasser glatt über den Boden gleiten kann. Boden und Wehrschwelle sollten daher wenn möglich auf gleicher Höhe liegen.

Sinngemäss muss bei der *Reparatur eines zerstörten Schussbodens* der neue Boden den bereits vorhandenen Durchflussverhältnissen, d. h. der Strahlform des Abflusses derart angepasst werden, dass der Strahl den neuen Boden wenn möglich tangiert. Ueber Höhe und Anschluss des Bodenendes an den Fels gelten besondere Grundsätze.

Die Tatsachen sprechen scheinbar gegen das Weglassen des Wehrbodens, da bei den meisten Wehren nachträglich ein solcher erstellt werden musste. Wird aber der Ursache nachgeforscht, die zu dessen nachträglichem Einbau führte, dann zeigt sich, dass Mängel der ursprünglichen Anlage die Mehrausgabe verursacht haben. Diese Mängel sind:

1. Zu geringe und zu ungleiche Gründungstiefe von Pfeilern und Schwelle;
2. Zu hoch liegende Schwelle oder schiefabwärts fallende Schwelle;
3. Schlechter Felsanschluss der Schwelle.

Suchen wir diese Mängel von vornherein zu vermeiden, dann scheint beim heutigen Stand der Erkenntnis der Bau eines Wehrbodens nicht unbedingt nötig, sofern nicht ungenügende Tragfähigkeit des Grundes zu breiterer Grundplatte zwingt. Es bleibt daher zusammenfassend anzugeben, wie die *Wehrschwelle bei Felsgrund*, wie in *Alluvialboden am vorteilhaftesten anzulegen ist*, damit bei geringen Baukosten nur kleine jährliche Unterhaltskosten vorgesehen werden müssen. Je nach den Verhältnissen sind natürlich verschiedene Lösungen möglich. Versuchsweise sei das Ergebnis für annähernd normale Verhältnisse in folgendem Vorschlag zusammengefasst:

#### C. Vorschlag.

Zur Festlegung der Schwellenhöhe eines Wehres im *Alluvialboden* dient als erster Anhaltspunkt die tiefste Kote der Flussole im Wehrprofil. Ein Tieferlegen der Schwelle kann sich mit Rücksicht auf das Längenprofil der tiefsten Sohlenpunkte oder im Hinblick auf die fortschreitende Sohlenvertiefung des Flusses ergeben. Weitere Angaben betr. Tiefer- bzw. Höherlegen der Schwelle können durch Beobachtung und Vergleichung der Wasserbewegung unterhalb Wehren mit ähnlicher Schützentheilung gewonnen werden. Die Wehrschwelle ist glatt und horizontal und liegt wegen der einheitlichen Schützenkonstruktion in allen Oeffnungen auf gleicher Höhe. Die Tiefe der Gründung wird ausser durch die Beschaffenheit des Grundes durch die Art der Abflussregulierung bedingt. Die Regulierung selbst ist mit Rücksicht auf die Ufersicherung und eine gute Abflussverteilung durchzuführen; es dürfte vermittelst Ueberfall ein gutes Ergebnis erzielt werden.

Wenn der *gesunde Fels* in erreichbarer Tiefe liegt, ist die ganze Wehranlage den im Wehrprofil meist ungleich hohen Felslagen anzupassen. Es erfordert diese Massnahme gleich breite aber ungleich hohe, also teurere Wehrverschlüsse; sie lässt sich aber der Unterhaltskosten wegen rechtfertigen. Die Wehrschwellen sollen in jeder Oeffnung auf jeweiliger Felshöhe liegen (mässiger Ausgleich des Felsbettes), dann ist unterhalb nur ein geringer Kolkraum zu befürchten. Die max. Höhe einer Schützeinheit entspricht am besten der halben tiefsten totalen Verschlusshöhe.

Je nach dem Verschlussystem und den Anschauungen über die Regulierungsweise stehen viele neue Wege zur konstruktiven Durchbildung des Wehrverschlusses offen. So kann z. B. bei durchgehender Regulierung mit versenkbarer Oberschütze die Höhe dieser Schütze variieren, während die Grundschrützen-Höhe konstant bleibt. Umgekehrt variiert bei Regulierung mittels Schussstrahl die Höhe der Grundschrütze, während alle Oberschrützen gleich hoch sind und unter Umständen als armierte Betonbogen eingebaut werden können. Diese Regulierung ist beispielsweise dann zu empfehlen, wenn ein guter Anschluss der Wehrschwelle an die ausgeglichene Felsoberfläche mit Sicherheit zu bewerkstelligen ist, also eine gute Strahlführung

gewährleistet werden kann. Auf diese Weise werden nicht nur die Uferbauten geschont, weil in der Regel die grössten freizumachenden Oeffnungen in der Wehrmitte liegen, sondern es ergibt sich ganz von selbst die dem natürlich fliesenden Strom entsprechende beste Abflussverteilung über die Wehrbreite. Ausserdem gelangen die grössten Abflussmengen ins tiefste Unterwasser; es wird dadurch das Gesamtausmass des Kolkraums auf ein Minimum beschränkt, und die geringere Gründungstiefe und somit auch die kleinere Bauausgabe gerechtfertigt.

\*

Zweck dieser Arbeit war u. a., das Einfügen des Wehrbaues in den Untergrund kritisch zu beleuchten und die Angriffe des Wassers auf Wehr- und Flussboden zu untersuchen. Das Ergebnis ist, dass eine noch bessere Anpassung möglich ist. Jedes Vergehen gegenüber der Natur muss bezahlt werden und es zeigt sich, dass es von Vorteil ist, wenn die Wehre den von Natur gegebenen Verhältnissen so gut wie möglich angepasst werden. Die mitgeteilten Profile zeigen, wie weit es kommen kann, wenn einem künstlichen Entwurf zuliebe der Natur zugemutet wird, sich zu verleugnen.

Die zuletzt skizzierten Vorschläge können unter Umständen zu einer günstigen Lösung Anlass geben. Es sei aber darauf hingewiesen, dass die Art und Weise des Vorgehens von Fall zu Fall unter Berücksichtigung aller Verhältnisse geprüft werden muss. Zweifellos wird der Wert einer Anlage durch gute Ausbildung der Einzelheiten günstig beeinflusst, in der Hauptsache aber doch durch die zweckdienlichste Durchbildung der Gesamtanlage bestimmt.

### Wirtschaftlichkeit der Wasserkraftwerke und eine neue Bauart von Turbinen und Pumpen grosser Leistungsfähigkeit.

Von W. Zuppinger, konsult. Ingenieur in Zürich.

#### 1. Wirtschaftlichkeit der Wasserkraftwerke.

Die Maschinenanlage einer hydro-elektrischen Zentrale muss bekanntlich dem grössten Kraftbedarf *im Winter* während der Beleuchtungszeit Genüge leisten, gerade in dem Zeitpunkt, an dem die verfügbare Wassermenge in der Regel am kleinsten ist. Die *mittlere* Tagesleistung solcher Werke beträgt dann wegen der von ihnen zu liefernden Lichtspitzenkraft meist nur etwa 30 bis 50% jener maximalen Leistungsfähigkeit. *Im Sommer* ist gewöhnlich Wasser im Ueberfluss vorhanden, sodass dann der Ausnützungskoeffizient noch viel schlechter wird, um so mehr als dann der Lichtbedarf viel geringer ist.

