

Hydraulische Strömungsmaschinen

LV 317.024 / 317.025

ABHALTUNG DER VORLESUNG

Mittwoch 13:00 – 14:45

Donnerstag 14:00 – 16:00

HYDRAULISCHE STRÖMUNGSMASCHINEN

1. Übersicht der Rechenmethoden und Maschinenarten.....	3
2. Eindimensionale hydraulische Auslegung von Pumpen und Turbinen.....	29
3. NACA-Auslegeverfahren für Axialmaschinen.....	102
4. Kräfte in hydraulischen Strömungsmaschinen.....	130
5. Gleitringdichtungen.....	164
6. Abschluss der Auslegung.....	189
<hr style="border-top: 1px dashed black;"/>	
7. Bauformen hydraulischer Strömungsmaschinen und ihre Bauteile.....	214
7.1 Pelton - Turbine.....	214
7.2 Francis - Turbine.....	272
7.3 Kaplan - Turbine.....	361
7.4 Pumpen.....	403
8. Sekundärströmungen, 4-Quadrantenverhalten.....	461

Hydraulische
Strömungsmaschinen
LV 317.024

Hydraulische
Strömungsmaschinen
Vertiefung
LV 317.025

1. Übersicht der Rechenmethoden und Maschinenarten

Übersicht über die Rechenmethoden

Einteilung der hydraulischen Strömungsmaschinen

