

**Kleinwasserkraftwerke**

**Wasserturbinen**



Impulsprogramm PACER  
Bundesamt für Konjunkturfragen

**Konzept und Gestaltung  
der französisch-  
sprachigen Ausgabe**

J.-M. Chapallaz, Ingénieur EPFL/SIA, 1450 Ste-Croix

**Mit Fachbeiträgen von**

H.-P. Mombelli, EPFL-DGM-IMHEF, 1015 Lausanne  
A. Renaud, EPFL-DGM-IMHEF, 1015 Lausanne

**Deutsche Übersetzung**

R. Widmer und H. Kaspar  
Basler & Hofmann, 8029 Zürich

**Satz und Layout**

Education Design Sepp Steibli, 3006 Bern

**Projektleitung und  
Koordination**

J. Graf, Ingenieur HTL, 1423 Fontanezier

**Trägerorganisationen**

Die folgenden Verbände und Organisationen empfehlen und unterstützen die Teilnahme an der PACER-Kursserie «Dimensionierung von Kleinwasserkraftwerken»

- INFEL** Informationsstelle für Elektrizitätsanwendung
- INFOENERGIE** Öffentliche Energieberatung
- ISKB** Interessenverband Schweizerischer Kleinkraftwerk-Besitzer
- SIA** Schweizerischer Ingenieur- und Architekten-Verein
- SOFAS** Sonnenenergie Fachverband Schweiz
- STV** Schweizerischer Technischer Verband
- SVLD** Schweizerischer Verein für Lehr- und Demonstrationskraftwerke
- vsa** Verband Schweizerischer Abwasser- und Gewässerschutzfachleute
- VSE** Verband Schweizerischer Elektrizitätswerke

Originalausgabe: ISBN 3-905232-54-5

Copyright© Bundesamt für Konjunkturfragen, 3003 Bern, Oktober 1995  
Auszugsweiser Nachdruck unter Quellenangabe erlaubt.

Zu beziehen bei der Eidg. Drucksachen- und Materialzentrale, 3000 Bern  
(Bestellnummer 724.247.1 d)

Form. 724.247.1 d 10.95 1000 U30221

---

# Vorwort

Das Aktionsprogramm «Bau und Energie» ist auf sechs Jahre befristet (1990–1995) und setzt sich aus den drei Impulsprogrammen (IP) zusammen:

- IP BAU – Erhaltung und Erneuerung
- RAVEL – Rationelle Verwendung von Elektrizität
- PACER – Erneuerbare Energien

Mit den Impulsprogrammen, die in enger Kooperation von Wirtschaft, Schulen und Bund durchgeführt werden, soll der qualitative Wertschöpfungsprozess unterstützt werden. Dieser ist gekennzeichnet durch geringen Aufwand an nicht erneuerbaren Rohstoffen und Energie sowie abnehmende Umweltbelastung, dafür gesteigerten Einsatz von Fähigkeitskapital.

Im Zentrum der Aktivität von PACER steht die Förderung verstärkter Nutzung erneuerbarer Energien. Bis heute ist der Beitrag der erneuerbaren Energien, mit Ausnahme der Wasserkraft und trotz des beträchtlichen Potentials, sehr gering geblieben. Das Programm PACER soll deshalb

- die Anwendungen mit dem besten Kosten-/ Nutzenverhältnis fördern,
- den Ingenieuren, Architekten und Installateuren die nötigen Kenntnisse vermitteln,
- eine andere ökonomische Betrachtungsweise einführen, welche die externen Kosten (Umweltbelastung usw.) mit einbezieht sowie
- Behörden und Bauherren informieren und ausbilden.

## **Kurse, Veranstaltungen, Publikationen, Videos, etc.**

Umgesetzt werden sollen die Ziele von PACER durch Aus- und Weiterbildung sowie Information. Die Wissensvermittlung ist auf die Verwendung in der täglichen Praxis ausgerichtet. Sie baut hauptsächlich auf Publikationen, Kursen und Veranstaltungen auf. Zielpublikum sind vor allem IngenieurInnen, ArchitektInnen, InstallateurInnen sowie Angehörige bestimmter spezialisierter Berufszweige aus dem Bereich der erneuerbaren Energien. Die Verbreitung allgemeiner Information ist ebenfalls ein wichtiger Bestandteil des Programmes. Sie soll Anreize geben bei Bauherren, ArchitektInnen, IngenieurInnen und Behördenmitgliedern.

InteressentInnen können sich über das breitgefächerte, zielgruppenorientierte Weiterbildungsangebot in der Zeitschrift IMPULS informieren. Sie erscheint zwei- bis viermal jährlich und ist (im Abonnement, auch in französisch und italienisch) beim Bundesamt für Konjunkturfragen 3003 Bern, gratis erhältlich. Jedem/r Kurs- oder VeranstaltungsteilnehmerIn wird jeweils eine Dokumentation abgegeben. Diese besteht zur Hauptsache aus der für den entsprechenden Anlass erarbeiteten Fachpublikation. Diese Publikationen können auch unabhängig von Kursbesuchen direkt bei der Eidg. Drucksachen- und Materialzentrale (EDMZ), 3000 Bern, bezogen werden.

## **Zuständigkeiten**

Um das ambitionierte Bildungsprogramm bewältigen zu können, wurde ein Organisations- und Bearbeitungskonzept gewählt, das neben der kompetenten Bearbeitung durch SpezialistInnen auch die Beachtung der Schnittstellen sowie die erforderliche Abstützung bei Verbänden und Schulen der beteiligten Branchen sicherstellt. Eine aus VertreterInnen der interessierten Verbände, Schulen und Organisationen bestehende Kommission legt die Inhalte des Programmes fest und stellt die Koordination mit den übrigen

Aktivitäten zur Förderung der erneuerbaren Energien sicher. Branchenorganisationen übernehmen die Durchführung der Weiterbildungs- und Informationsangebote. Für deren Vorbereitung ist das Programmleitungsteam (Dr. Jean-Bernard Gay, Dr. Charles Filleux, Jean Graf, Dr. Arthur Wellinger, Irene Wuillemin, BfK) verantwortlich. Die Sachbearbeitung wird im Rahmen von Arbeitsgruppen erbracht, die inhaltlich, zeitlich und kostenmässig definierte Einzelaufgaben zu lösen haben.

### **Dokumentation**

Die Broschüre «Wasserturbinen» ist eine von vier Publikationen, in welchen die technischen Aspekte der Projektierung und Ausführung von Kleinwasserkraftwerken behandelt werden:

- «Wasserturbinen»
- «Generatoren und elektrische Installationen»
- «Regelung und Sicherheit der Anlage»
- «Wahl, Dimensionierung und Abnahme einer Kleinturbine»

Zugleich Kursunterlage und Anleitung für die Praxis, hilft die Broschüre den nichtspezialisierten Ingenieuren und Technikern bei der Projektierung und Ausführung von Kleinwasserkraftwerken.

Sie beschreibt die Familie der Wasserturbinen für den Ingenieur, der die Turbine auswählen, kaufen und in das Bauwerk integrieren muss, ohne indessen auf die anspruchsvollen theoretischen Grundlagen und Überlegungen tiefer einzugehen. Folgende Themen werden darin behandelt:

- Parameter und Charakteristiken eines Kleinwasserkraftwerkes, welche die Wahl der Turbine und deren Einbau beeinflussen;
- allgemeine, für alle Turbinentypen geltende Kenngrössen;
- Bauformen, Parameter und Kenngrössen von Aktionsturbinen (Pelton, Durchströmturbine) und Reaktionsturbinen (Francis, Kaplan, Serien-Kreiselpumpen im Turbinenbetrieb)
- Hinweise für die Ausarbeitung von Offertanfragen und Pflichtenheften (Normalbetrieb, Durchbrennen, Montage, Kavitation, Materialien, konstruktive Details, etc.).

Die vorliegende Kursunterlage ist das Ergebnis einer intensiven Vernehmlassung. Die französische Version wurde den Teilnehmern des Pilotkurses zur Beurteilung vorgelegt. Dies gestattete den Autoren, notwendige Anpassungen an ihren Texten vorzunehmen. In diesem Sinne können sie die Verantwortung für deren Inhalt übernehmen. Weitere Verbesserungsvorschläge und Anregungen können entweder an den Kursleiter oder an das Bundesamt für Konjunkturfragen gerichtet werden.

Wir möchten uns bei allen bedanken, die zum Gelingen der vorliegenden Publikation beigetragen haben.

Oktober 1995 Bundesamt für Konjunkturfragen  
Prof. B. Hotz-Hart  
Vizedirektor für Technologie

# Inhaltsübersicht

	<b>Einleitung</b>	<b>7</b>
<b>1</b>	<b>Kenngrossen von Turbinen</b>	<b>9</b>
1.1	Anlagenteile, Längenprofil und Energielinie eines Kleinwasserkraftwerkes	10
1.2	Hydraulische Leistung einer Turbine	14
1.3	Drehmoment, Drehzahl, mechanische Leistung und Wirkungsgrad einer Turbine	16
1.4	Betriebszustände einer Turbine in einem Kleinwasserkraftwerk	18
1.5	Kennlinien (Charakteristiken) einer Turbine	24
1.6	Ähnlichkeitsgesetze	33
1.7	Klassifikation der Turbinen – spezifische Drehzahl	37
1.8	Zusammenfassung der wichtigsten Turbinentypen und ihres Anwendungsbereiches	39
<b>2</b>	<b>Aktionsturbinen</b>	<b>43</b>
2.1	Funktionsprinzip	44
2.2	Peltonturbine	48
2.3	Durchströmturbine	52
<b>3</b>	<b>Reaktionsturbinen</b>	<b>57</b>
3.1	Funktionsprinzip	58
3.2	Anordnung einer Reaktionsturbine – Saughöhe und Kavitation	64
3.3	Durchgangsdrehzahl und Durchgangsvolumenstrom einer Reaktionsturbine	75
3.4	Francisturbine	76
3.5	Serien-Kreiselpumpen im Turbinenbetrieb	80
3.6	Propeller- und Kaplan-turbinen	82
<b>4</b>	<b>Wahl einer Turbine und Offertanfrage</b>	<b>87</b>
4.1	Wahl des Turbinentyps	88
4.2	Einholen von Richtofferten	104
4.3	Pflichtenheft für die Offertanfrage	106
<b>5</b>	<b>Fallstudie</b>	<b>111</b>
5.1	Turbinierung des Lockwassers einer Fischtreppe	112
5.2	Turbinierung von Trinkwasser zwischen zwei Reservoirren	116
5.3	Kleines Laufkraftwerk mittlerer Fallhöhe	120
5.4	Niederdruckanlage	124
	<b>Literaturhinweise</b>	<b>129</b>
	<b>Publikationen und Videos des Impulsprogrammes PACER</b>	<b>131</b>

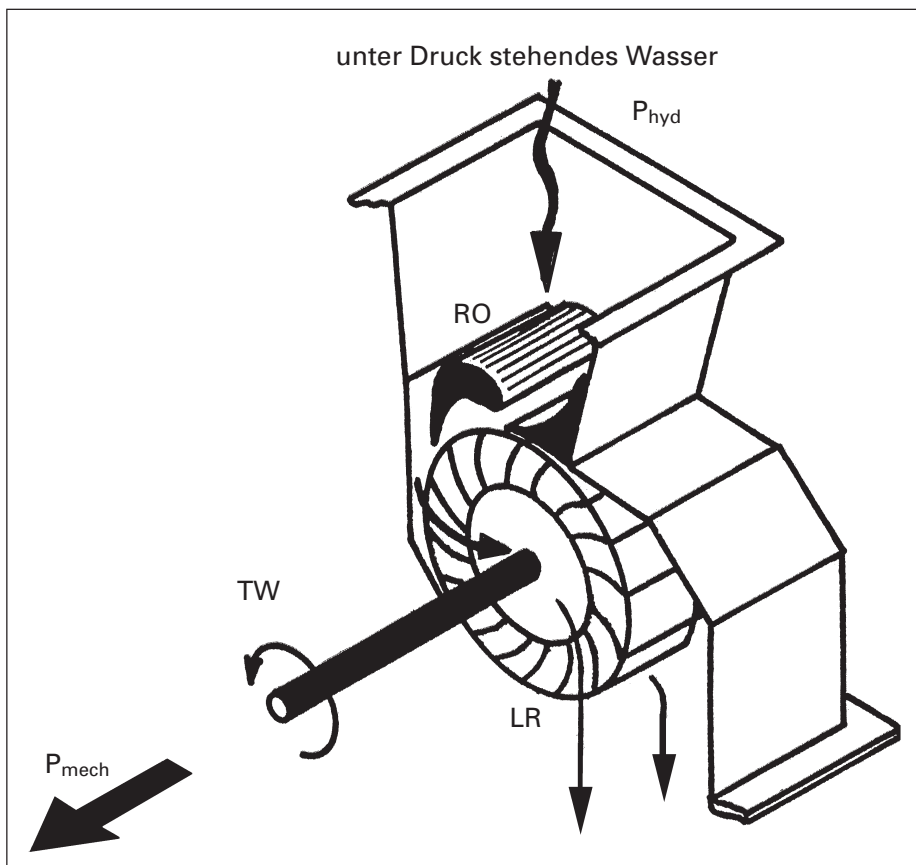


# Einleitung

Seit der «guten alten Zeit», in der Mühlsteine, Hammer- und Sägewerke durch einfache hölzerne Wasserräder angetrieben wurden, haben die hydraulischen Maschinen eine bemerkenswerte Entwicklung erfahren.

Heute gibt es verschiedene Bauarten von Turbinen für einen breiten Anwendungsbereich, von denen jede ihre charakteristischen Eigenschaften aufweist.

Es ist also wichtig, dass der Ingenieur, der sich mit der Beschaffung einer Turbine befasst, über gewisse Grundkenntnisse verfügt, insbesondere über den Aufbau und die Funktionsweise und über ihre Integration in die Kraftwerksanlage.



*Maschine, die durch unter Druck stehendem Wasser angetrieben wird. Das Wasser strömt durch ein beschauftes Rad und wird darin umgelenkt. Die resultierende Kraft erzeugt ein Drehmoment, das über die Turbinenwelle abgegeben wird.*

- RO Regulierorgan, dessen Öffnung die Wassermenge bestimmt; auf diese Weise kann die von der Turbine abgegebene Leistung den Bedürfnissen des Verbrauchers angepasst werden
- LR Laufrad mit Schaufeln
- TW Turbinenwelle
- $P_{hyd}$  der Turbine zugeführte hydraulische Leistung; sie wird durch den Wasserdruck und den Volumenstrom bestimmt
- $P_{mech}$  von der Turbine abgegebene mechanische Leistung; sie wird durch  $P_{hyd}$  und den Wirkungsgrad bestimmt

## Kursziel

Dieser Kurs ist für Ingenieure und Techniker bestimmt, die nicht auf Kleinwasserkraftwerke spezialisiert sind. Er soll ihnen die Grundkenntnisse vermitteln, die ihn befähigen, die Turbine auszulegen, das Pflichtenheft für die Offertanfrage zu erarbeiten und die Vertragsverhandlungen mit dem Lieferanten zu führen.

## Vorbemerkung

Es wird vorausgesetzt, dass die Kursteilnehmer die Broschüre «Kleinwasserkraftwerke» und deren Inhalt bereits kennen.

## Kursinhalt

Der Kurs «Wasserturbinen» ist eines von vier Themen, die im Rahmen von Weiterbildungskursen behandelt werden:

- «Wasserturbinen»
- «Generatoren und elektrische Installationen»
- «Regulierung und Sicherheit der Anlage»
- «Wahl, Dimensionierung und Abnahme einer Kleinturbine»

Kapitel 1 der vorliegenden Broschüre beschreibt die wesentlichen Bestandteile und Kenngrössen eines Kleinwasserkraftwerkes, die Randbedingungen für die Auswahl der Turbine sowie die hydraulischen Ähnlichkeitsgesetze, die es erlauben, an Modellturbinen gewonnene Erkenntnisse auf grössere Maschinen zu übertragen. Dies im Hinblick auf ein besseres Verständnis der Turbinenkennfelder der Hersteller.

Die Kapitel 2 und 3 befassen sich mit der Funktionsweise und den konstruktiven Einzelheiten der Aktions- und Reaktionsturbinen. Auf komplizierte theoretische Überlegungen wird dabei bewusst verzichtet. Ausgehend von den wesentlichen Kenngrössen der Anlage und mit Hilfe einfacher Formeln ist es möglich, Bauart und Grösse der Turbine zu bestimmen.

Das Kapitel 4 stellt gewissermassen den Werkzeugkasten dar, mit dessen Hilfe es dem Ingenieur und Techniker gelingen sollte, ein brauchbares Pflichtenheft für eine Offertanfrage zu erstellen. Es enthält verschiedene Tabellen, Diagramme und Skizzen, die dem Projektanten den Weg zur optimalen Lösung weisen.



# 1 Kenngrößen von Turbinen

---

<b>1.1</b>	<b>Anlagenteile, Längenprofil und Energielinie eines Kleinwasserkraftwerkes</b>	<b>10</b>
<b>1.2</b>	<b>Hydraulische Leistung einer Turbine</b>	<b>14</b>
<b>1.3</b>	<b>Drehmoment, Drehzahl, mechanische Leistung und Wirkungsgrad einer Turbine</b>	<b>16</b>
<b>1.4</b>	<b>Betriebszustände einer Turbine in einem Kleinwasserkraftwerk</b>	<b>18</b>
<b>1.5</b>	<b>Kennlinien (Charakteristiken) einer Turbine</b>	<b>24</b>
1.5.1	Modellversuche	24
1.5.2	Kennlinien (Charakteristiken) bei konstanter Drehzahl	26
1.5.3	Kennlinien (Charakteristiken) bei variabler Drehzahl	30
<b>1.6</b>	<b>Ähnlichkeitsgesetze</b>	<b>33</b>
1.6.1	Umrechnung von Kennlinien einer gegebenen Turbine	33
1.6.2	Modifikation der Kennlinien und Abmessungen einer Turbine	34
1.6.3	Dimensionslose und normierte Parameter	35
<b>1.7</b>	<b>Klassifikation der Turbinen – spezifische Drehzahl</b>	<b>37</b>
<b>1.8</b>	<b>Zusammenfassung der wichtigsten Turbinentypen und ihrer Anwendungsbereiche</b>	<b>39</b>

---

## 1.1 Anlagenteile, Längenprofil und Energie- linie eines Kleinwasserkraftwerkes

Die Anlagenteile eines Kleinwasserkraftwerkes sind in der Informationsbrochure «Kleinkraftwerke» dargestellt und beschrieben worden {1}.

Figur 1.1.1 zeigt schematisch die Anordnung der wichtigsten Komponenten eines Kleinwasserkraftwerkes, das Längenprofil der Anlage sowie den Verlauf der Druck- bzw. der Energielinie.

Um die Zusammenhänge zu verdeutlichen, werden die Kenngrossen anhand einer vereinfachten Skizze nochmals definiert (Figur 1.1.2):

### Definitionen

**Volumenstrom**      Symbol:  $Q$                       Einheit:                      [ $m^3/s$ ]

Der Volumenstrom ist die Wassermenge, die pro Zeiteinheit der Turbine zugeführt wird.

**Bruttofallhöhe**      Symbol:  $H$                       Einheit:                      [ $m$ ]

Die Bruttofallhöhe ist die Höhendifferenz zwischen den Wasserspiegeln im Bereich der Wasserfassung (Punkt 0) und des Turbinenauslaufes (Punkt 3).

**Nettofallhöhe**      Symbol:  $H_n$                       Einheit:                      [ $m$ ]

Die Nettofallhöhe stellt die der Turbine zu Verfügung stehende hydraulische Energie dar. Sie entspricht der Bruttofallhöhe abzüglich der hydraulischen Energieverluste  $H_v$  zwischen der Wasserfassung (Punkt 0) und dem Turbineneinlauf (Punkt 1) bzw. zwischen dem Turbinenauslauf (Punkt 2) und dem Bezugspunkt im Unterwasserkanal (Punkt 3).

Die hydraulischen Verluste  $H_v$  widerspiegeln die Energie, die aufgewendet wird, um das Wasser durch Rechen, Kanäle, Rohrleitungen und Absperrorgane zu treiben.

Diese Verluste gehorchen dem folgenden mathematischen Gesetz:

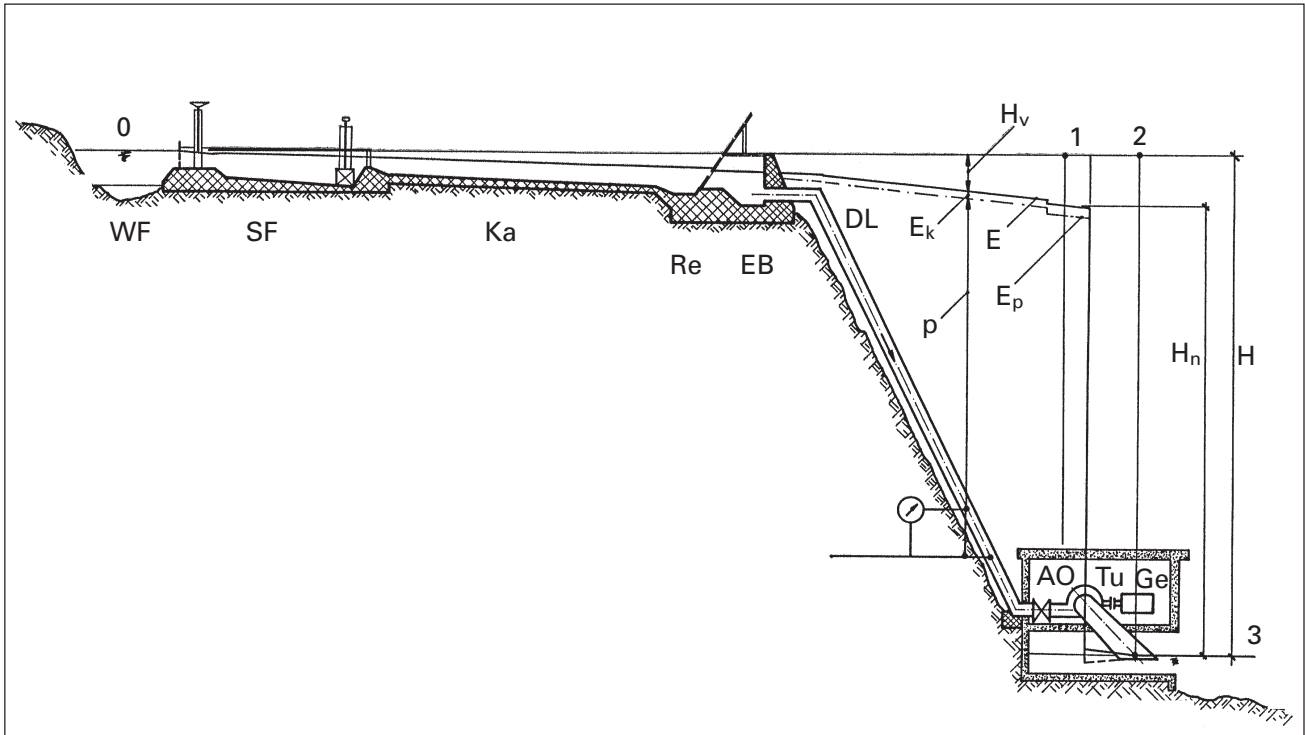
$$H_v = A \cdot Q^2$$

Mit Hilfe dieser Beziehung lässt sich die Nettofallhöhe für unterschiedliche Durchflüsse berechnen:

$$H_n = H - A \cdot Q^2$$

Der Koeffizient  $A$  kann bestimmt werden, wenn die Druckverluste in einem Betriebspunkt bekannt sind. So gilt z.B. für den Punkt  $i$ :

$$A = H_{vi} / Q_i^2$$



Figur 1.1.1:  
Anlagenteile und Längenprofil  
eines Kleinwasserkraftwerkes

WF Wasserfassung  
 SF Sandfang  
 Ka Kanal oder Druckstollen  
 Re Rechen  
 EB Einlaufbauwerk  
 DL Druckleitung  
 AO Absperrorgan der Turbine  
 Tu Turbine  
 Ge Generator

0 Referenzpunkt im Bereich der Wasserfassung  
 1 Referenzpunkt vor der Turbine (Einlauf)  
 2 Referenzpunkt nach der Turbine (Auslauf)  
 3 Referenzpunkt im Unterwasserkanal  
 E Energielinie  
 $E_k$  kinetische Energie  
 $E_p$  Druckenergie  
 $p$  Druck  
 $H$  Bruttofallhöhe  
 $H_n$  Nettofallhöhe  
 $H_v$  hydraulische Energieverluste (Verlusthöhe)

**Hydraulische Gesamtenergie**      Symbol: E      Einheit: [J/kg]

Nach dem Gesetz von Bernoulli (1700–1782) errechnet sich die Gesamtenergie E einer hydraulischen Strömung aus der Lageenergie  $E_z$ , der Druckenergie  $E_p$  und der kinetischen Energie  $E_{kin}$  der Flüssigkeit:

$$E = E_z + E_p + E_{kin}$$

**Definition der Lageenergie:**      Symbol:  $E_z = gz$       Einheit: [J/kg]

g Erdbeschleunigung 9.81 [m/s<sup>2</sup>]  
z relative Höhe (m)

**Definition der Druckenergie:**      Symbol:  $E_p = p/\rho$       Einheit: [J/kg]

p Druck [N/m<sup>2</sup>]  
ρ Dichte des Wassers 1000 [kg/m<sup>3</sup>]

**Definition der kinetischen Energie:**      Symbol:  $E_{kin} = v^2/2g$       Einheit: [J/kg]

v Strömungsgeschwindigkeit [m/s]  
g Erdbeschleunigung 9.81 [m/s<sup>2</sup>]

An einer beliebigen Stelle x der Druckleitung (Figur 1.1.2) beträgt somit die hydraulische Gesamtenergie der Strömung:

$$E_x = gH_x = gz_x + p_x/\rho + v_x^2/2 \quad [J/kg]$$

Das Verhältnis zwischen der hydraulische Gesamtenergie und der Fallhöhe ist wie folgt definiert:

$$H_x = E_x/g \quad \text{oder} \quad E_x = gH_x$$

**Die von der Turbine aufgenommene hydraulische Gesamtenergie  $E = gH_n$**  ist die Differenz der Gesamtenergien vor und nach der Turbine:

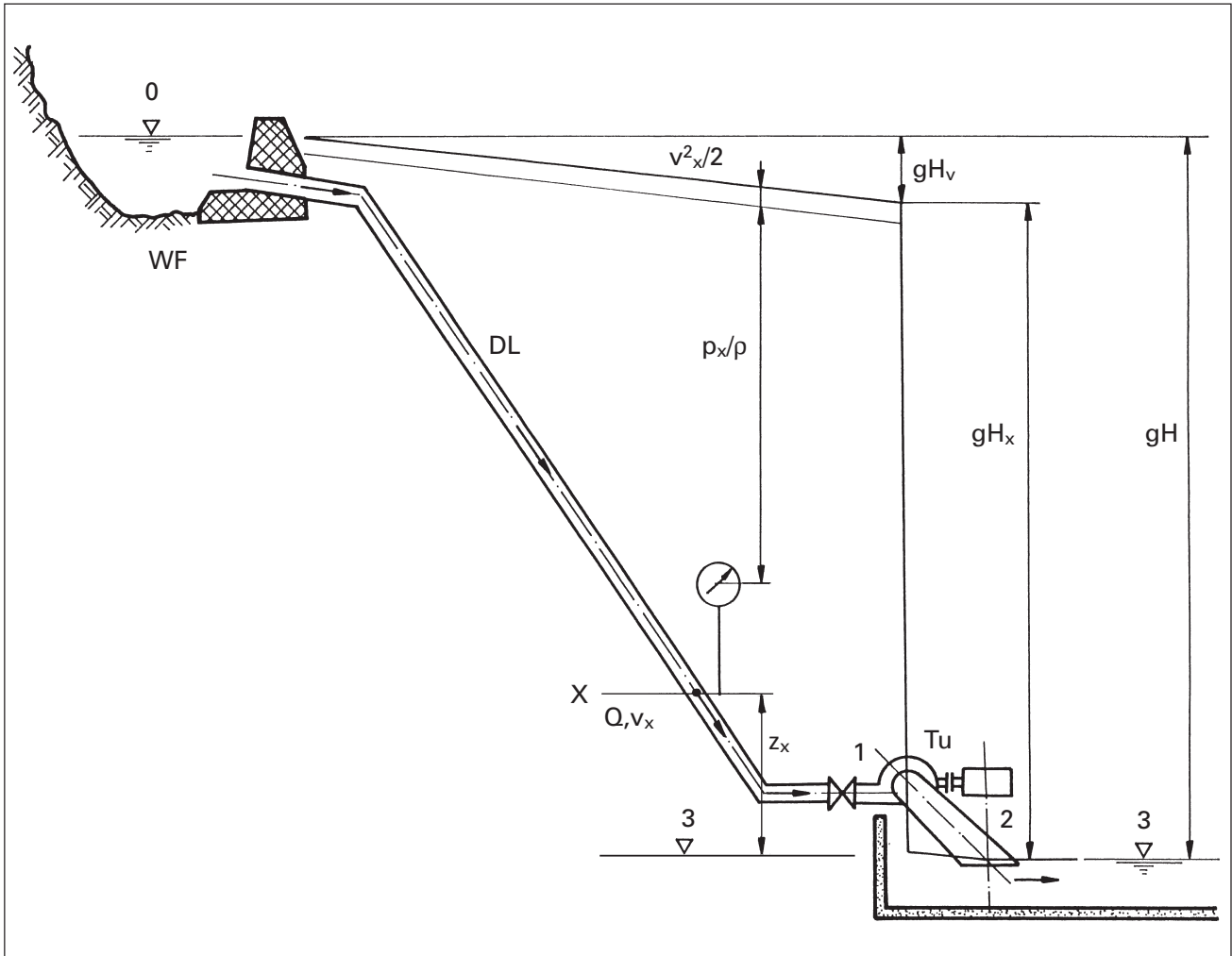
$$E = gH_n = E_1 - E_2 = gH_1 - gH_2 \quad [J/kg]$$

mit

$$E_1 = gH_1 = gz_1 + \frac{p_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2}$$

und

$$E_2 = gH_2 = gz_2 + \frac{p_2}{\rho} + \frac{v_2^2}{2}$$



Figur 1.1.2:  
Verlauf der Energielinie in  
einem Kleinwasserkraftwerk

WF Wasserfassung  
DL Druckleitung  
Tu Turbine

0 Referenzpunkt Oberwasser/Wasserfassung  
1 Referenzpunkt Einlauf Turbine  
2 Referenzpunkt Auslauf Turbine  
3 Referenzpunkt Unterwasserkanal

$H_n$  Nettofallhöhe [m]  
 $H$  Bruttofallhöhe [m]  
 $H_v = A \cdot Q^2$  hydraulische Energieverluste [m]  
 $Q$  Volumenstrom [ $m^3/s$ ]

Gesamtenergie an der Stelle x:

$$E_x = gH_x = gz_x + \frac{p_x}{\rho} + \frac{v_x^2}{2} \quad [\text{J/kg}]$$

$g$  Erdbeschleunigung 9.81 [ $m/s^2$ ]  
 $\rho$  Dichte des Wassers 1000 [ $kg/m^3$ ]  
 $p_x$  statischer Druck in [ $N/m^2$ ] 1 bar entspricht  $10^5 N/m^2$   
 $v_x$  Strömungsgeschwindigkeit [ $m/s$ ]  
 $z$  Lage bzw. Referenzebene [m]

## 1.2 Hydraulische Leistung einer Turbine

**Hydraulische Leistung:**      **Symbol:**  $P_{\text{hyd}}$       **Einheit:** [W]

$P_{\text{hyd}}$  ist die im Triebwasser enthaltene, der Turbine zugeführte Leistung.

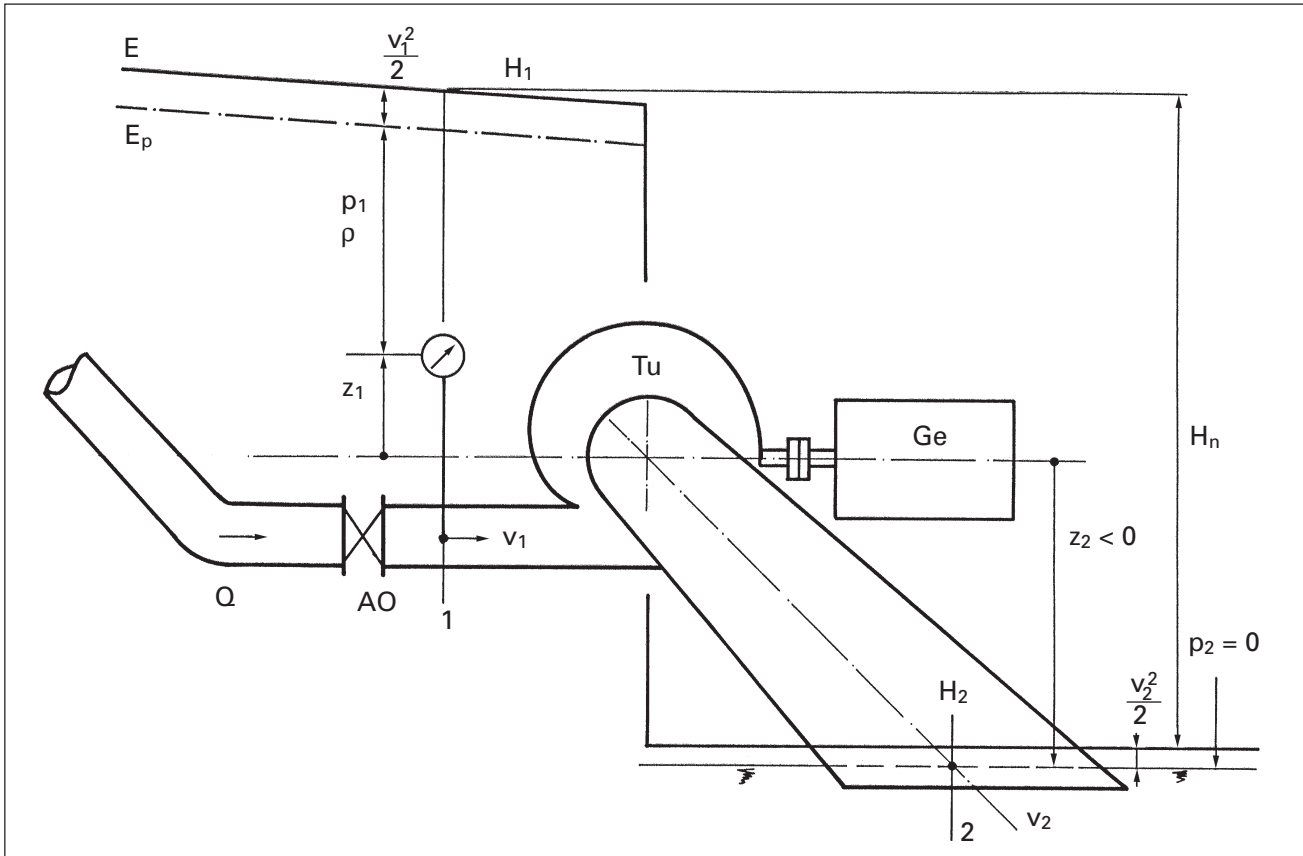
Sie ist das Produkt von Dichte, Volumenstrom und Gesamtenergie:

$$P_{\text{hyd}} = \rho \cdot Q \cdot gH_n \quad [\text{W}]$$

In den einschlägigen Normen (VSE 3055.1974, IEC 41) zu den Abnahmeversuchen an hydraulischen Turbinen wird die Systemgrenze durch die Referenzpunkte am Einlauf (1) und am Auslauf (2) der Maschine definiert.

In diesen Punkten werden die Messgeräte angeordnet, um den Druck (Manometer) oder den Wasserstand (Limnimeter) zu bestimmen.

Figur 1.2 erläutert das Messprinzip und zeigt, wie die Nettofallhöhe und die übrigen Parameter ermittelt werden, die nötig sind, um die hydraulische Leistung der Turbine zu bestimmen.



Figur 1.2:  
Parameter für die Berechnung  
der hydraulischen Leistung  
einer Turbine

AO Absperrorgan der Turbine  
Tu Turbine  
Ge Generator

1 Referenzpunkt am Einlauf der Turbine  
2 Referenzpunkt am Auslauf der Turbine

E Energielinie  
 $E_p$  Drucklinie

Gesamtenergie am Turbineneinlauf:

$$E_1 = gH_1 = gz_1 + \frac{p_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2} \quad [\text{J/kg}]$$

Gesamtenergie am Turbinenauslauf:

$$E_2 = gH_2 = gz_2 + \frac{p_2}{\rho} + \frac{v_2^2}{2} \quad [\text{J/kg}]$$

Netto-Energie (Nettofallhöhe):

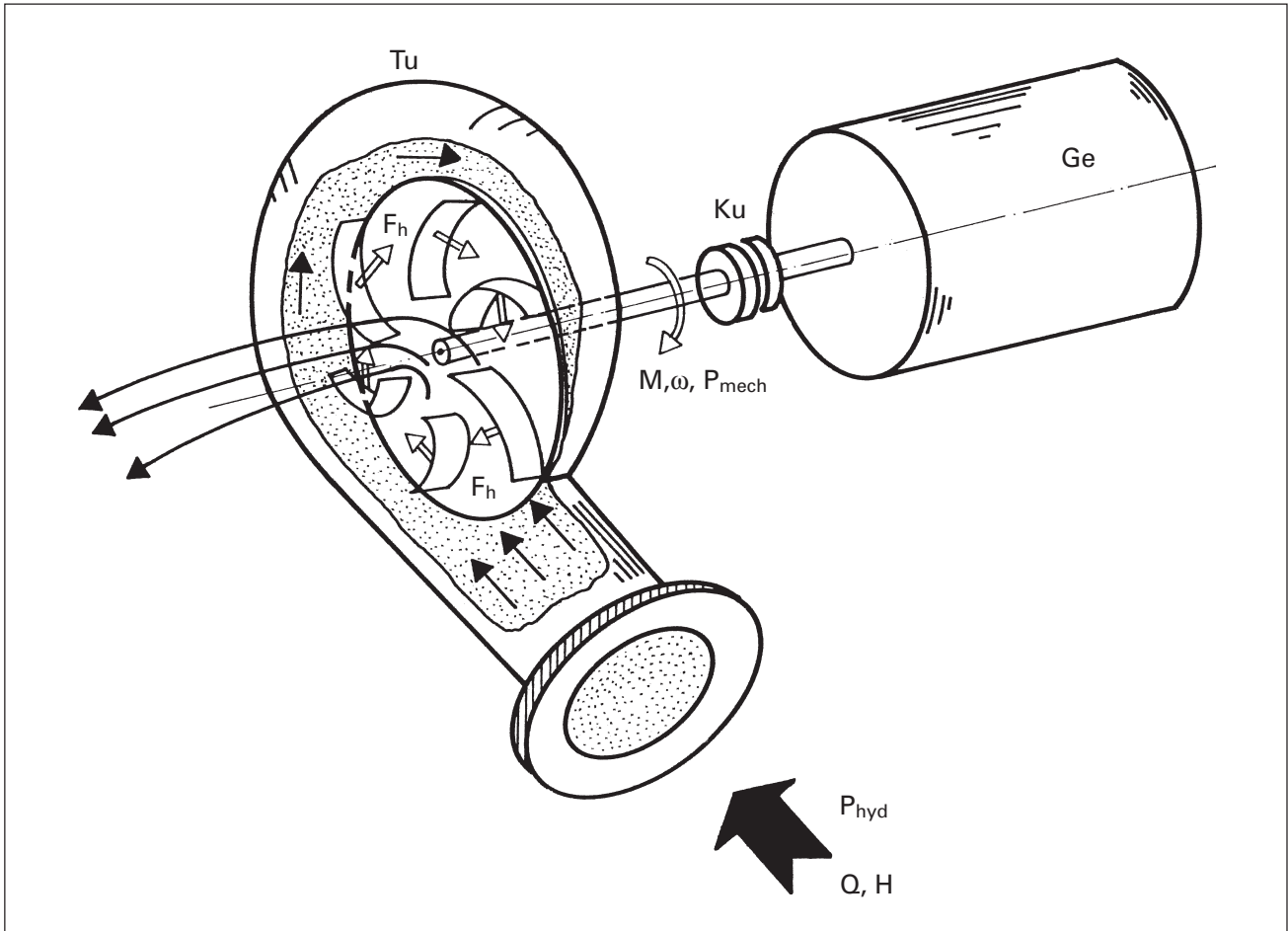
$$E = E_1 - E_2 = gH_1 - gH_2 \quad [\text{J/kg}]$$

Hydraulische Leistung:

$$P_{\text{hyd}} = \rho \cdot Q \cdot gH_n \quad [\text{W}]$$







Figur 1.3:  
Kräfte, Drehmoment, Drehzahl  
und mechanische Leistung  
einer Turbine

Tu Turbine  
Ge Generator  
Ku Kupplung

$P_{\text{hyd}}$  hydraulische Leistung [W]  
 $F_h$  hydrodynamische, auf die Laufschaufel wirkende Kraft [N]  
 $M$  resultierendes Drehmoment der hydrodynamischen Kräfte  $F_h$  [Nm]  
 $\omega, n$  Winkelgeschwindigkeit [rad/s] bzw. Drehzahl [ $\text{min}^{-1}$ ]

$$P_{\text{mech}} = \omega \cdot M \quad \text{mechanische Leistung an der Turbinenwelle}$$

$$\eta_T = P_{\text{mech}}/P_{\text{hyd}} \quad \text{Turbinenwirkungsgrad}$$

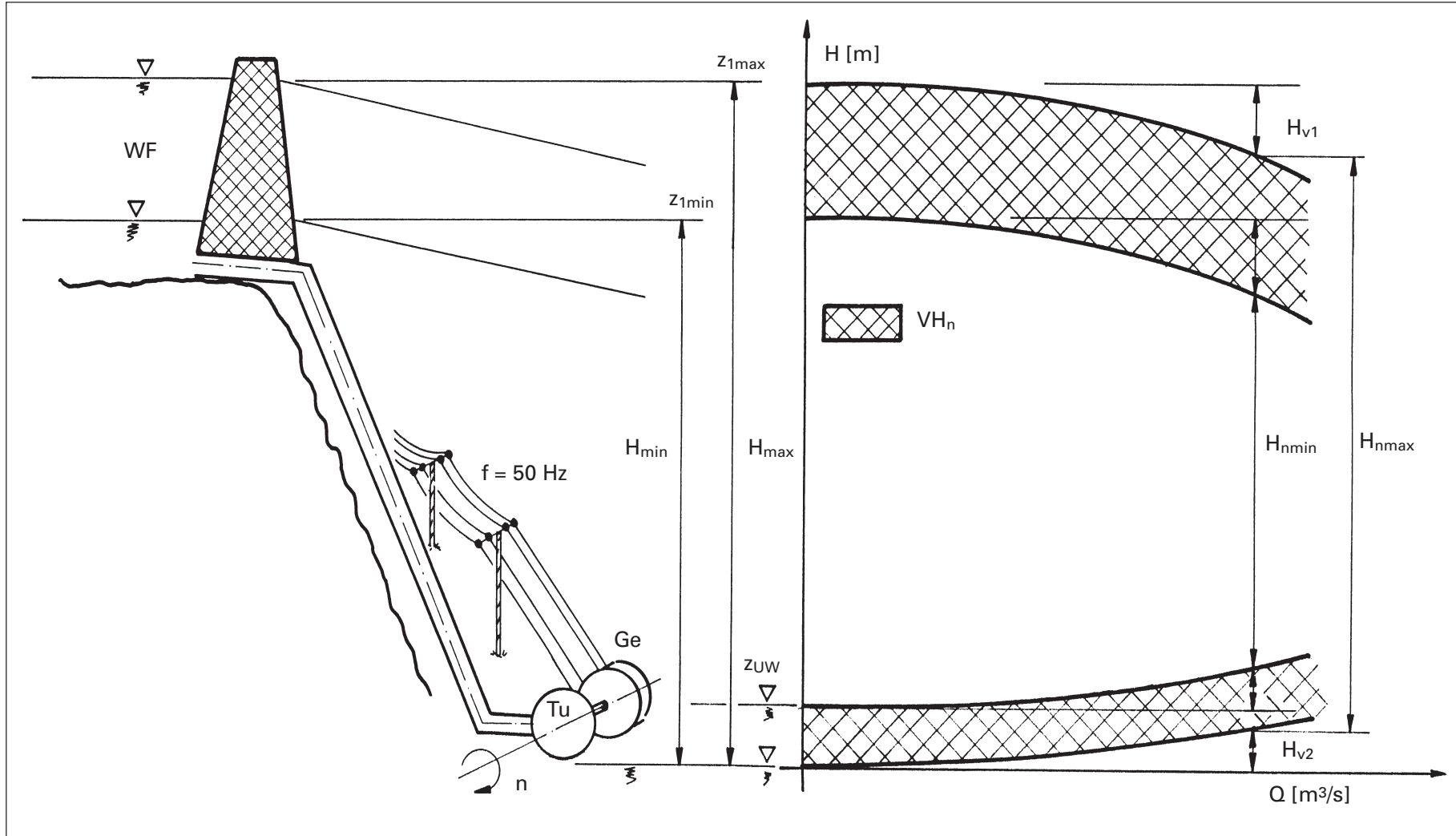
## 1.4 Betriebszustände einer Turbine in einem Kleinwasserkraftwerk

### **Normalbetrieb** (Figur 1.4.1)

Eine Turbine, die eine Maschine (Sägewerk, Mühle, Pumpe, etc.) direkt antreibt oder über einen Generator elektrischen Strom erzeugt, dreht normalerweise mit konstanter Drehzahl.