Durch *elektrische Verbindung von Niederdruck- und Hochdruckanlagen* (wie z. B. bei den Beznau-Löntsch-Werken) kann ein Hochdruckwerk mit genügend grossem Staubecken die Spitzenbelastung des Niederdruckwerkes übernehmen. Dadurch wird letzteres befähigt, seine Abgabe von *konstanter Tageskraft* zu vermehren, während das Hochdruckwerk dann um so weniger konstante Tageskraft abgeben kann, weil hier der Wasserzufluss begrenzt ist. Die Jahresproduktion solcher Hochdruckwerke ändert dadurch nicht, dagegen müssen ihre Maschinenanlagen um so leistungsfähiger sein, um in Zeit von wenigen Stunden ebensoviel Kraft abgeben zu können wie vorher den ganzen Tag, d. h. sie werden unwirtschaftlich.

Durch den Ausbau neuer Hochdruckwerke für sog. *Winterkraft* können wir die Produktion elektrischer Energie wohl vermehren, aber nicht verbilligen. Wir sollen auch letzteres zu erreichen suchen und das ist nur möglich, wenn sowohl alte wie neue Niederdruckwerke möglichst vollständig ausgenützt werden, was heute im allgemeinen nicht der Fall ist, weil das Wasser des Nachts, Mittags und an Feiertagen meist unbenützt vorbeifliesst.

Wohl finden in neuerer Zeit diese *Abfallkräfte*, die auch im Laufe des Tages beträchtlich sein können, gute Verwertung in der sich stark entwickelnden *elektro-chemischen Industrie*, für die sie sehr billig abgegeben werden. Solange Kraft im Ueberfluss vorhanden, ist dies zu begrüssen, aber bei Wassermangel im Winter könnten die Abfallkräfte weit vorteilhaftere Verwendung finden zugunsten der Allgemeinheit. Meines Erachtens sollte daher in *volkswirtschaftlichem Interesse* nötigenfalls die Stromabgabe an jene Industrien in den

Wintermonaten derart kontingiert werden, dass die Allgemeinheit nicht Schaden leidet, damit für diese und die Industrie im allgemeinen möglichst viel und möglichst billige *Tageskraft* zur Verfügung stehe.

Wir können nämlich die Abfallkraft in zeitlich verschiedene Tageskraft verwandeln mittels *hydraulischer Kraftakkumulierung*. Darunter verstehen wir solche Anlagen, bei denen namentlich des Nachts unter Verwertung von sonst unbenützter Kraft Wasser in einen hochgelegenen Stauweiher gepumpt wird, um es nachher bei Tag hauptsächlich zur Deckung der Spitzenbelastung wieder zu benützen. Solche Akkumulierungswerke sind längst bekannt, sie haben aber bis heute verhältnismässig nur geringe Verbreitung gefunden. In einem neulich erschienenen Aufsatz<sup>1)</sup>: „Bessere Ausnützung unserer weissen Kohle mittels hydraulischer Kraftakkumulierung“ habe ich gezeigt, wie solche Akkumulierungswerke wirtschaftlicher angelegt und betrieben werden können. Dies ist umso eher notwendig, weil hierbei von der bezogenen Energie etwa 40% verloren gehen durch deren doppelte Umformung in Pumpe und Turbine.

Die meisten bisher ausgeführten Akkumulierungsanlagen, wie z. B. Olten-Aarburg und Schaffhausen<sup>2)</sup>, schliessen sich an Niederdruckwerke an. Das umliegende Gelände solcher Werke erlaubt aber selten eine ökonomische Anlage grosser hochliegender Sammelweiher. Man ist deshalb in neuerer Zeit dazu übergegangen, solche Akkumulierungswerke an einen See oder an einen grösseren Fluss im Bereich des Leitungsnetzes anzulegen, womöglich zwischen zwei Seen, um die Anlagekosten künstlicher Sammelbecken womöglich zu ersparen. Ferner kann auch durch grosse Einheiten von Pumpe und Turbine nach nachstehend beschriebener Bauart ganz wesentlich gespart werden.

Durch allgemeinen Zusammenschluss sämtlicher Niederdruck- und Hochdruckwerke der Schweiz und rationellen Ausbau einer grösseren Anzahl solcher Akkumulierungswerke, wozu sich unser Land vorzüglich eignet, wird es unter Benützung der bestehenden Leitungen möglich sein, unsere bereits ausgebauten Wasserkräfte viel intensiver auszunützen als bisher und dadurch die *Kosten der elektrischen Energie zu verbilligen*. Wenn die Akkumulierungswerke hauptsächlich einen Teil der Beleuchtung übernehmen, so könnten die Niederdruckwerke, in Verbindung mit elektrochemischen Industrien, theoretisch gesprochen, ihre volle Kraft während 24 Stunden ausnützen, während die Hochdruckwerke während der Beleuchtungszeit entlastet und dadurch befähigt würden, mehr konstante Tageskraft für das ganze Jahr abzugeben, was auch unterhalb liegenden Werken zugute käme. Dies ist das Problem, dessen Lösung wir nach meinem Dafürhalten vor Augen halten sollten.

Aber auch abgesehen von Akkumulierungswerken machen sich durch die erfreulicherweise bereits stark vorgeschrittene Verkopplung der schweizerischen Elektrizitätswerke auch für *neue Wasserkraftanlagen* ganz neue Gesichtspunkte geltend.

Zunächst werden durch solchen Zusammenschluss kalorische Reserveanlagen und Reserveturbinen für Betriebsstörungen, für Wassermangel und für Hochwasser vollkommen überflüssig. Je mehr Kraftwerke mit einander verbunden, desto eher können sie sich gegenseitig aushelfen.

Sodann soll namentlich bei Niederdruckwerken das Hauptaugenmerk nicht bloss auf den Wirkungsgrad der Turbine gelegt werden, sondern ganz besonders auch auf die *Wirtschaftlichkeit*, indem hier die *Anlagekosten pro PS* jedenfalls eine grössere Rolle spielen als einige Prozente mehr oder weniger Wirkungsgrad der Turbinen, besonders bei ausserordentlichen, kurzandauernden Verhältnissen. Es ist bekannt, dass der grösste Teil der Betriebskosten einer hydro-elektrischen Zentrale in den Zinsen und Abschreibungen des Anlagekapitals besteht. Wir sollen also darnach trachten, letzteres möglichst zu reduzieren, und zwar nicht nur hinsichtlich der Turbinen allein, sondern auch in Betreff der Generatoren und der baulichen Kosten.

Vom *turbinentechnischen Standpunkt* aus stehen uns folgende Mittel zur Verfügung, um die Anlagekosten zu verringern:

1. *Grosse Maschineneinheiten*. Für Niederdruckturbinen ist die Grösse der Einheiten begrenzt durch das grösste und schwerste Stück, das für die Giesserei, zur Bearbeitung und zur Montage, sowie oft auch durch Transportschwierigkeiten an abgelegene Orte noch zulässig ist. Eine zweite Grenze, auch für Hochdruckturbinen,

ist festgelegt in deren Schluckfähigkeit, damit die Ausnützung der Wasserkraft auch bei verminderter Wassermenge noch möglichst günstig wird.