Vorstellung der verschiedenen Bauarten von hydraulischen Strömungsmaschinen

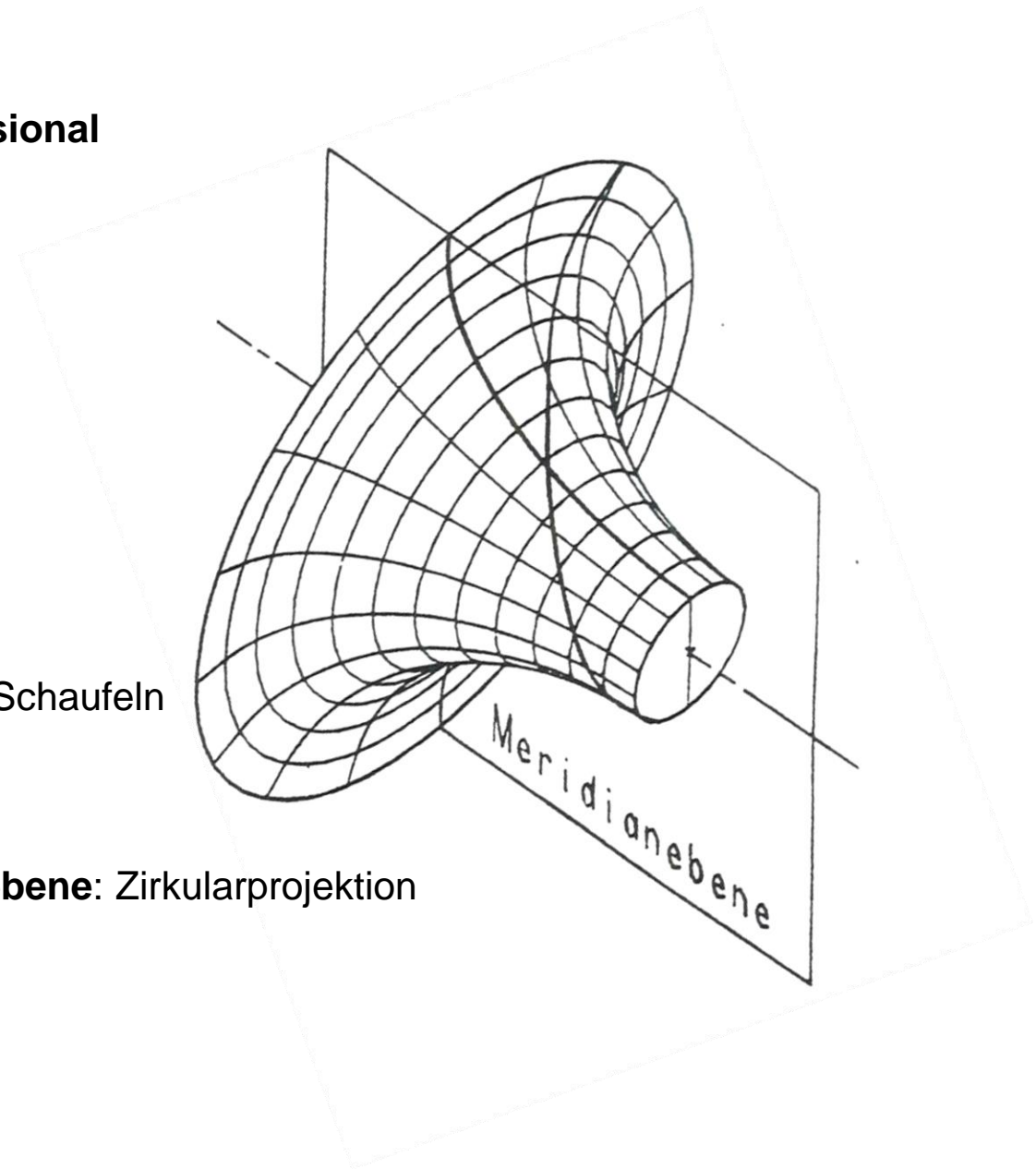
Übersicht über die Turbinenindustrie

1. Übersicht der Rechenmethoden und Maschinenarten

Stromlinien verlaufen im allgemeinen **dreidimensional**

Vereinfachung

- **Rotationssymmetrie** $\frac{d}{d\varphi} = 0$
 - bietet sich an wegen Drehbewegungen
 - gilt aber eigentlich nur für unendlich viele Schaufeln
- wegen $\frac{d}{d\varphi} = 0$ Betrachtung der **Meridianebene**: Zirkularprojektion



1. Übersicht der Rechenmethoden und Maschinenarten

Anmerkung:

Dreidimensionale Strömungen können durch Mittelung über den Umfang der Rotationsymmetrie mit hinreichender Genauigkeit angenähert werden. Für Sekundärströmungen siehe Kapitel 8.

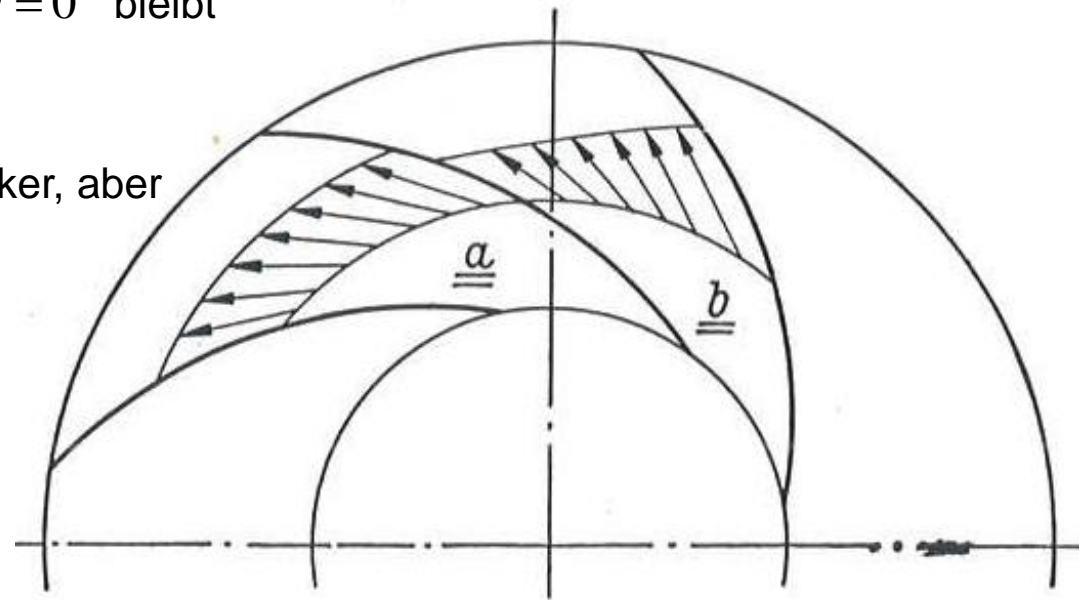
Endliche Schaufelzahl, reibungsfrei: Im Stillstand: drehungsfrei $rot\vec{v} = 0$

Wegen Drallerhaltung nach Rotationsbeginn $rot\vec{v} = 0$ bleibt erhalten.

Dem Schaufelwirbel überlagert sich ein gleich starker, aber entgegengesetzt drehender Kanalwirbel.