Versorgt die Anlage ein eigenes Netz mit Wechselstrom, dann muss die Frequenz, welche direkt proportional zur Drehzahl von Turbine und Generator ist, durch einen Turbinenregler konstant gehalten werden (sog. Inselbetrieb).

Läuft hingegen die Maschinengruppe parallel zu einem Netz, dann bestimmt die Netzfrequenz die Drehzahl der Gruppe (sog. Parallelbetrieb).



Figur 1.4.1:  
Einsatzbereich einer Turbine

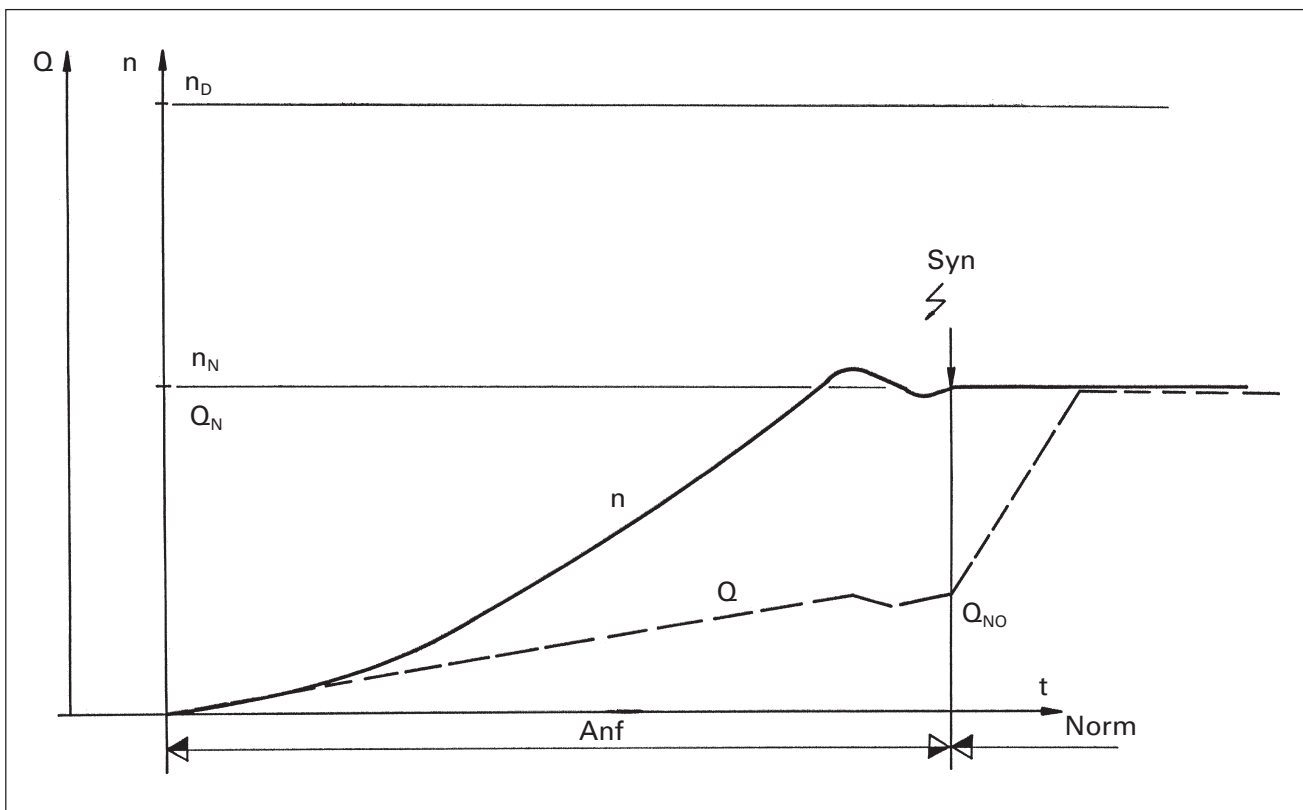
WF	Stausee/Wasserfassung	$Z_{max}$	Höchstwasserstand	[m]	$H_{nmax}$	maximale Nettofallhöhe	[m]
Tu	Turbine	$Z_{min}$	Tiefstwasserstand	[m]	$H_{nmin}$	minimale Nettofallhöhe	[m]
Ge	Generator	ZUW	Unterwasserniveau	[m]	$H_{v1}$	Verluste vor der Turbine	[m]
f	Netzfrequenz	$[s^{-1}] = [Hz]$	$VH_n$	Variationsbereich der Nettofallhöhe	$H_{v2}$	Verluste nach der Turbine	[m]
n	Drehzahl	$[min^{-1}]$	Q	Abfluss/Volumenstrom			

### Instationäre Vorgänge bei Normalbetrieb

Darunter sind vorübergehende (transiente) dynamische Vorgänge während des Anfahrens und des Abstellens der Turbine zu verstehen. In beiden Fällen wird der Volumenstrom durch das Regulierorgan der Turbine – Düse oder Leitapparat – verändert.

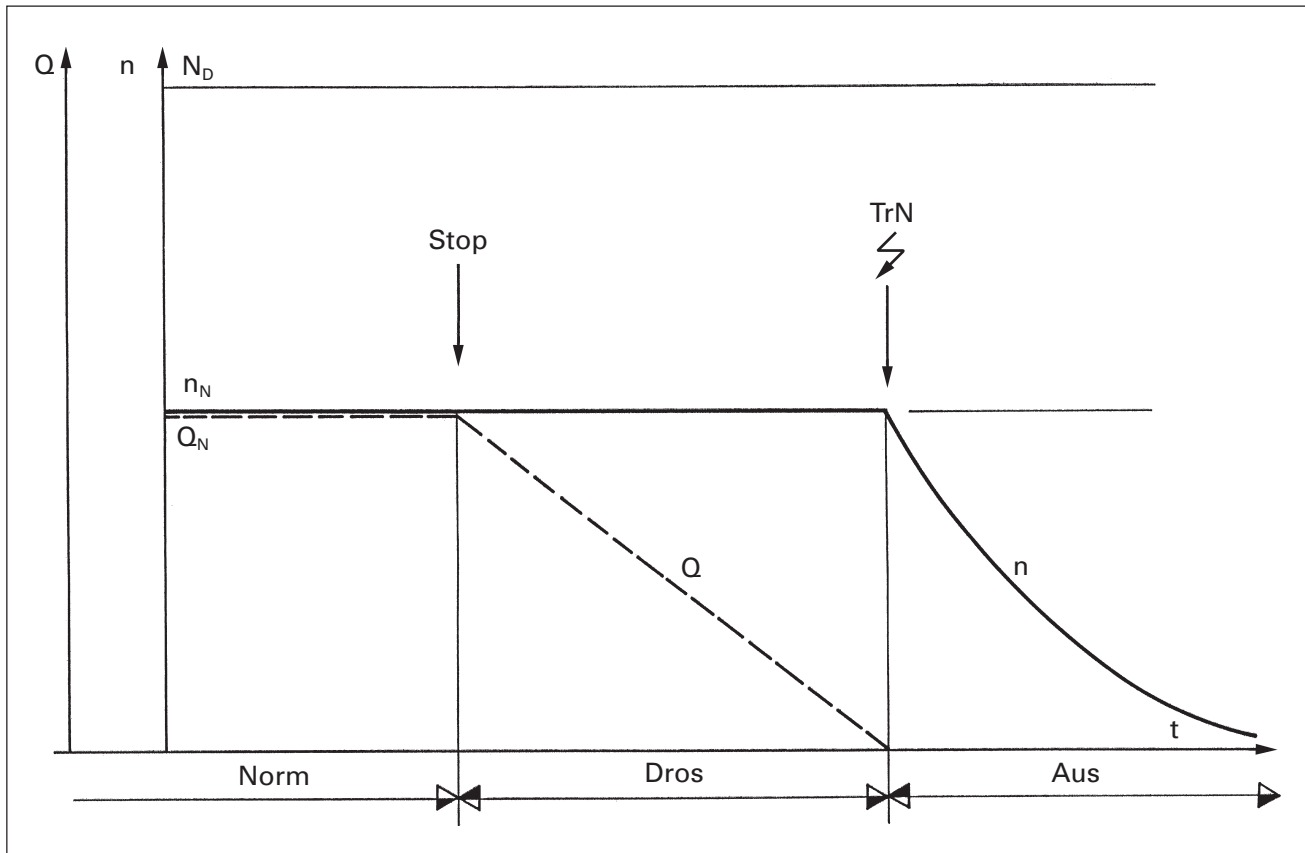
Wie schnell dieser Vorgang ablaufen darf, ohne unzulässige Druckschläge in der Leitung oder Wellen im Kanal auszulösen, wird durch die charakteristischen Daten der Anlage bestimmt.

Während dieser Zustandsänderungen ist die Turbine stets unter Kontrolle.



Figur 1.4.2:  
Zeitlicher Verlauf von Drehzahl  
und Volumenstrom während  
des Anfahrens und der  
Parallelschaltung zum Netz

t	Zeit
n	Drehzahl
$n_N$	Nenndrehzahl
$n_D$	Durchgangsdrehzahl
Q	Volumenstrom
$Q_{NO}$	Volumenstrom bei Nenndrehzahl ohne Last
$Q_N$	Nenn-Volumenstrom/Nenndurchfluss
Syn	Parallelschaltung mit dem Netz (Synchronisation)
Anf	progressives, kontrolliertes Anfahren (Rampenfunktion)
Norm	Normalbetrieb



Figur 1.4.3:  
 Normales Abstellen einer  
 Turbine  
 Zeitlicher Verlauf von Drehzahl  
 und Volumenstrom

t	Zeit
n	Drehzahl
$n_N$	Nenn-drehzahl
$n_D$	Durchgangsdrehzahl
Q	Volumenstrom
$Q_N$	Nenn-Volumenstrom
Norm	Normalbetrieb
Stop	Abstellbefehl
Dros	stetige Drosselung des Volumenstroms
TrN	Trennung vom Netz
Aus	Auslaufen der Turbine

### Rasche Entlastung des Generators (Lastabwurf)

(Figur 1.4.4)

Bei einem Netzausfall oder einer ernsthaften Störung an der Maschine – z.B. bei einem Kurzschluss in der Generatorwicklung – muss die Maschinen-Gruppe möglichst rasch ausser Betrieb genommen werden. Stromversorgung und Regelung sind unterbrochen, aber der Volumenstrom kann wegen des zu erwartenden Druckstosses nicht plötzlich gedrosselt werden. Dies bedeutet, dass die Turbine, die für kurze Zeit über die volle hydraulische Leistung verfügt, aber nicht durch den Generator gebremst wird, stark beschleunigt.

Die Drehzahl nimmt bis zu einem Höchstwert zu, der sogenannten **Überdrehzahl**. Gleichzeitig verändert sich der Volumenstrom; je nach Turbinentyp kann er zu- oder abnehmen, was sich auf die Anlage auswirken kann.

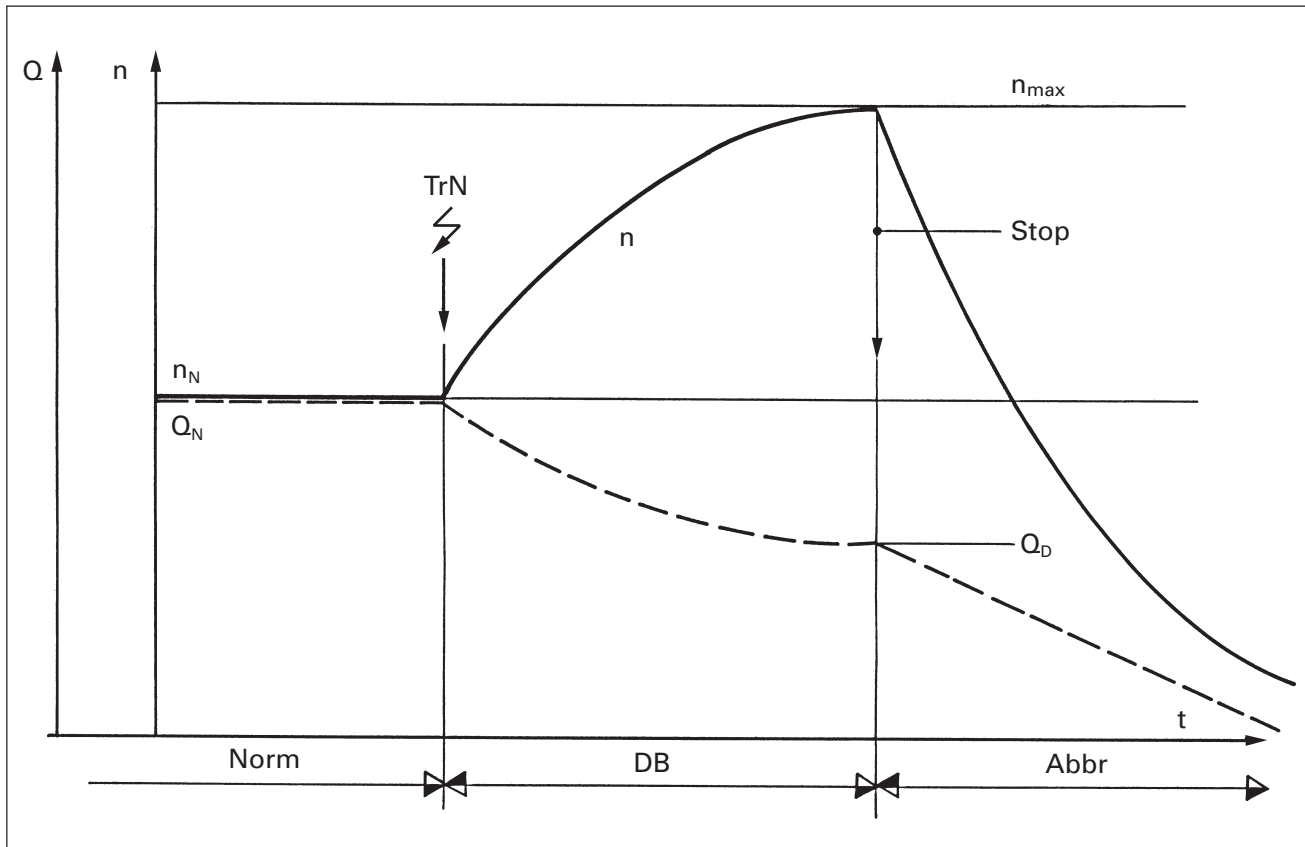
Durch Anlage und Sicherheitsvorkehrungen bestimmt, kann die Überdrehzahl ein Maximum aufweisen, die **Durchgangsdrehzahl**. Dies ist die höchste Drehzahl, die eine unbelastete Turbine bei einem bestimmten Gefälle erreicht. Sie ist vom Turbinentyp abhängig und beträgt das 1.5- bis 3.5fache der Nenndrehzahl (vgl. Kapitel 2.1 und Kapitel 3.3).

Nach einer schlagartigen Entlastung der Maschinen-Gruppe können sich zwei Zustände ausbilden:

- 1) Dauer und Höhe der Überdrehzahl werden durch die Sicherheitseinrichtungen der Turbine begrenzt:
  - Das Sicherheits-Absperrorgan drosselt automatisch die Wasserzufuhr.
  - Ein unabhängiger Antrieb (Schliessgewicht, Elektromotor mit Batteriespeisung, Druckspeicher) schliesst den Leitapparat bzw. die Düse(n).
- 2) Die Sicherheitseinrichtungen versagen: Die Gruppe gerät ausser Kontrolle und «brennt durch» bis sie die Durchgangsdrehzahl erreicht bzw. bis das Betriebspersonal eingreift.

Wie sie sich in dieser Extremsituation verhält, hängt davon ab, wie robust sie gebaut ist und welche passiven Sicherheitseinrichtungen vorgesehen sind:

- Schwungrad zur Begrenzung der Winkelbeschleunigung und zur Dämpfung der Volumenstromschwankungen
- Lager und Dichtungen die so konstruiert sind, dass sie auch bei höchsten Drehzahlen einwandfrei funktionieren.



Figur 1.4.4:  
Schnellschluss einer Turbine  
Zeitlicher Verlauf von Drehzahl  
und Volumenstrom

t	Zeit
n	Drehzahl
$n_N$	Nenn-drehzahl
$n_{max}$	maximale Überdrehzahl
Q	Volumenstrom
$Q_N$	Nenn-Volumenstrom
$Q_D$	Volumenstrom bei Durchgangsdrehzahl
Norm	Normalbetrieb
TrN	Abtrennung vom Netz oder Netzausfall
DB	Durchbrennen der Turbine bei konstanter Öffnung
Stop	Beginn des Schliessvorganges
Abbr	Abbremsen der Gruppe durch Drosseln der Wasserzufuhr mittels Absperrorgan, Leitapparat oder Düsennadel

## **1.5 Kennlinien (Charakteristiken) einer Turbine**

### **1.5.1 Modellversuche**

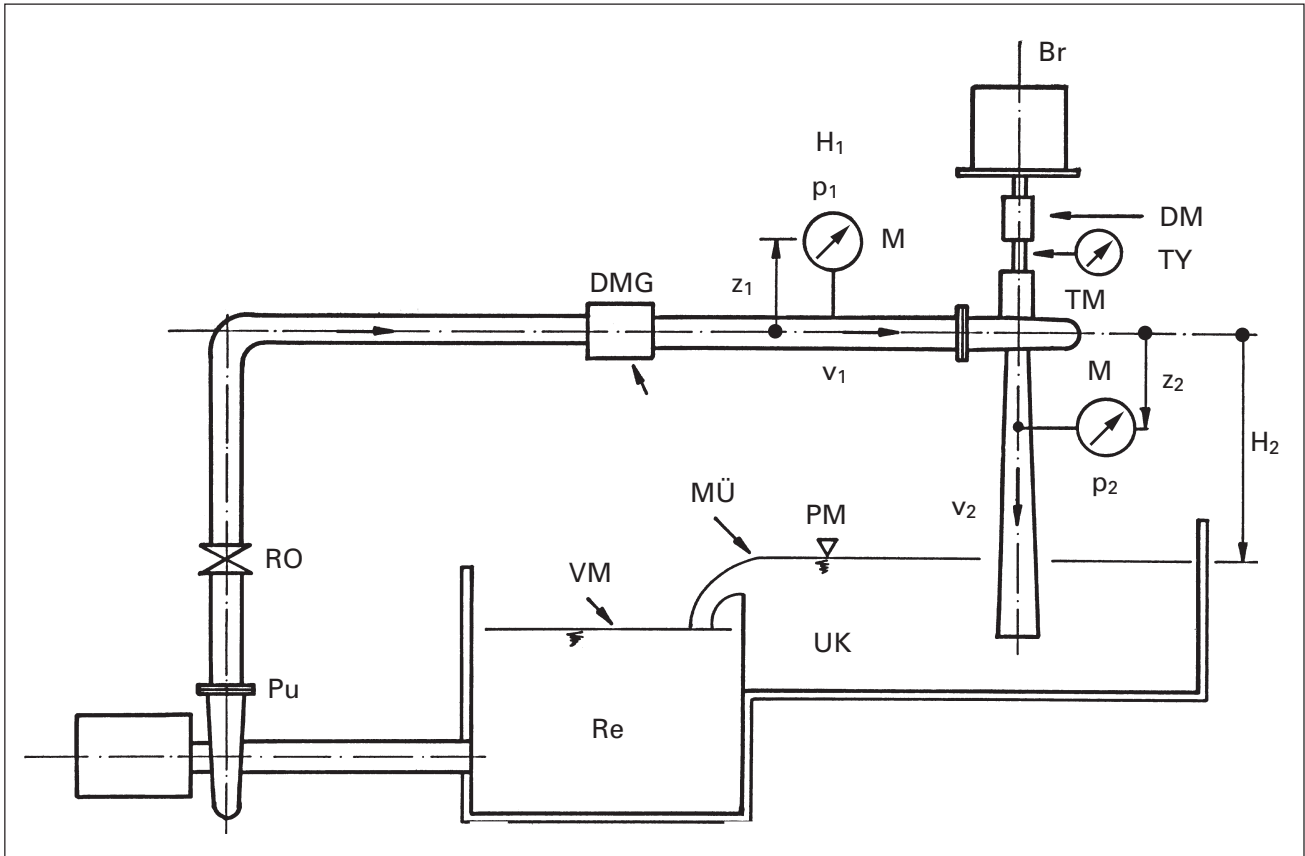
Um das Verhalten einer Turbine bei den verschiedenen, in Kapitel 1.4 beschriebenen Betriebszuständen vorhersagen zu können, bestimmen die Konstrukteure die Kennlinien oder Charakteristiken einer bestimmten Bauform anhand von Versuchen an Modellturbinen.

Die Kennlinien einer Modellturbine werden auf einem Prüfstand aufgenommen, der entweder beim Hersteller selbst oder in einem spezialisierten Labor aufgestellt ist (Ingenieurschule, Hochschule).

Mit Hilfe der hydraulischen Ähnlichkeitsgesetze, auf die später noch eingegangen wird, kann der Konstrukteur die Kennlinien des Modells auf die geometrisch ähnliche Turbine in wahrer Grösse übertragen.

Ein solcher Prüfstand für Modellturbinen ist in Figur 1.5.1 schematisch dargestellt.





Figur 1.5.1:  
Prinzipisches Schema eines Prüfstandes für Modellturbinen

Komponenten:

- Pu Kreislaufpumpe, welche die Nettofallhöhe  $H_n$  erzeugt
- RO Regulierorgan des Kreislaufes
- MT Modellturbine
- Br Bremse (Generator)
- UK Unterwasserkanal
- Re Reservoir

Messungen:

- des Volumenstroms durch: volumetrische Messung VM  
Messüberfall MÜ  
Durchflussmessgerät DMG
- des Wasserstandes durch: Pegelmessung PM
- des Druckes durch: Manometer M
- der Drehzahl durch: Tachymeter TY
- des Drehmomentes durch: Dynamometer DM

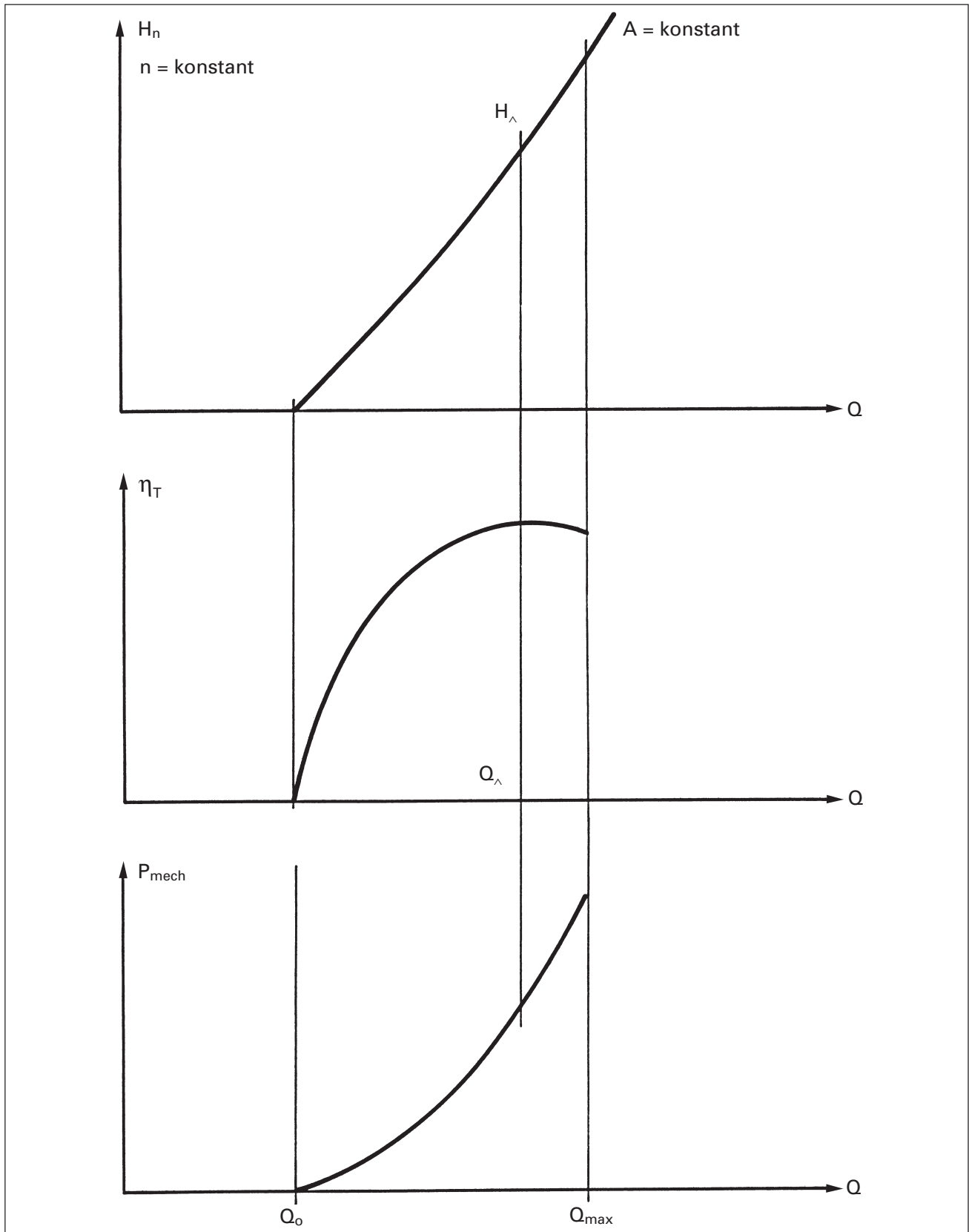
### **1.5.2 Kennlinien (Charakteristiken) bei konstanter Drehzahl**

Normalerweise bleibt die Drehzahl einer Turbine konstant.

Es ist deshalb naheliegend, die Kennlinien für diesen Betriebszustand zu ermitteln und darzustellen.

Während der Messungen arbeitet die Turbine bei gleichbleibender Öffnung des Leitapparates bzw. der Düse. Der Versuchsingenieur verändert den Volumenstrom mit Hilfe der Pumpe oder des Regulierorgans des Prüfstandes.

Das Resultat der Messungen sind Kennlinien für den Zusammenhang zwischen Gefälle und Volumenstrom, Wirkungsgrad und Volumenstrom sowie Leistung und Volumenstrom, wie sie in Figur 1.5.2.a dargestellt sind.



$Q$	Volumenstrom	$H_\lambda$	Nettofallhöhe beim höchsten Wirkungsgrad (im Optimum)
$Q_0$	Leerlaufdurchfluss	$\eta_T$	Wirkungsgrad der Turbine
$Q_{\text{max}}$	Höchstwert	$P_{\text{mech}}$	Leistung an der Turbinenwelle
$Q_\lambda$	Volumenstrom beim höchsten Wirkungsgrad	$A$	Öffnung des Regulierorgans für den Volumenstrom (= konstant)
$H_n$	Nettofallhöhe		

Figur 1.5.2.a:  
Kennlinien einer Turbine bei konstanter Drehzahl und konstanter Öffnung

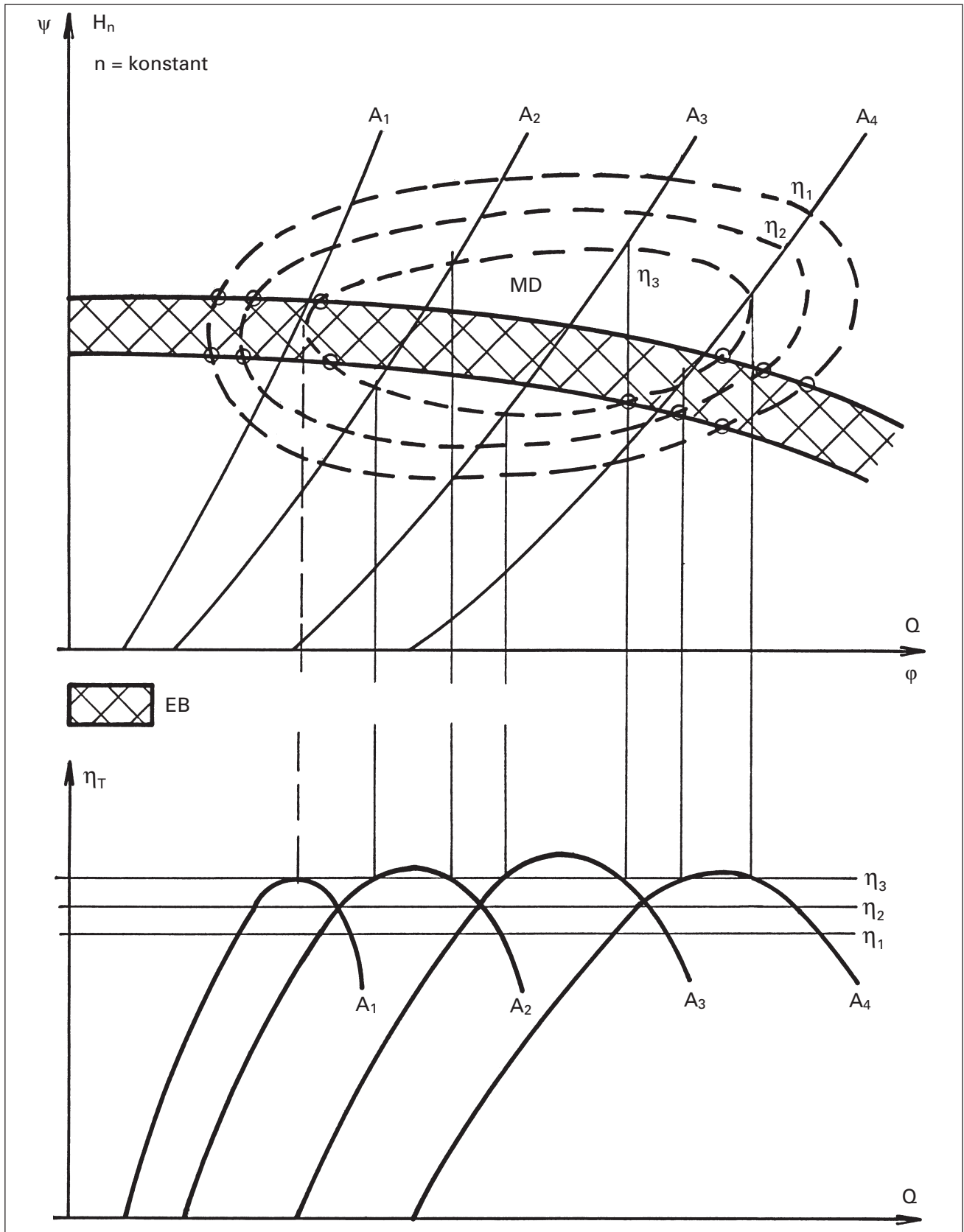
Aus einer Versuchsreihe für verschiedene Turbinenöffnungen lässt sich ein sogenanntes **Muscheldiagramm des Wirkungsgrades** ableiten, mit  $H_n$  und  $Q$  als Koordinaten (Figur 1.5.2.b).

In dieser topographischen Darstellung stellt jede geschlossene Kurve ein Niveau konstanten Wirkungsgrades dar.

Die Koordinaten  $H_n$  (Nettofallhöhe in m) und  $Q$  (Volumenstrom in  $\text{m}^3/\text{s}$ ) werden anschliessend in dimensionsloser Form dargestellt: aus  $H_n$  wird  $\psi$  (Druckzahl), aus  $Q$  wird  $\phi$  (Durchflusszahl).

Die Herleitung der Koeffizienten  $\psi$  und  $\phi$  erfolgt in Kapitel 1.6.3.

Aus dem  $\psi$ - $\phi$ -Diagramm lassen sich die Kennlinien und Wirkungsgrade geometrisch ähnlicher Turbinen beliebiger Grösse ableiten.



**EB** Einsatzbereich der Turbine  
**Q** Volumenstrom  
 **$H_n$**  Nettofallhöhe  
 **$\eta_T$**  Wirkungsgrad der Turbine  
**MD** Muscheldiagramm des Wirkungsgrades

**$A_i$**  Öffnung des Regulierorgans für den Volumenstrom (konstant)  
 **$\psi$**  Druckzahl  
 **$\phi$**  Durchflusszahl

**Figur 1.5.2.b:**  
 Kennlinien einer Turbine bei konstanter Drehzahl und variabler Öffnung – Muscheldiagramm des Wirkungsgrades

### 1.5.3 Kennlinien (Charakteristiken) bei variabler Drehzahl

Um das Verhalten der Turbine unter instationären Betriebsbedingungen (Anfahren, Lastabwurf, Durchbrennen) beurteilen zu können, müssen die Kennlinien in Abhängigkeit der Drehzahl bekannt sein.

Dazu wird die Turbine bei konstantem Gefälle und konstantem Volumenstrom gefahren, während die Drehzahl verändert wird.

Aus diesen Versuchen resultieren, als Funktion der Drehzahl  $n$ , die folgenden Parameter (Figur 1.5.3a):

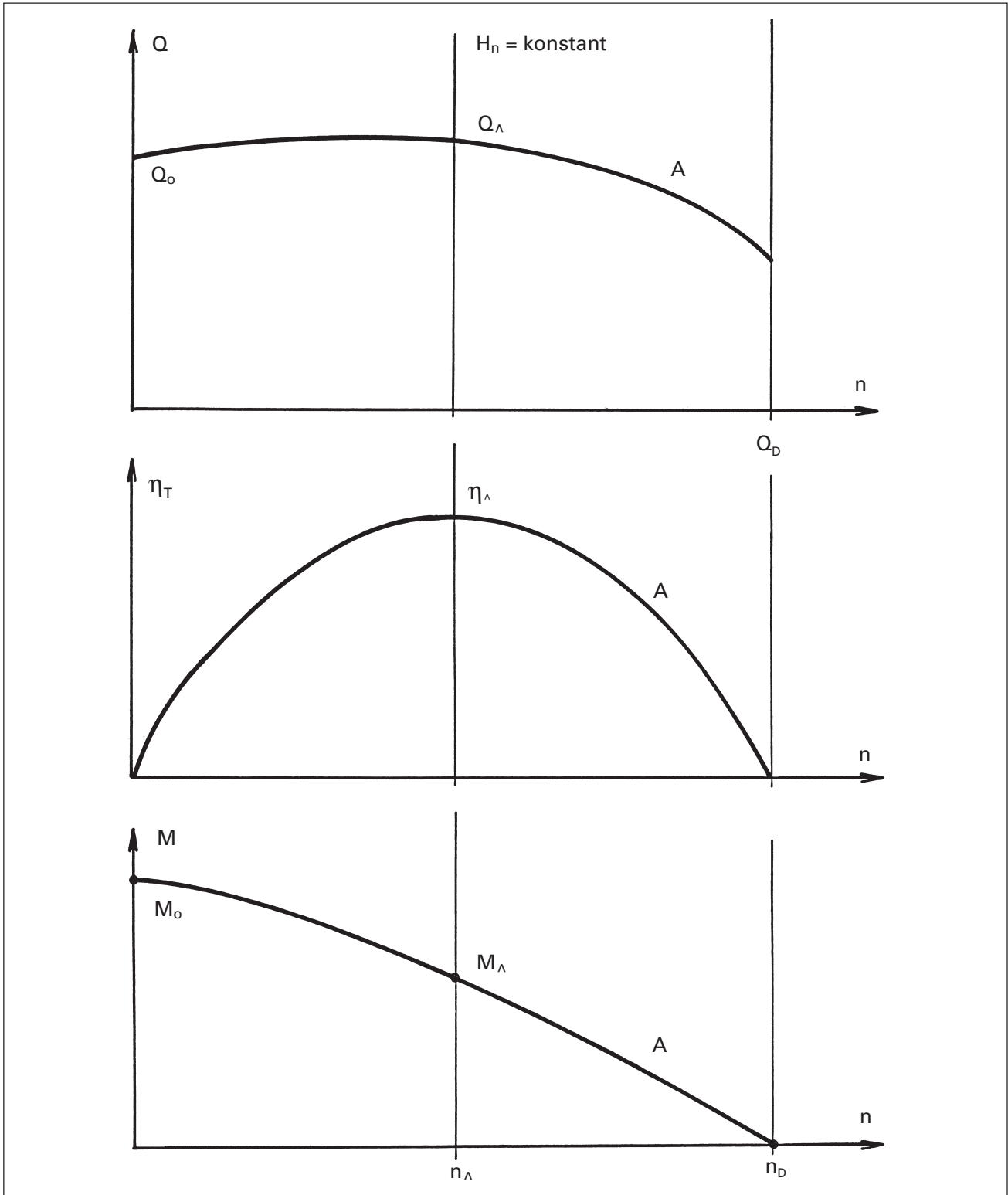
- der Volumenstrom  $Q$  (für die Druckstossberechnung beim Lastfall «Durchbrennen»)
- der Wirkungsgrad  $\eta$
- das Drehmoment  $M$  an der Turbinenwelle (für die Berechnung der Winkelbeschleunigung bei Lastabwurf und die Bemessung des Trägheitsmomentes des Schwungrades)

Auf ähnliche Weise wie bei den Q-H-Diagrammen können die so erhaltenen Kurven in einem Muscheldiagramm zusammengefasst und der Wirkungsgrad als Hügelzug dargestellt werden.