2. *Hohe Leistung und hohe Drehzahl* für einen bestimmten Durchmesser des Laufrades. Diese beiden Eigenschaften sind zusammengefasst in der spezifischen Drehzahl  $n_s$ . Mit der neuen Bauart ist für Niederdruckturbinen ein  $n_s = 500$  möglich gegenüber höchstens 350 mit einer guten Francisturbine, bei ungefähr gleich hohen Wirkungsgraden. Für Hochdruckturbinen ist  $n_s$  begrenzt durch die höchst zulässige Umfangsgeschwindigkeit, andererseits durch den Austrittsverlust in Prozenten, der um so kleiner sein soll, je höher das Gefälle ist. Für  $100 \div 200 \text{ m}$  dürfte deshalb ein  $n_s \cong 150$  wohl als ein Maximum zu bezeichnen sein für Laufräder mit einfachem Radkranz, das ist mehr als das Doppelte des bisher üblichen.

3. *Vereinfachung des baulichen Teils einer Turbinenanlage*, weil dieser Teil die Kosten der Maschinenanlage meist um ein Vielfaches übersteigt. Durch achsiale Wasserezuführung zum Leitrad können die kostspieligen Spiralgehäuse in Beton oder Eisen erspart werden ohne Einbusse am Wirkungsgrad, wie in der Folge bewiesen werden soll.

## II. Laufrad mit diagonalem Wassereintritt.

Um Wiederholungen zu vermeiden, verweise ich auf meinen früheren in der Schweiz. Bauzeitung vom 23. Oktober und 13. Nov. 1915 erschienenen Aufsatz: „Neueste Typen schnellaufender Wasserturbinen“<sup>1)</sup>. Es wurde darin eine vergleichende Untersuchung neuerer Laufradtypen für schnellaufende Francisturbinen gegeben, deren Mängel dargelegt und gezeigt, warum die Schnellläufigkeit oder spezifische Drehzahl  $n_s$  aller dieser Typen nicht über etwa 350 gesteigert werden kann ohne Einbusse am Wirkungsgrad.

Bekanntlich ist  $n_s = n_1 \sqrt{N_1}$  für  $H = 1 \text{ m}$ . Sei  $e$  der Gesamtwirkungsgrad einer Turbine, so ist  $N_1 = \frac{e}{0,75} 10 Q_1$ , wo  $Q_1$  in  $\text{m}^3/\text{sek}$  zu verstehen ist. Daher auch:  $n_s = n_1 \sqrt{\frac{e}{0,75} 10 Q_1}$ <sup>2)</sup>

In Abbildung 8 jenes Aufsatzes habe ich sodann einen neuen Laufradtyp X vorgeschlagen mit  $n_s = 450$ , den ich mit *Diagonal-turbine* bezeichnet habe, weil der Wassereintritt diagonal zur Drehachse gerichtet ist. Inzwischen wurden Versuchsergebnisse über eine ähnliche Turbinenkonstruktion veröffentlicht<sup>3)</sup>, wodurch die Richtigkeit meiner Annahmen und Berechnungen vollständig bestätigt worden ist. Ebenso ist laut privatim erhaltenen Mitteilungen die Umkehrbarkeit dieses Turbinensystems als *Pumpe* durch Versuche mit einer ähnlichen Konstruktion auch für grosse Förderhöhen bewiesen worden. Damit fällt meine am Schluss gemachte Reserve dahin und es haben mir diese Versuche auch über die letzten Bedenken hinweggeholfen.

Woran ich mich damals gestossen hatte, war die besonders grosse Verschiedenheit der relativen Geschwindigkeit und des Spaltdruckes am innern und äussern Radumfang. Aus ersterer glaubte ich auf grössere innere Reibungsverluste, aus letzterem Umstand auf eine vielleicht schädliche radiale sekundäre Wasserströmung (abgesehen von der Zentrifugalkraft) schliessen zu müssen. Die guten Resultate der vorgenannten Versuche haben nun den Beweis erbracht, dass jene Befürchtungen unbegründet waren, infolgedessen ich auch ohne eigenes Versuchsmaterial die neuen Ideen weiterentwickeln konnte.

Zunächst suchte ich das Profil X für *Niederdruck* zu verbessern, einerseits um  $n_s$  zu erhöhen, andererseits um eine günstigere Schaufelkonstruktion zu erreichen. Nach langen Studien mit allen möglichen Laufradprofilen und Geschwindigkeiten ist mir dies gelungen in dem in Abbildung 1 dargestellten Laufradtyp A mit  $n_s = 500$ .

Eine Hauptcharakteristik dieses neuen Turbinentyps besteht darin, dass die *Eintrittskante* nicht zylindrisch ist wie bei den Francisturbinen, sondern sehr stark konisch. Durch diese Konizität wird bewirkt, dass am innern Eintrittsdurchmesser  $D_1$  wegen der kleinen Umfangsgeschwindigkeit  $u_1$  der Eintrittswinkel  $\beta_1$  sehr viel

<sup>1)</sup> Seither als Sonderabdruck erschienen unter dem abgeänderten Titel: „Vergleich verschiedener Schnellauferturbinen und Vorschlag zu einem neuen Typ.“

<sup>2)</sup> In dem unter <sup>1)</sup> erwähnten Aufsatz ist auf Seite 196 (bzw. auf Seite 1 des Sonderabdrucks) der Korrektionskoeffizient für  $e >$  oder  $< 0,75$  irrtümlich mit  $\frac{e}{0,75}$  angegeben anstatt  $\sqrt{\frac{e}{0,75}}$ .

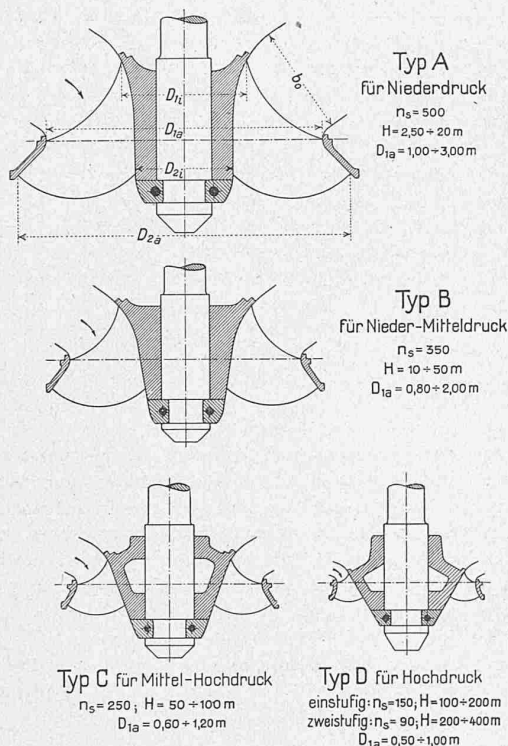
<sup>3)</sup> „Bremsversuche an einer neuen schnellaufenden Wasserturbine von Escher Wyss & Co.“, von Prof. Dr. F. Prásil (Bd. LXVI, S. 287 u. 299, 18. u. 25. Dez. 1915).

<sup>1)</sup> „Schweizerische Wasserwirtschaft“ vom 10. März 1917.

<sup>2)</sup> Vergl. „Schweiz. Bauzeitung“, Bd. LV, S. 125 (März 1910).



grösser wird als  $\beta_{1a}$  am äusseren Eintrittsdurchmesser  $D_{1a}$ . Dadurch wird die Entwicklung der Schaufel längs der inneren Begrenzung ganz bedeutend kürzer als bei zylindrischer Eintrittskante bei gleich grosser Umfangsgeschwindigkeit  $u_{1a}$ , und deshalb kann die Umfangsgeschwindigkeit und Drehzahl solcher Turbinen ganz wesentlich gesteigert werden, ohne dadurch die Schaufelkonstruktion zu verschlechtern.