„Sägezahn“-Profil der Geschwindigkeit

Bei Reibung: zusätzliche Effekte



Quelle: Schulz, Die Pumpen

1. Übersicht der Rechenmethoden und Maschinenarten

- **Trajektorien (Potentiallinien)**

⊥ Stromlinien

- Entlang Trajektorien: Kontinuitätsgleichung überprüfen

- weil dort Geschwindigkeit ⊥ Trajektorie
- sonst $c_m \cdot F \cdot \cos \Delta$

- Durch Stromlinien kann die Hydraulik in **Teilfluträder**, üblicherweise mit jeweils gleichem Durchsatz, unterteilt werden.

- Flächenmittlung oder Volumenstrom-Mittlung

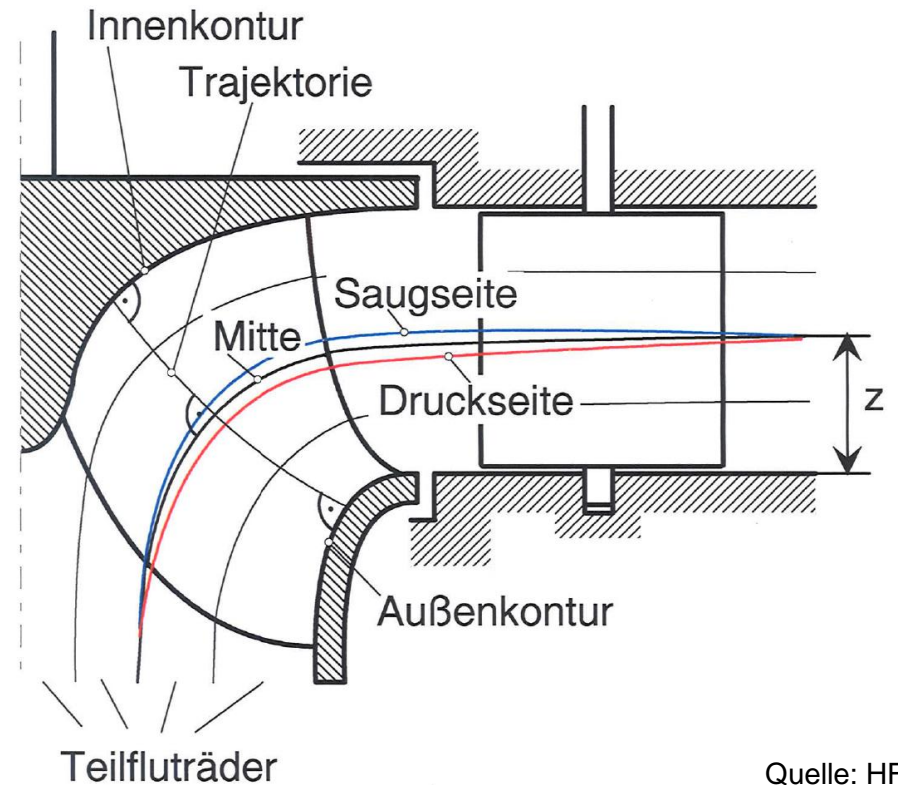
Gesamtfläche $F \sim Q$

z.B. 4 Teilfluträder (T) $F_T = \frac{F}{4} = \frac{\pi}{4} \cdot (D^2_{Ta} - D^2_{Ti})$

Rechnung von außen nach innen:

1. $D_{Ta} = D_a \rightarrow D_{Ti} = \sqrt{D^2_{Ta} - \frac{4 \cdot F_T}{\pi}}$

2. Weitere TFR analog



- Beispiele für Meridionalstromlinien bei dreidimensionaler Strömung
- Meridionalstromlinien bei rotationssymmetrischer Strömung

1. Übersicht der Rechenmethoden und Maschinenarten

Eindimensionale Betrachtung = Eulerscher Stromfadentheorie

- gut anwendbar, wenn $c_m = \text{konstant}$ entlang Trajektorie
- „gesunde“ Strömung innerhalb der laufenden Kanäle (Rotationssymmetrie)

Realität: periodisch verwundene Flächen

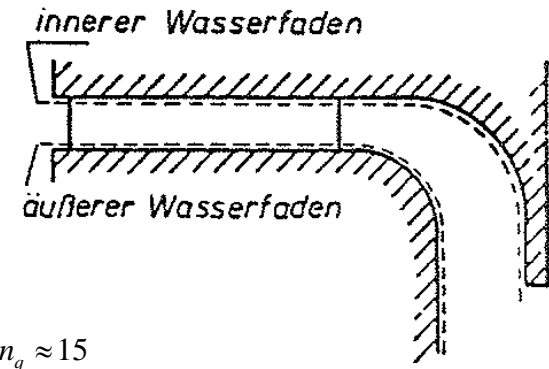
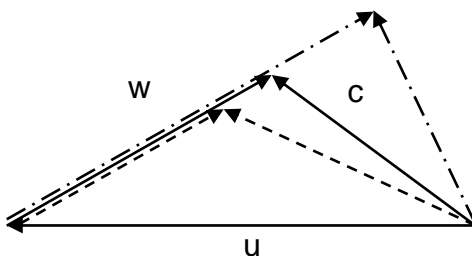
- bei großen n_q : 1-dim. Betrachtung pro Teilflutrad
- anwendbar bei: off-design-Verhalten