Um die Resultate der Modellversuche für unterschiedliche Abmessungen und Gefälle verwenden zu können, ist es auch hier sinnvoll, dimensionslose normierte Kennwerte einzuführen:

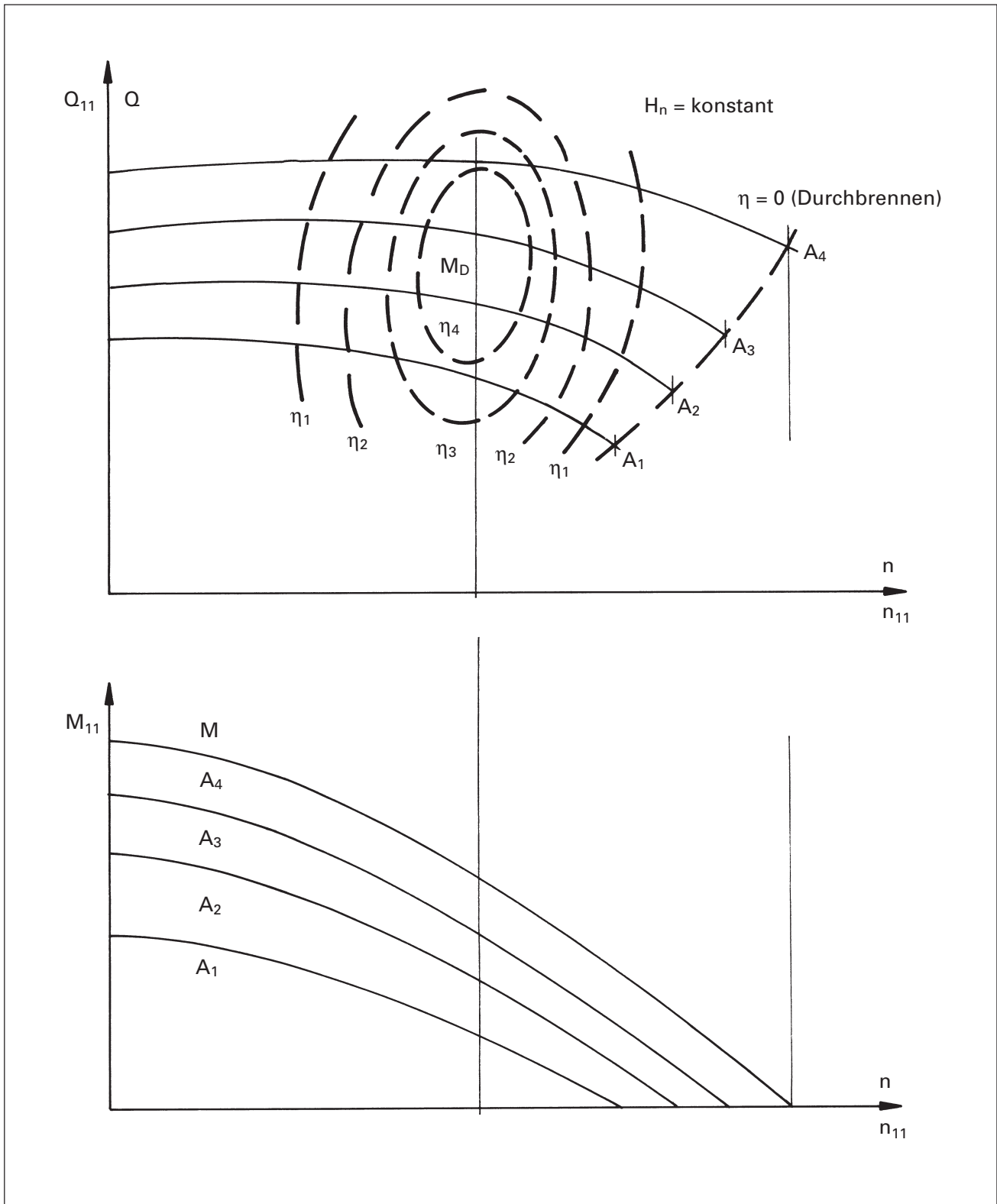
- der Volumenstrom  $Q$  wird zu  $Q_{11}$
- die Drehzahl  $n$  wird zu  $n_{11}$
- das Drehmoment  $M$  wird zu  $M_{11}$

Für die Definition dieser Koeffizienten vgl. Kapitel 1.6.3.



$Q$	Volumenstrom
$n$	Drehzahl
$H_n$	Nettofallhöhe
$\eta_T$	Wirkungsgrad der Turbine
$A$	Öffnung des Regulierorganes für den Volumenstrom (konstant)
$M$	Drehmoment
$Q_D, n_D$	Werte bei Durchgangsdrehzahl
$Q_0, M_0$	Werte bei blockiertem Laufrad
$Q_\lambda, \eta_\lambda, n_\lambda$	Werte bei maximalem Wirkungsgrad (im Optimum)

Figur 1.5.3.a:  
 Kennlinien einer Turbine bei  
 konstantem Gefälle, konstanter  
 Öffnung und variabler Dreh-  
 zahl



Figur 1.5.3.b:  
 Kennlinien einer Turbine bei  
 konstantem Gefälle, variabler  
 Öffnung und variabler Dreh-  
 zahl

$Q$	Volumenstrom
$n$	Drehzahl
$H_n$	Nettofallhöhe
$\eta_T$	Wirkungsgrad der Turbine
$A_i$	Öffnung des Regulierorgans für den Volumenstrom (konstant)
$M$	Drehmoment an der Turbinenwelle
$Q_{11}, M_{11}, n_{11}$	dimensionslose normierte Kennwerte
MD	Muscheldiagramm des Wirkungsgrades



## 1.6 Ähnlichkeitsgesetze

### 1.6.1 Umrechnung von Kennlinien einer gegebenen Turbine

Eine Turbine mit bekannter Geometrie und gegebener Öffnung wird bei variablem Gefälle betrieben. Mit Hilfe der hydraulischen Ähnlichkeitsgesetze lassen sich die folgenden Beziehungen herleiten:

Nettofallhöhe [m]	$H_{n1}$	$H_{n2}$
Volumenstrom [ $\text{m}^3/\text{s}$ ]	$Q_1$	$Q_2 = Q_1 \sqrt{\frac{H_{n2}}{H_{n1}}}$
Drehzahl [ $\text{min}^{-1}$ ]	$n_1$	$n_2 = n_1 \sqrt{\frac{H_{n2}}{H_{n1}}}$
Drehmoment [Nm]	$M_1$	$T_2 = T_1 \cdot \frac{H_{n2}}{H_{n1}}$
Leistung [W, kW]	$P_1$	$P_2 = P_1 \cdot \frac{H_{n2}^{1.5}}{H_{n1}^{1.5}}$

Mit Hilfe dieser Formeln ist es ohne weiteres möglich, die Kennlinien einer gegebenen Turbine, die an einem anderen Standort mit veränderter Fallhöhe betrieben werden soll, umzurechnen. Diese Frage stellt sich in der Regel beim Kauf einer Occasionsturbine.

### Beispiel

Kauf einer Kaplansturbine mit den folgenden Kennwerten:

$n_1 = 600 \text{ min}^{-1}$   
 $H_{n1} = 4.50 \text{ m}$   
 $Q_1 = 2.0 \text{ m}^3/\text{s}$   
 $P_1 = 75 \text{ kW (Wellenleistung)}$

Der Käufer möchte diese Turbine mit reduziertem Gefälle betreiben:

$$H_{n2} = 3.50 \text{ m}$$

Für den neuen Standort ergeben sich die folgenden Werte:

$$\text{Volumenstrom: } Q = 2 \cdot \sqrt{\frac{3.5}{4.5}} = 1.76 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$$

$$\text{Wellenleistung: } P = 75 \cdot \left(\frac{3.5}{4.5}\right)^{1.5} = 51 \text{ kW}$$

$$\text{Drehzahl: } n = 600 \cdot \sqrt{\frac{3.5}{4.5}} = 529 \text{ min}^{-1}$$

Ohne flankierende Massnahmen kann diese Turbine nicht mehr ohne weiteres mit dem alten Generator betrieben werden, da die neue Drehzahl kein ganzzahliges Vielfaches der Netzfrequenz von 50 Hz ist. Abhilfe kann ein Zahnradgetriebe oder ein Riementrieb schaffen.

### 1.6.2 Modifikation der Kennlinien und Abmessungen einer Turbine

Die hydraulische Ähnlichkeitsgesetze erlauben es, zu zeigen, dass die Turbinen aufgrund ihrer geometrischen Form klassiert werden können und dass ihre Abmessungen diese Klassierung nicht beeinflussen.

Von einem Modell in reduziertem Massstab ausgehend, kann somit auf die Leistungen aller geometrisch ähnlichen Turbinen geschlossen werden.

Ausserdem sind die betrieblichen Kennwerte direkt von einem Referenzdurchmesser des Laufrades abhängig.

Modell: Referenzdurchmesser  $D_M$

Ausführung: Referenzdurchmesser  $D$

$$\text{Verhältnis der Fallhöhen: } \frac{H_n}{H_{nM}} = \left(\frac{n}{n_M}\right)^2 \cdot \left(\frac{D}{D_M}\right)^2$$

$$\text{Verhältnis der Volumenströme: } \frac{Q}{Q_M} = \left(\frac{n}{n_M}\right) \cdot \left(\frac{D}{D_M}\right)^3$$

Verhältnis der Drehmomente:  $\frac{M}{M_M} = \left(\frac{n}{n_M}\right)^2 \cdot \left(\frac{D}{D_M}\right)^5$

Verhältnis der Leistungen:  $\frac{P}{P_M} = \left(\frac{n}{n_M}\right)^3 \cdot \left(\frac{D}{D_M}\right)^2$

Die **Wirkungsgrade** von Modellturbine und Ausführung können sich um einige Prozente unterscheiden.

Weil hier keine klar definierte hydraulische Ähnlichkeit besteht, müssen die im Modellversuch gemessenen Wirkungsgrade mit Hilfe empirischer Formeln korrigiert werden. Diese Korrekturansätze sind insbesondere auch in den Normen für die Abnahmeversuche an Turbinen aufgeführt.

Die angesprochenen Wirkungsgradunterschiede zwischen Modell und Ausführung sind auf folgende Einflüsse zurückzuführen:

- das Größenverhältnis zwischen Modell und Ausführung
- die Ausführungsqualität (Formtreue, Genauigkeit und Güte der Fertigung)
- die Betriebsbedingungen (Gefälle, Volumenstrom, Drehzahl).

Für den garantierten Wirkungsgrad einer Turbine ist somit immer der Hersteller zuständig und verantwortlich.

### 1.6.3 Dimensionslose und normierte Parameter

In Kapitel 1.5.2 wurde erwähnt, dass die Fallhöhe  $H_n$  und der Volumenstrom  $Q$  üblicherweise – unter Berücksichtigung der Ähnlichkeitsgesetze – als dimensionslose Kennziffern  $\psi$  und  $\varphi$  dargestellt werden.

Ihre Definitionen lauten:

**Druckzahl** (dimensionslos)

$$\psi = \frac{8 \cdot g \cdot H_n}{\omega^2 \cdot D^2}$$

**Durchflusszahl** (dimensionslos)

$$\varphi = \frac{8 \cdot Q}{\pi \cdot \omega \cdot D^3}$$

Für die unter 1.5.3 aufgeführten Koeffizienten gilt, in normierter Darstellung:

### Einheitsvolumenstrom

$$Q_{11} = \frac{Q}{D^2 \cdot \sqrt{H_n}} \quad \left[ \text{m}^{1/2} \text{s}^{-1} \right]$$

$Q_{11}$  ist der Volumenstrom durch eine Turbine mit einem Laufraddurchmesser von 1 m bei einer Fallhöhe von 1 m.

### Einheitsdrehzahl

$$n_{11} = \frac{n \cdot D}{\sqrt{H_n}} \quad \left[ \text{m}^{1/2} \text{min}^{-1} \right]$$

$n_{11}$  ist die Drehzahl einer Turbine mit einem Laufraddurchmesser von 1 m bei einer Fallhöhe von 1 m.

### Einheitsdrehmoment

$$M_{11} = \frac{M}{D^3 \cdot H_n} \quad \left[ \text{Nm}^{-3} \right]$$

$M_{11}$  ist das Drehmoment einer Turbine mit einem Laufraddurchmesser von 1 m bei einer Fallhöhe von 1 m.

Dabei bedeuten:

$H_n$	Nettofallhöhe	[m]
$g$	Erdbeschleunigung	9.81 [m/s <sup>2</sup> ]
$\omega$	Winkelgeschwindigkeit	[rad/s]
$n$	Drehzahl	[min <sup>-1</sup> ]
$D$	Bezugsdurchmesser des Laufrades	[m]
$Q$	Volumenstrom	[m <sup>3</sup> /s]
$M$	Drehmoment	[Nm]

Sowohl die dimensionslosen als auch die normierten Ausdrücke finden sich in der Fachliteratur und in den technischen Unterlagen der Turbinenhersteller.

## 1.7 Klassifikation der Turbinen – spezifische Drehzahl

Die verschiedenen Turbinentypen lassen sich mittels eines einzigen, von den Ähnlichkeitsgesetzen abgeleiteten Parameters klassifizieren, der **spezifischen Drehzahl**.

Von dieser existieren verschiedene Definitionen, die alle in der Fachliteratur und den Herstellerunterlagen anzutreffen sind.

### 1. Spezifische Drehzahl $n_s$

$$n_s = n \frac{P^{1/2}}{H_n^{5/4}}$$

$n_s$  ist die Drehzahl einer Turbine in  $[\text{min}^{-1}]$ , welche bei einem Gefälle von 1 m eine Leistung von 1 kW liefert.

Diese Formel hat den Nachteil, dass der Wirkungsgrad in der Turbinenleistung  $P$  enthalten ist .

Eine ältere Darstellung, die aber noch heute von einigen Herstellern verwendet wird, geht von der Pferdestärke aus (1 PS = 1 CV = 0.736 kW):

$$n_{sa} = n \cdot \frac{P_{cv}^{1/2}}{H_n^{5/4}} = 1.166 N_s$$

### 2. Spezifische Drehzahl $n_q$

$$n_q = n \cdot \frac{Q^{1/2}}{H_n^{3/4}}$$

$n_q$  ist die Drehzahl einer Turbine in U/min, welche bei einem Gefälle von 1 m einen Volumenstrom von  $1 \text{ m}^3/\text{s}$  aufweist.

Umrechnung:  $N_s = 3.65 \cdot \sqrt{\eta} \cdot n_q \cong 3.0 \cdot n_q$

### 3. Spezifische Geschwindigkeit $v$

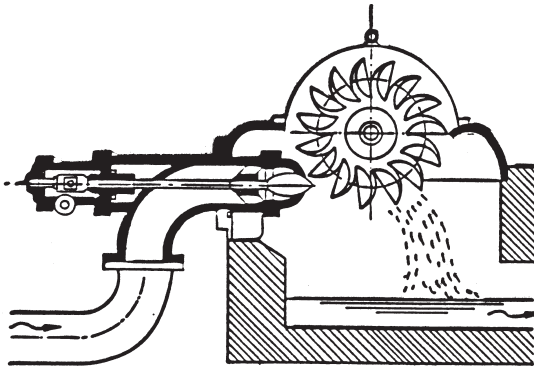
$$v = \omega \frac{(Q/\pi)^{1/2}}{(2 \cdot g \cdot H_n)} = \frac{\phi^{1/2}}{\psi^{3/4}} \quad (\text{dimensionslos})$$

$v$  ist eine Kennziffer, die  $n_q$  entspricht, aber dimensionslos ist

$$v = 0.00634 \cdot n_q$$

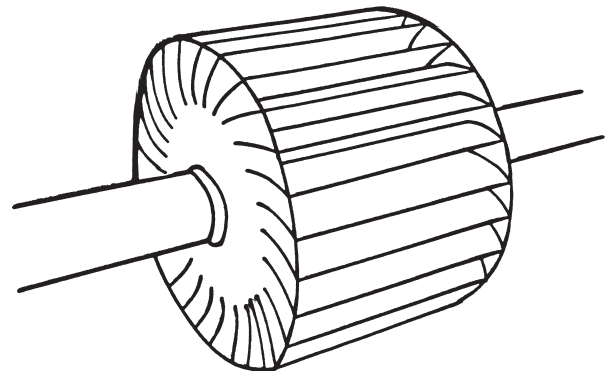
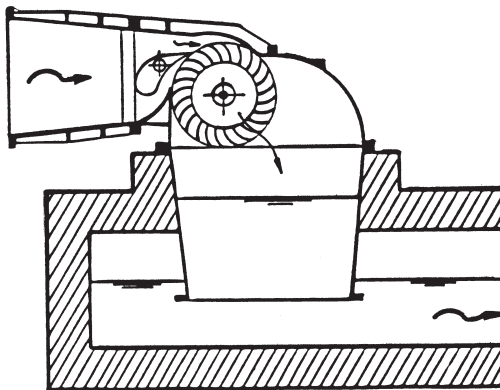
Einheiten:  $H_n$  [m]  
 $Q$  [m<sup>3</sup>/s]  
 $n$  [min<sup>-1</sup>]  
 $P$  [kW]  
 $\omega$  [rad/s]

## 1.8 Zusammenfassung der wichtigsten Turbinentypen und ihrer Anwendungsbereiche



**PELTON-Turbine**

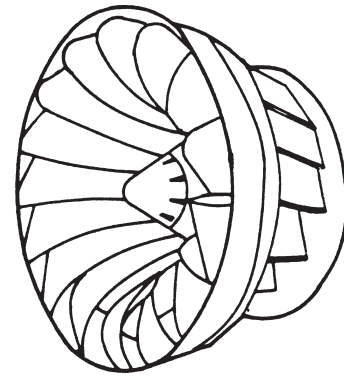
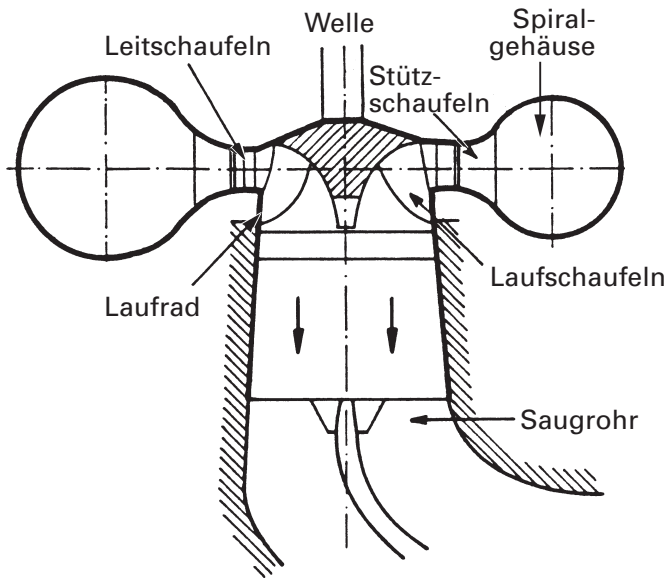
$Q$  klein     $N_s = 6 \dots 60$   
 $H$  gross     $n_q = 2 \dots 20$   
 $v = 0.01 \dots 0.11$



**DURCHSTRÖM-Turbine**

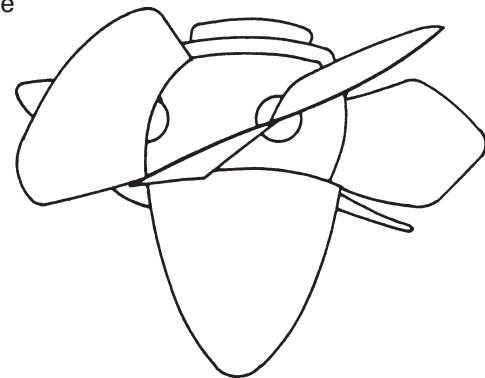
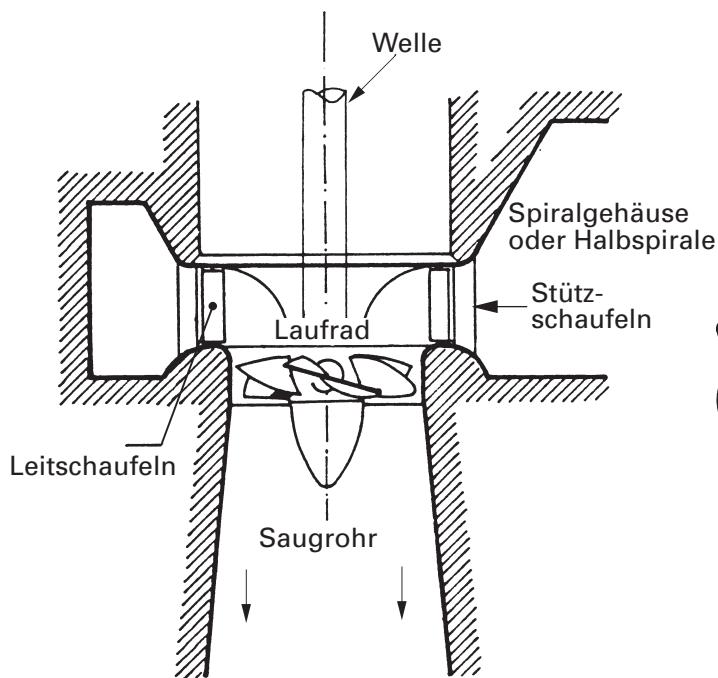
$Q$  klein bis mittel     $N_s = 30 \dots 210$   
 $H$  mittel bis klein     $n_q = 10 \dots 70$   
 $v = 0.06 \dots 0.45$

Figur 1.8.1:  
Aktionsturbinen



**FRANCIS-Turbine**

Q mittel  $N_s = 50 \dots 350$   
 H mittel  $n_q = 16 \dots 120$   
 $v = 0.1 \dots 0.75$

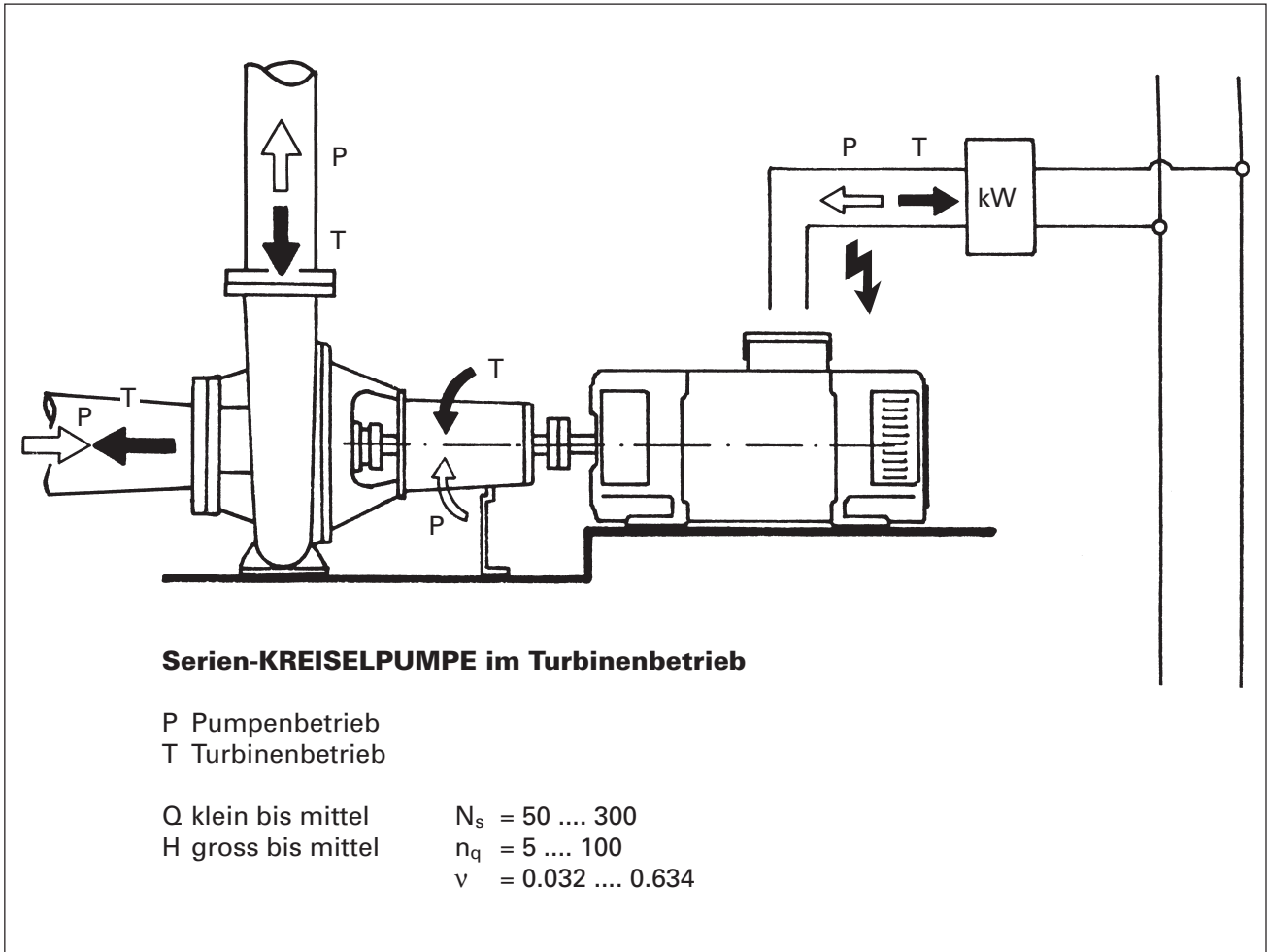


**KAPLAN-Turbine**

Q gross  $N_s = 200 \dots 950$   
 H gross  $n_q = 65 \dots 300$   
 $v = 0.4 \dots 2.0$

Figur 1.8.2:  
 Reaktionsturbinen





Figur 1.8.3:  
Reaktionsturbinen



## 2 Aktionsturbinen

---

<b>2.1</b>	<b>Funktionsprinzip</b>	<b>44</b>
<b>2.2</b>	<b>Pelton turbine</b>	<b>48</b>
<b>2.3</b>	<b>Durchströmturbine</b>	<b>52</b>

---

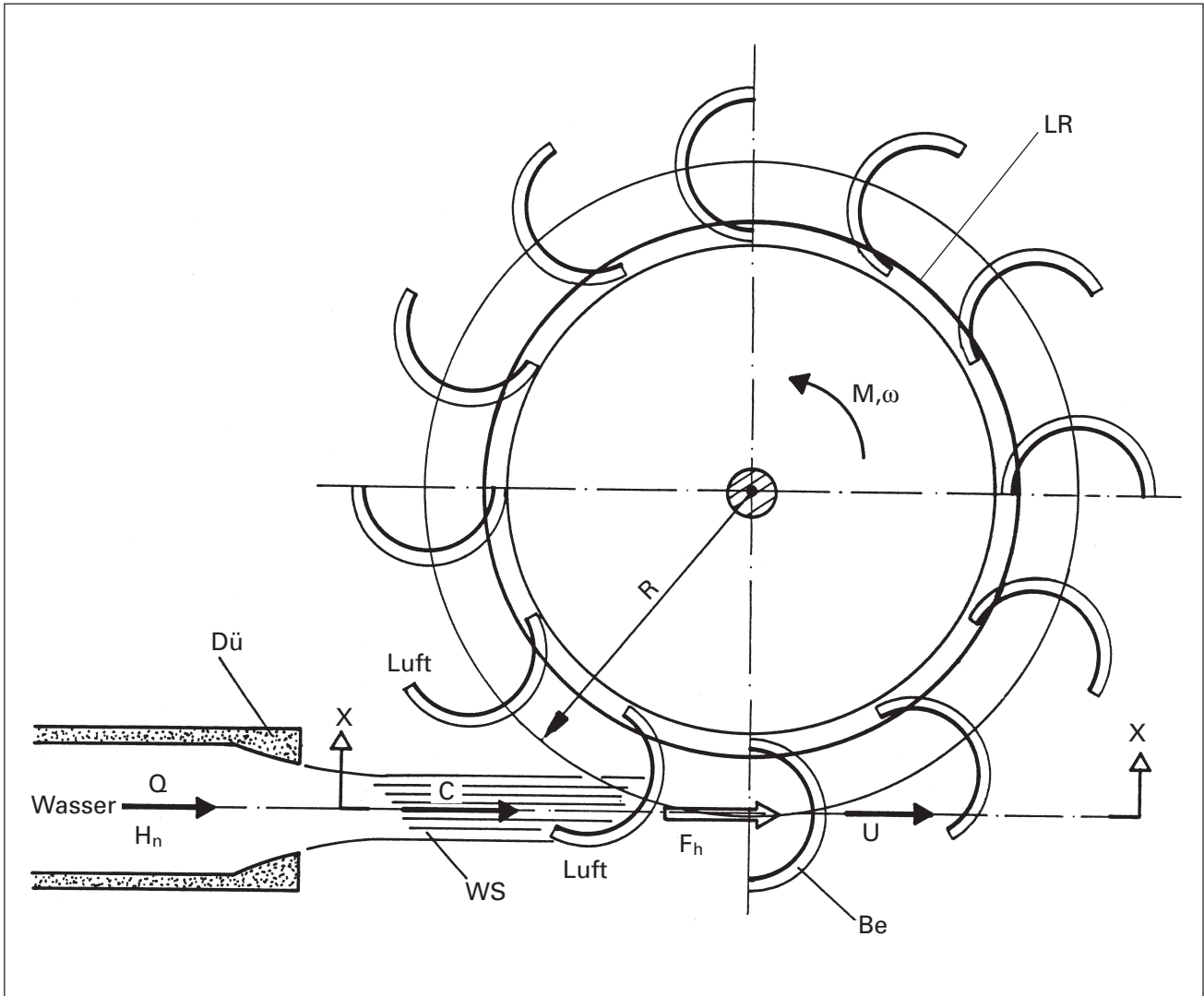
## 2.1 Funktionsprinzip

Ein freier Wasserstrahl wirkt auf Becher oder profilierte Schaufeln, die am Umfang eines Laufrades befestigt sind.

Dieser Wasserstrahl wird durch die Schaufeln umgelenkt und übt eine tangential wirkende Kraft auf das Laufad aus. Daraus resultiert an der Welle ein Drehmoment (Kraft  $\times$  Hebelarm) bzw. eine mechanische Leistung (Drehmoment  $\times$  Winkelgeschwindigkeit).

Die Aktionsturbine ist dadurch gekennzeichnet, dass der Beschaukelung ausschliesslich kinetische Energie (Bewegungsenergie) zugeführt wird. Der Energieaustausch zwischen dem Triebwasser und der Beschaukelung des Laufrades erfolgt unter atmosphärischem Druck. Das Laufrad befindet sich über dem Unterwasser und dreht in der Luft.

Figur 2.1.a zeigt schematisch eine Aktionsturbine und ihre Kenngrössen.



Figur 2.1.a:  
Prinzipisches Schema einer Aktionsturbine und ihre Kenngrößen

Komponenten:

- Dü Düse (Injektor)
- WS Wasserstrahl
- LR Laufrad
- Be Becherschaufel

Parameter:

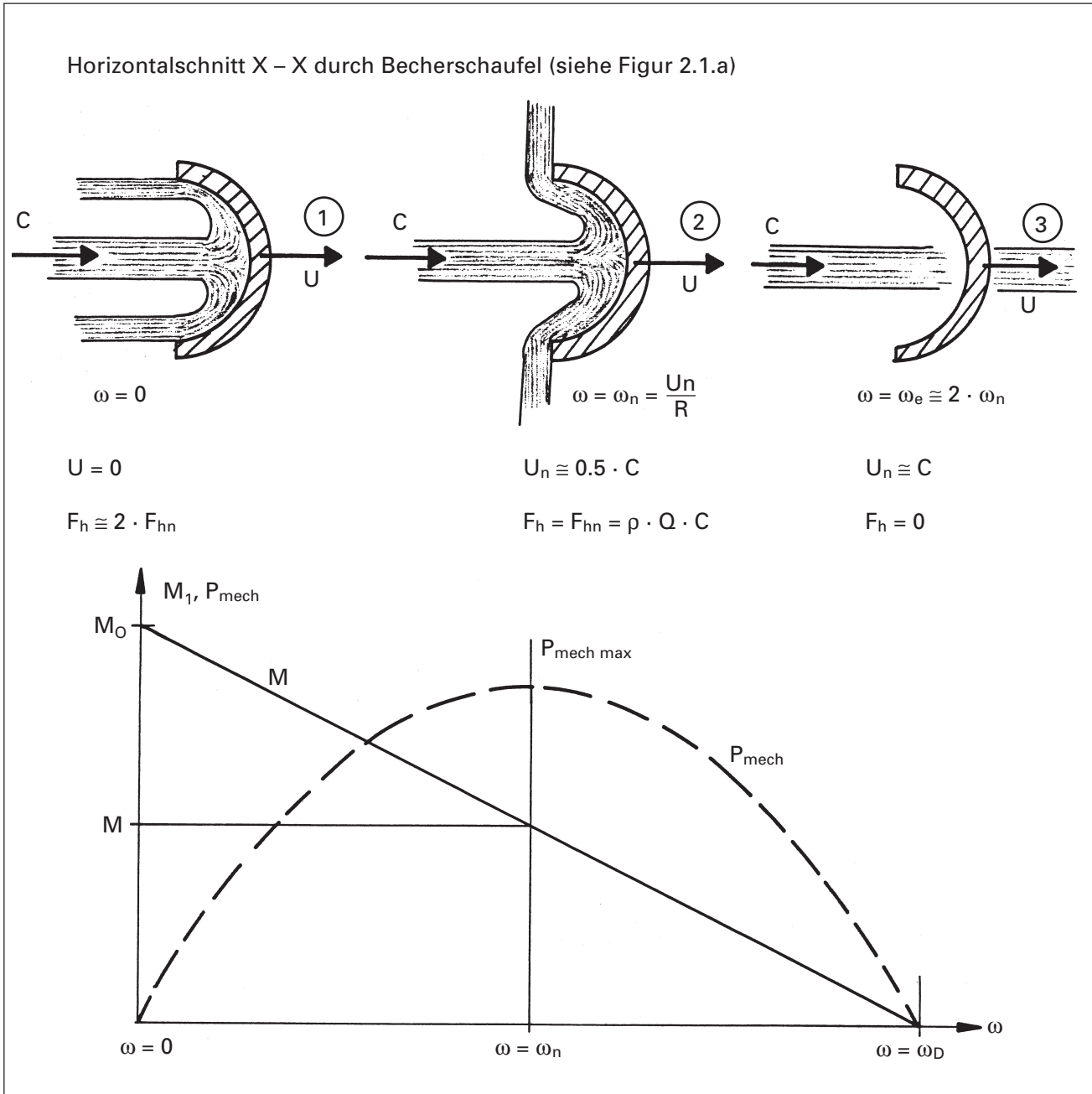
- $Q$  Volumenstrom [ $\text{m}^3/\text{s}$ ]
- $H_n$  Nettofallhöhe [m]
- $E = gH_n$  hydraulische Gesamtenergie [J/kg]
- $C = \sqrt{2gH_n}$  Austrittsgeschwindigkeit [m/s]
- $U = \omega R$  Umfangsgeschwindigkeit [m/s]
- $F_h$  hydrodynamische Kraft des Wasserstrahls auf den Becher [N]
- $M = R \cdot F_h$  Drehmoment an der Wellenachse [Nm]
- $\omega$  Winkelgeschwindigkeit [rad/s]

In Figur 2.1.b sind die drei wichtigsten Betriebszustände dieser Turbine dargestellt:

1. Laufrad blockiert: ca. 2faches Nenn-Drehmoment
2. Normalbetrieb: Umfangsgeschwindigkeit theoretisch 50% der Strahlgeschwindigkeit, praktisch ca. 45 ... 48%
3. Durchbrennen: Drehzahl theoretisch 200% der Nenndrehzahl, praktisch ca. 180%

Anmerkungen:

- die Strahlgeschwindigkeit  $C$  wird nur durch das Gefälle bestimmt;
- der Volumenstrom  $Q$  wird aufgrund des Strahlquerschnittes und der Strömungsgeschwindigkeit berechnet;
- der Volumenstrom  $Q$  ist nicht von der Drehzahl der Turbine abhängig, sondern wird nur durch die Düse bestimmt; bei Durchgangsdrehzahl bleibt er konstant.



Figur 2.1.b:  
Betriebszustände einer  
Aktionsturbine

1. Laufrad blockiert
2. Normalbetrieb
3. Durchgangsdrehzahl

Lastfall	Winkelgeschwindigkeit	Drehmoment	Leistung
1.	$\omega = 0$	$M_0 = \text{ca. } 2 M_n$	$P_{\text{mech}} = 0$
2.	$\omega = \omega_n$	$M = M_n$	$P_{\text{mech}} = \text{max.}$
3.	$\omega_D = 1.8 \omega_n$	$M = 0$	$P_{\text{mech}} = 0$

Zusammenhänge:

Drehmoment:  $M = M_n \cdot \left(2 - \frac{\omega}{\omega_n}\right)$

Leistung:  $P_{\text{mech}} = \omega \cdot M$

## 2.2 Peltonturbine

Die Peltonturbine besteht aus einem mit Becherschaufeln bestückten Laufrad, welches durch einen konzentrierten, aus einer Düse schiessenden Wasserstrahl angetrieben wird.

Die Becherschaufeln sind so geformt, dass der eintretende Wasserstrahl optimal, d.h. möglichst verlustfrei umgelenkt wird und das austretende Wasser ungehindert abfließen kann. Um dies zu erreichen, weist die Becherkante eine besondere Aussparung für den Strahl auf. Die Düse muss einen zylindrischen, kompakten Wasserstrahl formen, der dispersionsarm den Becher erreicht.

Eine Peltonturbine kann über eine oder mehrere Düsen (bis zu 6) verfügen. Der Volumenstrom wird durch eine Düsennadel geregelt, die im Innern des Düsenstockes längsverschieblich gelagert ist und durch einen hydraulischen oder elektrischen Servoantrieb betätigt wird. Die Düsennadel ist das Stellglied der Turbinenregulierung.

Die meisten Peltonturbinen verfügen über einen Strahlabweiser, mit dem der Wasserstrahl innert kurzer Zeit von der Beschaukelung abgelenkt werden kann. Damit kann bei einem Lastabwurf verhindert werden, dass die Turbine bis zur Durchgangsdrehzahl hochläuft.

Oft wird dieser Abweiser durch einen vom Netz unabhängigen Energiespeicher betätigt (Gegengewicht, Druckspeicher).

Die verschiedenen Bauelemente sind in einem besonderen Gehäuse untergebracht, das sich in der Zentrale über dem Unterwasserkanal befindet.

Da das Laufrad nicht eingetaucht ist, stellt die Abdichtung der Lagerstellen und Fugen keine besonderen Probleme. Um zu verhindern, dass Spritzwasser austritt, genügen Wellenscheiben, welche die Spritzer abfangen und in besondere Abläufe schleudern.

Figur 2.2.a zeigt den prinzipiellen Aufbau einer 2düsigen Peltonturbine sowie die wichtigsten Parameter, die benötigt werden, um den Laufraddurchmesser und die Düsenzahl zu bestimmen.

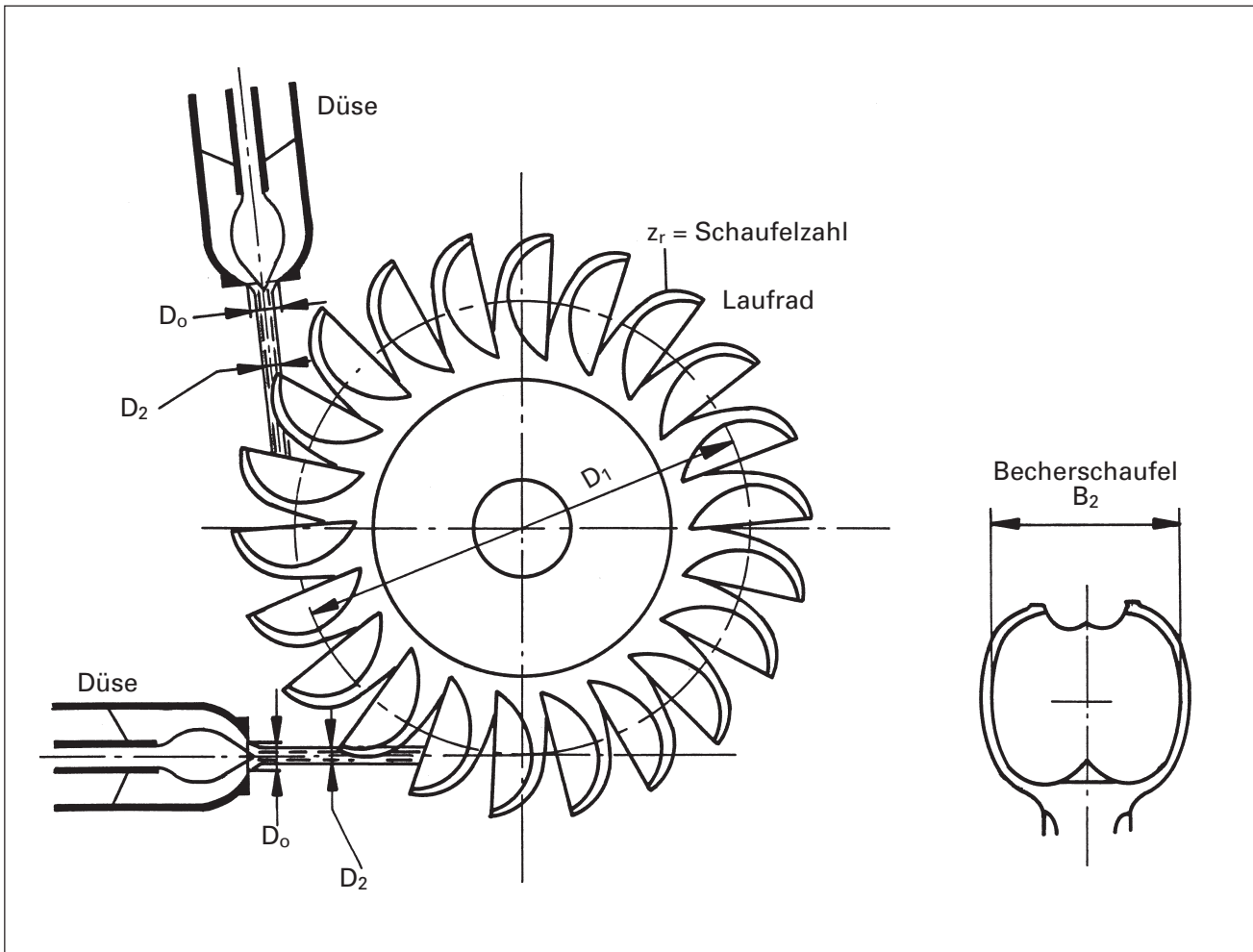
Figur 2.2.b zeigt den prinzipiellen Aufbau einer 1düsigen Peltonturbine für horizontale Aufstellung, d.h. mit vertikaler Welle.