Abbildungen 1 bis 4.

Eine zweite Charakteristik des neuen Laufradtyps besteht darin, dass die *Austrittskante* nicht nur möglichst lang ist, sondern dass sie beinahe auf der ganzen Länge von der Wasserströmung senkrecht geschnitten wird. Dadurch kann das Wasser seine Richtung nicht willkürlich ändern wie bei den bisherigen Schnellläufer-Typen, was bei letzteren jede Berechnung illusorisch macht, sondern die Wasserführung wird hier eine perfekte und damit die Berechnung eine sichere. Ausserdem wird die Austrittskante vollständig ausgenutzt, daher möglichst viel Wasser mit kleinstmöglichem Austritts-Verlust durchfliesst.

Als dritte Charakteristik ist die lange *innere Begrenzung* an der Nabe aufzufassen, die erheblich länger ist als die äussere am Kranz, indem die Eintritts- und die Austrittskante nicht äquidistant verlaufen wie bei den meisten neueren Laufradtypen. Trotz dieser grösseren Länge der inneren Begrenzung wird die Entwicklung der Schaufel längs der Nabe nicht länger als am Kranz infolge der grösseren Winkel  $\beta_{1i}$  und  $\beta_{2i}$ . Die Reibungsverluste werden daher in der Nähe der Nabe nicht grösser sein als am äusseren Umfang, weil innen die Durchflussgeschwindigkeit am kleinsten ist und auch die Durchflussquerschnitte trotz relativ kleiner Teilung nicht ungünstig werden. Ich bin deshalb überzeugt, dass auch mit diesem Profil ebenso günstige Resultate erhältlich sein werden, wie mit den erprobten ähnlichen Typen.

Durch die relativ lange Begrenzung des Profils an der Nabe wird auch die Verbindung dieser mit den Schaufeln eine viel solidere für grosse Leistungen. Es ist dies doppelt notwendig, weil gegenüber andern Typen die Schaufelzahl bedeutend kleiner ist. Dadurch erhält man möglichst grosse Durchflussquerschnitte und damit kleinere Reibungsverluste. Damit aber dennoch die Wasserführung eine gute sei, ist eben eine grössere Schaufellänge am innern Umfang notwendig.

Als vierte Charakteristik ist die *Schaufelfläche* derart ausgebildet, dass für jeden Wasserfaden nicht nur die Hauptgleichung der Turbinentheorie erfüllt ist, sondern dass auch die Kraftabgabe des Wassers an die Schaufeln beim Durchströmen des Laufrades

eine möglichst gleichmässige wird (siehe Abb. 9, S. 133). Die Schaufeln erhalten hierfür eine ganz bestimmte und doch ungemein einfache Form; sie können entweder in Gusseisen oder in gepresstem Stahlblech ausgeführt werden.

Für normale Füllung beträgt also für Typ A die spezifische Drehzahl  $n_s = 500$ , doch erlaubt die grösstmögliche Oeffnung der Leitschaufeln eine Ueberlastung von 20% bei gleichem Gefälle. Dieses „Ueberöffnen“ tritt jedoch in Wirklichkeit meist bei Stau ein, damit die Turbine auch bei dem dadurch verminderten Gefälle noch möglichst viel Wasser schluckt. Wenn nötig, kann mit gewissen Abänderungen das Laufradprofil A auch für  $n_s = 600$  und mehr konstruiert werden, wenn es sich darum handelt, *besonders kleine Gefälle* noch wirtschaftlich auszunützen. Man hüte sich aber vor Uebertreibungen, weil dann der Wirkungsgrad zu sehr herabgesetzt wird.

Abb. 10, S. 132, gibt für den Niederdrucktyp A mit  $n_s = 500$  die effektive Leistung  $N$  in PS und die Umdrehungszahl  $n$  für äussere Eintrittsdurchmesser  $D_{1a} = 1,00$  bis  $3,00$  m bei Gefällen  $H = 2,50$  bis  $20$  m. Ich wähle den *äusseren* Eintrittsdurchmesser deshalb, weil sich das Laufrad so direkt mit Francisturbinen mit zylindrischer Eintrittskante vergleichen lässt und weil  $D_{1a}$  mehr oder weniger massgebend ist für den Verkaufspreis einer Turbine. Die in Abbildung 10 dargestellten Resultate von  $N$  und  $n$  lassen sich auch mit den schnellstlaufenden Francisturbinen nicht annähernd erreichen.

Für *Hochdruckturbinen* sind ganz andere Gesichtspunkte massgebend. Je höher das Gefälle, desto kleiner wird die Turbine für eine gewisse Leistung und um so grösser die Drehzahl. Die Bedeutung hoher  $n_s$  ist dann für die Turbine allein weniger gross, aber für die ganze Anlage nicht zu unterschätzen. In der Schweiz. Bauzeitung vom 24. Juli 1915 (Bd. LXVI, S. 39) findet sich eine interessante Zusammenstellung ausgeführter grösserer moderner Turbinenanlagen von Ing. Dr. A. Strickler. In diesen Tabellen weisen die Spiralfrancisturbinen mit einfachem Laufrad für grössere Gefälle spezifische Drehzahlen von 52 bis 68 auf, solche mit doppeltem Laufrad und zwei Ausläufen 67,5 bis 124. Man scheute sich bisher vor hohen Drehzahlen für hohe Gefälle und wählte hierfür sogenannte Langsamläufer mit Eintrittswinkeln  $\beta_1 > 90^\circ$ . Diese haben sich in der Praxis schlecht bewährt, weil bei abnehmender Füllung sich sehr bald Unterdruck einstellte, der oft nach kurzer Betriebsdauer ein Anfressen der Schaufeln und daheriges Auswechseln der Laufräder zur Folge hatte. Ein anderes Mittel, um die Drehzahl herabzusetzen, bestand darin, den Laufraddurchmesser zu vergrössern bei gleichzeitiger Verminderung der Eintrittsbreite. Dadurch wuchs aber der Spaltverlust ganz bedenklich und sank der Wirkungsgrad in demselben Masse.

Heute sind die allerdings nicht unbedeutenden Schwierigkeiten hoher Drehzahlen, auf die wir noch zurückkommen werden, glücklich überwunden. In der Tat sind in neuerer Zeit z. B. für  $200$  m Gefälle Francisturbinen von  $10000$  PS mit  $1000$  Uml/min gebaut worden und zwar mit *einkränzigen* Laufrad. Es entspricht dies einem  $n_s = 135$ , also ungefähr dem Doppelten des bisher üblichen; doch ist dies noch nicht die oberste Grenze. Einkränzige Turbinen sind natürlich einfacher und billiger als doppelkränzige mit zwei Ausläufen, also wirtschaftlicher.

Meine Studien über Diagonalturbinen haben mich nun zur Erkenntnis geführt, dass solche auch für höhere Gefälle Vorteile bieten. Auf diese Weise sind die weiteren Laufradtypen B, C, D nach Abbildung 2, 3, 4 entstanden, mit  $n_s = 350, 250, 150$ . Alle diese Typen haben dieselben Charakteristiken wie Typ A. Während aber bei diesem eine möglichst hohe spezifische Drehzahl  $n_s$  bezweckt wird, wird bei den übrigen Typen  $n_s$  dadurch vermindert, dass die Konizität  $\frac{D_{1i}}{D_{1a}}$ , die Eintrittsbreite  $\frac{b_0}{D_{1a}}$ , der Austrittsquerschnitt

$q_2 F_2$ , der Austrittsverlust  $A_2 = \frac{c_2^2}{2g}$  und der Durchmesser des Saugrohres  $\frac{D_3}{D_{1a}}$  verringert werden.