Überlast -----

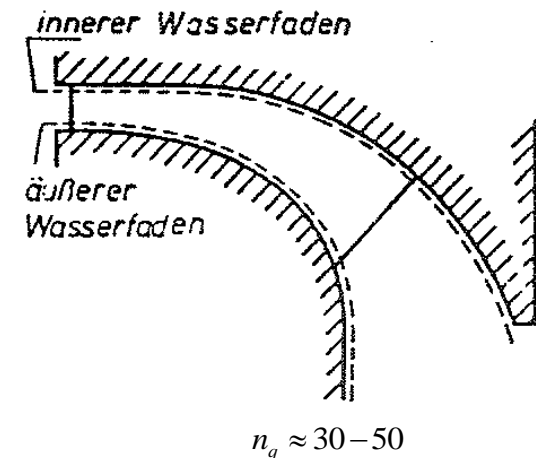
Volllast _____

Teillast -----

Beispiel: Geschwindigkeits-Dreiecke am Austritt eines Pumpen-Laufrades



$n_q \approx 15$
Radialpumpenlaufrad kleiner spezifischer Drehzahl



$n_q \approx 30-50$
Radialpumpenlaufrad mittlerer spezifischer Drehzahl

1. Übersicht der Rechenmethoden und Maschinenarten

Bei stark **unterschiedlicher** Geschwindigkeit in der Meridianebene entlang der Trajektorien, d.h. bei stark gekrümmten Stromlinien.

1.) zweidimensionale Betrachtung

**Radiales Gleichgewicht/
Stromlinienkrümmungsverfahren** in der Meridianebene

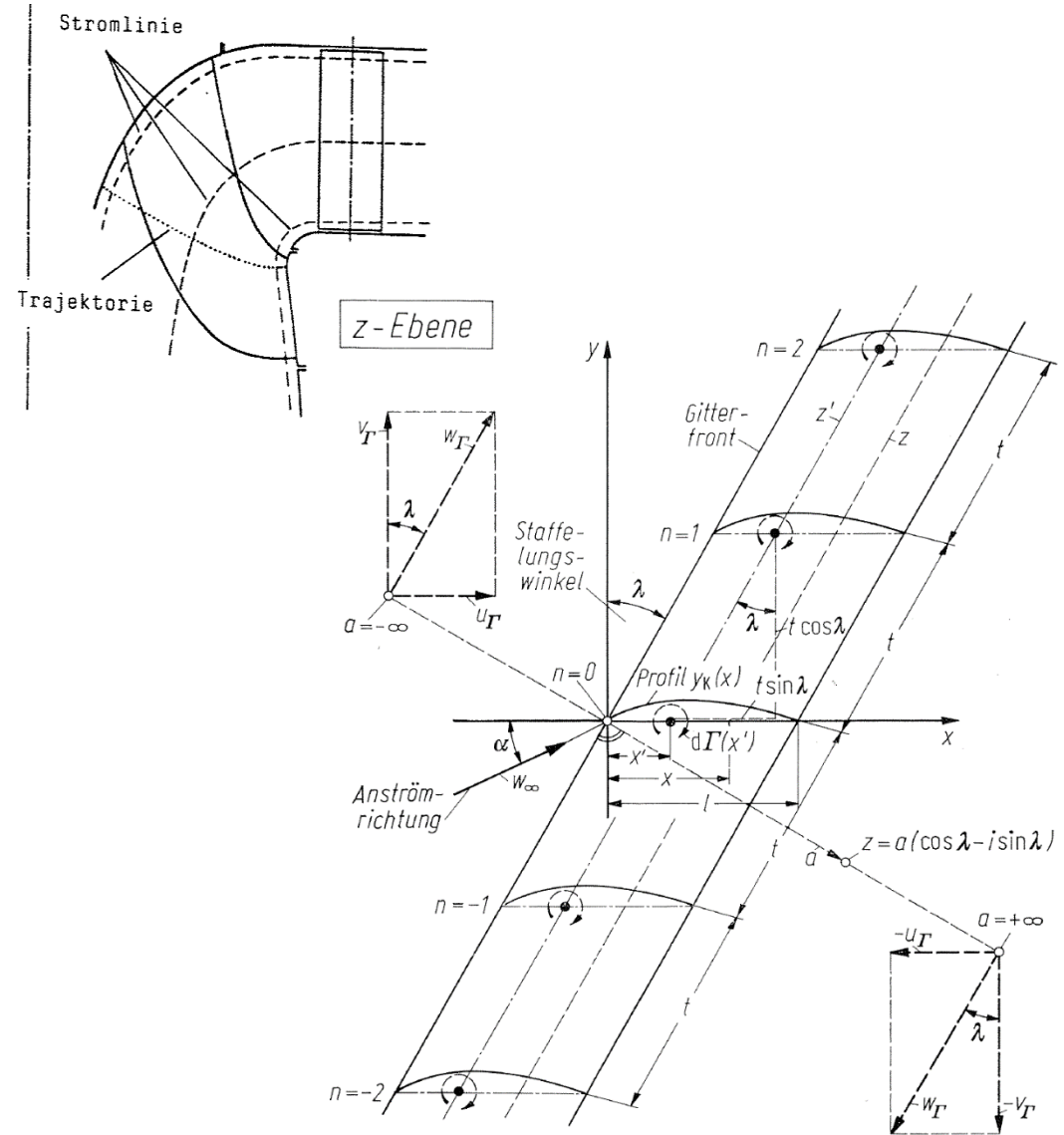
2.)