Um die Konstruktion einfacher und kostengünstiger zu gestalten, kann das Laufrad direkt auf das Wellenende des Generators angeflanscht werden (sog. Monobloc-Turbine).

Figur 2.2.c zeigt den prinzipiellen Aufbau einer 5düsigen Peltonturbine dieser Bauart mit vertikaler Welle.

Die Vorzüge der Peltonturbine sind der hohe Wirkungsgrad über einen weiten Durchflussbereich und der einfache mechanische Aufbau.





Figur 2.2.a:  
Prinzipisches Schema und Kenngrößen eines 2düsiges Peltonrades

### Kenngrößen der Düse

$D_0$  Düsenmunddurchmesser [m]

$D_2$  Strahldurchmesser [m]

Durchsatz/Volumenstrom pro Düse:  $Q_1 = c \cdot \frac{\pi}{4} D_2^2 \sqrt{2gH_n}$  [m<sup>3</sup>/s]  $c = 0.96 \dots 0.98$

Durchsatz/Volumenstrom total:  $Q = z_i \cdot Q_1$  mit  $z_i =$  Düsenzahl

$$\text{Strahldurchmesser: } D_2 = \left( \frac{4}{\pi \cdot c} \cdot \frac{Q_1}{\sqrt{2gH_n}} \right)^{1/2} \cong 0.545 \cdot \frac{Q_1^{1/2}}{H_n^{1/4}}$$

### Kenngrößen des Laufrades

$D_1$  Bezugsdurchmesser = Wirkungsdurchmesser des Strahls [m]

$U_1 = \omega \cdot \frac{D_1}{2}$  : Umfangsgeschwindigkeit des Rades [m/s]

$U_1 = u_1 \cdot \sqrt{2gH}$  mit  $u_1 = 0.44 \dots 0.48$

$$D_1 = \frac{2}{\omega} \cdot u_1 \cdot \sqrt{2gH_n} = 37 \dots 41 \cdot \frac{\sqrt{H_n}}{n}$$

$H_n$  Nettofallhöhe [m]

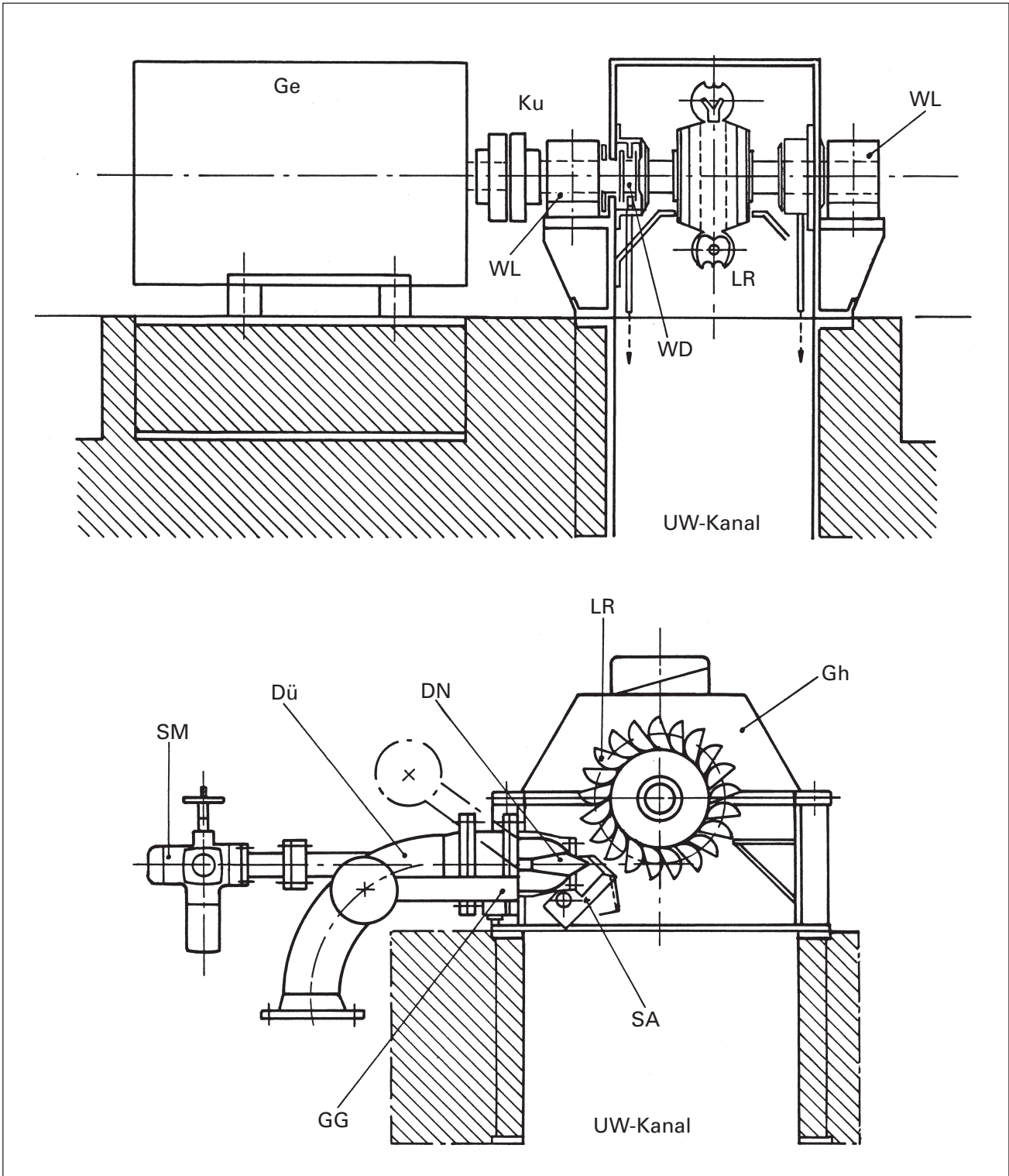
$n$  Drehzahl [min<sup>-1</sup>]

### Erfahrungswerte für $D_2/D_1$

zwischen  $1/7$  und  $1/30$ , je nach spezifischer Drehzahl

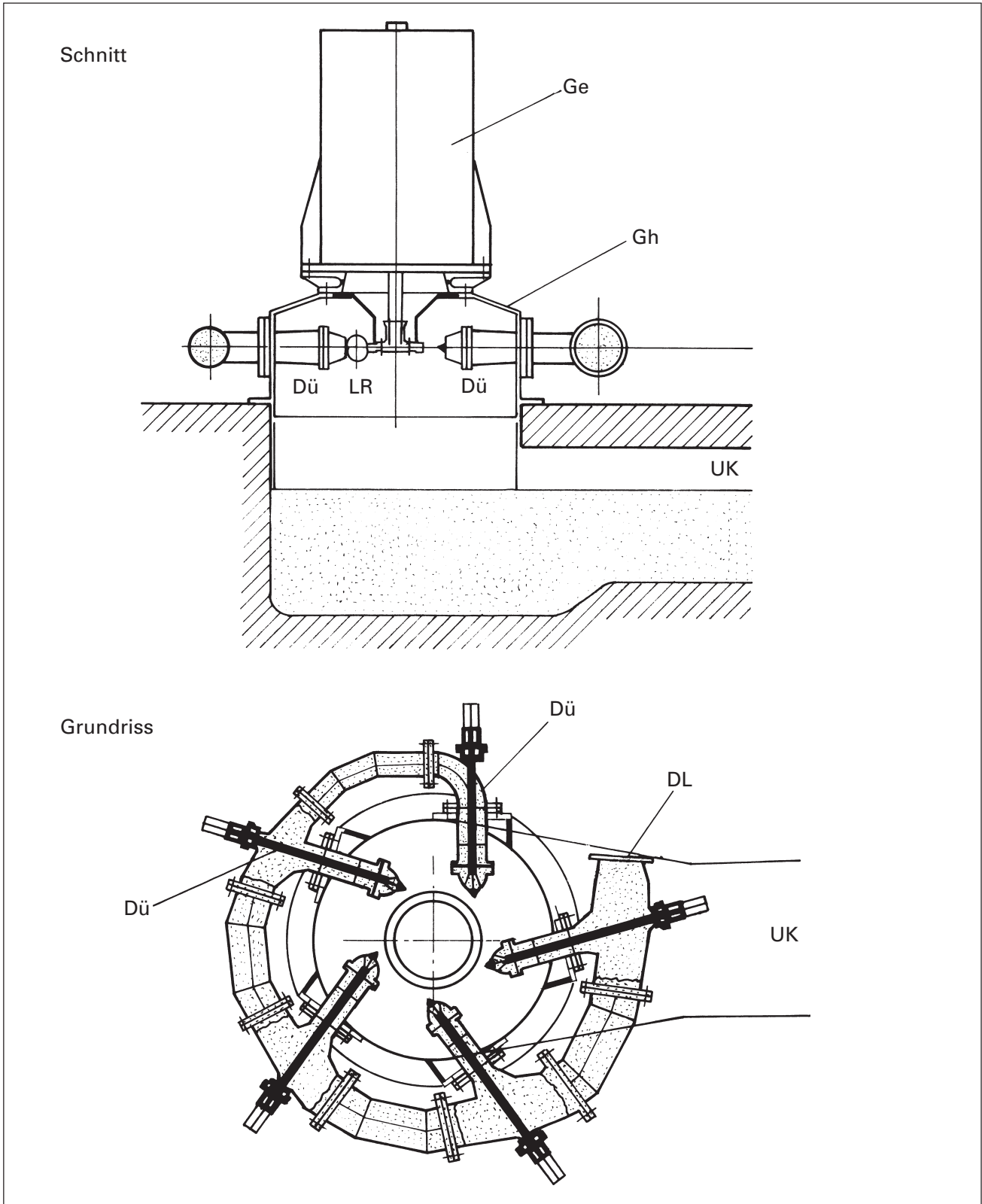
### Durchgangsdrehzahl

180% der Nenndrehzahl bei der nominellen Nettofallhöhe  $H_n$



Figur 2.2.b:  
Horizontalachsige  
1düsiges Pelton-turbine

- |    |                                 |    |                                  |
|----|---------------------------------|----|----------------------------------|
| LR | Lauftrad                        | GG | Gegengewicht des Strahlabweisers |
| Gh | Gehäuse                         | WD | Wellendichtung                   |
| Dü | Düse                            | WL | Wellenlager                      |
| DN | Düsennadel (längsverschieblich) | Ku | Kupplung Turbine-Generator       |
| SA | Strahlabweiser                  | Ge | Generator                        |
| SM | Servo-Motor des Strahlabweisers |    |                                  |



- LR Laufrad
- Gh Gehäuse
- Dü Düse
- Ge Generator
- DL Anschluss an Druckleitung
- UK Unterwasserkanal

*Figur 2.2.c:  
Vertikalachsige 5düsiges  
Pelton-turbine in Monobloc-  
Ausführung*

## 2.3 Durchströmturbine

Die Durchströmturbine, auch Crossflow- oder Ossberger-Turbine genannt, ist eine Aktionsturbine mit der Besonderheit, dass das Triebwasser zweimal durch die Schaufeln des Laufrades fliesst.

Von einfachem Aufbau, besteht sie aus drei Hauptkomponenten (Figur 2.3.a):

- einem rechteckigen Leitapparat, in dem der Triebwasserstrom durch zwei nebeneinander liegende profilierte Leitschaufeln gelenkt, geregelt oder ganz unterbrochen wird.  
Um auch bei Stromausfall ein sicheres Schliessen zu gewährleisten, wird oft ein Schliessgewicht verwendet, während das Öffnen durch einen Hydraulikzylinder erfolgt;
- einem trommelförmigen Laufrad, das mit profilierten, kreisbogenförmigen Schaufeln bestückt ist;
- einem Gehäuse, welches das Laufrad umschliesst und an dem die Wellenlager befestigt sind.

In Figur 2.3.a sind die Formeln aufgeführt, welche eine Abschätzung der Hauptabmessungen erlauben.

Figur 2.3.b zeigt die wichtigsten Bestandteile dieser Bauart.

Oft sind Leitapparat und Laufrad 2zellig ausgeführt – 1/3 und 2/3 – um auch bei kleinen Wassermengen eine gute Durchströmung und hohe Wirkungsgrade zu erreichen. Die Zellen können einzeln oder zusammen beaufschlagt werden (Figur 2.3.c).

Wegen ihrer einfachen Konstruktion ist die Durchströmturbine in den Entwicklungsländern recht beliebt.

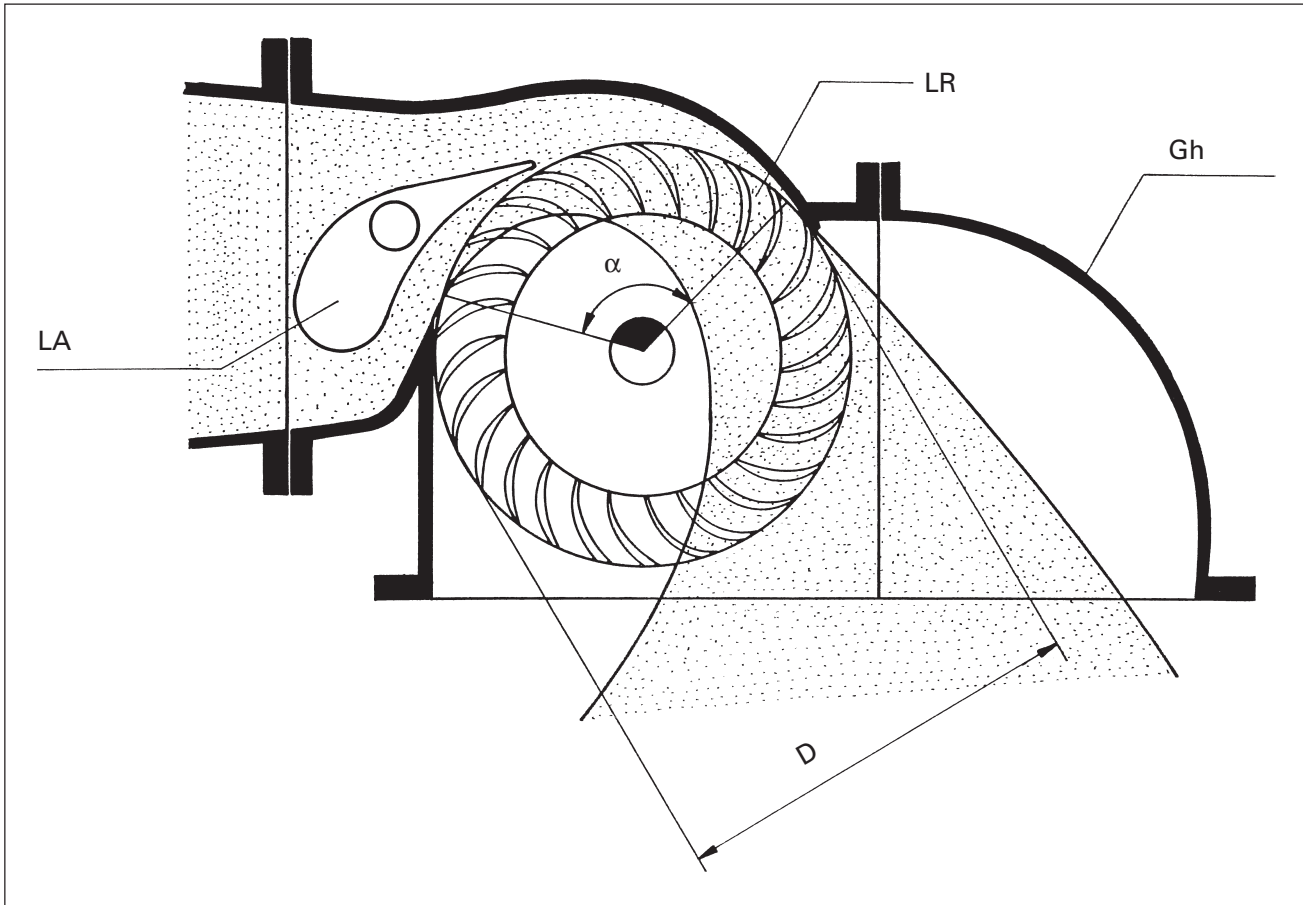
Das doppelt durchströmte Laufrad ist selbstreinigend: Geschwemmsel, das beim Eintritt auf der Trommelaussenseite hängenbleibt, wird durch das abströmende Triebwasser weggespült.

Dem gegenüber steht der mittelmässige Wirkungsgrad dieses Turbinentyps, der bei guten Maschinen zwischen 80 und 83% liegt.

Die generell tiefe Drehzahl erfordert den Einsatz eines Getriebes – Zahnrad oder Riemen – zwischen Turbine und Generator.

Weil die Schaufeln des Laufrades nicht sehr steif sind, kann die Maschine – wegen der periodischen Anregung durch das aufprallende Triebwasser – allenfalls nicht zu vernachlässigende Geräusche und Vibrationen erzeugen.

Wenn die Turbine bei geringem Gefälle und veränderlichem Unterwasserspiegel betrieben werden soll, kann sie mit einem Saugrohr ausgerüstet werden, mit dem etwa die Hälfte bis drei Viertel des Freihanges genutzt werden können. Dazu muss die Saughöhe mit Hilfe eines im Gehäuse montierten Unterdruckventils geregelt werden (Figur 2.3.d).



Figur 2.3.a:  
Schnitt durch eine  
Durchströmurbine

- LA Leitapparat  
LR Laufrad mit kreisförmigen Schaufeln  
Gh Gehäuse

### Volumenstrom

$$Q = 0.25 \cdot \alpha \cdot \frac{D \cdot B}{2} \cdot \sqrt{2gH_n} \cong 0.2 \dots 0.3 D \cdot B \sqrt{2gH_n} \text{ [m}^3/\text{s] bzw. } B \cdot D = 1.13 \dots 0.75 \frac{Q}{\sqrt{H_n}}$$

- D Laufraddurchmesser (m)  
B Laufradbreite (m)  
 $H_n$  Nettofallhöhe (m)  
 $\alpha$  Anströmwinkel (rad)

### Winkelgeschwindigkeit/Drehzahl

$$\omega = 0.45 \cdot \sqrt{2gH_n} \cdot \frac{2}{D} = 0.9 \frac{\sqrt{2gH_n}}{D} \text{ [rad/s] oder } n = \frac{30}{\pi} \cdot \omega \text{ [min}^{-1}\text{]}$$

daraus folgt:  $D \cong 38 \cdot \frac{\sqrt{H_n}}{n}$  und  $B = 0.02 \dots 0.03 \frac{Q \cdot n}{H_n}$  für  $\alpha = 120 \dots 90^\circ$

### Verhältnis Radbreite/-durchmesser

$$B/D = 0.3 \dots 4$$

je nach Gefälle  $H_n$  (das durch die mechanische Festigkeit der Laufschaufeln begrenzt ist)

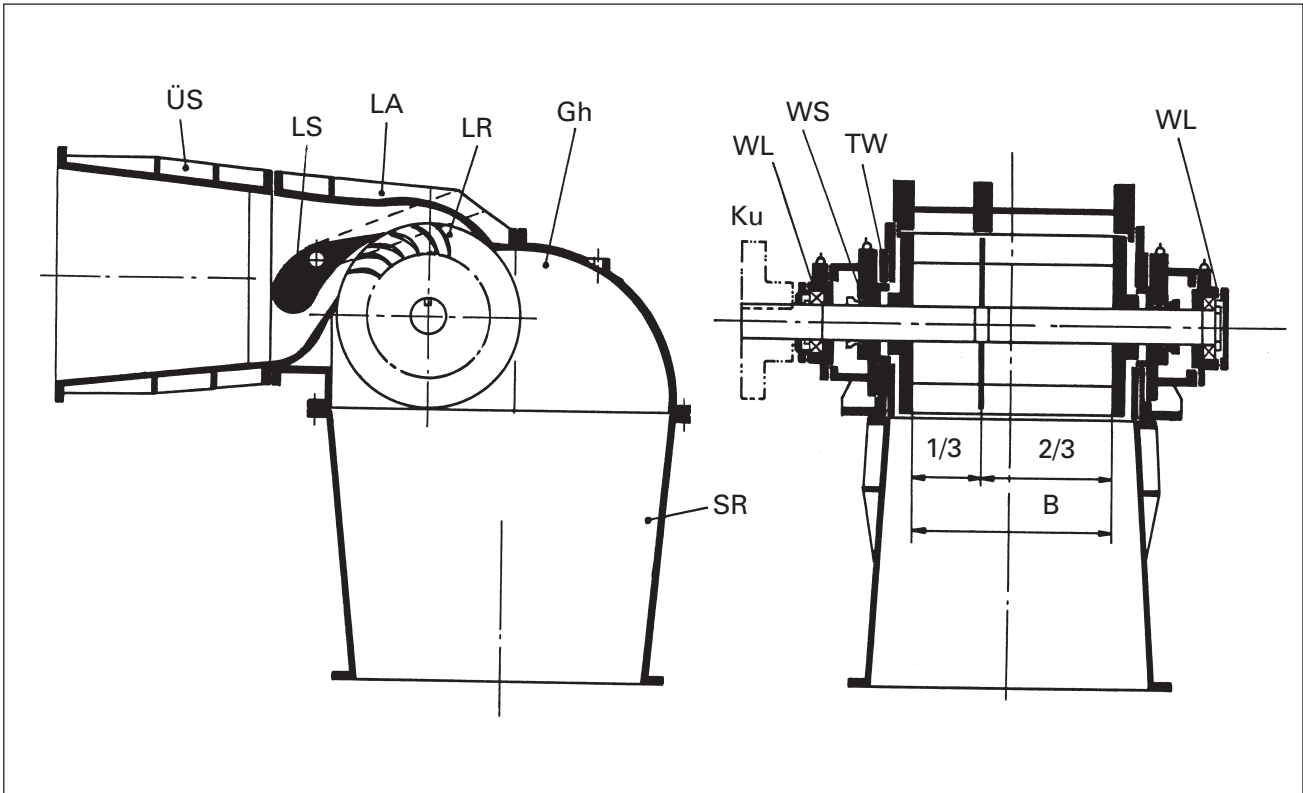
### Vibrationen

Eigenfrequenz (1. Harmonische):  $f = z_r \cdot \frac{\omega}{2\pi} = z_r \cdot \frac{n}{60} \text{ [Hz]}$

mit  $z_r$  = Schaufelzahl des Laufrades = 24 ... 32

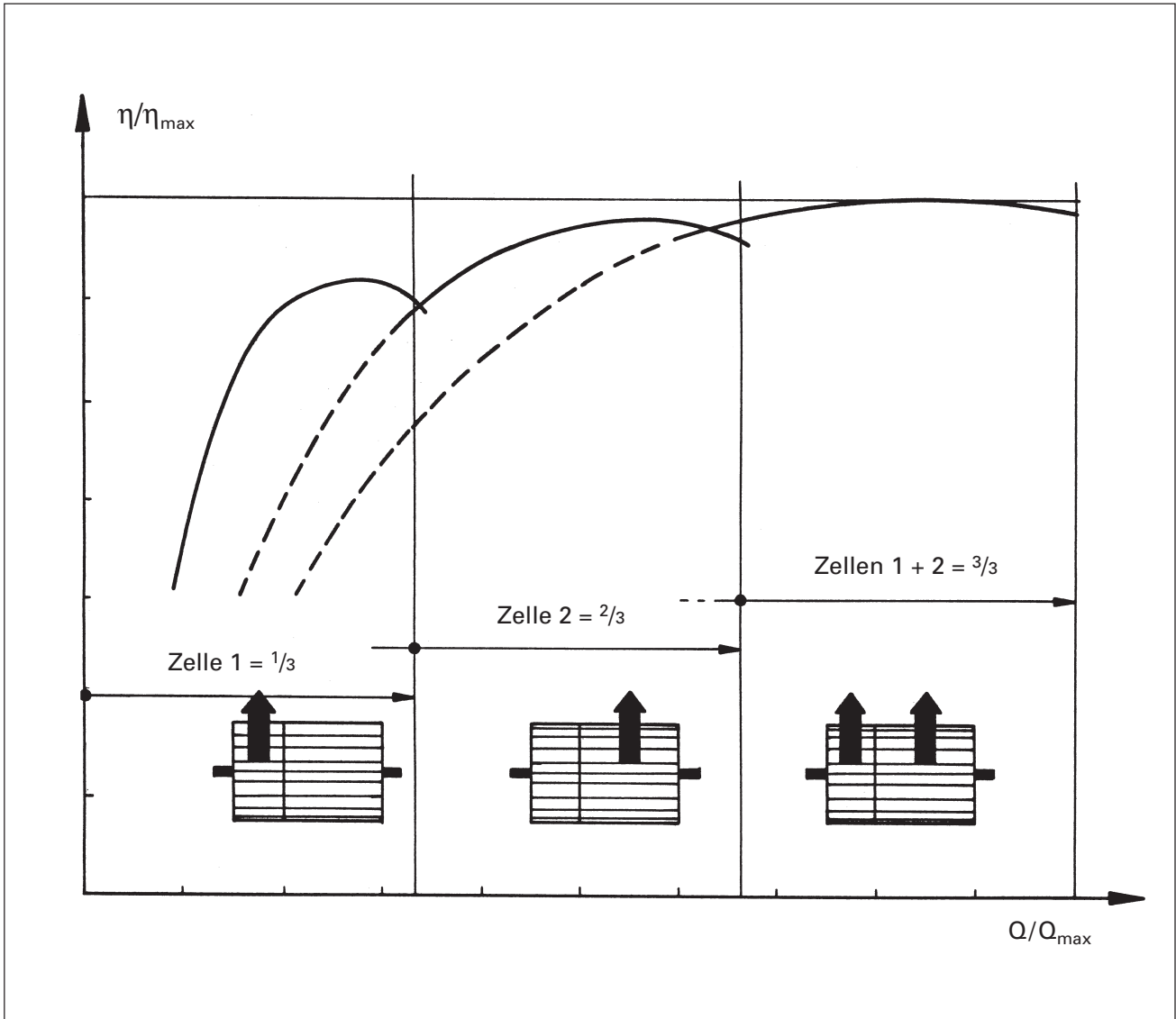
### Durchgangsdrehzahl

180% der Nenn-drehzahl bei der nominellen Nettofallhöhe  $H_n$



Figur 2.3.b:  
Hauptbestandteile einer  
Durchströmturbine

- ÜS Übergangsstück Druckleitung-Turbine
- LS Leitschaufel des Leitapparates
- LA Leitapparat
- LR Laufblad
- Gh Gehäuse
- SR Saugrohr
- Ku Kupplung Getriebe-Generator
- WL Wellenlager
- WS Wellenspalt
- TW Turbinenwelle



Figur 2.3.c:  
Prinzip der Volumenstrom-  
regelung mittels zweizelligem  
Lauftrad

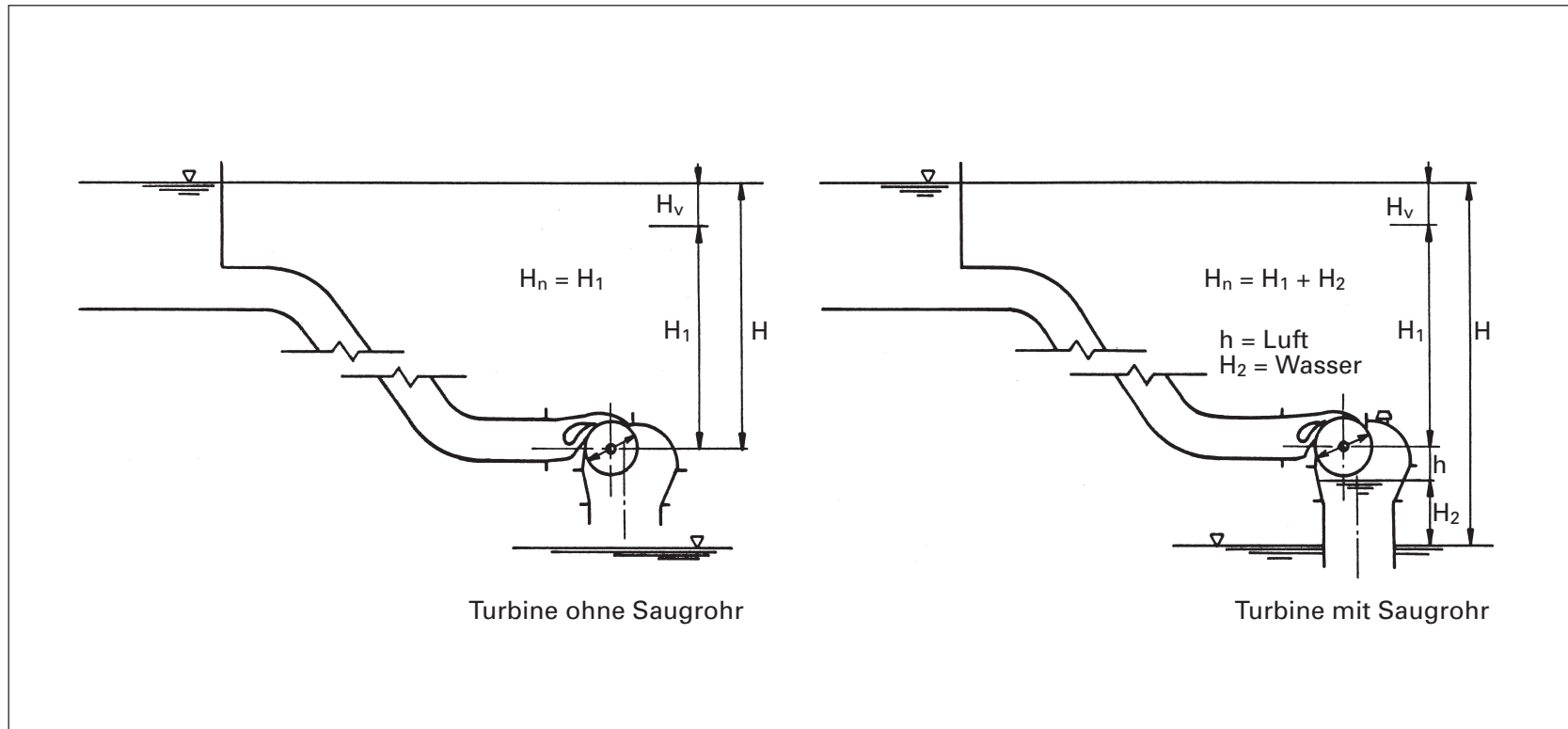
$\eta/\eta_{\max}$       relativer Wirkungsgrad

$Q/Q_{\max}$       relativer Volumenstrom

Zelle 1      =  $1/3$

Zelle 2      =  $2/3$

Zellen 1 + 2 =  $3/3$



- H Bruttofallhöhe
- H<sub>1</sub> Nettofallhöhe oberwasserseitig
- H<sub>2</sub> Nettofallhöhe unterwasserseitig
- H<sub>v</sub> Energieverluste
- H<sub>n</sub> Nettofallhöhe

*Figur 2.3.d:  
Nettofallhöhe einer Durchströmturbine mit und ohne Saugrohr*



## 3 Reaktionsturbinen

---

<b>3.1</b>	<b>Funktionsprinzip</b>	<b>58</b>
<b>3.2</b>	<b>Anordnung einer Reaktionsturbine Saughöhe und Kavitation</b>	<b>64</b>
3.2.1	Saughöhe	64
3.2.2	Saughöhe und Kavitation	66
3.2.3	Kavitationszopf	70
3.2.4	Berechnung der Grenzsaughöhe einer Reaktionsturbine	72
<b>3.3</b>	<b>Durchgangsdrehzahl und Durchgangsvolumenstrom einer Reaktionsturbine</b>	<b>75</b>
<b>3.4</b>	<b>Francisturbine</b>	<b>76</b>
<b>3.5</b>	<b>Serien-Kreiselpumpen im Turbinenbetrieb</b>	<b>80</b>
<b>3.6</b>	<b>Propeller- und Kaplan turbinen</b>	<b>82</b>

---

### 3.1 Funktionsprinzip

Eine Reaktionsturbine ist eine gekapselte Maschine, die nicht nur die kinetische, sondern auch die potentielle Energie des strömenden Wassers nutzt.

Zwei Prinzipien bilden die Grundlage ihrer Funktion:

1. Durch ein Spiralgehäuse, durch Leitschaufeln oder beide Elemente zusammen wird eine drallbehaftete Strömung, ein «Wirbel» erzeugt;
2. Die im «Wirbel» enthaltene Energie wird durch die Schaufeln eines rotierenden Rades in mechanische Arbeit umgewandelt, indem sie die Strömung umlenken und ihr eine Richtung parallel zur Drehachse aufzwingen.

Die Laufschaufeln verhalten sich wie die Tragflügel eines Flugzeuges: das Wasser, welches das gewölbte Schaufelprofil umströmt, bewirkt eine hydrodynamische Kraft auf das Schaufelblatt bzw. ein resultierendes Drehmoment auf die Turbinenwelle.

Wie beim Flugzeug resultiert diese hydrodynamische Kraft aus den unterschiedlichen Drücken, die auf die Ober- und Unterseite des Schaufelprofils wirken.

Figur 3.1.a stellt schematisch eine Reaktionsturbine dar.

Die grundlegende Gleichung für die Reaktionsturbine wird Leonhard Euler (1707–1783) zugeschrieben. Sie beschreibt den Zusammenhang zwischen den Strömungsgeschwindigkeiten am Ein- und Austritt der Turbine und der spezifischen Energieausbeute (vgl. Figur 3.1 c):

$$E = gH_n = u_1c_{u1} - u_2c_{u2} \quad [\text{J/kg}]$$

$u_1 = \omega R_1$  Umfangsgeschwindigkeit der Laufradschaufeln am Eintritt

$c_{u1}$  Komponente in Umfangsrichtung der absoluten Strömungsgeschwindigkeit  $c$  am Laufrad-Eintritt

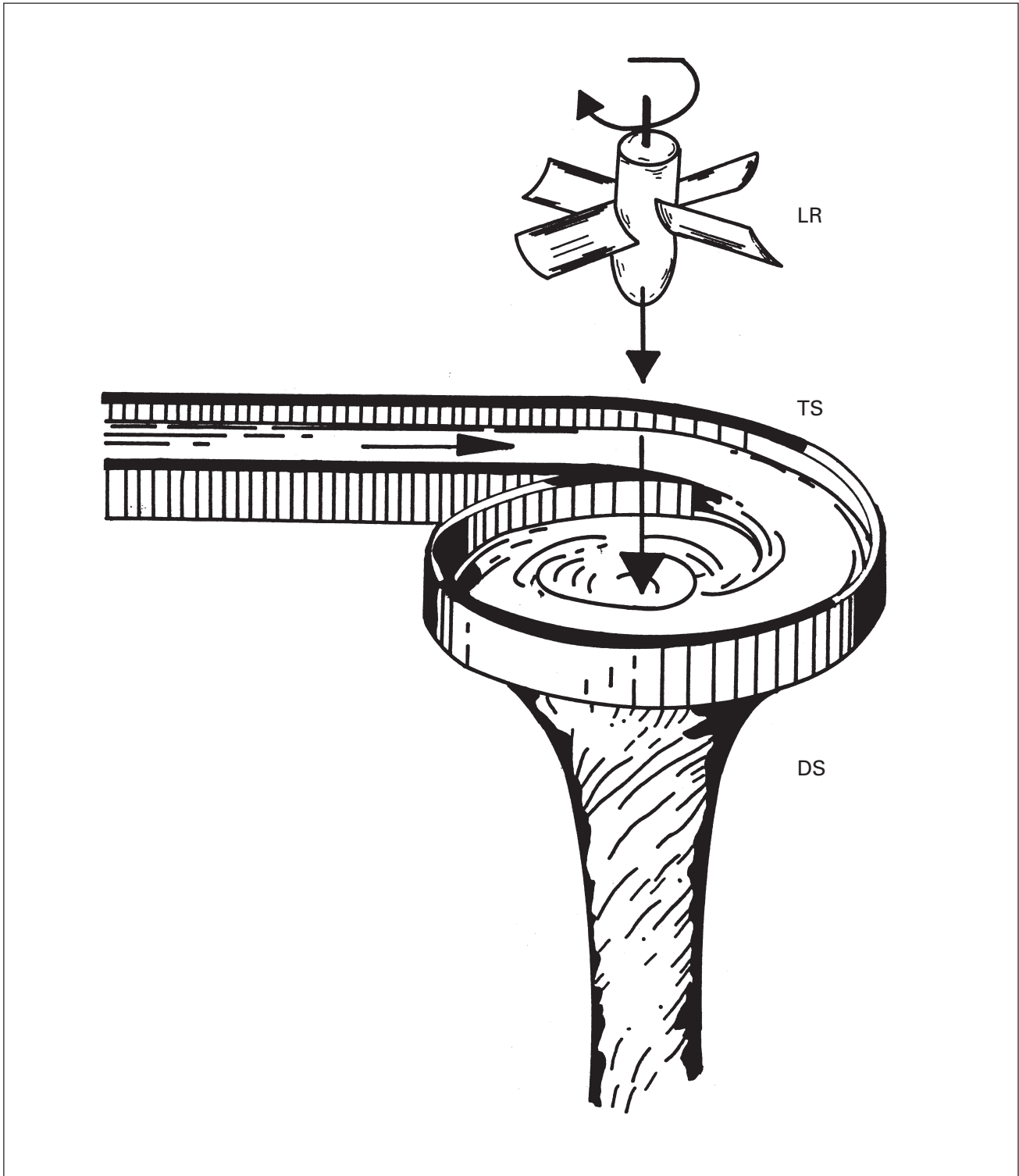
$u_2 = \omega R_2$  Umfangsgeschwindigkeit der Laufradschaufeln am Austritt

$c_{u2}$  Komponente in Umfangsrichtung der absoluten Strömungsgeschwindigkeit  $c$  am Laufrad-Austritt

$u_1c_{u1}$  Energieinhalt der durch das Spiralgehäuse und/oder die Leitschaufeln erzeugten Drallströmung am Laufrad-Eintritt

$u_2c_{u2}$  Energieinhalt der Drallströmung am Austritt. Im optimalen Betriebspunkt der Turbine ist diese Verlustenergie gleich Null (kein Austrittswirbel)

$c$  absolute Strömungsgeschwindigkeit des Wassers in der Turbine



Figur 3.1.a:  
Schematische Darstellung  
einer Reaktionsturbine

TS exzentrisch zur Turbinenachse angeordneter Zulaufkanal, der die durch eine Turbinenspirale erzeugte Drallströmung (DS) veranschaulicht

LR Schaufelrad, welches das in der Drallströmung plazierte Laufrad der Turbine darstellt

Die zur Drehachse gerichtete Meridiankomponente  $c_m$  der absoluten Strömungsgeschwindigkeit  $c$  ergibt sich aus dem Volumenstrom durch die Turbine (vgl. dazu die Figuren 3.1.c und 3.1.d).

$w$  ist die relative Strömungsgeschwindigkeit des Wassers bezüglich der Beschäufelung. Ihre Richtung, abgeleitet aus  $c_u$ ,  $c_m$  und  $u$ , bestimmt den Anstellwinkel der Schaufeln zur Strömung.

Figur 3.1.b zeigt den grundsätzlichen Aufbau einer Francisturbine.

Bei dieser Bauart wird die Drallströmung durch ein schneckenförmiges Gehäuse erzeugt, die Turbinenspirale. Der endgültige Anströmwinkel am Laufradeintritt wird durch den Leitapparat bestimmt, dessen Leitschaufeln in der Regel beweglich sind.

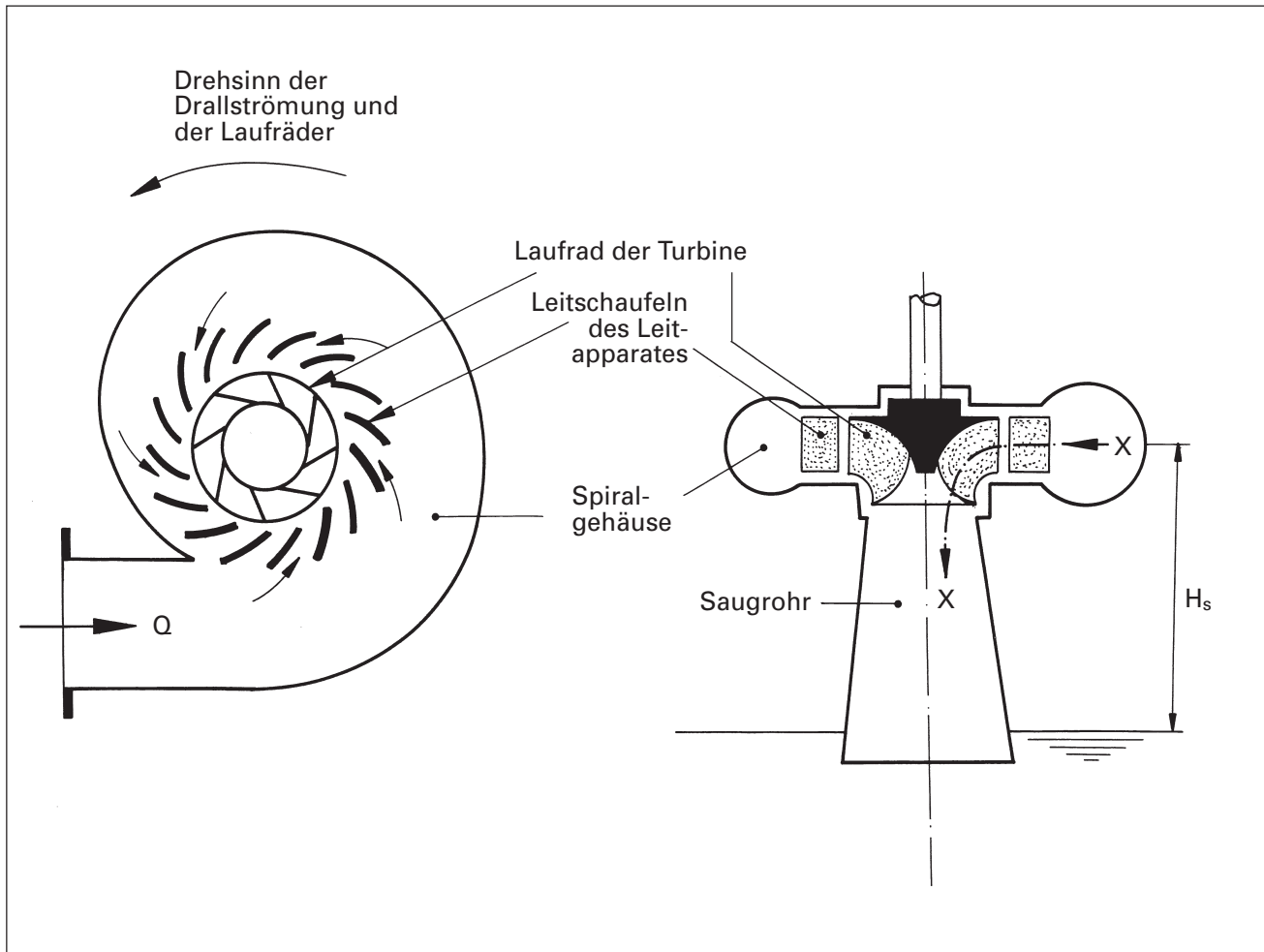
Das Wasser durchströmt das Laufrad radial von aussen nach innen, wird durch die Laufschaufeln umgelenkt und verlässt das Rad in axialer Richtung.