Wie sehr verschieden die Wirkungsweise des Wassers bezw. die Druckverhältnisse in den verschiedenen Laufradtypen sich gestalten, zeigen die Abbildungen 5 und 6 (Seite 133) für die beiden extremen Profile A und D bei normaler Füllung.

Hierin bedeuten:

$H_w = \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g}$  die Druckhöhe für Reaktion, entsprechend der relativen Geschwindigkeit  $w_1 \div w_2$ .

$H_u = \pm \left( \frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} \right)$  die Zentrifugaldruckhöhe, je nachdem die Umfangsgeschwindigkeit  $u_1 >$  oder  $< u_2$  ist.

Die Summe dieser beiden Druckhöhen  $H_s = H_w \pm H_u$  ist nach Biel<sup>1)</sup> die *statische Druckhöhe*, gewöhnlich *Spaltdruck* genannt.

$H_c = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2g}$  = Druckhöhe für Aktion oder nach Biel die *dynamische Druckhöhe*, entsprechend der absoluten Geschwindigkeit  $c_1 \div c_2$ .

Die Summe  $H_s + H_c = \varepsilon \cdot H$  ergibt die *hydraulisch ausgenützte Druckhöhe*, entsprechend dem hydraulischen Wirkungsgrad  $\varepsilon = 1 - (\Delta + \zeta)$ , wenn  $\Delta = \frac{c_3^2}{2g}$  den Austrittsverlust (ohne Rücksicht auf Rückgewinnung durch das Saugrohr) und  $\zeta$  sämtliche hydraulische Reibungswiderstände bedeutet.

Nach Abbildung 5 ist bei Typ A die Strecke  $Z_p$  der Profilbreite sehr klein gegenüber der Strecke  $Z_f$ , d. h. diese Turbine arbeitet nur wenig als Zentripetalturbine, sondern grösstenteils als Zentrifugalturbine. Das Umgekehrte ist der Fall in Abb. 6 für Typ D. Das Eigentümliche bei Typ A besteht darin, dass am äusseren Umfange infolge der grossen Umfangsgeschwindigkeit die Druckhöhe  $H_w$  bedeutend grösser wird als das Totalgefälle  $H$ . Die Versuche haben aber den Beweis erbracht, dass dies keinen nachteiligen Einfluss auf den Wirkungsgrad hat. Infolgedessen kann die *Umfangsgeschwindigkeit*  $u$  weit über das theoretische Mass  $\sqrt{2gH}$  gesteigert werden.

Die *obere Grenze* für  $u$ , bzw. der grösste Durchmesser  $D_{2a}$  ist dadurch gesteckt, dass noch eine vorteilhafte Schaufelkonstruktion möglich sein soll und dass bei kleinem Austrittswinkel  $\beta_{2a}$  der Austrittsverlust bei kleinster Füllung nicht zu gross werden darf. Je kleiner nämlich im allgemeinen  $\beta_2$  ist, desto grösser wird  $\Delta_2$  bei abnehmender Füllung. Ferner kann für allzu grosses  $u_{2a}$  der statische Druck  $H_s$  schon bei zur Hälfte reduzierter Füllung negativ werden und damit die absolute Eintrittsgeschwindigkeit  $c_{1a} > \sqrt{2gH}$  (Saugturbine).

Die *untere Grenze* für  $u$ , bzw. der kleinste Durchmesser  $D_{2i}$  ist dadurch festgelegt, dass auch bei kleinster Füllung dort noch genügend Ueberdruck  $H_m$  vorhanden sein soll, um ein Ansaugen von

<sup>1)</sup> „Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure“ 1908, S. 443.

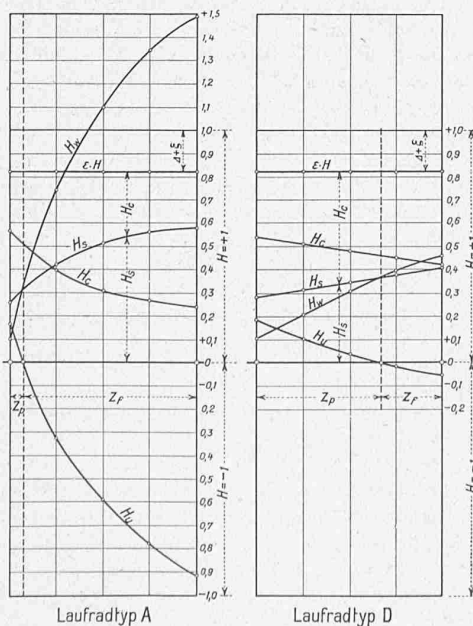


Abb. 5.

Abb. 6.

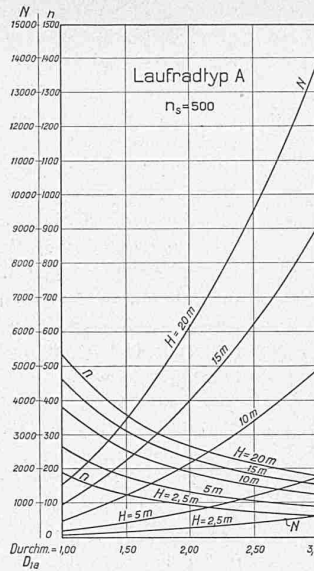


Abb. 10.

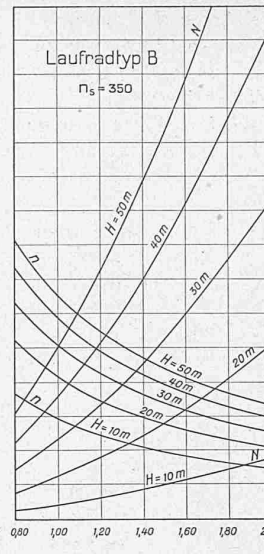


Abb. 11.

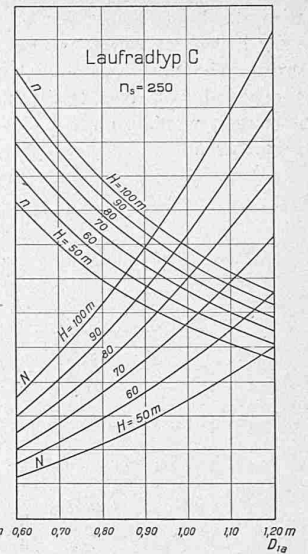


Abb. 12.

Wasser aus dem Saugrohr und daherige Wirbelungsverluste zu verhindern. Allerdings kann diesem Uebelstande durch künstliche Mittel nachgeholfen werden; das sind aber nur Notbehelfe, die den natürlichen Wasserdurchfluss stören und den Wirkungsgrad ungünstig beeinflussen müssen. Zudem kann man im praktischen Betriebe nicht wissen, wann ein Unterdruck eintritt. Je häufiger dieser vorkommt, desto schneller wird auch jene bekannte Korrosion der Schaufeln erfolgen, die durch diese Wirbelungen erzeugt wird.