Singuläritätenverfahren auf Rotationsstromflächen

ad 1.) Gute Beurteilung der Strömung in Francis-Turbinen, Kaplan-Turbinen

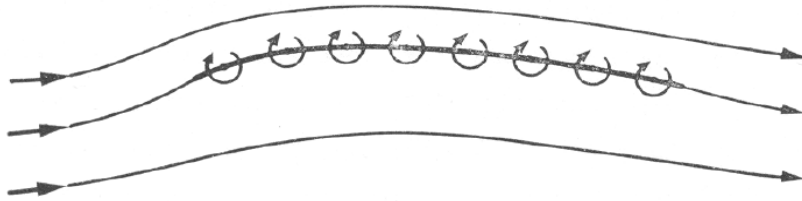
ad 2.) Gute Beurteilung der Strömung in Radialpumpen, Axialpumpen und Kaplan-Turbinen, Francislangsamläufer

In Radialpumpen kann durch dieses Verfahren das Kavitationsverhalten entscheidend verbessert werden.

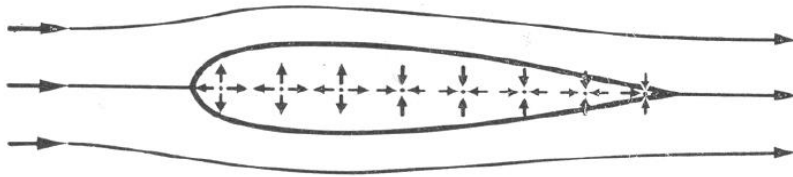


Quelle: Truckenbrodt

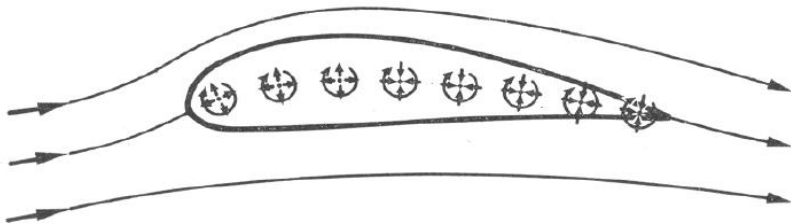
1. Übersicht der Rechenmethoden und Maschinenarten



- Skelettlinie mit Wirbelbelegung



- Skelettlinie mit Quell- und Senkenbelegung



- Überlagerung von Wirbel-, Quell- und Senkenbelegung

Bei der Singularitätenmethode werden im Inneren des umströmten Körpers (=Strömungsprofil) in geeigneter Weise Quellen, Senken und Wirbel angebracht, deren Kombination dann ein entsprechendes Strömlinienbild ergibt.

Dieses Strömlinienbild, das das Quell-, Senken-, und Wirbelgebiet umschließt, kann als eine Körperkontur aufgefasst werden, die in einer Parallelströmung liegt. Der Strömung innerhalb der Konturströmung kommt dabei keinerlei reale physikalische Bedeutung zu- sie ist vielmehr ein Hilfsmittel um die Umströmung eines Körpers darzustellen.