Figur 3.1.c zeigt die Schaufelprofile des Leitapparates und des Laufrades sowie die zugehörigen Geschwindigkeitsdreiecke am Laufradeintritt und -austritt.

In Figur 3.1.d ist schematisch eine Axialturbine dargestellt.

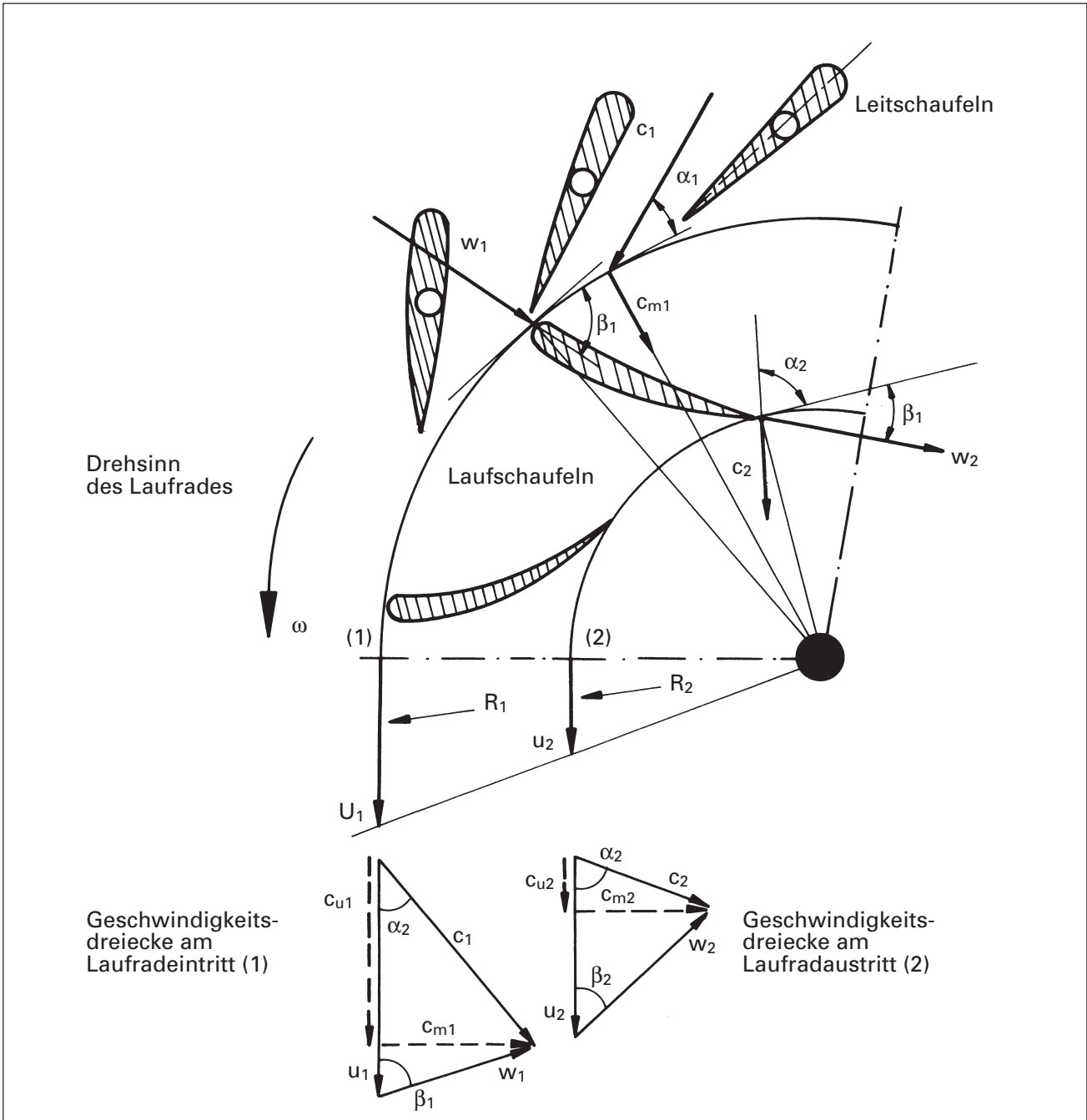
Diese Turbine wird in Längsrichtung durchströmt. Da keine Spirale vorhanden ist, muss die Drallströmung ausschliesslich von den Leitschaufeln erzeugt werden.

Auch hier sind die wieder die Geschwindigkeitsdreiecke am Laufradeintritt und -austritt dargestellt.



Figur 3.1.b:  
Schematische Darstellung  
einer Reaktionsturbine vom  
Typ «Francis»

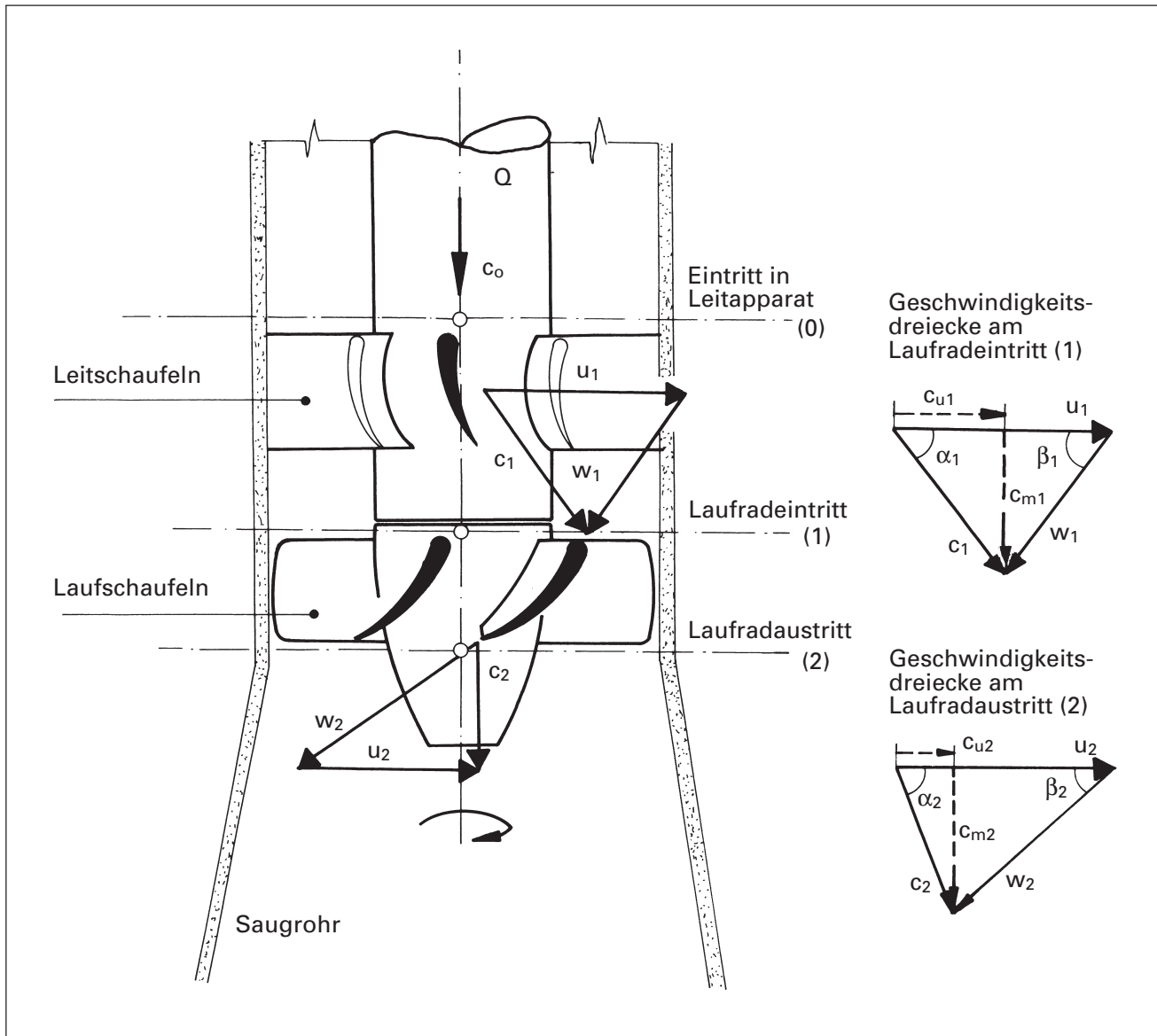
- Spiralgehäuse:** sich verengendes, den Leitapparat umfassendes, unter Druck stehendes Gehäuse, das die Drallströmung bewirkt
- Leitapparat:** feste oder bewegliche Beschaukelung (Leitschaufeln), die den Volumenstrom regelt und die Intensität der Drallströmung bestimmt
- Laufrad:** setzt die in der Drallströmung enthaltene hydraulische Energie in mechanische um
- Saugrohr:** sich stetig erweiterndes Rohrstück, welches die Strömungsgeschwindigkeit und damit die Energieverluste nach dem Austritt aus der Turbine reduziert und zugleich die nutzbare Fallhöhe um die Saughöhe  $H_s$  vergrößert



Figur 3.1.c:  
Schnitt X-X (vgl. Figur 3.1.b)  
durch Leitapparat und Laufrad  
einer Radialturbine mit den  
zugehörigen Geschwindig-  
keitsdreiecken

Geschwindigkeiten am Eintritt (1) und am Austritt (2) des Laufrades:

- $c$  absolute Geschwindigkeit des Wassers
- $c_u$  Umfangskomponente von  $c$  (von der Fallhöhe  $H_n$  abhängig)
- $c_m$  Radial- oder Meridiankomponente von  $c$  (vom Volumenstrom  $Q$  abhängig)
- $u = \omega R$  Umfangsgeschwindigkeit des Laufrades
- $w$  Relativgeschwindigkeit des Wassers bezüglich der Beschau-  
felung des Laufrades
- $\alpha$  durch den Leitapparat bestimmter Strömungswinkel (definiert  $c_u$ )
- $\beta$  Anstellwinkel der Laufschaufeln



Figur 3.1.d:  
Schematische Darstellung einer axialen Reaktionsturbinen (Kaplan- oder Propellerturbine) mit den zugehörigen Geschwindigkeitsdreiecken. Definition der Geschwindigkeiten siehe Figur 3.1.c

Wichtige Beziehungen:

spezifische Gesamtenergie (Eulersche Gleichung):

$$E = gH_n = u_1 c_{u1} - u_2 c_{u2} \quad [\text{J/kg}]$$

Volumenstrom:

$$Q = c_m \cdot A \quad [\text{m}^3/\text{s}]$$

$c_m$  = Meridiankomponente der Absolutgeschwindigkeit  $c$  [m/s]

$A$  = durchströmter Querschnitt (Normalebene zu  $c_m$ ) [m<sup>2</sup>]

$$\text{Druckzahl: } \psi = \frac{2gH_n}{u^2}$$

$$\text{Durchflusszahl: } \varphi = \frac{c_m}{u}$$

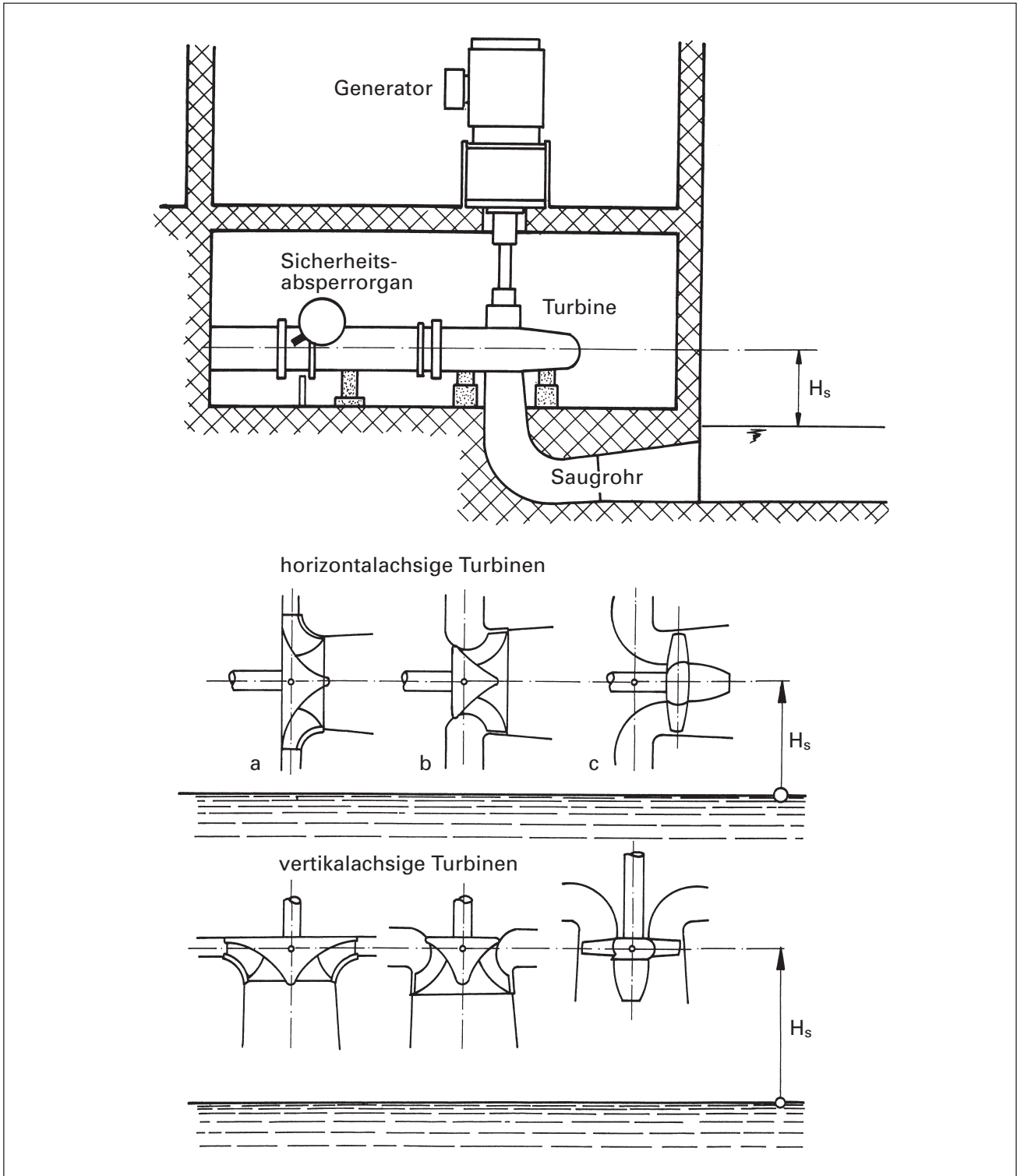
## 3.2 Anordnung einer Reaktionsturbine Saughöhe und Kavitation

### 3.2.1 Saughöhe

Die Saughöhe  $H_S$  einer Reaktionsturbine, definiert gemäss Figur 3.2.1, ist die geodätische Höhendifferenz zwischen dem Unterwasserspiegel und der Laufradachse bzw. – bei vertikaler Turbinenwelle – zwischen dem Unterwasserspiegel und der massgebenden Bezugsebene.

Der Wert von  $H_S$  ist **positiv**, wenn sich die Turbine über dem Unterwasserspiegel befindet und **negativ** im gegenteiligen Fall.





Figur 3.2.1:  
Saughöhe  $H_s$  für verschiedene Turbinentypen

a) langsamläufige Francisturbine ( $n_q$  klein)

b) schnellläufige Francisturbine ( $n_q$  gross)

c) Kaplan- oder Propellerturbine

$H_s$  ist positiv, wenn der Unterwasserspiegel tiefer liegt als die Turbine

### 3.2.2 Saughöhe und Kavitation

Um die baulichen Investitionen auf ein Minimum zu reduzieren, ist man bestrebt, die Turbine so hoch wie möglich über dem Unterwasserspiegel anzuordnen ( $H_s$  maximal).

Dies hat indessen zur Folge, dass der Druck in der Strömung am Laufradaustritt negativ wird, d.h. dass dort Unterdruck herrscht.

Zum statischen, der Saughöhe entsprechenden Unterdruck gesellt sich der dynamische Unterdruck, der sich in der Strömung um das Leitschaufelprofil einstellt (vgl. auch Figur 3.2.4).

Tatsächlich herrscht auf der einen Seite des umströmten Schaufelprofils Überdruck (Druckseite), auf der gegenüberliegenden Unterdruck (Saugseite).

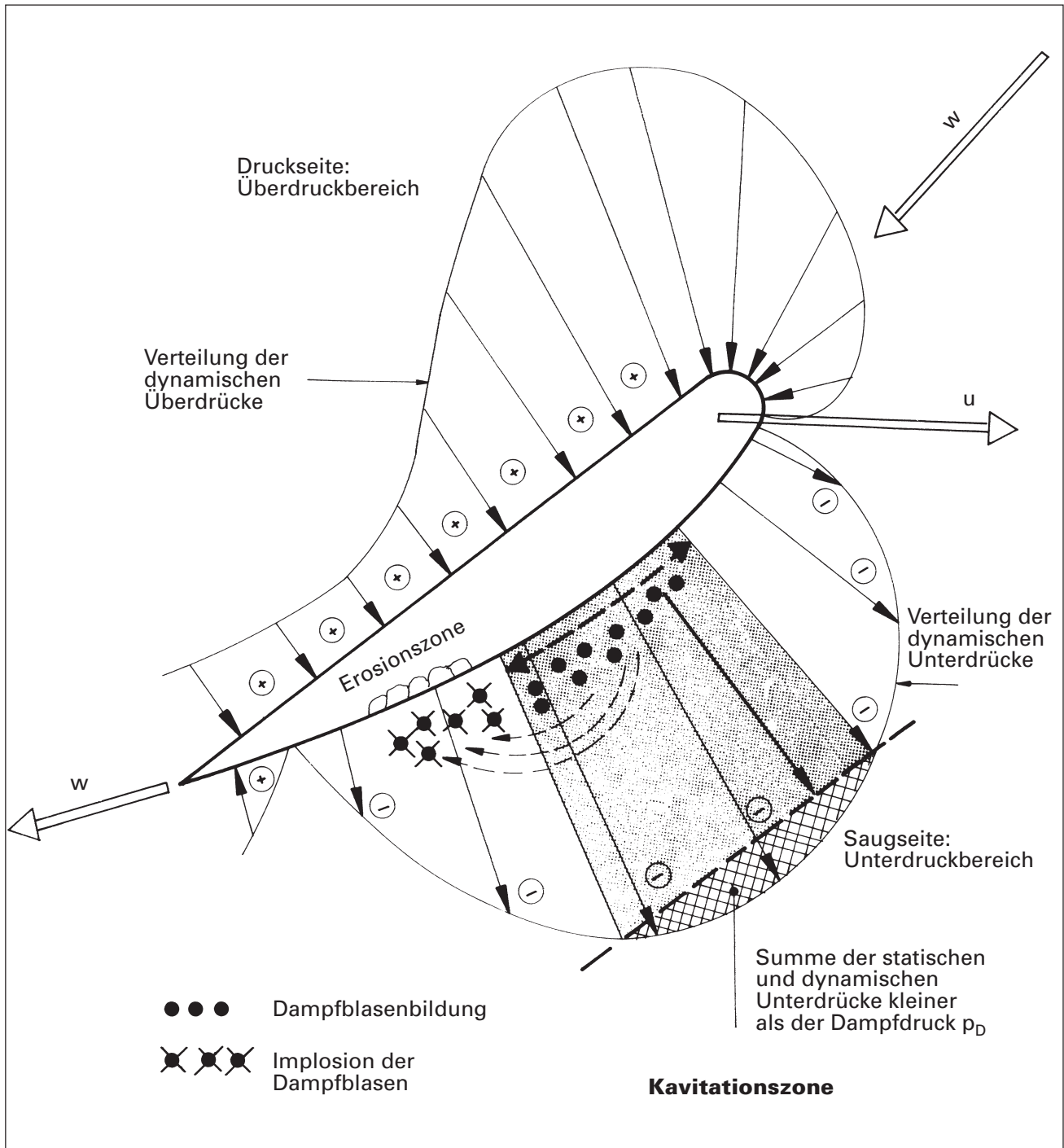
Diese Druckdifferenzen zwischen der Druck- und der Saugseite der Laufschaufeln erzeugen die hydrodynamische Kraft, welche das Laufrad in Bewegung setzt. Aus Figur 3.2.2.a geht die dynamische Druckverteilung um ein Schaufelprofil hervor.

Wird die Saughöhe  $H_s$  erhöht, so sinkt der Druck auf der Saugseite entsprechend und erreicht örtlich den Dampfdruck des Wassers. Es bilden sich Dampfblasen, die sich ablösen und mit der Strömung wegtreiben.

Gelangen diese Blasen in Bereiche mit höheren Drücken, fallen sie in sich zusammen (sie implodieren) und lösen dadurch starke Druckwellen aus.

Diese Dampfblasenimplosionen erzeugen einen charakteristischen Lärm, das Kavitationsgeräusch. Sie zerstören mit der Zeit das Materialgefüge und führen zur Erosion der Schaufeloberfläche.

Figur 3.2.2.a erläutert schematisch das Phänomen der Kavitation; die Fotos von Figur 3.2.2.b zeigen kavitationsbedingte Schäden an Laufrädern von Pumpen und Turbinen.



Figur 3.2.2.a:  
Druckverteilung und  
Kavitation auf der Saugseite  
einer Turbinenschaufel

$w$  Relativgeschwindigkeit des Wassers bezüglich der drehenden Schaufel

$u$  Umfangsgeschwindigkeit der Schaufel





Durch Kavitation erodiertes Laufrad einer Francis turbine



Durch Kavitation angegriffene Stellen auf der Saugseite der Schaufeln eines Francis-Laufrades



Durch Kavitation zerstörtes Laufrad einer Kreiselpumpe

*Figur 3.2.2.b:  
Kavitationsbedingte Schäden  
an Laufrädern von Pumpen  
und Turbinen  
(Quelle: IMHEF/EPFL)*

### 3.2.3 Kavitationszopf

Die Strömung durch eine Reaktionsturbine setzt sich aus zwei Drallströmungen zusammen: dem Eintrittswirbel vor und dem Austrittswirbel nach dem Laufrad. Der Austrittswirbel verschwindet nur im optimalen Betriebspunkt  $\eta$  der Turbine, d.h. wenn der höchste Wirkungsgrad erreicht wird.

Bei abweichenden Volumenströmen, insbesondere bei kleineren Durchflüssen zwischen 40 und 60% des Nennwertes, wird der Austrittswirbel sehr stark und kann heftige Instabilitäten der Strömung verursachen. Ähnliches kann sich auch bei Überlast ereignen, mit starker Wirbelbildung in in axialer Richtung.

Ursache dieser Instabilitäten ist das Phänomen des «Kavitationszopfes»: Im Kern des Austrittswirbels, wo tiefe Drücke herrschen, bildet sich eine säulen- oder zopfartige Gebilde aus Wasserdampfblasen.

Etwas weiter im Saugrohr fällt dieser «Zopf» schlagartig in sich zusammen. Die Implosion der Dampfblasen löst niederfrequente Druckschläge aus, welche die Anlage gefährden können,

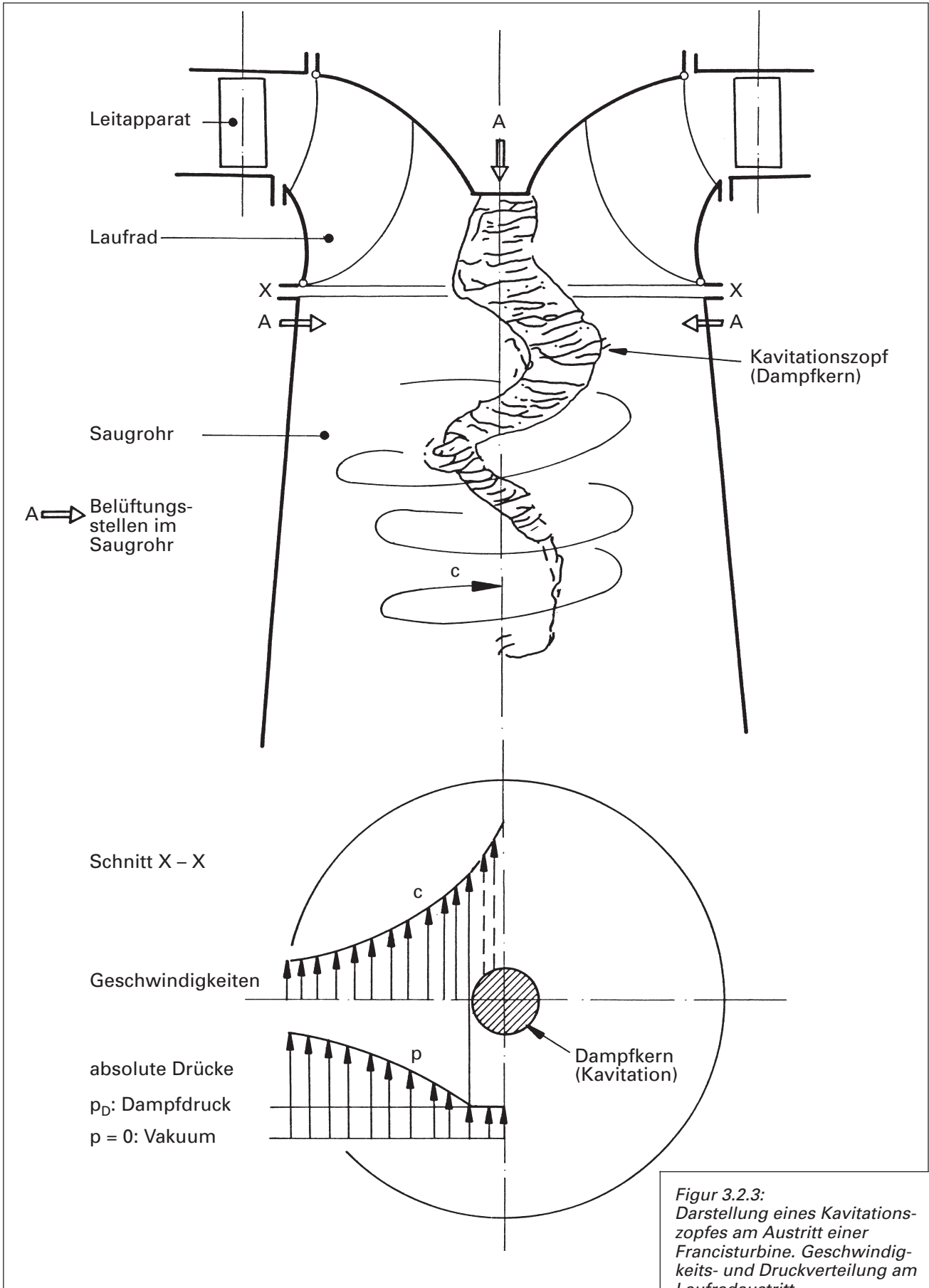
- da hohe dynamische Lasten auf Turbine und Fundamente wirken;
- weil Druckschwingungen in den Leitungen angefacht werden, welche zu Durchfluss- und Leistungsschwankungen führen.

Das Phänomen ist nicht leicht voraussehbar; eine wirksame Massnahme besteht darin, unmittelbar nach dem Laufrad Luft in das Saugrohr einzudüsen.

Auf diese Weise können die Druckschläge gemildert und eventuell auch die Frequenzen der Pulsationen günstig beeinflusst werden; allerdings sind Wirkungsgradeinbussen von 1–2% möglich.

Es ist von Vorteil, den vorgesehenen Einsatzbereich der Turbine im Pflichtenheft für die Offertanfrage anzugeben, damit der Lieferant das Phänomen des Kavitationszopfes nicht vernachlässigt und wenn nötig vorbeugende Massnahmen trifft.

Figur 3.2.3 zeigt einen Kavitationszopf am Austritt einer Francisturbine sowie eine mögliche Anordnung der Belüftungsstellen.



### 3.2.4 Berechnung der Grenzsaughöhe einer Reaktionsturbine

Theoretische Saughöhe:

Unter Vernachlässigung der dynamischen Effekte zufolge der Strömungsgeschwindigkeit des Wassers bilden sich Dampfblasen, wenn

$$H_{\text{StH}} = H_{\text{B}} - H_{\text{D}}$$

$H_{\text{StH}}$  = theoretisch mögliche Saughöhe in [m]

$H_{\text{B}}$  = Höhe der Wassersäule in [m] entsprechend dem atmosphärischen Druck  $p_{\text{B}}$

$H_{\text{D}}$  = Höhe der Wassersäule in [m] entsprechend dem Dampfdruck  $p_{\text{D}}$  des Wassers

Die lokalen Übergeschwindigkeiten und Unterdrücke entlang der Schaufelprofile (vgl. Figur 3.2.2.a) bewirken, dass die Dampfblasenbildung bei einer Saughöhe  $H_{\text{S}}$  einsetzt, die unter dem erwähnten theoretischen Wert liegt.

Um diese Effekte zu berücksichtigen, wurde in der Praxis die komplementäre, vom Volumenstrom abhängige Saughöhe  $\sigma \cdot H_{\text{n}}$  eingeführt,

mit  $H_{\text{n}}$  als Nettofallhöhe in [m] und

$\sigma$  als dimensionlosem Koeffizient, Kavitationszahl oder Thoma-Zahl genannt.

Die theoretische Saughöhe  $H_{\text{StH}}$  wird somit reduziert zu

$$H_{\text{S}} = H_{\text{StH}} - \sigma \cdot H_{\text{n}}$$

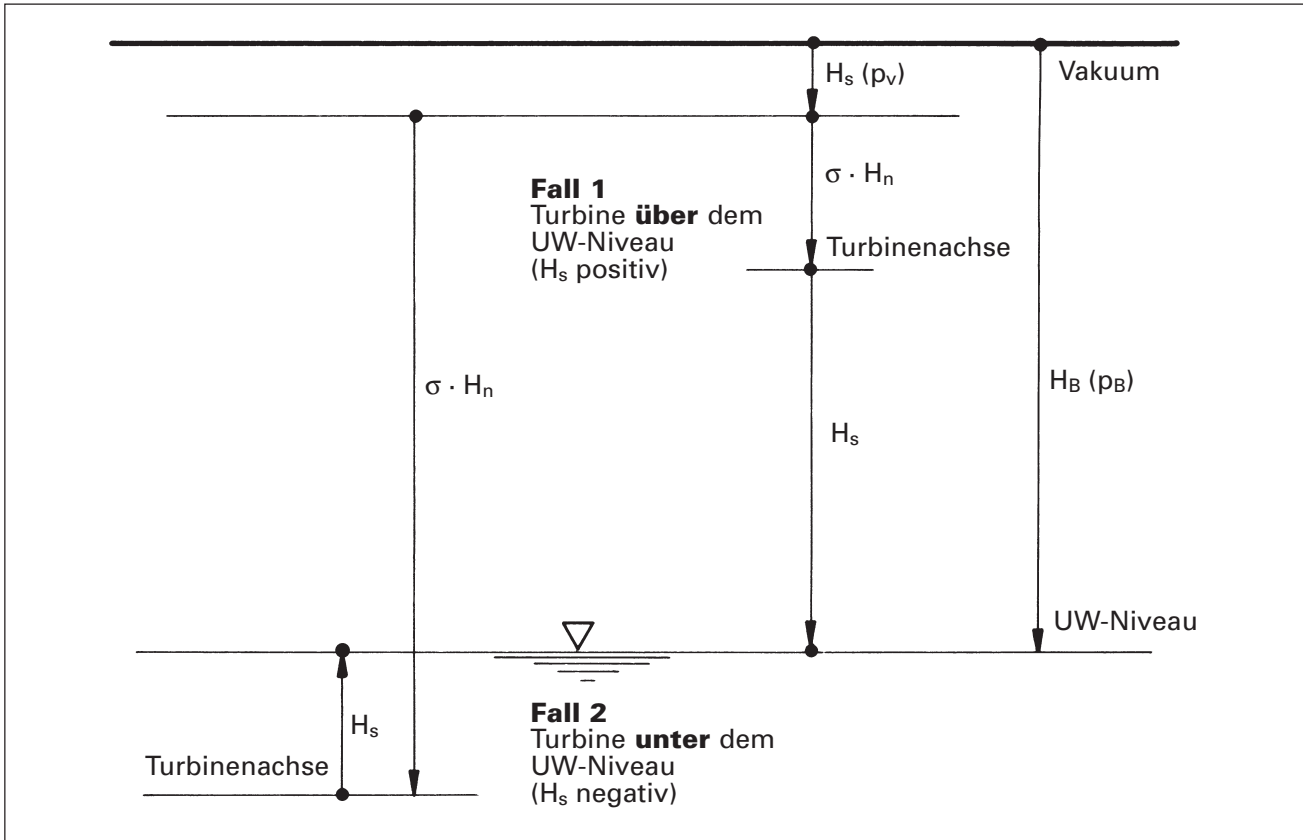
$H_{\text{S}}$ : Grenzwert für die Saughöhe; wird er überschritten, bildet sich eine das Laufrad schädigende Kavitation.

Figur 3.2.4 zeigt schematisch die unterwasserseitige Druckverteilung bei einer Reaktionsturbine.

Aufgrund statistischer Erhebungen wurden für Pumpen und Turbinen Richtwerte für die Thoma-Zahl  $\sigma$  definiert. Sie sind von der spezifischen Drehzahl und vom Turbinentyp abhängig.

Für die Vordimensionierung, d.h. die näherungsweise Berechnung von  $H_{\text{S}}$  kann das in Kapitel 4, Figur 4.1.4.b enthaltene Diagramm verwendet werden.





Figur 3.2.4: Anhaltswerte zur Berechnung der Grenzsaughöhe einer Reaktionsturbine oder einer Pumpe

- $H_B (p_B)$  atmosphärischer Druck (Druck auf dem Unterwasser-Niveau) in [m]
- $H_s$  Grenzsaughöhe der Turbine (kritische Schwelle für Kavitation) [m]
- $\sigma \cdot H_n$  Korrekturfaktor zur Kompensation der dynamischen Unterdrücke in der Strömung entlang der Schaufeln [m]
- $H_D (p_D)$  Dampfdruck des Wassers; Grenzwert des Druckes, bei dem Dampfblasenbildung einsetzt [m]

Atmosphärischer Druck in Funktion der Höhe über Meer:

Höhe:	0	500	1000	2000 [m ü.M.]
$H_B$ :	10	9.42	8.87	7.84 [m]

(International normierte Atmosphäre INA)

Dampfdruck in Funktion der Temperatur:

Temperatur:	8	10	15	20	25	30 [°C]
$H_D$ :	0.105	0.125	0.155	0.240	0.325	0.435 [m]

Die Drücke sind in [m] Wassersäule angegeben

Zusammenhang zwischen Druck  $p_i$  und Höhe  $H_i$ :

$$p_i = \rho \cdot g \cdot H_i \quad \text{oder} \quad H_i = p_i / (\rho \cdot g)$$

- $p_i$  Druck [N/m<sup>2</sup>] 1 bar = 10<sup>5</sup> N/m<sup>2</sup>
- $H_i$  äquivalente Druckhöhe in [m]
- $\rho$  Dichte des Wassers (1000 kg/m<sup>3</sup>)
- $g$  Erdbeschleunigung (9.81 m/s<sup>2</sup>)

Die genannten Zahlen sind lediglich Anhaltswerte. Der Turbinenlieferant muss sie in seiner Offerte bestätigen und präzisieren.

Für die Berechnung der Saughöhe  $H_S$  kann somit folgende Formel verwendet werden:

$$H_S = H_B - H_D - \sigma \cdot H$$

Bei Projektstudien ist daran zu denken, dass

- der atmosphärische Druck  $p_B$  (bzw.  $H_B$ ) durch Höhenlage und Lufttemperatur am Standort der Anlage beeinflusst werden;
- der Dampfdruck  $p_D$  (bzw.  $H_D$ ) von der Wassertemperatur abhängt.

Einige Anhaltswerte für diese physikalischen Parameter sind in Figur 3.2.4 aufgeführt.

$H_S$  ist eine massgebende Grösse für die Festlegung der Turbinenkote bezüglich des Unterwasserspiegels (vgl. Kapitel 4.1.4).

### 3.3 Durchgangsdrehzahl und Durchgangsvolumenstrom einer Reaktionsturbine

Bei den Aktionsturbinen wird die Durchgangsdrehzahl nur durch die Fallhöhe und den Laufraddurchmesser bestimmt.

Dies ist bei den Reaktionsturbinen wegen der komplexeren Strömungsverhältnisse nicht mehr der Fall. So stellt man bei Laufrädern mit radialer Durchströmung einen durch die Zentrifugalkraft verursachten Pumpeffekt fest, der sowohl die Durchgangsdrehzahl als auch den Volumenstrom reduziert.

Besonders ausgeprägt ist dieser Effekt bei Serien-Kreiselpumpen, welche als Turbinen betrieben werden, weil sie einen grösseren Laufraddurchmesser haben als äquivalente Francisturbinen.

Wenig Strömungswiderstand bietet dagegen eine parallel zur Drehachse durchströmte Turbine. Ihre Laufschaufeln «schrauben» sich gewissermassen in die von der Spirale bzw. vom Leitapparat erzeugte Drallströmung. Demzufolge erreichen Axialturbinen sehr hohe Durchgangsdrehzahlen, bis zum 3fachen der Nenndrehzahl, was sich auf die mechanische Auslegung von Turbine und Generator auswirkt.

**Es ist deshalb wichtig, dass aus der Offerte des Turbinenlieferanten klar hervorgeht, wie hoch die Durchgangsdrehzahl und der zugehörige Volumenstrom für eine gegebene Nettofallhöhe ist.**

Für eine erste Auslegung im Rahmen eines Vorprojektes können die folgenden Anhaltswerte verwendet werden:

Turbinentyp	Verhältnis Durchgangsdrehzahl/ Nenndrehzahl $n_D/n_N$
Francis, $n_q = 40 \dots 80$	1.7 ... 2.0
Francis, $n_q = 80 \dots 120$	2.0 ... 2.2
Propeller, feste Lauf- und Leitschaufeln	1.8 ... 2.2
Kaplan, verstellbare Laufschaufeln, feste Leitschaufeln	2.4 ... 2.8
Kaplan, verstellbare Lauf- und Leitschaufeln	2.4 ... 3.2
Pumpen im Turbinenbetrieb, $n_q = 30 \dots 100$	1.4 ... 1.8

Verhältnis der Volumenströme bei Durchgangs- bzw. Nenndrehzahl:

$$\begin{aligned}
 n_q < 100 & : Q_D < Q_N \\
 n_q = 100 & : Q_D \approx Q_N \\
 n_q > 100 & : Q_D > Q_N
 \end{aligned}$$

### 3.4 Francisturbine

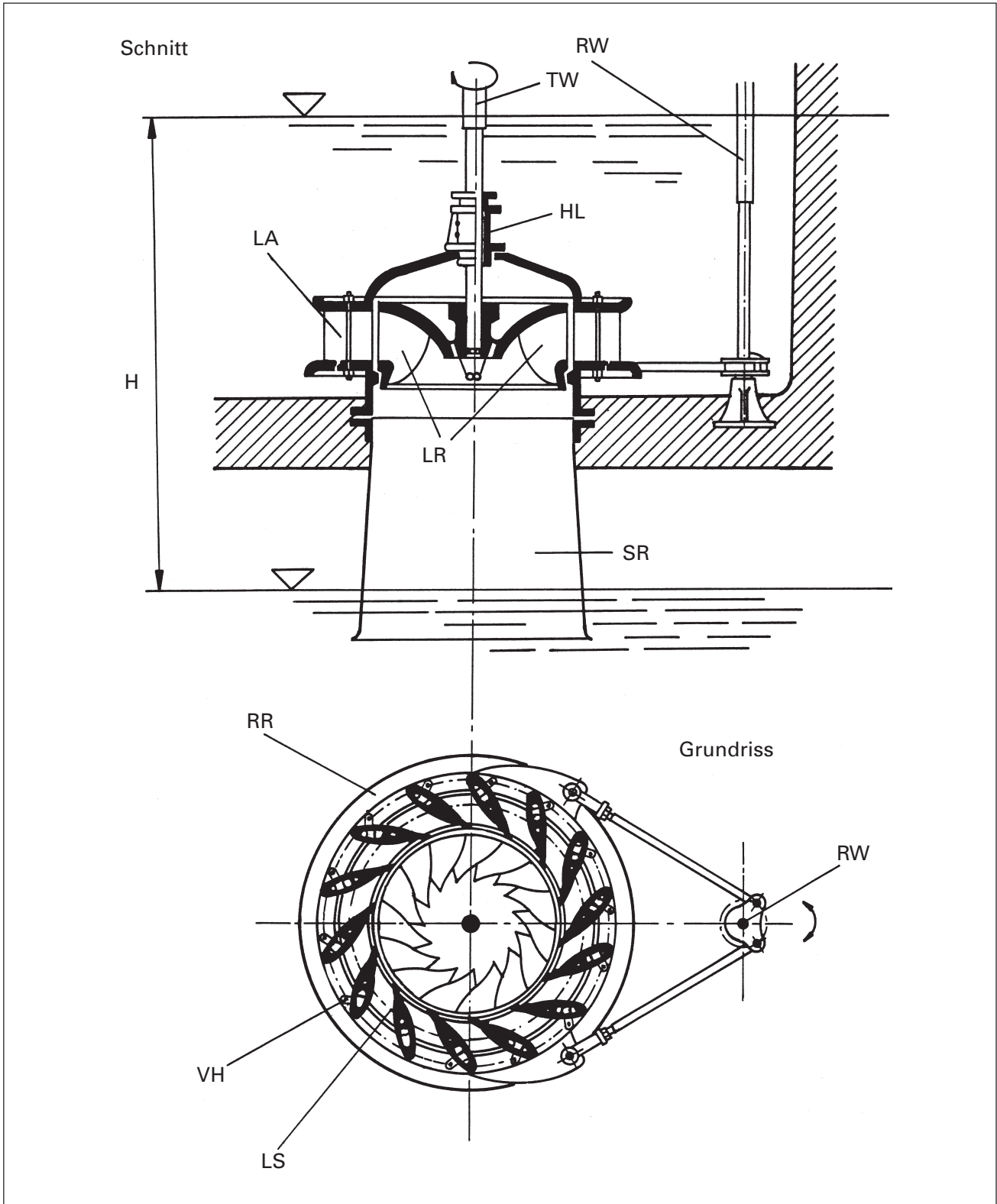
Die wichtigsten Bestandteile einer Francis-Schachtturbine ohne Spirale sind in Figur 3.4.a dargestellt. Diese einfache Bauart trifft man oft bei älteren Kleinkraftwerken an.