Bezüglich der *Schaufelfläche* von Laufträgern habe ich in meiner früheren Praxis als Konstrukteur hierüber folgende Erfahrungen gemacht, die auch für das neue Turbinensystem mit Vorteil verwertet werden können. Es genügt nicht, dass für jeden Wasserfaden im Lauftrahprofil die Grundgleichung der Turbinentheorie erfüllt ist, sondern es muss auch die *Kraftabgabe des Wassers an die Schaufeln beim Durchströmen des Lauftrades eine möglichst gleichmässige sein*, wenn der Wirkungsgrad der Turbine ein guter sein soll.

In Abb. 7 seien drei verschiedene Schaufelformen I, II, III dargestellt für dieselben Eintritts- und Austrittsgeschwindigkeiten und -Winkel einer axialen Reaktionsturbine ( $w_2 > w_1$ ) mit  $u_1 = u_2 = \text{konst.}$  für den mittleren Wasserfaden. Hierbei sei angenommen, dass letzterer sich parallel bewege zur Schaufelform, was bei guter Wasserführung

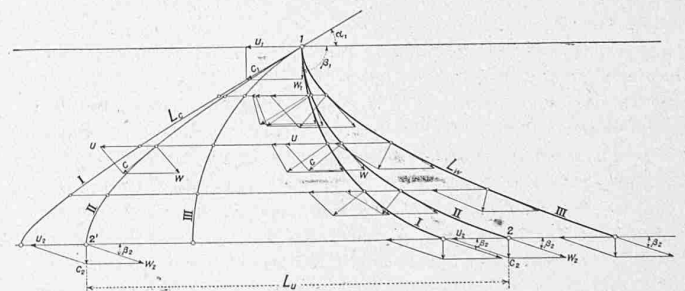


Abbildung 7.

annähernd zutrifft. Mit denselben Winkeln  $\beta_1$  und  $\beta_2$  sind unendlich viele Schaufelformen möglich, I und III der Abbildung 7 stellen die extremen Fälle dar. Jedem *relativen Wasserweg*  $L_w$  entspricht ein anderer ganz bestimmter *absoluter Wasserweg*  $L_c$ ; bei I bildet  $L_w$  einen Kreisbogen als kürzeste Wegstrecke, bei III dagegen  $L_c$ . Zwischen den drei Wasserwegen  $L_w$ ,  $L_c$ ,  $L_u$  besteht die Beziehung:  $t = \frac{L_c}{c_m} = \frac{L_w}{w_m} = \frac{L_u}{u}$ , wo  $t$  die Zeit in Bruchteilen einer Sekunde zum Durchströmen der Lauftrahzellen und  $c_m$ ,  $w_m$ ,  $u$  die mittleren Geschwindigkeiten bedeuten.

Wenn wir nun nach Abbildung 7 in einer gewissen Anzahl von Zwischenpunkten die Geschwindigkeitsdiagramme aufzeichnen



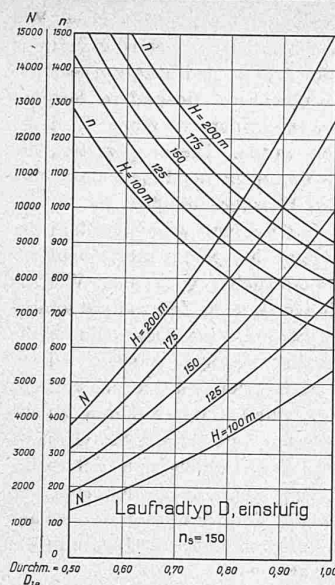


Abb. 13.

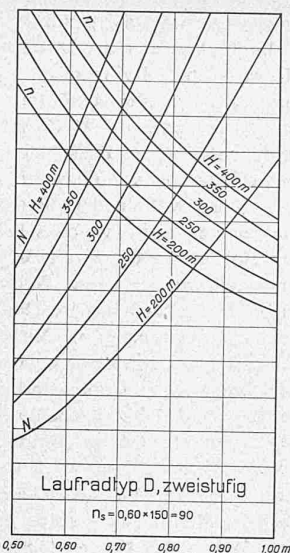


Abb. 14

und zu den verschiedenen Geschwindigkeiten  $c$  und  $w$  die zugehörigen absoluten Drücke  $H_c = \frac{c^2}{2g}$  und die relativen Drücke

$H_w = \frac{w^2}{2g}$  ausrechnen, so zeigen uns Abb. 8 und 9 den Verlauf von  $c$ ,  $w$ ,  $H_c$ ,  $H_w$  während dem Durchfluss durch das Laufrad. Die Kurven von  $H_c$  und  $H_w$  geben uns ein Mass für die mehr oder weniger günstige Kraftabgabe des Wassers an die Schaufeln. Würden  $H_c$  und  $H_w$  gerade Linien darstellen, so wäre die Kraftabgabe eine vollständig gleichmässige; je mehr sich die Kurven der geraden Linie nähern, um so günstiger ist die Schaufelform. So ist z. B. bei Schaufel I der Verlauf des relativen Druckes  $H_w^I$  sehr ungünstig; er bedeutet eine Anstauung des Wasserstrahles im Innern der Laufradzellen, weil die Durchflussquerschnitte sich ziemlich gleichmässig verengen. Bei Schaufel III dagegen entspricht der Verlauf von  $H_w^{III}$  einem Vor-eilen des Wasserstrahles, wodurch der absolute Druck  $H_c^{III}$  ungünstig beeinflusst wird. Die Schaufelform II dagegen ist sowohl für  $H_c$  als für  $H_w$  günstiger, doch ist auch diese noch verbesserungsfähig, um den Verlauf von  $w^{II}$  und  $H_w^{II}$  günstiger zu gestalten. Ähnliche Verhältnisse ergeben sich für Aktions- oder Gleichdruckturbinen mit  $w_2 = w_1$ , entsprechend  $H_{w2} - H_{w1} = 0$ .

Die Abbildung 9 beweist, welch sehr grossen Einfluss eine

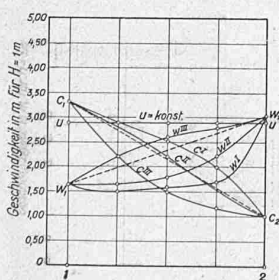


Abb. 8.

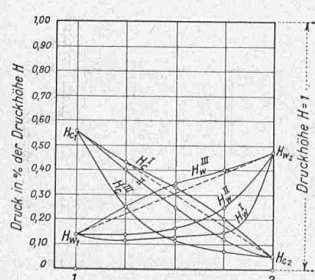


Abb. 9.

längere oder kürzere Schaufelform  $L_w$  auf die mehr oder weniger günstige Kraftabgabe des Wassers an die Schaufel und damit auf den Wirkungsgrad der Turbine hat. In der Tat habe ich dies durch zahlreiche praktische Versuche bestätigt gefunden, freilich nur an den damals gebräuchlichen achsialen Aktions- und Reaktionsturbinen (Girard u. Jonval) mit konstanter mittlerer Umfangsgeschwindigkeit  $u$ . Seitdem sind über 20 Jahre verflossen, doch scheint, nach der bisherigen Turbinenliteratur zu urteilen, diesem wichtigen Punkte zu wenig Aufmerksamkeit geschenkt zu werden, wahrscheinlich, weil jene Systeme heute nicht mehr gebräuchlich sind. Es ist aber klar, dass auch bei neueren Turbinensystemen mit variabler Umfangsgeschwindigkeit der verschiedenen Wasserfäden dieselben Erscheinungen zu Tage treten, nur ist hier die Ermittlung einer günstigsten

Schauelform weniger einfach, jedoch bei genügend Geduld zum Ausprobieren ebensogut möglich. Nach meiner Erfahrung spielt der eben geschilderte Verlauf des absoluten und relativen Druckes eine viel grössere Rolle als z. B. das Schreckgespenst der Reibung und der Wirbelungen, die so oft als Deckmantel herhalten müssen!