Da der Strömungszustand am Ort der Quellen, Senken, Wirbel ein singuläres Verhalten aufweist (z.B. unendlich große Geschwindigkeiten) verwendet man den Begriff „Singularitätenverhalten“ als Bezeichnung dieser Methoden zur Bestimmung von Strömungsprofilen.

Die Anordnung und die Stärke der Singularitäten sind dann richtig gewählt, wenn sich bei der Überlagerung der Grundströme eine in sich geschlossene Stromlinie ergibt, die mit der gewünschten Körperform identisch ist.

Das Profil wird dabei zunächst durch eine längs der Profiltiefe veränderliche Wirbelbelegung aufgebaut, die infolge ihres reduzierten Geschwindigkeitsfeldes in der Translationsströmung eine Stromlinienkrümmung hervorruft. Die mit Wirbeln verschiedenster Stärken belegte Stromlinie ist als eine materielle unendlich dünne Wand aufzufassen und wird als „Skelettlinie des Strömungsprofils“ bezeichnet.

Nun werden entlang der Skelettlinie Quellen und Senken so angebracht, dass die austretende Quellflüssigkeit die Außenströmung im vorderen Teil des Profils abdrängt und im hinteren Teil durch die Senken wieder anzieht. Die Skelettlinie wird somit zu einem profilierten Körper aufgeblasen. Durch die Überlagerung der Wirbel- sowie der Quell- und Senkengebiete ergibt sich schließlich das gesuchte Strömungsprofil.

1. Übersicht der Rechenmethoden und Maschinenarten

Dreidimensionale Betrachtung

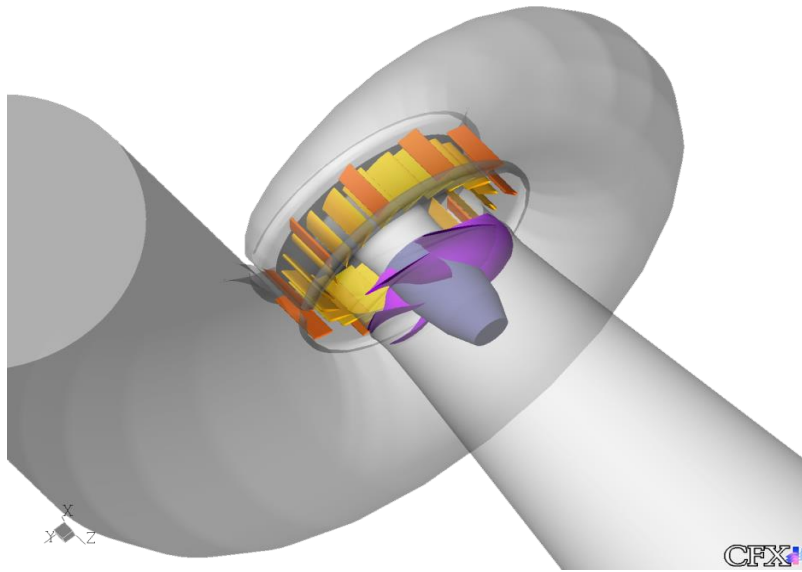
- Benötigt keine Vereinfachung (theoretisch)
- Betrachtet jedes einzelne „Element“ auf seinem Weg durch die hydraulische Maschine
- Kann reibungsfrei durchgeführt werden bei Turbinen und Pumpen-Schnellläufern, mit Einschränkungen bei Pumpenlangsamläufern
 - Potentialtheoretisch..... $\Delta\psi = 0$
 - Euler-Gleichung $\frac{D\vec{v}}{Dt} = -\frac{1}{\rho} \text{grad } p$
 - Navier Stokes $\frac{D\vec{v}}{Dt} = -\frac{1}{\rho} \text{grad } p + \nu\Delta\vec{v}$
 - Kontinuitätsgleichung $\nabla\vec{v} = 0$

Problem:

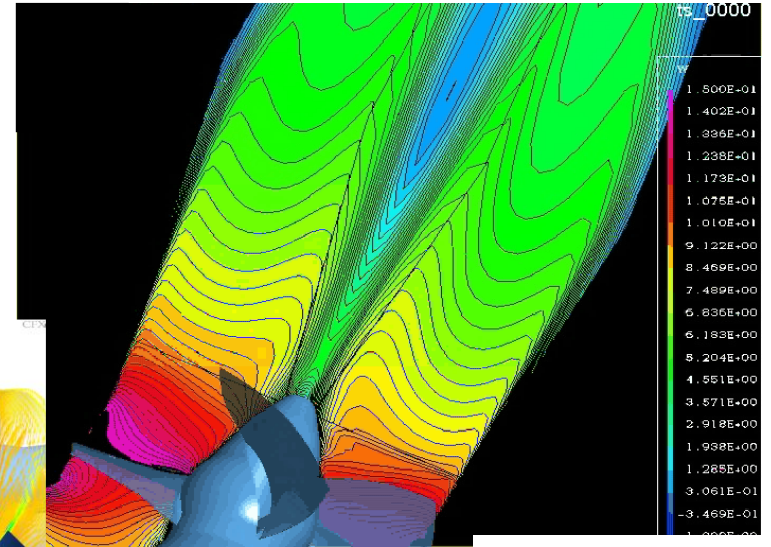
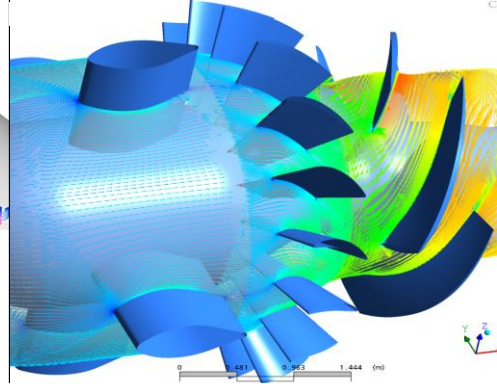
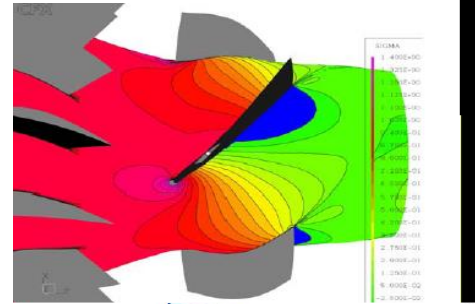
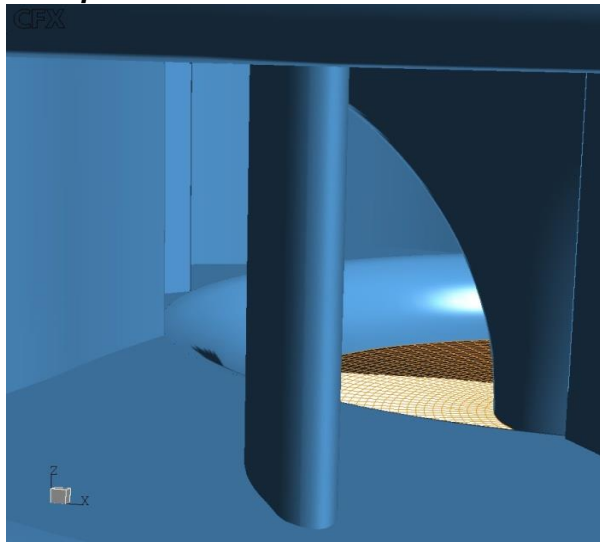
- Turbulenzmodellierung ungelöst/ unzuverlässig
- große Computerleistungsfähigkeit erforderlich
- ggf. zusätzliche Grenzschichtbehandlung
- rotierende Strömung: Modellierungsschwierigkeit
- im rotierenden System: Coriolis-Kräfte, Randbedingungen schwierig bei Übergang aus ruhendem in bewegtes System
- im Absolutsystem: bewegte Wände

1. Übersicht der Rechenmethoden und Maschinenarten

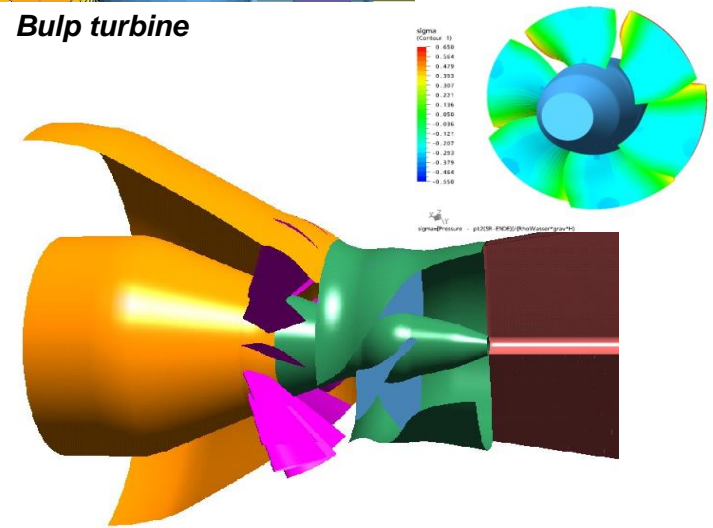
Beispiele für Turbinen: LV 317.020 Rechnerische Simulation...Dr. Benigni