Der feste Teil der Turbine besteht aus dem Leitrad. Es sitzt direkt auf dem in der Betondecke verankerten Saugrohr, umfasst den Leitapparat und hält das Turbinenlager.

Der Leitapparat, der den Volumenstrom regelt, besteht aus einer bestimmten Anzahl drehbar gelagerter Leitschaufeln, die über Gelenkhebel mit dem Reguliererring verbunden sind. Dieser wird durch die Regulierwelle über zwei gelenkig befestigte Stangen gedreht.

Die Regulierwelle kann, wie dies bei älteren Anlagen oft der Fall ist, von Hand betätigt werden. Automatische Anlagen verfügen über hydraulische oder elektrische Verstellantriebe.

Das Laufrad befindet sich innerhalb des Leitapparates. Die durch das Hauptlager der Turbine geführte Welle verbindet das Laufrad mit dem Generator oder dem Zwischengetriebe.



Figur 3.4.a:  
Hauptbestandteile einer  
Francisturbine

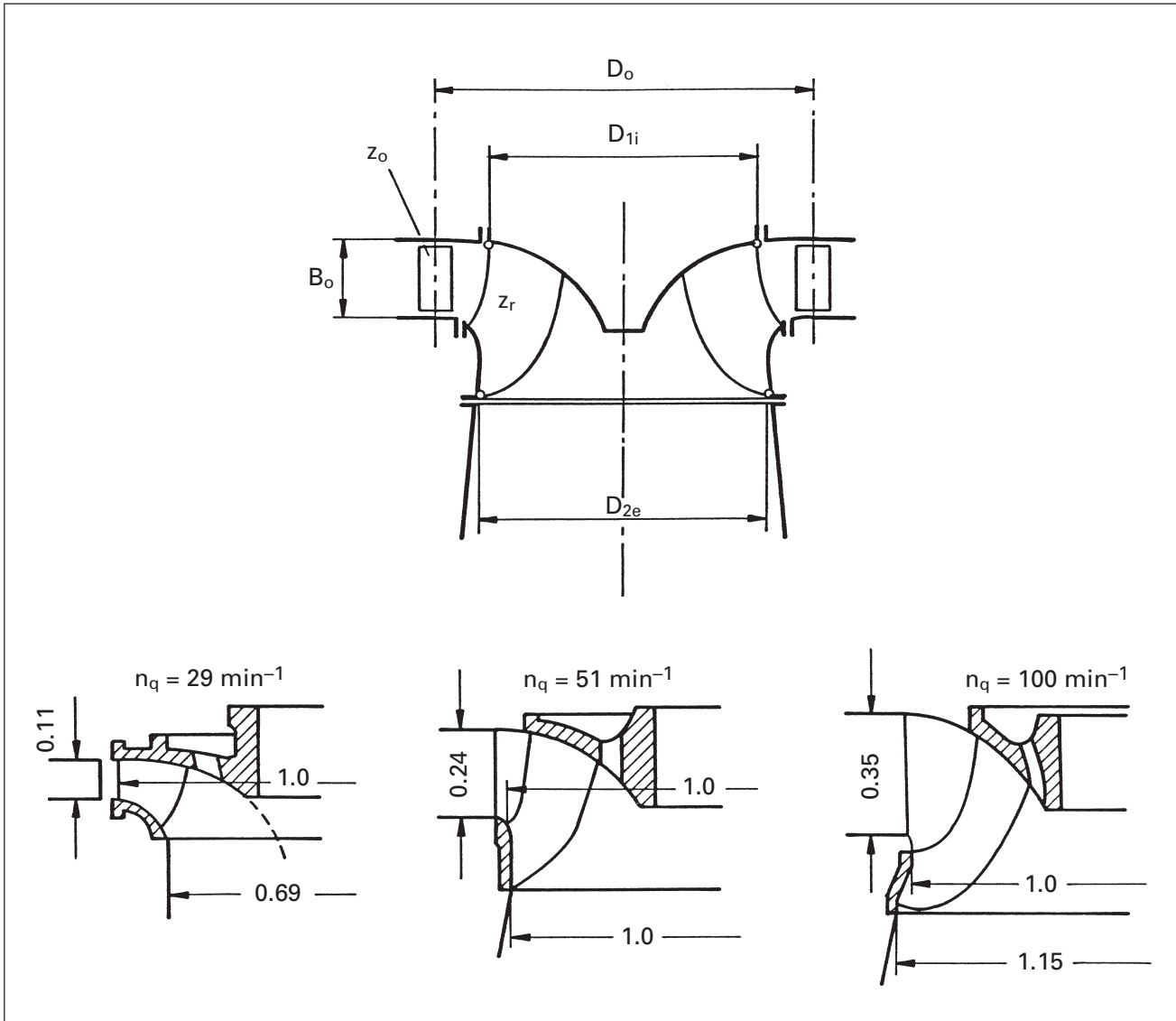
LA Leitrad/Leitapparat  
 LS verstellbare Leitschaufeln  
 VH Verstellhebel  
 RR Regulerring  
 RW Regulierwelle

LR Laufrad  
 SR Saugrohr  
 HL Hauptlager  
 TW Turbinenwelle

Figur 3.4.b enthält einige Angaben, die es ermöglichen, die Laufrad-Abmessungen einer Francisturbine abzuschätzen.

Aus dieser Figur geht ausserdem hervor, wie sich die Form des Laufrades mit der spezifischen Drehzahl  $n_q$  verändert.

Bei den sogenannten Langsamläufnern ( $n_q$  klein) wird das Laufrad radial beaufschlagt, währenddem bei den Schnelläufnern ( $n_q$  gross) eine halb-axiale Durchströmung erfolgt.



Figur 3.4.b:  
Hauptabmessungen eines  
Francis-Laufrades für unter-  
schiedliche spezifische  
Drehzahlen  $n_q$

$$R_{1i} = \frac{D_{1i}}{2} = \left( \frac{2gH_n}{\psi_{1i} \cdot \omega^2} \right)^{1/2}$$

mit  $\psi_{1i} = 1.65 \dots 1,8$

$$D_{1i} \cong 64.4 \cdot \frac{\sqrt{H_n}}{n} \quad [\text{m}]$$

$H_n$  Nettofallhöhe  
 $Q$  Volumenstrom bei  
 max. Wirkungsgrad [ $\text{m}^3/\text{s}$ ]  
 $\omega$  Winkelgeschwindigkeit [ $\text{rad/s}$ ]  
 $n$  Drehzahl [ $\text{min}^{-1}$ ]  
 $z_o$  Anzahl Leitschaufeln

$$R_{2e} = \frac{D_{2e}}{2} = \left( \frac{Q/\pi}{\varphi_{2e} \cdot \omega} \right)^{1/3}$$

mit  $\varphi_{2e} = 0.26 \dots 0.28$

$$D_{2e} = 4.44 \cdot \left( \frac{Q}{n} \right)^{1/3} \quad [\text{m}]$$

### 3.5 Serien-Kreiselpumpen im Turbinenbetrieb

Darunter ist eine handelsübliche Kreiselpumpe zu verstehen, die als Turbine funktioniert, wobei die Strömungsrichtung des Wassers und der Drehsinn der Welle wechseln.

Von der Funktionsweise her ist sie mit einer Francisturbine vergleichbar, deren Leitapparat in einer bestimmten Stellung fixiert ist.

Es handelt sich um eine einfache, preiswerte Maschine, die weniger als die Hälfte einer massgeschneiderten Turbine kostet.

Sie eignet sich für grosse und kleine Fallhöhen, doch ist ihr Anwendungsbereich aus den folgenden Gründen eingeschränkt:

- die Serien-Kreiselpumpe kann nur bei konstantem Volumenstrom eingesetzt werden;
- bei rascher Entlastung (Lastabwurf infolge Netzausfall) kann sie erhebliche Druckstöße in den Leitungen verursachen, weil der Volumenstrom bei Durchgangsdrehzahl kleiner ist als bei Normalbetrieb;
- im Hinblick auf den Einsatz als Turbine muss die mechanische Auslegung überprüft werden (Lager, Dichtungen, Durchgangsdrehzahl);
- der Wirkungsgrad liegt unter demjenigen einer Turbine.

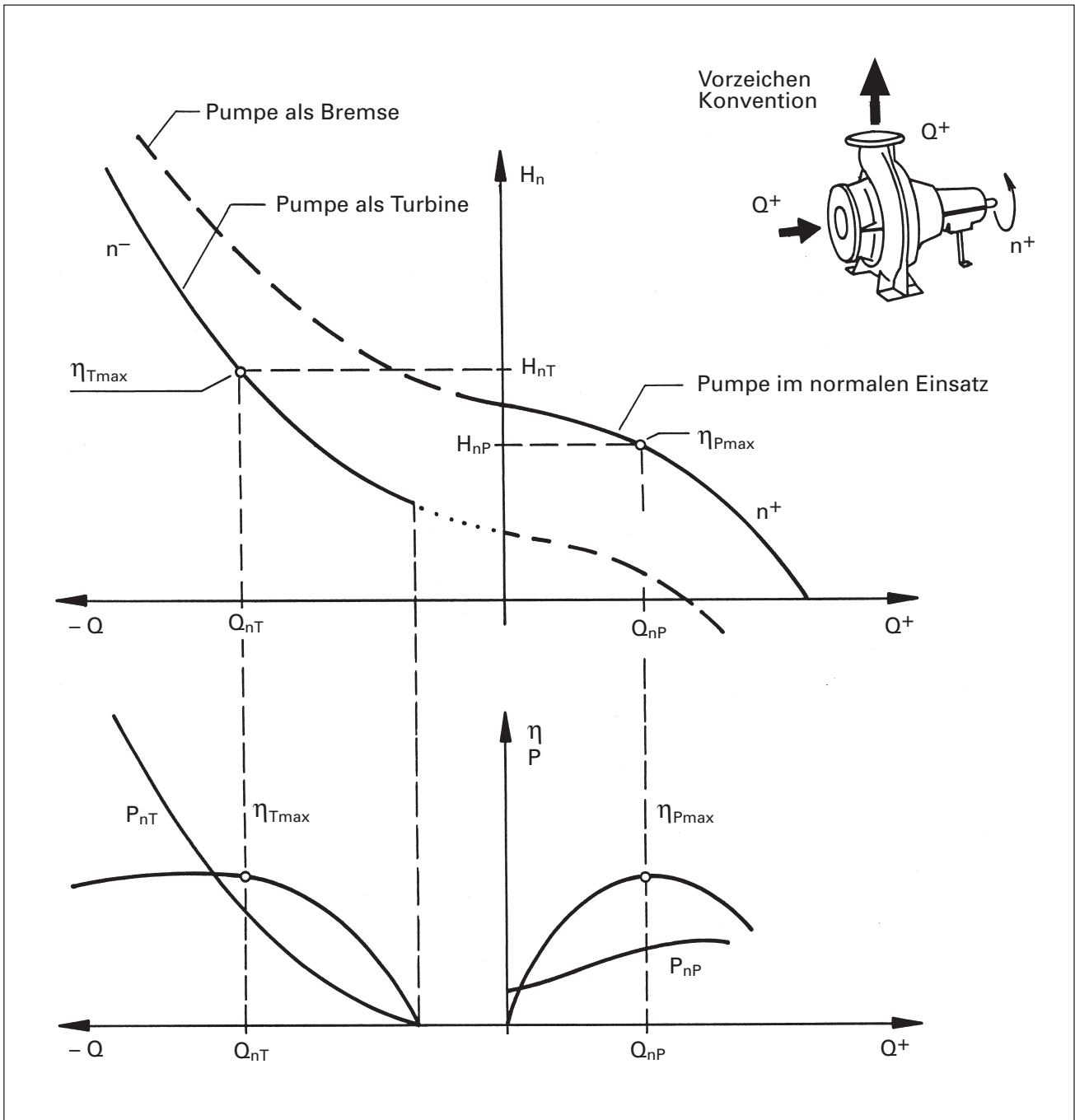
Zu beachten ist, dass die optimalen Betriebspunkte bei Turbinen- bzw. Pumpenbetrieb erheblich voneinander abweichen.

Die optimale Nettofallhöhe bei Turbinenbetrieb beträgt etwa das 1.3- bis 1.6fache des für die Pumpe geltenden Wertes, der Volumenstrom das 1.2- bis 1.4fache. Diese Angaben gelten für eine spezifische Drehzahl  $n_q$  zwischen 30 und 100.

Die Auswahl einer Kreiselpumpe, welche als Turbine verwendet wird, muss dem Spezialisten überlassen werden. Es wird empfohlen, mit einem auf diesem Gebiet erfahrenen Pumpenlieferanten zusammenzuarbeiten, der in der Lage ist, verbindliche, wenn möglich auf dem Prüfstand im Werk gemessene Kennlinien zu liefern.

Figur 3.5 zeigt die vollständigen Kennlinien einer Kreiselpumpe bei konstanter Drehzahl.





Figur 3.5  
Vollständige Kennlinien einer  
Pumpe bei konstanter Drehzahl

$Q_{nP}, H_{nP}, \eta_{Pmax}$  optimaler Betriebspunkt als Pumpe  
 $Q_{nT}, H_{nT}, \eta_{Tmax}$  optimaler Betriebspunkt als Turbine

$n$  Drehzahl  
 $Q$  Volumenstrom  
 $H_n$  Nettofallhöhe  
 $P$  Leistung  
 $\eta$  Wirkungsgrad

### 3.6 Propeller- und Kaplansturbinen

Für geringe Fallhöhen sind Propeller- und Kaplansturbinen die beste Lösung. Ihr Erkennungsmerkmal ist das Laufrad, das einem Schiffspropeller gleicht. Bei den Propellerturbinen sind die Schaufelblätter fest in der Nabe eingespannt, bei den Kaplansturbinen beweglich gelagert und im Betrieb verstellbar.

Die Einteilung erfolgt aufgrund der folgenden Merkmale:

a) der Regulierbarkeit gemäss den standortbedingten Anforderungen:

- Propellerturbine mit festen Lauf- und Leitschaufeln: für konstanten Volumenstrom und konstante Leistung;
- Propellerturbine mit festen Laufschaufeln und verstellbaren Leitschaufeln: für grossen, wenig veränderlichen Volumenstrom;
- Kaplanturbine mit verstellbaren Laufschaufeln und festen Leitschaufeln: damit lassen sich Volumenströme zwischen 30 und 100% mit gutem Wirkungsgrad turbinieren;
- Kaplanturbine mit verstellbaren Lauf- und Leitschaufeln: geeignet bei stark veränderlichen Volumenströmen zwischen 15 und 100%. Es handelt sich um die komplizierteste Bauart mit doppelter Reguliermöglichkeit: zu jeder Laufradstellung gehört die entsprechende, bezüglich Wirkungsgrad optimale Leitapparatöffnung.

In der Praxis wird eines der beiden Stellorgane angesteuert (z.B. das Laufrad) und die Lage des zweiten (in diesem Fall der Leitapparat) nach einer bestimmten Korrelation korrigiert. Dieser optimale Zusammenhang zwischen Laufrad- und Leitapparatstellung kann durch mechanische (mittels Kurvenscheiben) oder elektronische Regler (mittels SPS) erfolgen.

b) der Durchströmung:

- wie bei der Francisturbine kann auch das Laufrad der Kaplanturbine in einen klassischen Leitapparat eingebaut werden.

Das Wasser strömt radial durch den Leitapparat und axial durch das Laufrad.

Die Turbine befindet sich entweder in einem Spiralgehäuse oder wird in einen Schacht eingebaut (vgl. Figur 3.4.a).

- der Leitapparat kann konisch oder axial angeordnet sein, so dass die Strömung nur geringe Richtungsänderungen erfährt. Diese Bauart und ihre Hauptbestandteile ist in Figur 3.6.a dargestellt.

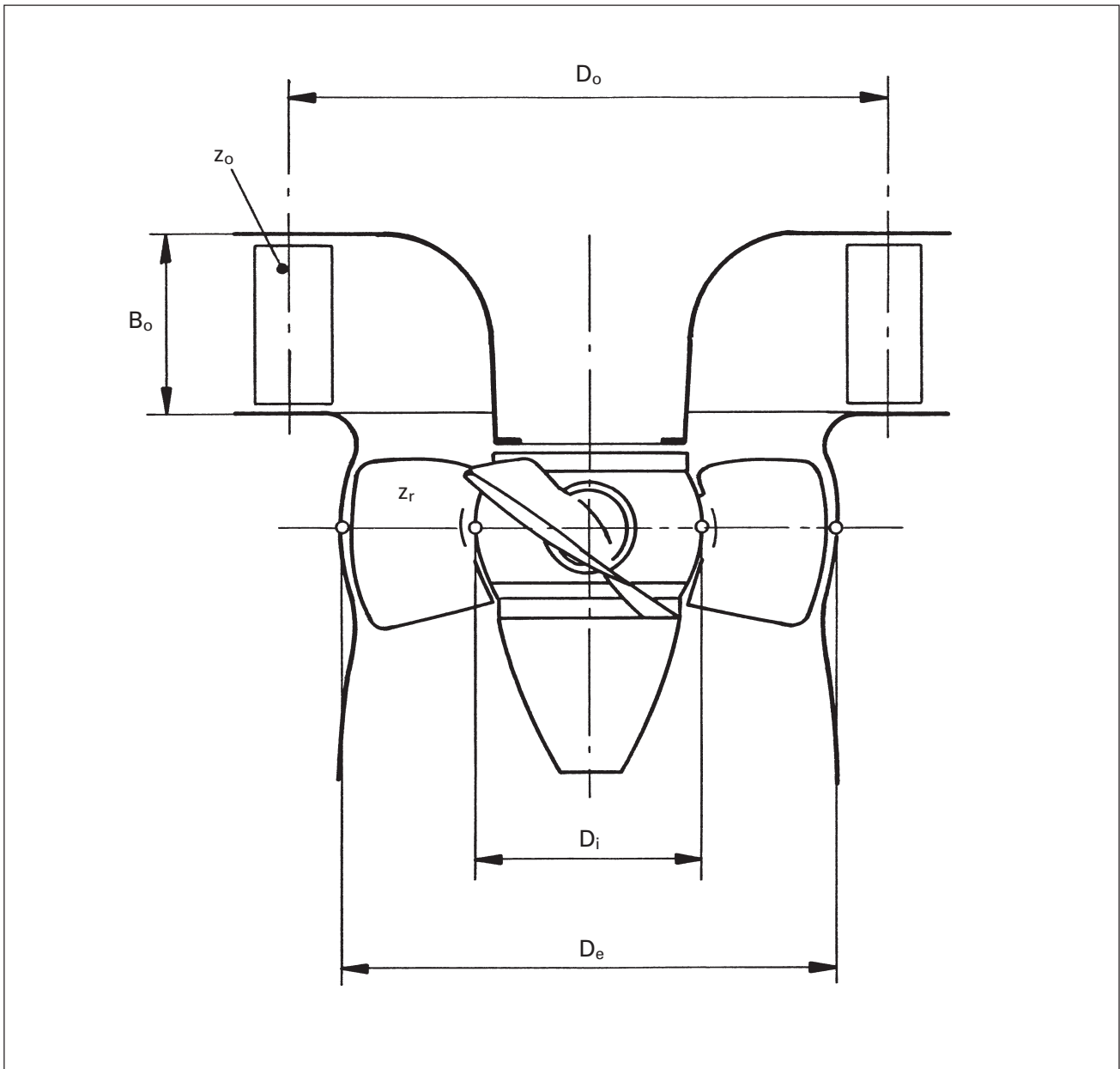
Diese Anordnung ermöglicht eine sehr kompakte Konstruktion: die Turbine lässt sich in eine Rohrleitung integrieren, was den baulichen Teil vereinfacht.



Daraus resultiert eine Vielfalt von möglichen Anordnungen:

- Turbine mit siphonartigem Saugrohr
- S-Turbine
- Rohrturbine
- Kegelrad-Rohrturbine in Kompaktbauweise (vgl. Figur 4.1.4.c)

Figur 3.6.b beschreibt die Hauptabmessungen einer Kaplan turbine mit radialen Leitschaufeln; sie enthält auch die nötigen Angaben für die Abschätzung des Laufraddurchmessers.



Figur 3.6.b:  
Hauptabmessungen einer  
Kaplanturbine und näherungs-  
weise Berechnung des  
Laufreddurchmessers

$$D_e \cong 84,6 \cdot c_{ue} \cdot \frac{\sqrt{H_n}}{n} \quad [\text{m}]$$

$H_n$     Nettofallhöhe [m]  
 $n$       Drehzahl [ $\text{min}^{-1}$ ]  
 $c_{ue}$     Geschwindigkeitskoeffizient, Funktion von  $n_q$

$c_{ue}$	1.2	1.4	1.51	1.65	1.75	1.85	1.95
$n_q$	100	125	150	175	200	225	250

$D_e$     Laufrad-Manteldurchmesser [m]  
 $D_i$     Nabendurchmesser [m]  
 $D_o$     Leitapparatdurchmesser [m]  
 $B_o$     Leitschaufelhöhe [m]  
 $z_o$     Anzahl Leitschaufeln  
 $z_r$     Anzahl Laufschaufeln



## 4 Wahl einer Turbine und Offertanfrage

---

<b>4.1</b>	<b>Wahl des Turbinentyps</b>	<b>88</b>
4.1.1	Brutto- und Nettofallhöhe in Funktion des Volumenstroms	88
4.1.2	Wirkungsgradverlauf der Turbinen in Funktion des Volumenstroms	92
4.1.3	Drehzahl der Maschinengruppe	94
4.1.4	Anordnung der Turbine	96
4.1.5	Disposition der Maschinengruppe	102
4.1.6	Vorgehen bei der Vorauswahl	104
<b>4.2</b>	<b>Einholen von Richtofferten</b>	<b>104</b>
4.2.1	Vorgehensvorschlag für Offertanfragen	104
4.2.2	Offertanfragen für die Budgetplanung	105
<b>4.3</b>	<b>Pflichtenheft für die Offertanfrage</b>	<b>106</b>

---

## 4.1 Wahl des Turbinentyps

Welcher Turbinentyp der richtige ist, hängt nicht nur von der Nettofallhöhe und vom Volumenstrom ab, sondern auch von den jeweiligen Rahmenbedingungen des Standortes.

### 4.1.1 Brutto- und Nettofallhöhe in Funktion des Volumenstroms

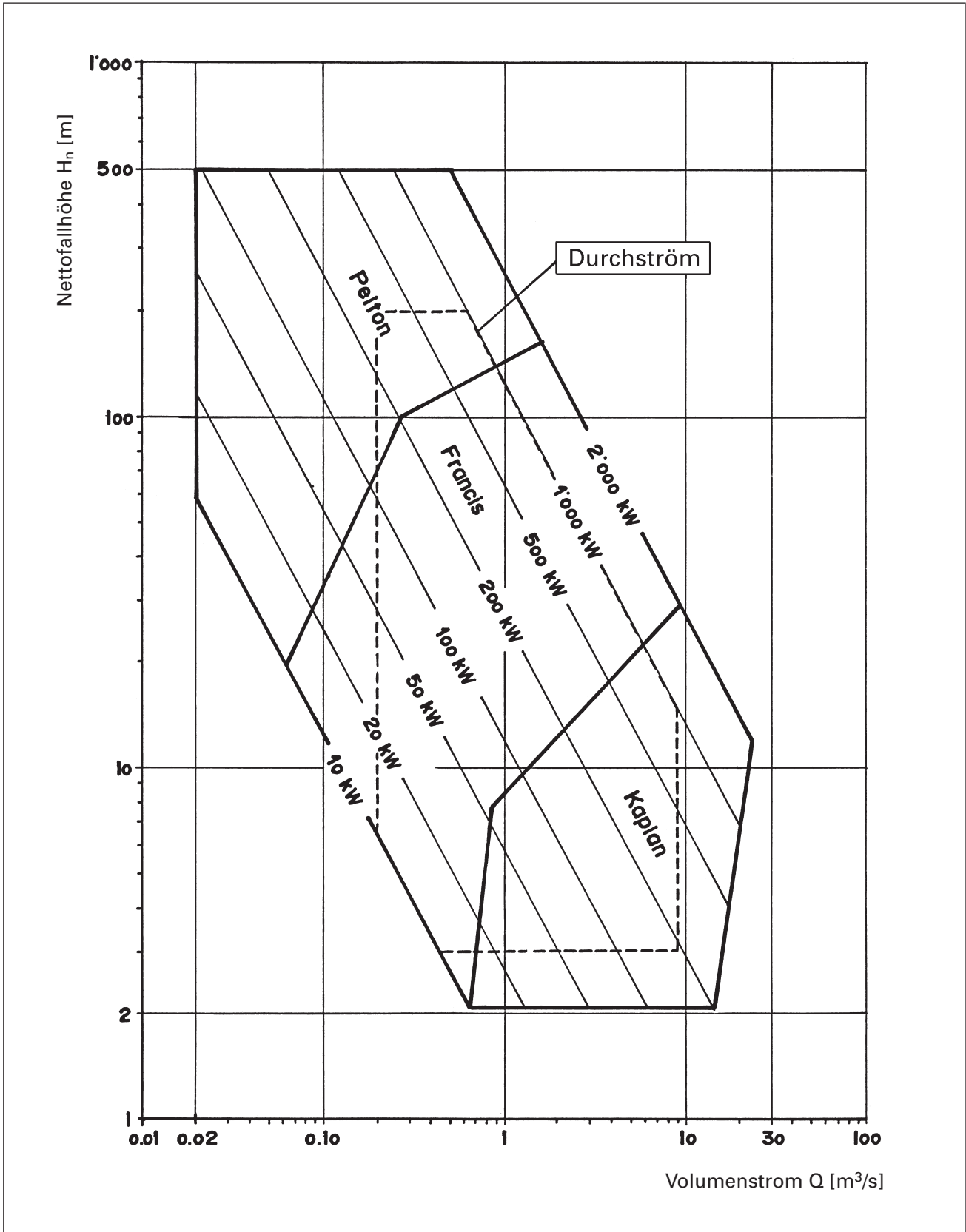
Die Fallhöhe wird beeinflusst durch:

- den Volumenstrom (hydraulische Verluste);
- aussergewöhnliche hydrologische Bedingungen (z. B. das Ansteigen des Unterwasserspiegels bei Hochwasser);
- das Nutzungskonzept (z. B. variabler Wasserstand in einem Speicherbecken).

Es ist somit unerlässlich, die Betriebsbedingungen so genau wie möglich abzuklären. Ferner ist zu beachten, dass eine Reaktionsturbine (Francis, Kaplan) erhebliche Fallhöhenchwankungen viel eher bewältigt als eine Aktionsturbine (Pelton, Durchströmturbine).

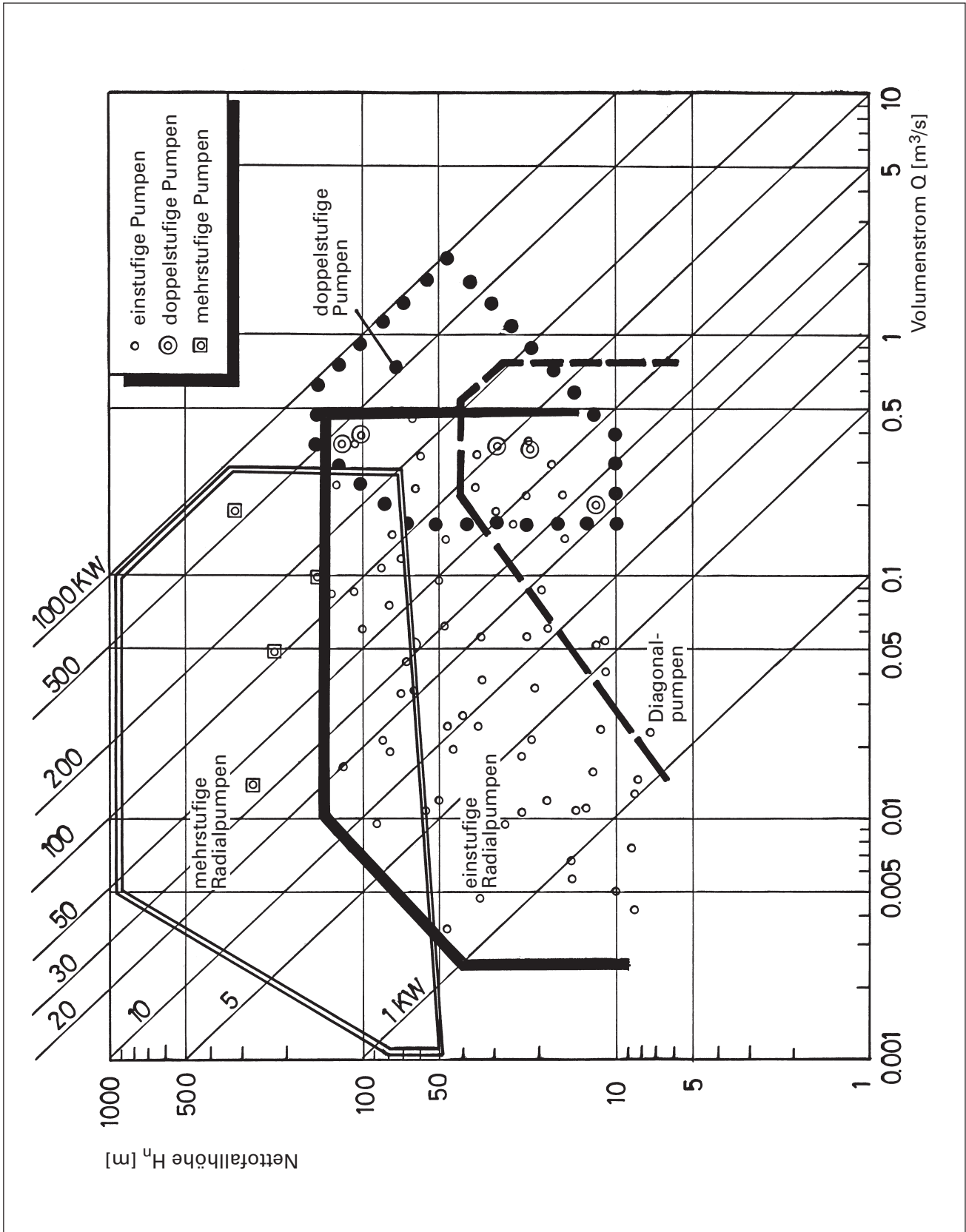
Die Diagramme in Figur 4.1.1.a (Turbinen) und 4.1.1.b (Serien-Kreiselpumpen im Turbinenbetrieb) ermöglichen die Vorauswahl des Turbinentyps aufgrund der Fallhöhe und des Volumenstroms.





Figur 4.1.1.a:  
Einsatzbereiche der  
verschiedenen Turbinentypen  
(Nettofallhöhe, Volumenstrom,  
Leistung)





Figur 4.1.1.b:  
Einsatzbereiche von Serien-  
Kreisel-pumpen bei Turbinen-  
betrieb (Nettofallhöhe,  
Volumenstrom, Leistung)

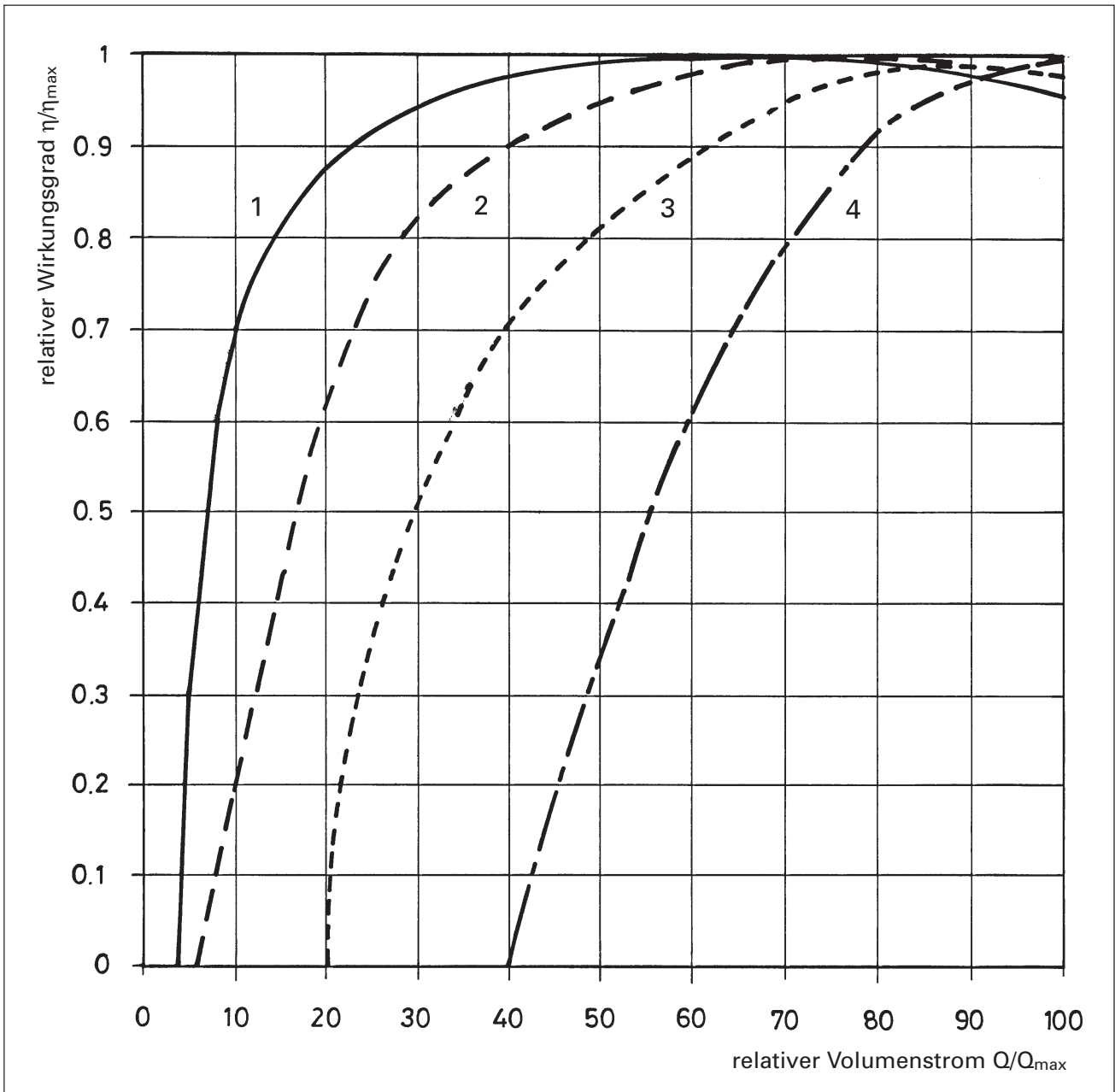
#### 4.1.2 Wirkungsgradverlauf der Turbinen in Funktion des Volumenstroms

Der verfügbare Volumenstrom und seine jährlichen Schwankungen beeinflussen ebenfalls die Wahl des Turbinentyps:

- **konstanter Volumenstrom** (dauernd Überschusswasser): Turbine mit fester Öffnung, z. B. Serien-Kreiselpumpe im Turbinenbetrieb, Propellerturbine mit festen Schaufeln, Peltonturbine mit Düse konstanter Öffnung;
- **geringe Schwankungen des Volumenstroms**, Turbine nur während weniger Stunden im Jahr schwach belastet. In diesem Fall kann eine Francis- oder Kaplan-turbine mit festem Leitapparat, die bei Nenndurchfluss (100%) einen hohen Wirkungsgrad erreicht und unter 40% abfällt, wirtschaftlicher sein, als z. B. eine Durchströmturbine. Diese kostet zwar weniger, hat aber auch im Optimum einen tieferen Wirkungsgrad;
- **stark veränderlicher Volumenstroms**, Turbine hat oft wenig Wasser. Trotz des tieferen Wirkungsgrades im Optimum ist in diesem Fall die Durchströmturbine möglicherweise einer Francisturbine vorzuziehen. Eine mehrdüsigte Peltonturbine ist einer Francisturbine überlegen, eine doppeltregulierte Kaplan-turbine besser als eine einfachregulierte, billigere Maschine.

In gewissen Fällen sind zwei Turbinen aus energetischer wie ökonomischer Sicht die interessanteste Variante (2 Turbinen die mit nur einem Generator gekoppelt sind oder 2 unabhängige Maschinengruppen).

Figur 4.1.2 zeigt den typischen Verlauf der Wirkungsgradkurven. Zusammen mit den charakteristischen Spitzenwirkungsgraden ermöglichen sie einen ersten Vergleich der verschiedenen Turbinentypen.



Figur 4.1.2:  
Wirkungsgradverlauf verschiedener Turbinen in Funktion des Volumenstroms

Anhaltswerte für den maximalen Wirkungsgrad  $\eta_{\max}$ :

Kurve 1:	Pelton-turbine	$\eta_{\max} = 84\text{--}90\%$
	Durchströmturbine, zweizellig	$\eta_{\max} = 78\text{--}84\%$
Kurve 2:	Kaplan-turbine	$\eta_{\max} = 84\text{--}90\%$
Kurve 3:	Francis-turbine	$\eta_{\max} = 84\text{--}90\%$
	Durchströmturbine, einzellig	$\eta_{\max} = 78\text{--}84\%$
Kurve 4:	Serien-Kreiselpumpe im Turbinenbetrieb	$\eta_{\max} = 75\text{--}90\%$

### 4.1.3 Drehzahl der Maschinengruppe

Die Drehzahl der Maschinengruppe ist an die konstante Netzfrequenz von 50 Hz gebunden.

Bei Synchrongeneratoren wird die Drehzahl durch die Zahl der Polpaare bestimmt:

1 Polpaar	$n = 3000 \text{ min}^{-1}$
2 Polpaare	$n = 1500 \text{ min}^{-1}$
3 Polpaare	$n = 1000 \text{ min}^{-1}$
4 Polpaare	$n = 750 \text{ min}^{-1}$
5 Polpaare	$n = 600 \text{ min}^{-1}$
6 Polpaare	$n = 500 \text{ min}^{-1}$

Asynchrongeneratoren drehen 1 bis 2% schneller als die Nenndrehzahl; diese leichte Überdrehzahl ist nötig, um das Magnetfeld in der Maschine aufzubauen.