Die Leistungen  $N$  in PS und die Drehzahlen  $n$  der verschiedenen Typen sind dargestellt in den Abbildungen 10 bis 14. Da jedoch bei direkter Kupplung von Turbine und Generator die Stromart letzterer massgebend ist für  $n$ , so wird eine genaue Ausführung nach Abb. 1 bis 4 nicht immer möglich sein. Alle diese Typen lassen sich aber sehr leicht den verschiedensten Bedürfnissen anpassen und es sind deshalb die in Abb. 10 bis 14 dargestellten Werte von  $N$  und  $n$  mehr als ungefähre Anhaltspunkte aufzufassen. Auch lassen sich die Typen B, C, D natürlich auch für kleinere oder grössere Gefälle, mit kleineren oder grösseren Leistungen anwenden, je nach den Bedürfnissen. Auf die zweistufige Hochdruckturbine D werden wir noch zurückkommen.

Um die Bedeutung hoher Gefälle an Hand dieser verschiedenen Typen und der bezüglichlichen Leistungskurven nach Abbildung 5 bis 9, bezogen auf dieselbe Leistung von z. B. 5000 PS, zu zeigen, diene folgende Tabelle:

| Gefälle $H$ . . . . . m                       | 10    | 20    | 50    | 100   | 150   | 200   | 250   |
|-----------------------------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| Leistung $N$ . . . . . PS                     | 5000  | 5000  | 5000  | 5000  | 5000  | 5000  | 5000  |
| Wassermenge $Q$ . . . . . m <sup>3</sup> /sek | 46,8  | 23,4  | 9,35  | 4,68  | 3,12  | 2,34  | 1,87  |
| Laufradtyp . . . . .                          | A     | A     | B     | C     | 1×D   | 1×D   | 2×D   |
| Eintrittsdurchmesser $D_{1a}$ . . . . m       | 3,050 | 1,800 | 1,000 | 0,710 | 0,710 | 0,570 | 0,570 |
| Umdrehungen . . . . . n/min                   | 125   | 300   | 650   | 1120  | 1100  | 1620  | 1260  |

Diese Tabelle zeigt, dass für Gefälle  $> 250$  m und Leistungen von 5000 PS auch mit zweistufiger Bauart die Durchmesser zu klein und die Drehzahl zu gross würde, sodass dann grössere Einheiten gewählt werden müssen.

Sehr wichtig für den Turbineningenieur ist eine Orientierung über den Kostenpunkt der Generatoren in Abhängigkeit von der Drehzahl. Zu diesem Zwecke habe ich mich an eine bekannte Elektrizitätsfirma gewandt, und diese hat mir in sehr verdankenswerter Weise nicht nur die gewünschten Aufschlüsse erteilt, sondern mir sogar gestattet, die Resultate „für vorliegenden Zweck“ bekannt zu geben, wiewohl ohne jede Verbindlichkeit. In Abbildung 15 sind diese Resultate graphisch dargestellt; die Preise sind als approximative aufzufassen, wie sie vor Ausbruch des Krieges Geltung hatten. Besser als Worte gibt dieses Diagramm Aufschluss über den Wert hoher Schnellläufigkeit. Die Preise beziehen sich auf horizontalachsige Drehstrom-Generatoren mit angebauter Erregermaschine, in zweilagiger Ausführung mit Grundplatte. Für vertikalachsige Generatoren sind die Preise durchschnittlich 15 bis 20% höher.

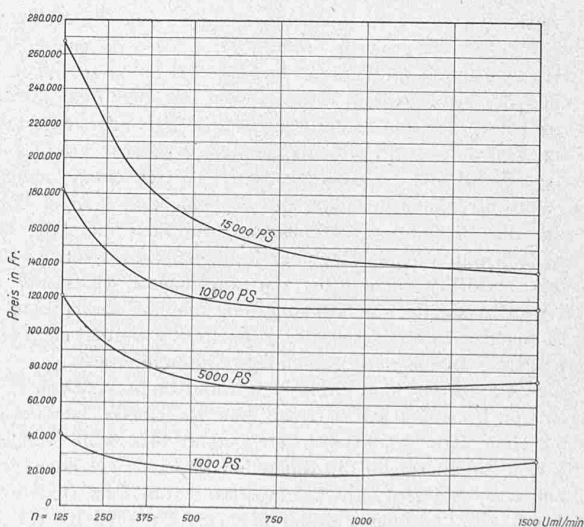


Abbildung 15.

Ueber die Anwendung und Ausführung schnelllaufender Hochdruckturbinen ist Folgendes zu sagen:

Zunächst sind sie sehr empfindlich gegen unreines Betriebswasser, weshalb gute Klärvorrichtungen und grosse Staubecken für

ihre Lebensdauer von ausserordentlicher Wichtigkeit sind. In besonders schwierigen Fällen empfiehlt es sich, den äusseren Kranz des Laufes ganz wegzulassen, wozu das Diagonalprofil mit der soliden Verbindung der Schaufeln mit der Nabe sich besonders gut eignet.

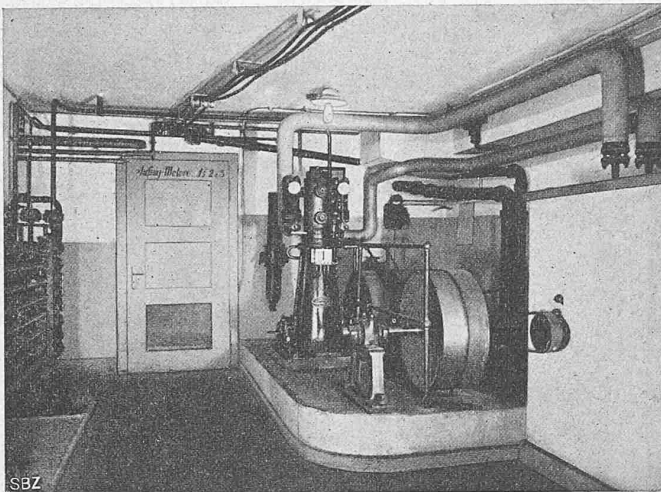


Abb. 1. Maschinenraum der Kühlanlage des Restaurants St. Annahof in Zürich.

Je höher die Drehzahl, desto genauer muss das Laufrad *ausbalanciert* sein. Ueberhaupt muss bei so grossen Drehzahlen die ganze Ausführung tadellos und peinlich genau sein.

An den *Regulator* müssen die höchsten Anforderungen gestellt werden trotz der gesteigerten Drehzahl, weil bei den kleinen Dimensionen nur kleine Schwungmomente  $GD^2$  im Laufrad der Turbine und im Rotor des Generators untergebracht werden können. Besondere Schwungräder sollen möglichst vermieden werden. Mit Rücksicht auf den Freilauf bei etwaigem Versagen des Regulators muss das *Material* besonders gut und fehlerfrei sein, indem dann die Drehzahl auf das etwa 1,8-fache der normalen ansteigt. Für Laufräder kann man die maximale Umfangsgeschwindigkeit für den normalen Betrieb zu 31 bis 35 *m/sek* für Grauguss, bis 69 *m* für Stahlguss annehmen.

(Schluss folgt.)