Praktische Hinweise:

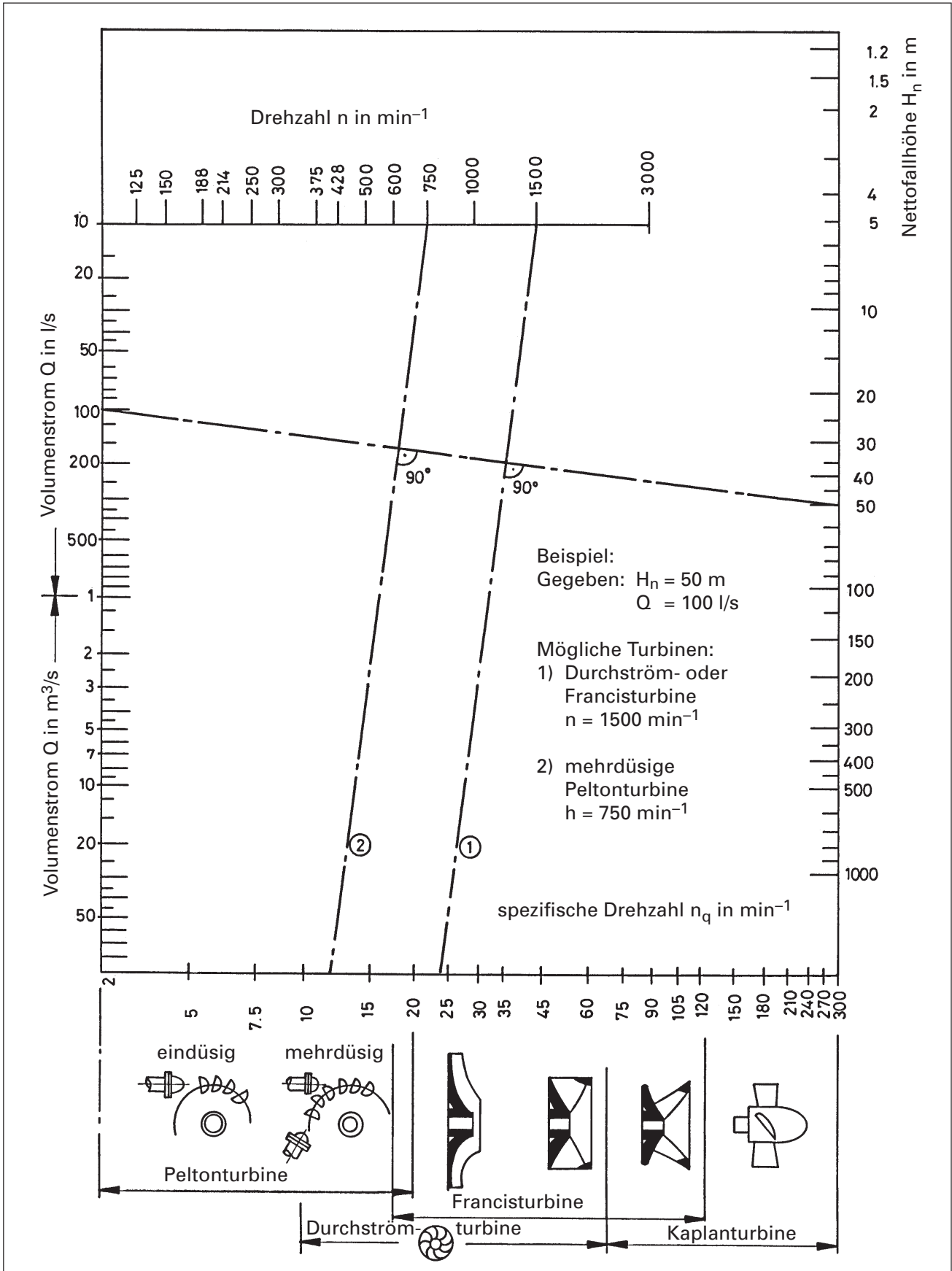
- Mit Rücksicht auf die Durchgangsdrehzahl der Turbinen (vgl. Kapitel 2.1 und 3.3), welche erhebliche mechanische Beanspruchungen verursacht, ist die Nenndrehzahl auf  $1500 \text{ min}^{-1}$  begrenzt (2 Polpaare). Aus diesem Grund sind Generatoren mit einem Polpaar selten anzutreffen (Durchgangsdrehzahl  $6000 \text{ min}^{-1}$ ).
- Bei Drehzahlen unter  $600 \text{ min}^{-1}$  (6 Polpaare und mehr) nimmt das Volumen und damit auch der spezifische Preis des Generators zu, während gleichzeitig der Wirkungsgrad abnimmt, dies vor allem wegen der magnetischen Verluste.

Turbinen mit einer Drehzahl unter  $600 \text{ min}^{-1}$  treiben meistens – über einen Riementrieb oder ein Zahnradgetriebe – einen Generator mit zwei oder drei Polpaaren ( $1500$  bzw.  $1000 \text{ min}^{-1}$ ) an.

Das Nomogramm von Figur 4.1.3 ermöglicht sowohl die Auswahl als auch den Vergleich der verschiedenen Turbinentypen unter Berücksichtigung der Drehzahl.

Aus diesem Nomogramm geht deutlich hervor, dass zwei oder sogar drei Turbinentypen für einen bestimmten Einsatzbereich in Frage kommen:

- Pelton-, Francis- und Durchströmturbine für mittlere Fallhöhen
- Francis-, Durchström- und Kaplan-turbine für geringe Fallhöhen.



Figur 4.1.3: Nomogramm für die Wahl des Turbinentyps

#### 4.1.4 Anordnung der Turbine

Bei **mittleren und grossen Fallhöhen** wird die Turbine über eine Druckleitung gespiesen und über dem Unterwasserspiegel angeordnet.

Je nach dem gewählten Turbinentyp geht die Fallhöhe zwischen der Turbinenachse und dem Unterwasserspiegel teilweise oder in vollem Umfang verloren:

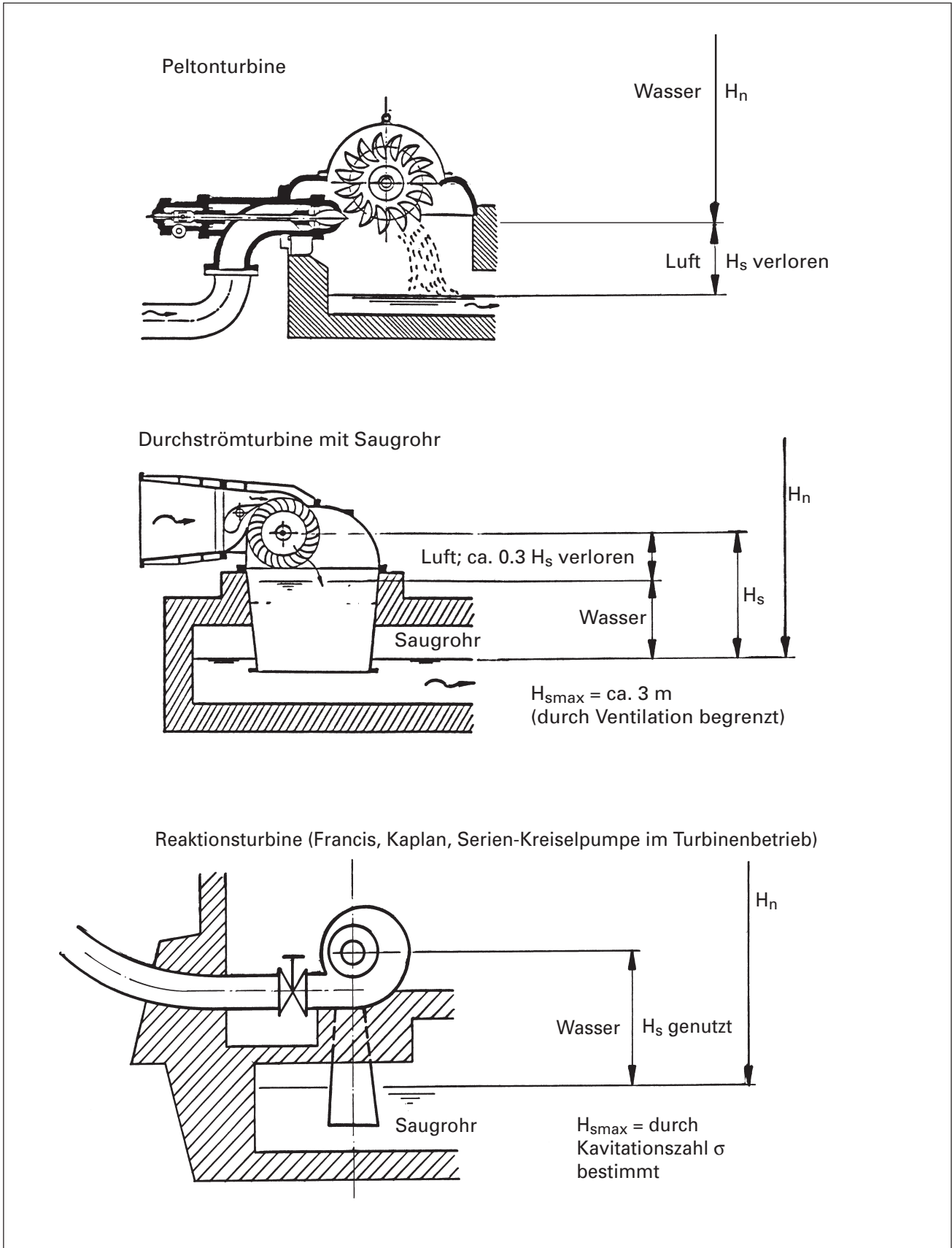
- Pelton turbine: 100%ige Einbusse (Freihang des Laufrades)
- Durchströmturbine: 50 bis 75% der Energie können durch das Saugrohr genutzt werden (Vorsicht: wegen Kavitation ist die Saughöhe auf ca. 3 m begrenzt).
- Reaktionsturbinen: Francis, Kaplan, Serien-Kreiselpumpen im Turbinenbetrieb: die Energie kann vollständig genutzt werden (die Verluste sind im Wirkungsgrad der Turbine berücksichtigt). Die Saughöhe wird von der Kavitationszahl der Turbine bestimmt.

In Figur 4.1.4.a sind die drei Fälle dargestellt.

Das Diagramm in Figur 4.1.4.b zeigt den Verlauf der Kavitationszahl  $\sigma$  in Funktion der spezifischen Drehzahl  $n_q$  für die Reaktionsturbinen.

In der Vorprojektphase lässt sich mit Hilfe dieser Grafik die Höhenlage der Turbine näherungsweise bestimmen.





Figur 4.1.4.a:  
Nettofallhöhe und Saughöhe für  
verschiedene Turbinentypen

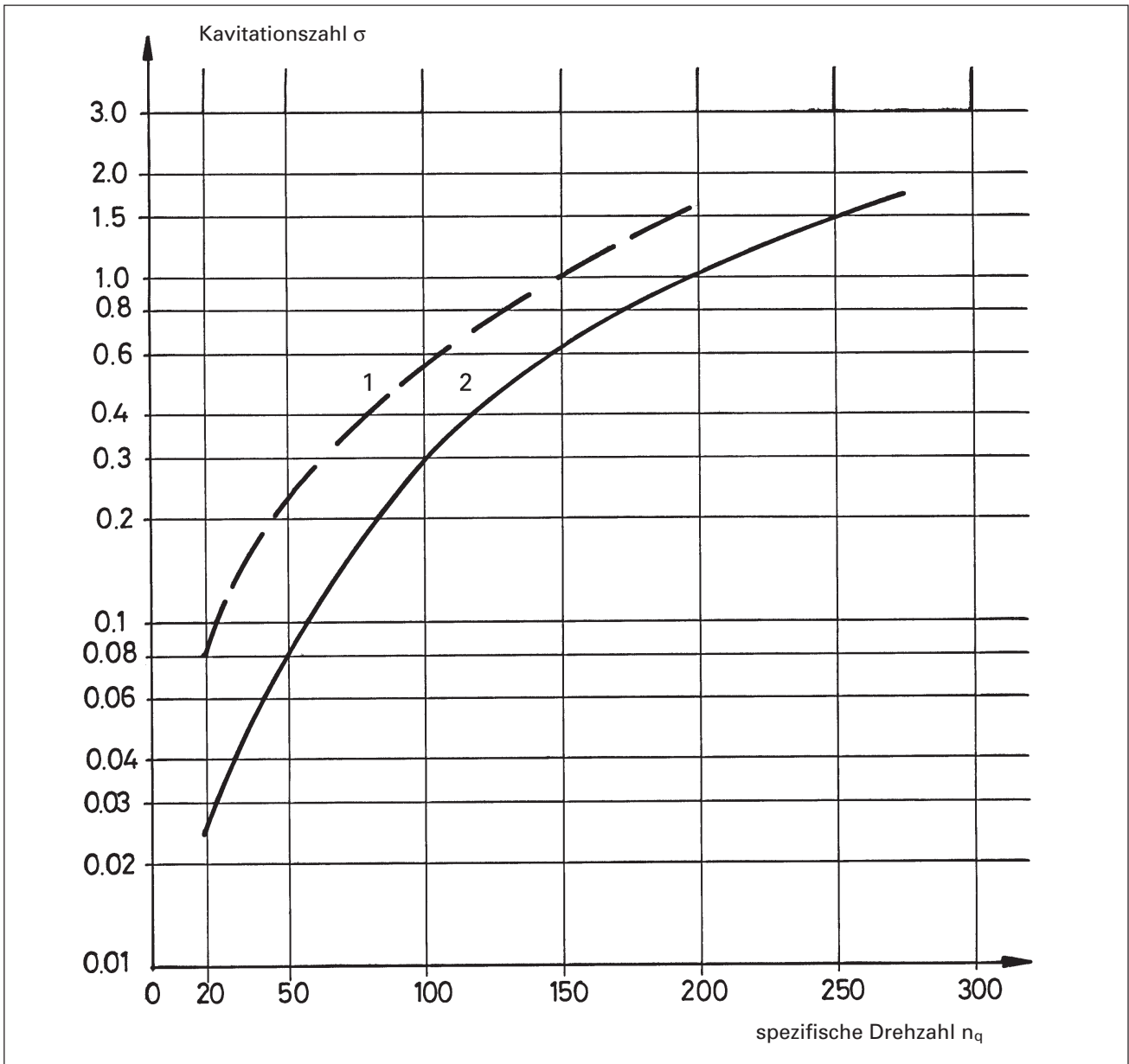
Bei **geringen Fallhöhen** gibt es viele Möglichkeiten, die Turbine anzuordnen, mit z.T. erheblichen Auswirkungen auf die Baukosten der Anlage.

Deshalb ist der Preis der Turbine allein kein entscheidender Faktor; wichtiger ist der Einfluss des gewählten Turbinentyps auf die Wirtschaftlichkeit der gesamten Anlage.

Mögliche Anordnungen:

- Francis- oder Kaplan- oder Propellerturbine in offenem Schacht am Ende des Oberwasserkanals, Maschinenachse horizontal oder vertikal;
- S-Turbine (Kaplan- oder Propellerturbine);
- Kaplan-Rohrturbine
- vertikale Kaplan- oder Propellerturbine mit siphonartigem Saugrohr

In all diesen Fällen ist es ratsam, anhand des Diagrammes in Figur 4.1.4.b die Höhenlage der Turbinenachse in bezug auf den **minimalen Unterwasserspiegel** (= maximale Saughöhe) zu überprüfen.



Kurve 1:  $\sigma$  für Kreiselpumpen; anzuwenden bei Serien-Kreiselpumpen im Turbinenbetrieb

Figur 4.1.4.b:  
Kavitationszahl  $\sigma$  der  
Reaktionsturbinen

Kurve 2:  $\sigma$  für Francis- und Kaplan turbinen

Bestimmung der Saughöhe  $H_s$  in [m]:

$$H_s = H_B - H_D - \sigma \cdot H_n$$

$H_B$  = atmosphärischer Druck in [m]

500 m ü.M.  $H_B = \text{ca. } 9.5 \text{ m}$

1000 m ü.M.  $H_B = \text{ca. } 9.0 \text{ m}$

$H_D$  = Dampfdruck des Wassers [m]

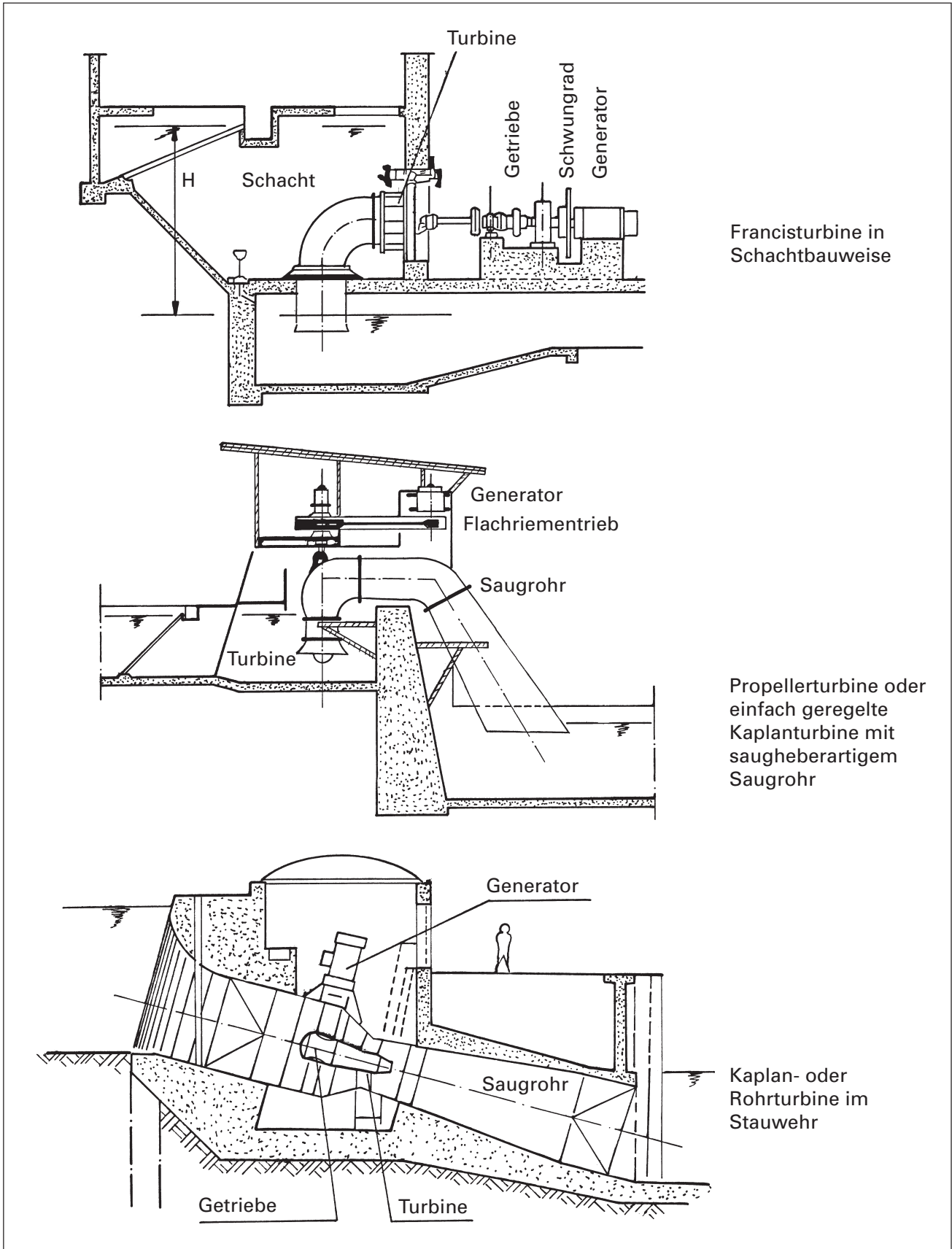
$T = 8 \text{ }^\circ\text{C}$   $H_D = 0.1 \text{ m}$

$T = 24 \text{ }^\circ\text{C}$   $H_D = 0.3 \text{ m}$

$H_n$  = maximale Nutzfallhöhe bei voller Beaufschlagung der Turbine (m)

Siehe auch Figur 3.2.4

Figur 4.1.4.c zeigt einige der vielen Möglichkeiten für die Anordnung von Niederdruckturbinen, wie sie von den Lieferanten angeboten werden.



Figur 4.1.4.c:  
Beispiele für die Anordnung  
von Niederdruckturbinen

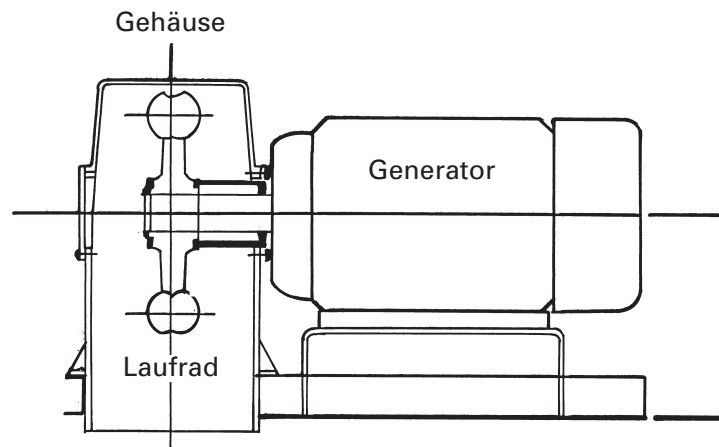
#### 4.1.5 Disposition der Maschinengruppe

Grundsätzlich sind drei Anordnungen möglich:

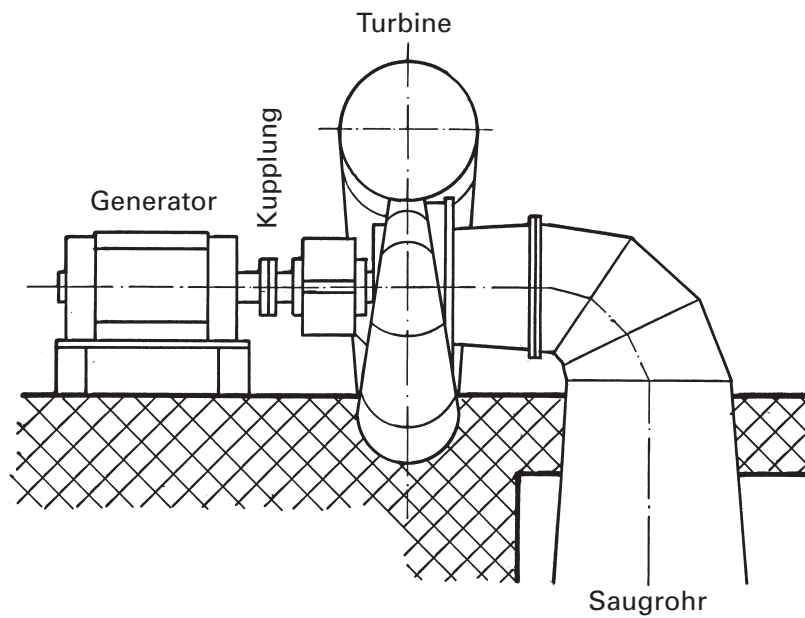
- Das Laufrad sitzt auf der Generatorwelle; Kompaktbauweise für horizontale oder vertikale Aufstellung. Dies ist die kostengünstigste und platzsparendste Lösung. Sie erfordert eine genaue Montage sowie eine besondere Auslegung der Generatorlager, welche besonders stark beansprucht werden. Auf dem freien Wellenende kann ein Schwungrad montiert werden.
- Die Turbine ist direkt mit dem Generator gekuppelt; beide Maschinen haben eigene Wellenlager und sind durch eine elastische Kupplung miteinander verbunden. Es handelt sich um die klassische Anordnung mit klarer Trennung zwischen mechanischen und elektrischen Komponenten. Sie erleichtert die Standardisierung indem die Turbine, mit einem Zwischengetriebe, auch mit asynchroner Drehzahl betrieben werden kann.
- Langsam drehende Turbine, die den Generator über ein Zwischengetriebe antreibt (Riementrieb oder Zahnradgetriebe). Sofern technisch möglich, ist der Flachriementrieb einem Zahnradgetriebe vorzuziehen; der Riemen verursacht weniger Lärm, ist praktisch wartungsfrei und erfordert keine periodischen Ölwechsel).

Figur 4.1.5 zeigt mögliche Anordnungen der Maschinengruppe.

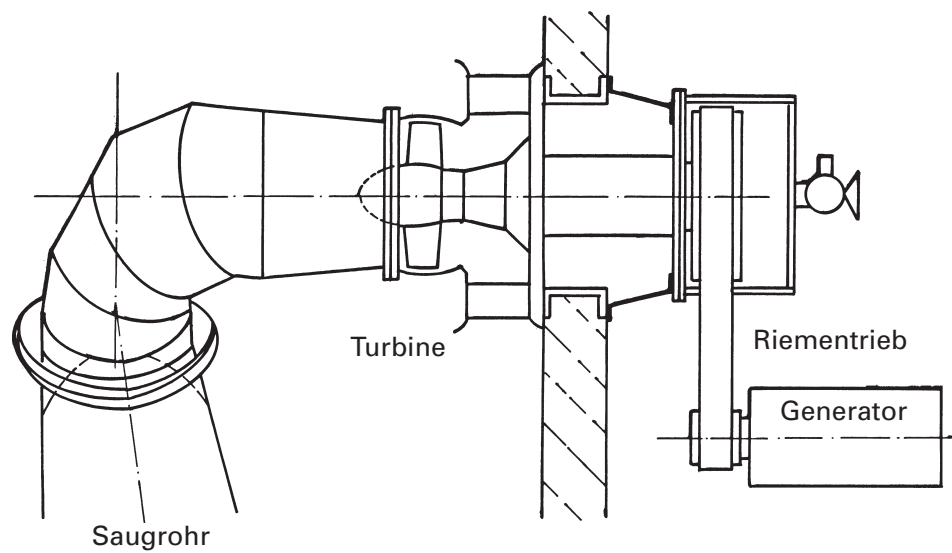
Pelton turbine in  
Kompaktbauweise  
(Laufrad auf der  
Generatorwelle)



Francisturbine mit  
direkt gekoppeltem  
Generator



Kaplan turbine in  
Schachtbauweise.  
Indirekte Kopplung  
des Generators über  
Flachriementrieb.



Figur 4.1.5:  
Mögliche Anordnungen der  
Maschinengruppe

#### **4.1.6 Vorgehen bei der Vorauswahl**

1. Hydraulische Kennwerte des Anlagenstandortes festlegen: Bruttofallhöhe, Nettofallhöhe, Volumenstrom und Einsatzbereich der Turbine (siehe Figur 1.4.1).
2. Vorselektion eines Turbinentyps, evtl. auch von zwei oder drei Typen (siehe Figur 4.1.1.a und 4.1.1.b).
3. Wahl eines Turbinentyps, allenfalls auch von zwei oder drei Alternativen unter Berücksichtigung der Drehzahl; möglichst eine Synchrondrehzahl mit direkter Kopplung von Turbine und Generator anstreben.
4. Getroffene Wahl erhärten bzw. unbefriedigende Lösungen eliminieren, aufgrund:
  - des angestrebten Wirkungsgradverlaufes (siehe Figur 4.1.2);
  - der Drehzahl, welche die Grösse und somit die Kosten der Maschinen-  
gruppe bestimmt;
  - der Anordnung bezüglich dem Unterwasserspiegel (Turbine mit oder  
ohne Saugrohr) und den erforderlichen baulichen Anpassungen  
(siehe Figur 4.1.4.a und 4.1.4.c).
5. Geeignete Disposition der Gruppe wählen, unter Berücksichtigung der Platzverhältnisse und der Eigenheiten des Betreibers (so kann z.B. die berufliche Qualifikation des für Unterhalt und Revisionen zuständigen Personals die Disposition der Gruppe günstig beeinflussen).

## **4.2 Einholen von Richtofferten**

### **4.2.1 Vorgehensvorschlag für Offertanfragen**

1. Vorselektion eines der drei Turbinentypen (siehe Kapitel 4.1.6).
2. Von möglichst vielen Anbietern Budget- oder Richtofferten mit einer Genauigkeit von +/- 20% einholen.
3. Angebote und technische Lösungsvorschläge nach technischen, betrieblichen und finanziellen Gesichtspunkten bewerten und von den bestklassierten Anbietern (2 bis 4) definitive Offerten verlangen.

Wenn der Turbinentyp und seine Anordnung gut definiert sind und eine beschränkte Zahl von Lieferanten begrüsst wird, kann Schritt 2 auch übersprungen werden.



#### 4.2.2 Offertanfragen für die Budgetplanung

##### Ziel

Angebote mit technischen Vorschlägen und Richtpreisen, die dazu dienen,

- die technischen Lösungen der verschiedenen Lieferanten für denselben Turbinentyp zu vergleichen und deren Vor- und Nachteile zu gewichten (Auswirkungen auf die baulichen Investitionen, Komplexität/Einfachheit der Technik, Konsequenzen für den Betreiber).
- den Kapitalbedarf abzuschätzen.

Diese Offertanfrage wird möglichst vielen potentiellen Anbietern zugestellt (im Hinblick auf einen gut funktionierenden und bezahlbaren Service nach der Lieferung ist die geografische Entfernung des Lieferanten zu berücksichtigen).

Da anzunehmen ist, dass nicht alle angefragten Firmen eine passende Turbine in ihrem Lieferprogramm haben, muss mit unbeantworteten Anfragen gerechnet werden.

##### Inhalt

Die Anfrage für eine Budgetofferte sollte folgende Angaben enthalten:

- voraussichtlicher Einsatzbereich der Turbine (Bruttofallhöhe, Nettofallhöhe, Volumenstrom);
- gewünschte oder bevorzugte Aufstellung und Anordnung (wenn möglich mit einer Planskizze der Zentrale);
- Aufbau und Funktion: direkt gekoppelter Generator, Stromproduktion im Inselbetrieb oder parallel zum Netz, usw.

Die technische Spezifikation für eine Budgetofferte ist bewusst knapp gehalten. Der Anbieter hat so eher die Möglichkeit, eine Maschine aus seinem Standardprogramm anzubieten und den Aufwand für die Ausarbeitung der Offerte in einem vernünftigen Rahmen zu halten.

Seitens der Anbieter werden folgende Angaben erwartet:

- ein kurzer Beschrieb der vorgeschlagenen Ausrüstung mit einer technischen Dokumentation (Prospekt und/oder Zeichnungen einer ausgeführten ähnlichen Anlage);
- Preisangaben (Budgetpreis) und wahrscheinliche Lieferfristen;
- Leistungsdaten, insbesondere die voraussichtlichen Wirkungsgrade;
- Aufstellung der Maschinengruppe und zulässige Saughöhe (bei Durchström- oder Reaktionsturbinen);
- Referenzliste vergleichbarer Maschinen mit Name, Adresse, Telefon- und Telefax-Nummer des Betreibers.

### Schlussfolgerung

Richtofferten vermitteln dem Bauherrn einen guten Überblick über die verfügbare Technologie. Sie ermöglichen ihm, das definitive Konzept festzulegen, indem er sich auf eine oder zwei der in den Offerten enthaltenen Lösungsvorschläge konzentriert.

Er kann seinen Wissenstand verbessern, indem er ausgewählte Referenzanlagen besichtigt und sich beim Betreiber nach allfälligen Schwachstellen erkundigt.

Mit diesen Informationen ist er in der Lage, das definitive Projekt seiner Zentrale sowie das Pflichtenheft der elektromechanischen Ausrüstung auszuarbeiten.

## 4.3 Pflichtenheft für die Offertanfrage

### 1. Genereller Projektbeschreibung

Zusammenfassender Beschrieb des Projektes, welcher dem Anbieter die nötigen Informationen über die Standortbedingungen vermittelt und in befähigt, eine zum Bauvorhaben passende Offerte auszuarbeiten.

Genauer Standort und Zufahrtsmöglichkeiten.

### 2. Hydraulische Randbedingungen

Bruttofallhöhe  $H$ , Nettofallhöhe  $H_n$  und gewünschte Turbinierwassermengen  $Q$

- in Tabellenform:  $H_n - Q$
- als Formel:  $H_n = H - A \cdot Q^2$
- als Diagramm: mit den Kurven  $H$ ,  $H_n$ ,  $Q$ .

Nützlich sind auch Angaben über den Einsatzbereich der Turbine im Normalfall und bei aussergewöhnlichen Bedingungen, wenn sich die Nettofallhöhe  $H_n$  bei einem gegebenen Volumenstrom verändert (Anstieg des UW-Spiegels bei Hochwasser, Reservoir).

### 3. Standortangaben

Höhenlage von Wasserfassung und Zentrale

Oberhalb der Turbine:

- Zulaufkanal: Länge, Querschnitt, Gefälle;
- Druckleitung: Länge, Durchmesser, Wandstärke, Material.

Eventuell ein Längenprofil beifügen.

Unterhalb der Turbine:

- Höhenlage der Turbinenachse
- Höhenlage des UW-Spiegels      im Ruhezustand  
   bei der Ausbauwassermenge  
   bei Hochwasser

Dies im Hinblick auf die Festlegung der Saughöhe.

Plan oder Skizze der Zentrale mit Höhenangaben, Plan des Einlaufes oder Schachtes, gemäss vorgesehenem Turbinentyp.

#### **4. Instationäre Betriebszustände**

Den maximal zulässigen Druckstoss angeben (z.B. in % der Bruttofallhöhe, üblicherweise zwischen 10 und 25%, je nach Bauart und Länge der Leitung) für verschiedene Betriebszustände:

- Anfahren und normales Abstellen;
- rasche Entlastung mit Ansprechen des Sicherheitsabsperroorgans;
- rasche Entlastung ohne Ansprechen des Sicherheitsabsperroorgans (Turbine auf Durchgangsdrehzahl).

#### **5. Definition des Lieferumfanges**

Beispiel:

Position 1: automatisches Sicherheitsabsperroorgan

Position 2: Verbindungsstück zur Turbine

Position 3: Turbine mit Saugrohr

Position 4: Generator (siehe PACER-Broschüre No 724.247.2 d)

Position 5: Montage der Maschinengruppe

Position 6: Optionen (z.B. Schwungrad).

#### **6. Spezifikation von Position 1: automatisches Sicherheitsabsperroorgan**

Gewünschter Typ: (z.B. exzentrische Absperrklappe)

Nenndurchmesser: DN in mm

Antrieb: Wasser, Öl, Elektrizität

Notschlussfunktion: mittels Batterie, Gegengewicht, Hydraulik mit Druckspeicher, usw.

Korrosionsschutz: Emaille, Epoxidharz, andere, dem Gehäusematerial angepasste Schutzschicht

Ergänzende Unterlagen des Lieferanten:

- technische Beschriebe und Spezifikationen
- Verzeichnis der verwendeten Werkstoffe
- Platzbedarf der Maschinengruppe, wenn möglich Zusammenstellungszeichnung mit Schnitten und Stückliste.

### **7. Spezifikation von Position 2: Verbindungsstück zur Turbine**

- Durchmesser und Wandstärken
- Abmessungen und Flanschttyp
- Material und Korrosionsschutz

Diese Angaben liefert entweder der projektierende Ingenieur oder der Lieferant.

### **8. Spezifikation von Position 3: Turbine**

Durch den projektierenden Ingenieur festzulegen:

- ein oder zwei Turbinentypen;
- bevorzugte Drehzahl (z.B. für direkte Kopplung des Generators);
- Betriebsbedingungen:
  - Normalbetrieb: z.B. Netzparallelbetrieb mit Wasserstandsregelung,
  - Durchbrennen: zulässige Dauer ohne Maschinenschaden (z.B. 60 Minuten),
  - minimale Schliesszeit des Leitapparates oder der Düsen (für eine einwandfreie Volumenstromregelung ohne unzulässigen Druckstoss);
- Schwingungen/Vibrationen, z.B.:
  - RMS-Wert kleiner als 2mm in allen Richtungen (gemäss deutscher Norm VDI 2056),
  - keine kritischen Drehzahlen oder Eigenfrequenzen im Bereich des 0.5- bis 2.5fachen der Nenndrehzahl der Maschinengruppe,
  - keine kavitationsbedingten Vibrationen oder Druckschwankungen (für Francis-, Propeller- und Kaplan-turbinen sowie für Serien-Kreiselpumpen im Turbinenbetrieb);
- Kavitation: kavitationsfreier Betrieb bei allen Volumenströmen;
- Prüfdruck: z.B. das 1.5fache des Nenndruckes oder gemäss den Normen für Druckleitungen;
- Bauart: Kompaktbauweise, direkte Kopplung des Generators oder Antrieb über Flachriementrieb (oder Zahnradgetriebe).

Durch den projektierenden Ingenieur oder gemäss Vorschlag des Lieferanten festzulegen

- Werkstoffe:
  - Laufrad: normalerweise korrosionsbeständiger Stahl oder Aluminiumbronze, je nach Wasserqualität,
  - Leitapparat oder Düse: normalerweise korrosionsbeständiger Stahl, evtl. Bronze/Aluminiumbronze, Spirale, Gehäuse: normalerweise korrosionsbeständiger Stahl, normaler Baustahl oder Guss mit Korrosionsschutz.

**Anmerkung:** Guss ist hinsichtlich Geräusch- und Schwingungsdämpfung die beste Lösung

- Stellantrieb für die Volumenstromregelung der Turbine (Leitapparat, Düsennadel):
  - mechanischer Handantrieb oder Elektromotor
  - Hydraulikaggregat und -zylinder;
- Messen, Steuern, Regeln (MSR):
  - Turbinenöffnung: über elektrische Kontakte (Endschalter) und/oder Lagegeber (Potentiometer),
  - Lagertemperatur: Temperaturegeber (z.B. Pt 100-Elemente),
  - Ölstand: Schaugläser oder elektrische Sonden,
  - Wasserdruck vor bzw. nach der Turbine durch Manometer (empfohlen werden solche der Güteklasse 1% mit Anschlüssen nach IEC/CEI- oder ISO-Norm), weitere Vorkehrungen gemäss Empfehlung des Lieferanten.

### **Mit der Offerte abzuliefernde Angaben/Unterlagen**

Technische und konstruktive Kennwerte der Turbine, insbesondere:

- Nenndrehzahl und Nennleistung;
- Drehzahl und Volumenstrom bei Durchgangsdrehzahl;
- Massenträgheitsmoment der rotierenden Teile;
- Garantiewerte für den Turbinenwirkungsgrad bei den definierten Fallhöhen/Volumenströmen;
- Zusammenhang zwischen Volumenstrom und Turbinenöffnung.

Pläne/Zeichnungen:

- Fundament- und Installationsplan der Maschinengruppe mit Hauptabmessungen, Raumbedarf und Angaben für den Anschluss der Rohrleitungen;
- Zusammenstellungszeichnung der Turbine mit Schnitten, aus denen die wichtigsten konstruktiven Einzelheiten hervorgehen (Laufrad, Lager, Dichtungen, usw.);
- Stückliste der Hauptkomponenten mit Angabe der verwendeten Werkstoffe;
- Angaben über den Korrosionsschutz;
- Bauart, Schmierung und rechnerische Lebensdauer der Wellenlager;
- Beschrieb der Volumenstromregelung;

- für Kaplan- und Francisturbinen: vorgesehene Massnahmen zur Unterdrückung des Kavitationszopfes (z.B. Einblasen von Luft).

### **9. Garantien und Konventionalstrafen**

Vom Lieferanten sind folgende Leistungsgarantien zu verlangen:

- minimale Wirkungsgrade von Turbine, Generator und Getriebe in Funktion des Volumenstromes;
- maximaler Volumenstrom;
- Lebensdauer der mechanischen Teile der Gruppe;
- Kavitationsbeständigkeit;
- Korrosionsbeständigkeit.

Der Lieferant verpflichtet sich, festgestellte Mängel umgehend zu beheben. Ersatzteile und Arbeit gehen zu seinen Lasten.

Um zu vermeiden, dass die Garantiewerte nicht eingehalten werden, sind üblicherweise im Werkvertrag Konventionalstrafen vorgesehen.

Die Höhe dieser Konventionalstrafen, welche von einer Entschädigung der Bauherrschaft bis zur glatten Zurückweisung der Maschinengruppe gehen können, wird nach den zu erwartenden Ertragseinbussen festgelegt.

### **10. Abnahmeversuche**

Ob die garantierten Wirkungsgrade tatsächlich erreicht werden, wird im Rahmen der Inbetriebnahme durch Abnahmeversuche überprüft.

Der verantwortliche Ingenieur muss wissen, dass er – wenn er Garantiewerte verlangt – in der Lage sein muss, diese messtechnisch zu überprüfen.

Die Messstellen, insbesondere jene für die Bestimmung des Druckes und des Volumenstroms, sind im Projekt zu berücksichtigen.

Wertvolle Anhaltspunkte sind in den Normen IEC/CEI 41 und VSE/ASE 3055.1974 enthalten.

### **11. Lieferfristen und Zahlungsbedingungen**

Die Fristen für die Herstellung, die Montage und die Inbetriebnahme werden durch den Lieferanten vorgegeben, allenfalls nach Absprache mit dem Ingenieur.

Im Pflichtenheft können auch die Zahlungsbedingungen und die vom Lieferanten zu leistenden Bankgarantien für Akonto-Zahlungen erwähnt sein.

# 5 Fallstudie

## Auswahl von Wasserturbinen im Rahmen eines Vorprojektes

---

<b>5.1</b>	<b>Turbinierung des Lockwassers einer Fischtreppe</b>	<b>112</b>
5.1.1	Projektbeschreibung	112
5.1.2	Projektvorgaben	112
5.1.3	Ziel der Fallstudie	114
5.1.4	Wahl und Kennwerte der Turbine	114

---

<b>5.2</b>	<b>Turbinierung von Trinkwasser zwischen zwei Reservoirs</b>	<b>116</b>
5.2.1	Projektbeschreibung	116
5.2.2	Projektvorgaben	116
5.2.3	Ziel der Fallstudie	118
5.2.4	Wahl und Kennwerte der Turbine	118

---

<b>5.3</b>	<b>Kleines Laufkraftwerk mittlerer Fallhöhe</b>	<b>120</b>
5.3.1	Projektbeschreibung	120
5.3.2	Projektvorgaben	120
5.3.3	Ziel der Fallstudie	122
5.3.4	Bestimmung der Nettofallhöhe	122
5.3.5	Wahl und Kennwerte der Turbine	123

---

<b>5.4</b>	<b>Niederdruckanlage</b>	<b>124</b>
5.4.1	Projektbeschreibung	124
5.4.2	Projektvorgaben	124
5.4.3	Ziel der Fallstudie	124
5.4.4	Wahl und Kennwerte der Turbine	126

---

## 5.1 Turbinierung des Lockwassers einer Fischtreppe

### 5.1.1 Projektbeschreibung

Ein grosses Wasserkraftwerk muss mit einer Fischtreppe ausgerüstet werden.

Das Konzept umfasst folgende Elemente:

- Eine Fischtreppe mit einem Abfluss von ca. 700 l/s;
- Die Fische orientieren sich nach der Stärke der Wasserströmung; die durch die Abflussmenge der Fischtreppe beim Einstieg im Unterwasser erzeugte Strömung ist zu schwach, um die Fische anzulocken. Über eine parallel zur Fischtreppe verlaufenden Leitung werden deshalb zusätzlich ca. 2000 l/s in den Einstiegsbereich geleitet.  
Die hydraulische Energie dieser zusätzlichen Abflussmenge, des sogenannten **«Lockwassers»**, soll durch ein Kleinwasserkraftwerk genutzt werden.

Die vorgeschlagene Lösung ist in Figur 5.1 dargestellt.

### 5.1.2 Projektvorgaben

Bruttofallhöhe:  $H = 21.0$  m (Maximalwert bei Trockenwetter)  
20.0 m (Mittelwert)  
18.0 m (Minimalwert bei Hochwasser)

Der Oberwasserspiegel, der durch eine Talsperre reguliert wird, bleibt konstant.

Das Unterwasserspiegel variiert in Funktion des Abflusses.

turbinierbare  
Lockwassermenge:  $Q = 2.0$  m<sup>3</sup>/s bei mittlerer Bruttofallhöhe  $H$

Druckleitung:            Länge             $L = 200$  m  
                                 Durchmesser     $D = 1000$  mm

Berechnung der hydraulischen Verluste nach der Formel von Strickler:

$$H_V = v^2 \cdot L / (K^2 \cdot R_h^{4/3}) \quad [\text{m}]$$

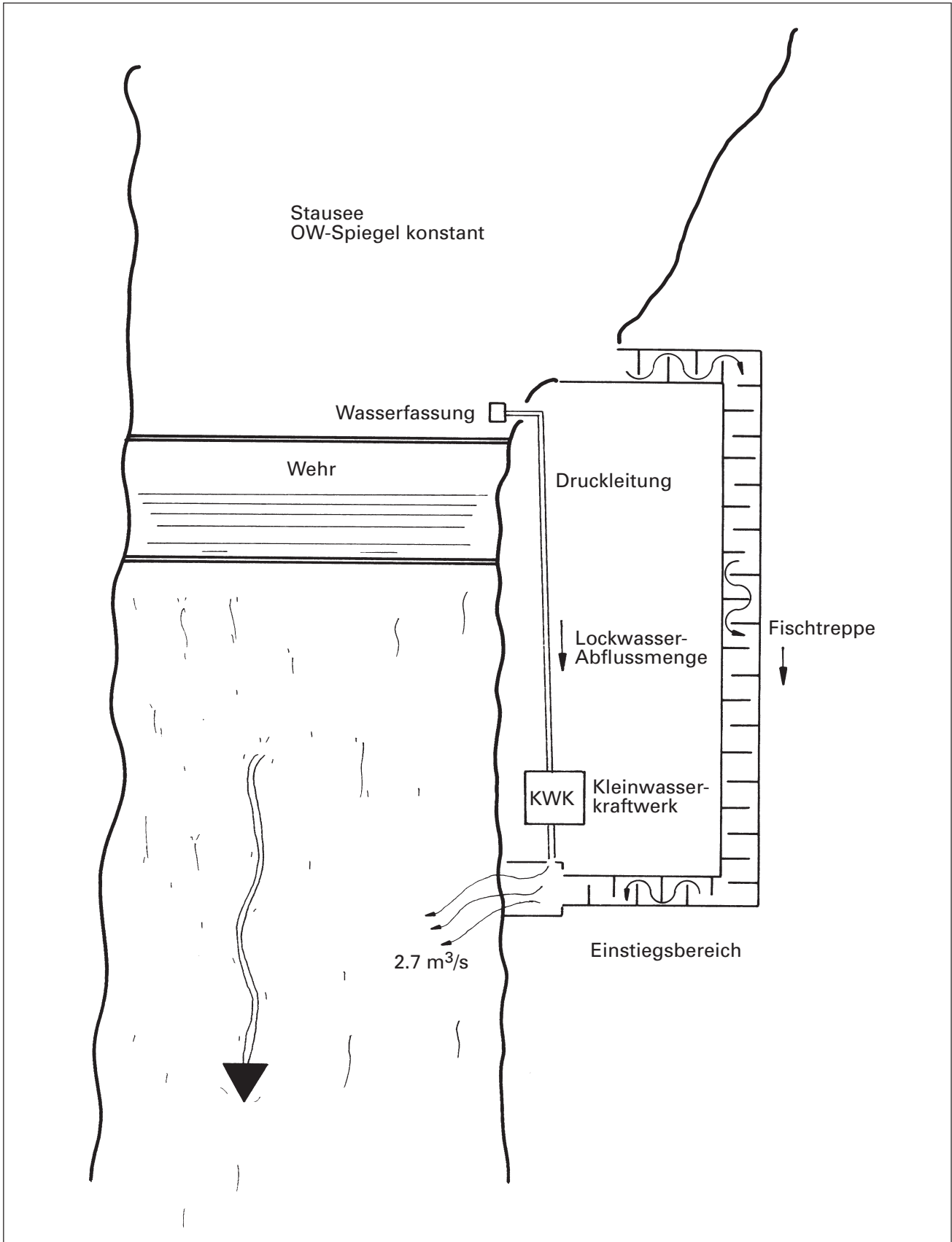
$v =$     Strömungsgeschwindigkeit [m/s]

$L =$     Länge der Druckleitung [m]

$K =$     Rauigkeitsbeiwert =  $75 \text{ m}^{1/3}\text{s}^{-1}$

$R_h =$   $D/4 =$  hydraulischer Radius [m]





Figur 5.1:  
Fischtreppe mit Turbine zur  
Nutzung des Lockwassers

Anordnung der Turbine: 0.5 m über dem maximalen Unterwasser-Spiegel

Wassertemperatur: höchstens 20 °C

Höhenlage der Anlage: 500 m ü.M.

### 5.1.3 Ziel der Fallstudie

Bauart und der Kennwerte der Turbine bestimmen, die sich für die vorliegende Anlage am besten eignet.

Wie gross wird die ungefähre Jahresproduktion an elektrischer Energie sein, wenn der Generator-Wirkungsgrad  $\eta_G$  95% beträgt?

### 5.1.4 Wahl und Kennwerte der Turbine

#### Berechnung der Nettofallhöhe $H_n$

Volumenstrom  $Q = 2.0 \text{ m}^3/\text{s}$

Strömungsgeschwindigkeit  $v = Q \cdot 4/\pi D^2 = 2.55 \text{ m/s}$

Hydraulische Verluste der Druckleitung nach Strickler (vgl. 5.1.2):  
 $H_v = 1.47 \text{ m}$

Bruttofallhöhe:

$H = \text{min. } 18.0$                       im Mittel 20.0                      max. 21.0    [m]

Hydraulische Verluste:

$H_v = \text{min. } 1.47$                       im Mittel 1.47 m                      max. 1.47    [m]

Nettofallhöhe:

$H_n = \text{min. } 16.53$                       im Mittel 18.53                      max. 19.53    [m]

#### Hydraulische Leistung

$P_{\text{hyd}} = 9.81 \cdot 2 \cdot 18.53 = 364 \text{ kW}$                       (Seite 14)

#### Turbinentyp

Diagramm Seite 89: Francis- oder Durchströmturbine oder, da Volumenstrom konstant:

Diagramm Seite 91: Serien-Kreiselpumpe im Turbinenbetrieb

Voraussichtlicher Wirkungsgrad (Seite 93):

Francisturbine:  $\eta = 90\%$

Durchströmturbine:  $\eta = 84\%$

Serien-Kreiselpumpe im Turbinenbetrieb:  $\eta = 90\%$

## Saughöhe

$$\begin{aligned} H_{\min}: & H_S = 0.5 \text{ m (Vorgabe)} \\ H_{\text{mittel}}: & H_S = 0.5 \text{ m} + H_{b\text{mittel}} - H_{b\min} = 2.5 \text{ m} \\ H_{\max}: & H_S = 0.5 \text{ m} + H_{b\max} - H_{b\min} = 3.5 \text{ m} \end{aligned}$$

## Fallhöhenverluste für die Durchströmturbine (Seite 97):

$$0.3 H_S = 0.75 \text{ m für } H_S = 2.5 \text{ m (Mittelwert)}$$

$$\begin{aligned} \text{Nettofallhöhe der Durchströmturbine: } & H_{\text{mittel}} = 18.53 - 0.75 = 17.78 \text{ m} \\ \text{relative Verluste:} & 1 - 17.78/18.53 = 1 - 0.96 = 4\% \end{aligned}$$

Somit beträgt der effektive Wirkungsgrad der Durchströmturbine  
 $84 - 4 = 80\%$

Da die Turbine mit konstantem Volumenstrom gefahren wird, ist nur der maximale Wirkungsgrad massgebend (vgl. Seite 93). Daraus ergibt sich folgende **Empfehlung**:

## Francisturbine mit festen Leitschaufeln oder doppelflutige Serien-Kreiselpumpe

### Drehzahl der Francisturbine

$$\begin{aligned} \text{Kavitationszahl } \sigma &= (H_B - H_D - H_S) / H_n \quad (\text{Seiten 72/73}) \\ H_B &= 9.42 \text{ m (Höhe 500 m.ü.M)} \\ H_D &= 0.24 \text{ m (Wassertemperatur 20 °C)} \end{aligned}$$

$$\text{daraus folgt für } H_{\max} \text{ und } H_{S\max}: \quad \sigma = (9.42 - 0.24 - 3.5) / 19.53 \cong 0.3$$

Diagramm Seite 99: für  $\sigma = 0.3$  ergibt sich eine spez. Drehzahl  $n_q$  von 100

$$\text{Diagramm Seite 95: } H_n = 18.53 \quad Q = 2.0 \text{ m}^3/\text{s} \quad n_q = 100 = n \cdot Q^{1/2} / H_n^{3/4}$$

$$\text{Drehzahl:} \quad n = n_q \cdot H_n^{3/4} / Q^{1/2} = 631 \text{ min}^{-1}$$

Eine tiefere Drehzahl ist möglich ( $n_q$  und  $\sigma$  nehmen ab, die zulässige Saughöhe  $H_S$  nimmt zu).

Die nächstgelegene Synchrodrehzahl, die den direkten Antrieb des Generators ermöglicht, ist  $n = 600 \text{ min}^{-1}$ .

## Energieproduktion

$$\text{Wellenleistung:} \quad P_{\text{mech}} = 0.9 \cdot 364 \text{ kW} = 328 \text{ kW (Seite 16)}$$

$$\text{Elektrische Leistung:} \quad P_{\text{el}} = \eta_G \cdot P_{\text{mech}} = 0.95 \cdot 328 \text{ kW} = 311 \text{ kW}$$

$$\text{Jährliche Energieproduktion: } 311 \text{ kW} \cdot 8760 \text{ h/Jahr} = 2\,725\,000 \text{ kWh/Jahr}$$

## 5.2 Turbinierung von Trinkwasser zwischen zwei Reservoiren

### 5.2.1 Projektbeschreibung

Zwei Trinkwasserreservoir sind über eine 5 km lange Transportleitung miteinander verbunden.

Die hydraulische Energie wird im tiefergelegenen Reservoir mit Hilfe eines Druckregelventils in Wärme umgewandelt. Dieses Ventil stellt sicher, dass oben ein minimaler Wasserdruck nicht unterschritten wird und die Leitung immer unter Druck steht.

Die zufließende Wassermenge variiert in Funktion des Wasserverbrauches im Verteilnetz, welches durch das untere Reservoir gespiesen wird.

Das obere Reservoir wird durch eine Grundwasserpumpe nachgefüllt.

Der Bauherr möchte die Druckregulierung durch eine Turbine ersetzen, um die jetzt verlorene Energie in Elektrizität zu verwandeln.

### 5.2.2 Projektvorgaben

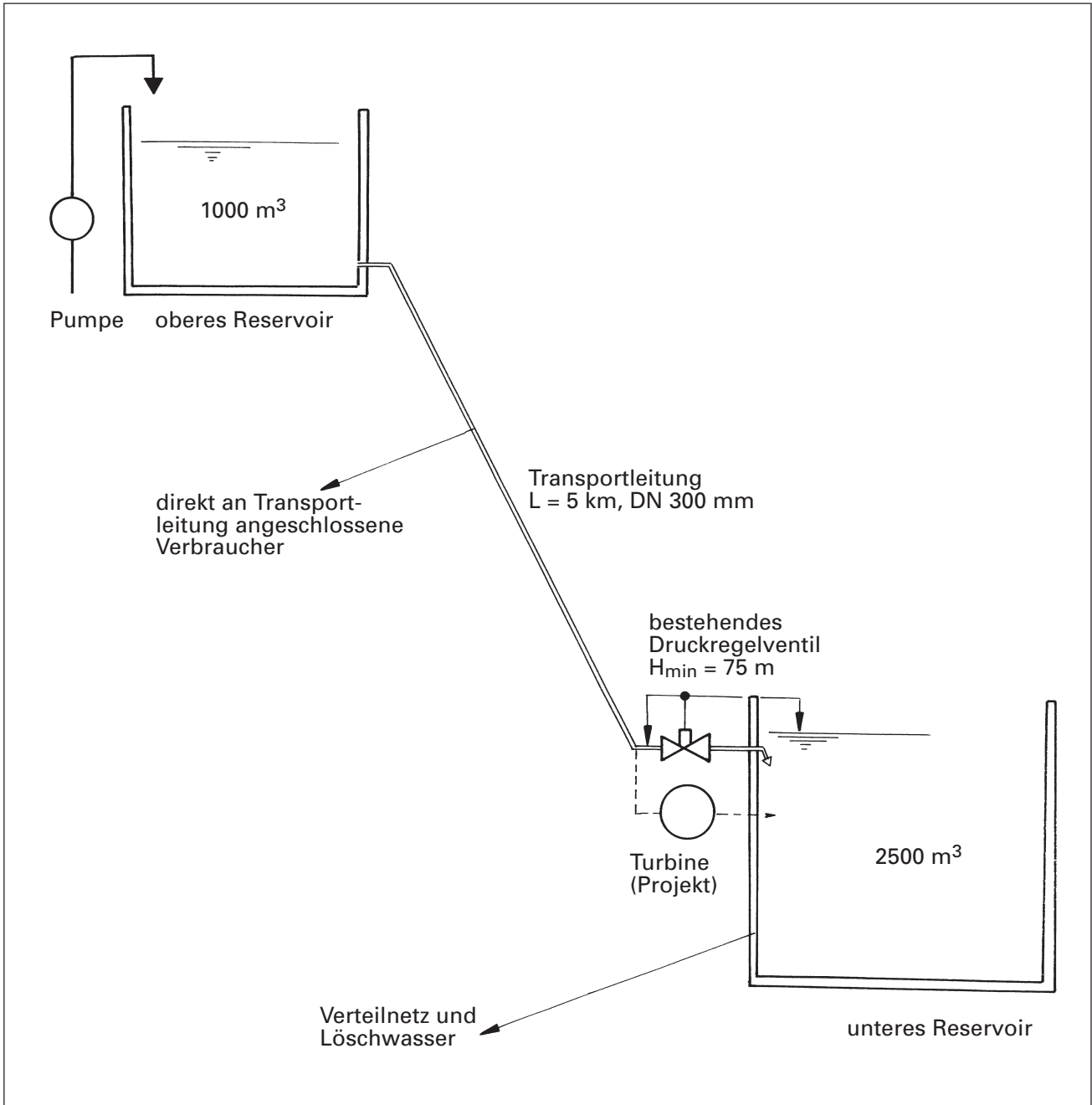
Nutzvolumen des oberen Reservoirs:	1000 m <sup>3</sup>
Nutzvolumen des unteren Reservoirs:	2500 m <sup>3</sup>
Länge der Transportleitung:	5000 m
Höhendifferenz (Bruttofallhöhe):	H = 100 m
Leitungsdurchmesser:	DN 300 mm
Leitungsmaterial:	Guss
Rohrrauigkeit nach Strickler:	K = 90 m <sup>1/3</sup> s <sup>-1</sup>
Berechnung der Druckverluste:	siehe Kapitel 5.1.2

Erforderlicher Minimaldruck vor der Druckregulierung zur Sicherstellung der an die Transportleitung angeschlossenen Bezüger:  $H_{\min} = 75$  m

Wasserbedarf, der durch das untere Reservoir zu decken ist:

Mittelwert im Sommer:	5000 m <sup>3</sup> /Tag	(6 Monate)
Mittelwert im Winter:	4000 m <sup>3</sup> /Tag	(6 Monate)

Figur 5.2.2 zeigt das Prinzipschema dieser Wasserversorgung



Figur 5.2.2:  
Turbinierung von Trinkwasser  
zwischen zwei Reservoiren

### 5.2.3 Ziel der Fallstudie

Bauart und Kennwerte der Turbine bestimmen, welche sich aus technischer und ökonomischer Sicht für diesen Verwendungszweck am besten eignet.

Betriebsbedingungen angeben und Jahresproduktion an elektrischer Energie abschätzen, wenn der Generator-Wirkungsgrad  $\eta_G = 90\%$  beträgt.

### 5.2.4 Wahl und Kennwerte der Turbine

Randbedingung: Druck vor der Turbine = konstant  
daraus folgt:  $H_n = 75$  m

Druckverluste in der Leitung:  $H_v = H - H_n = 100 - 75 = 25$  m

Leitungslänge:  $L = 5000$  m

Durchmesser: DN 300 mm

Druckverlust pro 1000 m:  $25 : 5 = 5$  m

Druckverluste nach Strickler (5.1.2):

$$H_v/L = v^2 / (K^2 \cdot R_h^{4/3})$$

$$H_v/L = 5/1000 = 0.005$$

$$K = 90 \quad R_h = D/4 = 0.075 \text{ m}$$

$$K^2 \cdot R_h^{4/3} = 256$$

$$v = (0.005 \cdot 256)^{1/2} = 1.13$$

$$Q = v \cdot \pi \cdot D^2/4 = 1.13 \cdot \pi \cdot (0.3)^2/4 = 0.080 \text{ m}^3/\text{s} = 80 \text{ l/s} = 288 \text{ m}^3/\text{h}$$

Mögliche Turbinentypen:

Seite 89: Pelton, Francis

Seite 91: ein- oder mehrstufige Serien-Kreiselpumpe im Turbinenbetrieb

Mögliche Betriebsarten:

- a) Pelton- oder Francisturbine, deren Volumenstrom so geregelt wird, dass der Druck am Turbineneintritt konstant bleibt (teuerste Lösung).
- b) Serien-Kreiselpumpe im Turbinenbetrieb, die intermittierend mit konstantem Volumenstrom betrieben wird, das Puffervermögen der grossen Reservoirs nutzend (kostengünstigste Lösung).

### Energieproduktion der Serien-Kreiselpumpe im Turbinenbetrieb

Sommer:

$$5000 \text{ m}^3 \text{ pro Tag, } 288 \text{ m}^3/\text{h}: 17.4 \text{ h/Tag} \cdot 180 \text{ Tage/Jahr} = 3125 \text{ h/Jahr}$$

Winter:

$$4000 \text{ m}^3 \text{ pro Tag, } 288 \text{ m}^3/\text{h}: 13.9 \text{ h/Tag} \cdot 180 \text{ Tage/Jahr} = 2500 \text{ h/Jahr}$$

Total	<u>5625 h/Jahr</u>
-------	--------------------

Wirkungsgrad der Pumpe im Turbinenbetrieb (Seite 93):  $\eta_T = 80\% = 0.80$

$$P_{\text{mech}} = 9.81 \cdot 75 \cdot 0.080 \cdot 0.80 = 47 \text{ kW}$$

$$P_{\text{el}} = \eta_G \cdot P_{\text{mech}} = 0.90 \cdot 47 = 42.4 \text{ kW}$$

Jährliche Energieproduktion:

$$42.4 \text{ kW} \cdot 5625 \text{ h/Jahr} = 239\,000 \text{ kWh/Jahr}$$

## 5.3 Kleines Laufkraftwerk mittlerer Fallhöhe

### 5.3.1 Projektbeschreibung

In einem voralpenähnlichen Gebiet in Übersee soll eine kleine Anlageprojektiert werden.

Das Abflussregime wird wie folgt umschrieben:

- während 3 bis 4 Monaten hohe, durch Schneeschmelze bedingte Abflüsse;
- während 8 bis 9 Monaten niedere Abflüsse, zeitweise kurze, durch Gewitter verursachte, stark variierende Hochwasserabflüsse.

Es handelt sich um einen abgelegenen Standort. Im Hinblick auf einen möglichst einfachen Betrieb und Unterhalt will der Bauherr nur eine einzige Maschinengruppe.

### 5.3.2 Projektvorgaben

**Bruttofallhöhe:**  $H = 55 \text{ m}$

**Maximale Leistung** an den Generatorklemmen mit Rücksicht auf die beschränkte Kapazität der bestehenden lokalen Leitungen auf  $P_{el} = 200 \text{ kW}$  begrenzt.

Annahme für den Generator-Wirkungsgrad:  $\eta_G = 90\%$ .

Nutzbare Abflussmengen:

- während 100 Tagen/Jahr über  $1.0 \text{ m}^3/\text{s}$
- während 200 Tagen/Jahr zwischen  $80$  und  $120 \text{ l/s}$
- während 60 Tagen/Jahr zwischen  $200$  und  $300 \text{ l/s}$

Wegen der durch die starken Hochwasser verursachten Wasserspiegelschwankungen im Unterwasser soll die Turbine  $3.0 \text{ m}$  über dem Niederwasserstand aufgestellt werden.

In Figur 5.3.2 ist die geplante Mikrozentrale schematisch dargestellt.

Länge der Druckleitung:  $L = 200 \text{ m}$

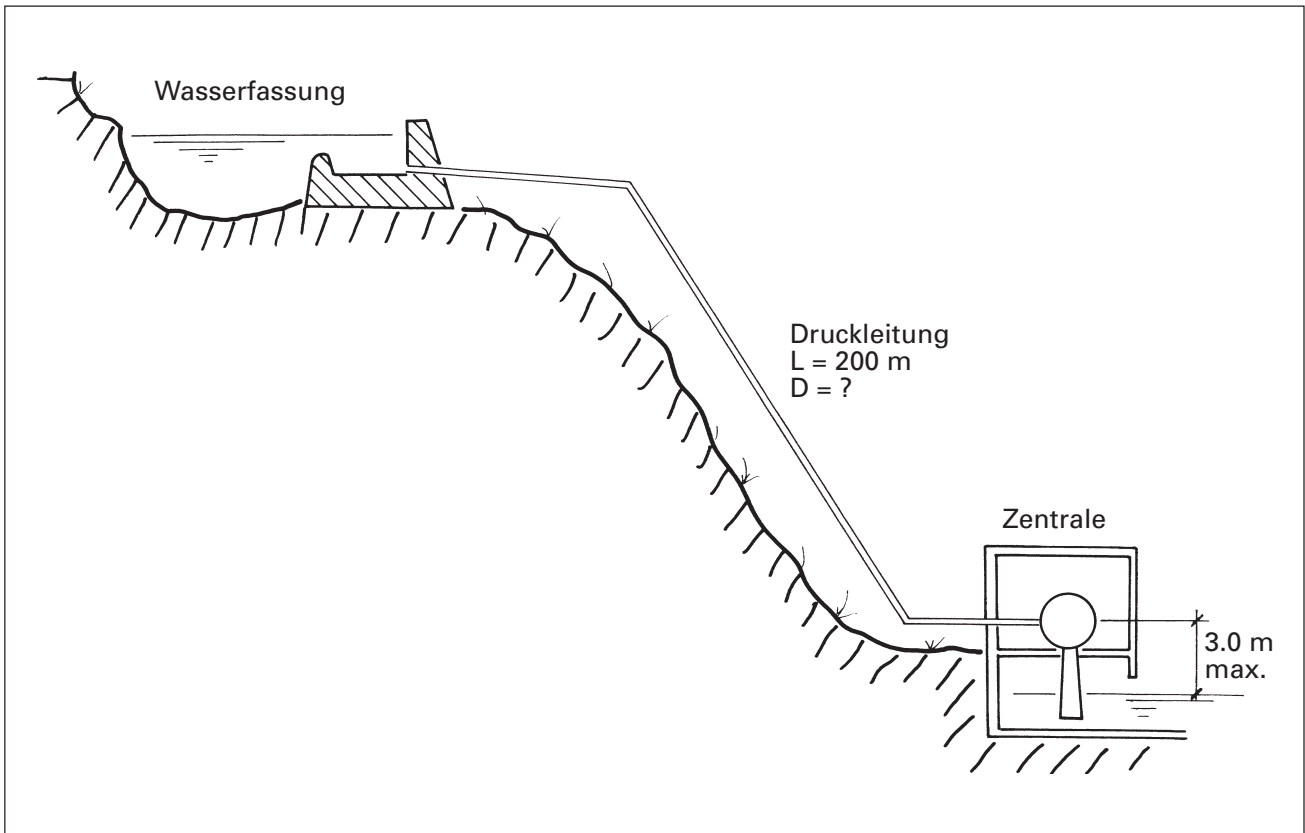
Material der Druckleitung: Stahl unbehandelt, Rohrrauigkeit nach Strickler  $K = 75 \text{ m}^{1/3}\text{s}^{-1}$

Berechnung der Druckverluste: siehe Kapitel 5.1.2

Höhenlage des Werkes:  $1000 \text{ m ü.M.}$

Wassertemperatur:  $\text{max. } 8 \text{ }^\circ\text{C}$





Figur 5.3.2:  
Kleines Laufwasserkraftwerk  
mittlerer Fallhöhe

### 5.3.3 Ziel der Fallstudie

- Nettofallhöhe bestimmen und Leitungsdurchmesser vorschlagen
- Kennlinien der Turbine festlegen (Nettofallhöhe, minimaler und maximaler Volumenstrom)
- Turbinentyp und Drehzahl definieren
- Jährliche Energieproduktion abschätzen.

### 5.3.4 Bestimmung der Nettofallhöhe

Elektrische Leistung:  $P_{el} = 200 \text{ kW}$

Mechanische Leistung:  $P_{mech} = 200/0.90 = 222 \text{ kW}$  ( $\eta_G = 90\%$ )

Hydraulische Leistung:  $P_{hyd} = 222/0.80 = 278 \text{ kW}$  (Annahme:  $\eta_T = 80\%$ )

Volumenstrom:  $Q = P_{hyd} / \rho g H_n = 278 \text{ 000} / 1000 \cdot 9.81 \cdot 50 = 0.567 \text{ m}^3/\text{s}$   
 Druckverluste in erster Näherung mit 10% eingesetzt:  
 $H_n = 55 - 5 = 50 \text{ m}$

Die Annahme von  $H_v = 0.1 H = \text{ca. } 5 \text{ m}$  für eine Leitungslänge  $L = 200 \text{ m}$  ergibt einen spezifischen Druckverlust von 25 m pro 1000 m (25 Promille).

Die gewählte Leitungsdimension sollte einen ähnlichen Druckverlust aufweisen.

Druckverluste nach Strickler:

$$H_v/H = v^2 / (K^2 \cdot R_h^{4/3}) \quad \text{mit } K = 75 \text{ m}^{1/3}\text{s}^{-1}$$

Für den Rohrdurchmesser DN 400 mm erhält man zu hohe Verluste:

$$Q = 0.567 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$v = 4.50 \text{ m/s}$$

$$R_h = 0.100 \text{ m}$$

$$H_v/L = 0.077 = 77/1000$$

(d.h. viel grösser als die angenommenen 25 Promille)

Der Rohrdurchmesser DN 500 mm dagegen passt ziemlich genau:

$$Q = 0.567 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$v = 2.89 \text{ m/s}$$

$$R_h = 0.125 \text{ m}$$

$$H_v/L = 0.024 = 24/1000 = \text{ca. } 25/1000$$

Gewählt: DN 500 mm

Druckverluste  $H_v = 4.8 \text{ m}$

Nettofallhöhe  $H_n = 55 - 4.8 = 50.2 \text{ m}$

### 5.3.5 Wahl und Kennwerte der Turbine

#### Volumenstrom

$$H_n = 50 \text{ m} \quad Q = 200 / (0.80 \cdot 0.90 \cdot 9.81 \cdot 50) = 0.565 \text{ m}^3/\text{s}$$

#### Wahl des Turbinentyps

Volumenstrom variabel: Serien-Kreiselpumpe im Turbinenbetrieb ungeeignet

in Frage kommen: Francis- und Durchströmturbine

gemäss Diagramm S. 93: für stark variierende Volumenströme: Kennlinie 1, Durchströmturbine

Abgelegener Standort: Unterhalt problematisch, deshalb möglichst einfache Turbine angezeigt: Durchströmturbine (Seite 52)

Max. zulässige Saughöhe:  $H_{s\max} = 3.0 \text{ m}$ , d.h. Durchströmturbine zulässig

Als Alternative käme die Francisturbine in Betracht; allerdings mit dem Nachteil, dass sie während den niederen Abflüssen, also an 200 Tagen pro Jahr, ausser Betrieb wäre. Die nicht nutzbaren 80 bis 120 l/s entsprechen etwa 15–22% des maximalen Volumenstroms (siehe Seite 93).

#### Abschätzung der elektrischen Leistung der Durchströmturbine

	H [m]	$H_v$ [m]	$H_n$ [m]	Q [m <sup>3</sup> /s]	Q/Q <sub>max</sub> %	$\eta/\eta_{\max}$	$\eta_T$	$\eta_G$	$\eta$	P <sub>el</sub> [kW]
(1)	55	4.8	50.2	0.55	100	100	0.8	0.9	0.72	201
(2)	55	1.0	54.0	0.25	45	98	0.78	0.9	0.70	92.5
(3)	55	0.1	54.9	0.1	18	88	0.70	0.85	0.60	32

#### Abschätzung der Energieproduktion

Periode	Tage/Jahr	h/Jahr	Leistungs- abgabe [kW]	Jährliche Energie- produktion [kWh]
(1)	100	2400	201	482 000
(2)	60	1440	92.5	133 000
(3)	200	4800	32	154 000
			Total	769 000

## 5.4 Niederdruckanlage

### 5.4.1 Projektbeschreibung

Der Bauherr möchte ein kleines Niederdruck-Kraftwerk realisieren. Es soll sich am Ende eines kleinen Stausees in der Talsperre befinden, dessen Wasserspiegel durch ein Regulierwehr auf konstanter Höhe gehalten wird.

Die Wasserstandsregelung soll künftig durch die Turbine erfolgen; das Regulierwehr wird beibehalten, aber nur noch bei Maschinenrevisionen verwendet.

Das Projekt darf nur minimale bauliche Eingriffe verursachen. Der Stausee kann für den Bau der Anlage nicht geleert werden.

Figur 5.4.1 zeigt zwei Schnitte durch Talsperre und Regulierwehr.

### 5.4.2 Projektvorgaben

Oberwasserspiegel:	konstant
Unterswasserspiegel:	veränderlich in Abhängigkeit des Abflusses
Bruttofallhöhe:	H = 3.0 m (Maximum)
	H = 2.8 m (Mittelwert)
	H = 2.5 m (Minimum)

Volumenströme:

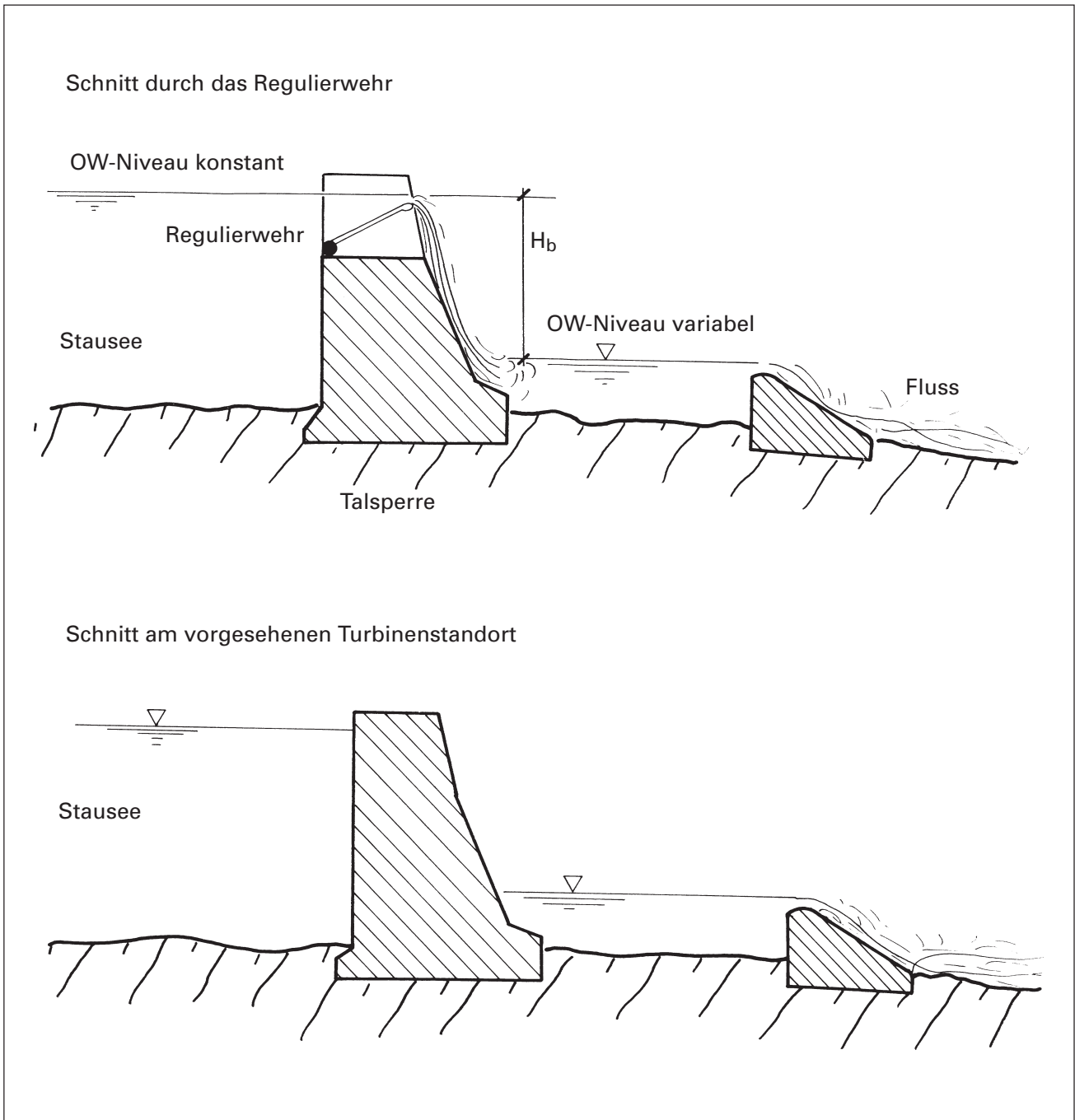
$Q = 2.0 \text{ m}^3/\text{s}$	(Maximum)	an 150 Tagen pro Jahr
$Q = 0.5 \text{ m}^3/\text{s}$	(Minimum)	an 50 Tagen pro Jahr
$Q = 1.5 \text{ m}^3/\text{s}$	(Mittelwert)	an 100 Tagen pro Jahr

Wassertemperatur:  $T = 24 \text{ }^\circ\text{C}$  im Sommer

Höhe der Anlage: 1000 m ü.M.

### 5.4.3 Ziel der Fallstudie

- Vorschlag betreffend Aufstellung und Anordnung der Turbine mit minimalem baulichem Aufwand
- Vorschlag eines Turbinentyps mit Angabe der Kennwerte (Fallhöhen, Volumenströme, Drehzahl)
- Vorschlag betr. Anordnung der Maschinengruppe
- Abschätzung der jährlichen Energieproduktion des Kleinwasserkraftwerkes.



Figur 5.4.1:  
Kleine Niederdruckanlage

#### 5.4.4 Wahl und Kennwerte der Turbine

Kurze Leitung, d.h.:  $H = H_n$   
 Fallhöhe, Volumenstrom:  $H_{\text{mittel}} = 2.8 \text{ m}$ ,  $Q_{\text{mittel}} = 1.5 \text{ m}^3/\text{s}$   
 Typenwahl (siehe Seite 89): Kaplan turbine

#### Anordnung

siehe Seite 101: minimaler baulicher Aufwand: Saugheber-Lösung

Kontrolle hinsichtlich Kavitation:

Annahme: Maschinenachse 1m über der Mauerkrone  
 $H_S = 1.0 + H_{\text{mittel}} = 3.8 \text{ m}$

Seite 99:  $\sigma = (H_B - H_D - H_S) / H_n$

Höhenlage 500 m ü.M.:  $H_B \cong 9.5 \text{ m}$

Wassertemp. 24 °C:  $H_D = 0.3 \text{ m}$

$$\sigma = (9.5 - 0.3 - 3.8) / 2.8 = 2.0$$

Diagramm Seite 99: für  $\sigma = 2.0$  ergibt sich ein  $n_q$  von 300 (oder weniger)

#### Drehzahl der Turbine

Seite 95:  $n = 428 \text{ min}^{-1}$  (oder tiefer)

#### Anordnung

Wegen der tiefen Drehzahl wird ein Riementrieb oder Zahnradgetriebe benötigt (Seite 94/103).

#### Elektrische Leistung

	$H_n$ [m]	$Q$ [m <sup>3</sup> /s]	$Q/Q_{\text{max}}$ %	$\eta/\eta_{\text{max}}$ %	$\eta_T$	$\eta_G$	$\eta_{\text{tot}}$	$P_{\text{el}}$ [kW]
(1)	2.5	2.0	100	95	0.83	0.9	0.75	37
(2)	2.8	1.5	75	100	0.87	0.9	0.78	32
(3)	3.0	0.5	25	92	0.80	0.85	0.68	10

Anmerkung: Der Wirkungsgrad des Getriebes (95–98%) muss berücksichtigt werden: die oben angegebenen Leistungen verringern sich somit um 2 bis 5%.

### **Abschätzung der Energieproduktion**

Periode	Tage/Jahr	h/Jahr	Leistungs- abgabe [kW]	Jährliche Energie- produktion [kWh]
(1)	150	3600	37	133 000
(2)	100	2400	32	77 000
(3)	50	1200	10	12 000
			<hr/>	
			Total	222 000





# Literaturhinweise

## Fachliteratur

Arter, A. et al.:

**Hydraulics Engineering Manual**

SKAT Bookshop, St-Gall, 1990, ISBN 3-908001-13-7

Bohl, W.:

**Strömungsmaschinen 2, Berechnung und Konstruktion**

Vogel Buchverlag, Würzburg, 1986, ISBN 3-8023-0127-7

Chapallaz, J.-M. et al.:

**Petites centrales hydrauliques**

OFQC, ISBN 3-905232-20-0

Chapallaz, J.-M. et al.:

**Manual on Pumps used as Turbines**

GATE/GTZ Deutsches Zentrum für Entwicklungstechnologien, 1992,  
ISBN 3-528-02069-5

Graeser, J.E. et al.:

**Installations hydroélectriques de petites puissances**

IMHEF, 1994

Henry, P.:

**Turbo-machines hydrauliques**

Cours EPFL/Section Electricité, IMHEF, 1994

**Kleinwasserkraftwerke in der Schweiz, Teil I**

1983, Bundesamt für Wasserwirtschaft

Pálffy, Sándor O. et al.:

**Wasserkraftanlagen, Klein- und Kleinstkraftwerke**

Expert-Verlag, Renningen-Malmsheim, 1994, ISBN 3-8169-1100-5

Petermann, H.:

**Einführung in die Strömungsmaschinen**

1988, ISBN 3-540-18326-4

Schmiedl, E.:

**Serien-Kreiselpumpen im Turbinenbetrieb**

1988, Pumpentagung Karlsruhe; erhältlich bei Rütschi Pumpenbau AG,  
5200 Brugg

Wasserwirtschaftsverband Baden-Württemberg E.V. (Hrsg.):

**Leitfaden für den Bau von Kleinwasserkraftanlagen**

1991, Franckh-Kosmos-Verlag, Stuttgart

## Normen

### **IEC – International Electrotechnical Commission**

3 rue de Varembé, PO Box 131, 1211 Geneva 20, Tel. 022/919 02 11

### **Field acceptance tests to determine the hydraulic performance of hydraulic turbines, storage pumps and pump turbines**

Ref. Nr. IEC/CEI 41 (1991)

### **Electromechanical equipment guide for small hydroelectric installations**

Ref. Nr. IEC/CEI 1116 ( 1992)

### **ESTI – Eidg. Starkstrominspektorat**

Luppenstrasse 1, 8320 Fehraltendorf, Tel. 01/956 12 12 , Fax 01/956 12 22

### **Règles suisses pour les machines hydrauliques**

(turbines hydrauliques, pompes d'accumulation, pompes turbines)

VSE/ASE 3055, 1974, Ref. Nr. 413 055

### **Guide pratique pour la réception, l'exploitation et l'entretien des turbines hydrauliques**

VSE/ASE 3331, 1979, Ref. Nr. 413 331

### **Evaluation de l'érosion de cavitation dans les turbines, les pompes d'accumulation et les pompes turbines hydrauliques**

VSE/ASE 3429, 1980, Ref. Nr. 413 429

## **Turbinenlieferanten**

Eine Adressliste kann bezogen werden bei:

SKAT – Schweiz. Kontaktstelle für Angewandte Technik

Vadianstrasse 42, 9000 St. Gallen, Tel. 071/237 74 75

ESHA – European Small Hydropower Association

50, rue de la Taciturne, B-1040 Bruxelles, Tel. 0032-22 31 10 94

Die Zeitschrift «Water Power & Dam Construction» hat in der Ausgabe vom Juni 89 eine Liste aller Hersteller veröffentlicht unter dem Titel «Small hydro turbine survey 1989»

Diese Zeitschrift kann z.B. in der Bibliothek der ETH Zürich eingesehen werden.

## **Weitere nützliche Zeitschriften sind:**

«Das Kleinkraftwerk», offizielles Organ des Interessenverbandes Schweiz. Kleinkraftwerk-Besitzer, 3178 Bödingen

«das wassertriebwerk», Verbandsorgan des Bundesverbandes Deutscher Wasserkraftwerke (BDW) e. V. und der Arbeitsgemeinschaften Wasserkraftwerke der Länder, Postfach 2254, D-32712 Detmold