### Die Kohlensäure-Kühlmaschinen-Anlage des Restaurants St. Annahof in Zürich.

Im Grossrestaurant St. Annahof wurde seinerzeit für die Kühlung der verschiedenen, zur Aufbewahrung von Lebensmitteln und Getränken dienenden Räume mit Rücksicht auf die höhern Anschaffungskosten einer Kühlmaschinenanlage, eine Eis-Kühlanlage erstellt, trotzdem die grossen Vorteile der erstern gegenüber einer Eis-Kühlanlage anerkannt wurden. Im Laufe des Sommers zeigte sich nun, dass die gewünschten Temperaturen mit der Eis-Kühlanlage nicht erreicht wurden, sodass die Lebensmittel, besonders das Fleisch, nur kurze Zeit aufbewahrt werden konnten. Ausserdem verbrauchte die Anlage derart viel Eis, dass die Betriebskosten einen unzulässig hohen Wert erreichten. Infolge der vorgenannten Mängel musste sich nun die Bauleitung entschliessen, die Eis-Kühlanlage nachträglich doch durch eine Maschinen-Kühlanlage zu ersetzen, wobei diese aber natürlich nicht mehr wie ursprünglich gewünscht ausgeführt werden konnte, sondern so gut als möglich den vorhandenen Räumen angepasst werden musste. Gleichzeitig wurden noch einige weitere Räume an die neue Kühlanlage angeschlossen.

Zur Aufstellung kam ein Kohlensäure-Kompressor von Escher Wyss & Cie. für 20 000 *cal/h* (siehe Abb. 1). Dieser ist imstande, während einer Betriebszeit von etwa zehn bis zwölf Stunden in den heissen Sommertagen die folgenden Räume zu kühlen (vergl. Abbildung 2 nebenan): 1. Ein Bierlagerraum von 28 *m*<sup>2</sup> Bodenfläche auf 5 bis 8° C; 2. ein Fleischraum von 7 *m*<sup>2</sup> Bodenfläche auf 2 bis 4° C; 3. ein Vorraum von 5 *m*<sup>2</sup> Bodenfläche auf 5 bis 7° C; 4. ein Bieranstichkeller von 4 *m*<sup>2</sup> Bodenfläche auf 5° C; 5. ein Fass- und Flaschenweinkeller von 30 *m*<sup>2</sup> Bodenfläche auf 10 bis 12° C; 6. ein Gardemanger von 22 *m*<sup>2</sup> Bodenfläche auf 8 bis 10° C; ferner eine Eiszerzeugung von 100 *kg* pro Zug. Für die Kühlung wurde die indirekte Verdampfung gewählt, d. h. der Kompressor arbeitet auf

einen Verdampfer, der zugleich als Eisgenerator ausgebildet ist. Von diesem aus wird die gekühlte Sole mittels einer Zentrifugalpumpe in die Kühlsysteme der obenerwähnten Räume gedrückt, um nachher wieder in den Refrigerator zurückzufließen. Besondere Sorgfalt wurde auf den Fleischkühlraum verwendet, der mit einem Trockenluftkühler, System E W C, versehen wurde. Dieser gestattet, die Luftfeuchtigkeit im Fleischkühlraum derart zu regulieren, dass eine mehrwöchentliche Aufbewahrung des Fleisches möglich ist.

Für die Wahl der indirekten Verdampfung war vor allem der Umstand massgebend, dass bei diesem Kühlsystem die Temperatur der einzelnen Räume mittels Regulierventile ganz nach Wunsch eingestellt werden kann. Ferner können zu jeder Zeit weitere Räume an die Soleleitungen angeschlossen werden, ohne dass dadurch die Kohlensäureleitungen in Mitleidenschaft gezogen werden. Dieser Fall trat hier tatsächlich auch ein, als im gleichen Bau ein weiteres Café eingerichtet wurde, und die folgenden weiteren Räume an die bestehende Anlage angeschlossen werden mussten: 1. Ein Gemüsekeller von etwa 20 *m*<sup>2</sup> Grundfläche; 2. ein Milch- und Patisserie-Kühlraum von etwa 5 *m*<sup>2</sup> Grundfläche; 3. ein Bieranstichkeller von etwa 5 *m*<sup>2</sup> Grundfläche. Die durch die Vergrösserung der Anlage bedingte Mehrleistung wurde durch entsprechende Verlängerung der Betriebszeit des Kompressors erreicht.

Durch diese neue Anlage wurden die Betriebskosten in wesentlichem Masse verringert und eine Kühlung erreicht, die vermittleis Eis niemals möglich gewesen wäre.

Das Maschinenaggregat (Abb. 1) ist auf einer schallsicheren Isolierung montiert. Da sich über dem Maschinenraum der Speisesaal befindet, musste besonders auf einen geräuschlosen Gang Rücksicht genommen werden. Der stehende, doppelwirkende Kompressor wird von einem 10 PS Elektromotor angetrieben. Von der gleichen Transmission aus wird das Rührwerk des Refrigerators in Bewegung gesetzt. Links in Abb. 1 sieht man den Gegenstrom-Kondensator, der derart gebaut ist, dass das für die Maschine erforderliche Kühlwasser für weitere Zwecke wieder verwendet werden kann. Besonders hervorzuheben ist, dass die Anlage sehr wenig Platz beansprucht, was im vorliegenden Fall von besonderer Wichtigkeit war.

E. R.

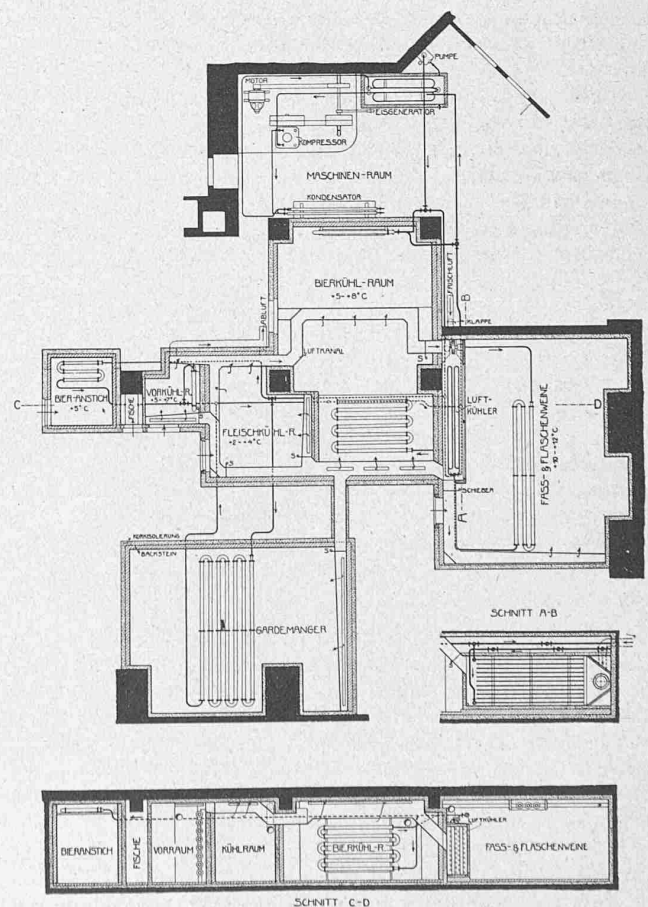


Abb. 2. Kühlräume des Restaurants St. Annahof in Zürich. Grundriss und Schnitte, — Masstab 1:200.