Kaplan



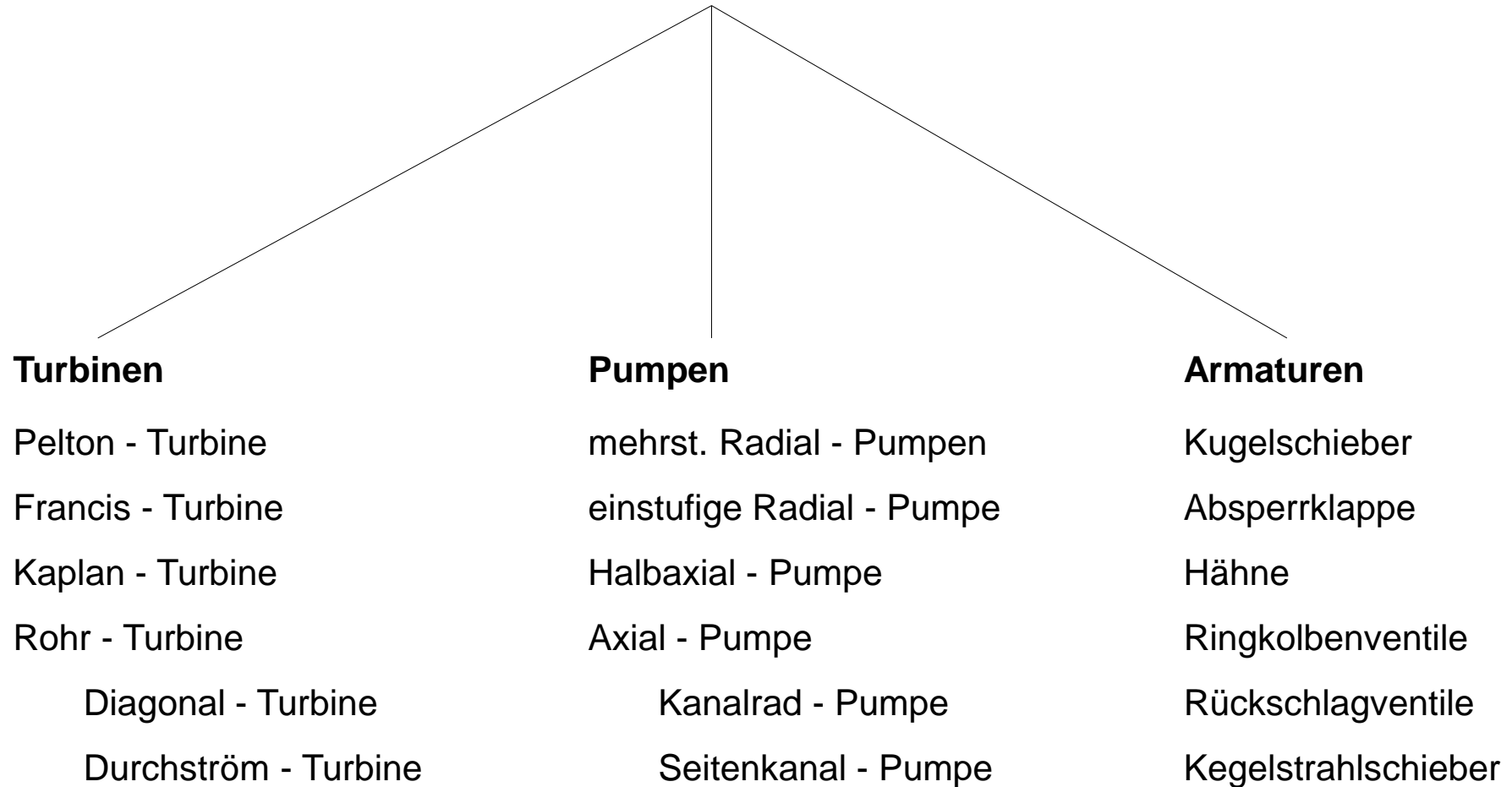
Bulb turbine



Quelle: HFM, Benigni

1. Übersicht der Rechenmethoden und Maschinenarten

Maschinenarten: Hydraulische Maschinen



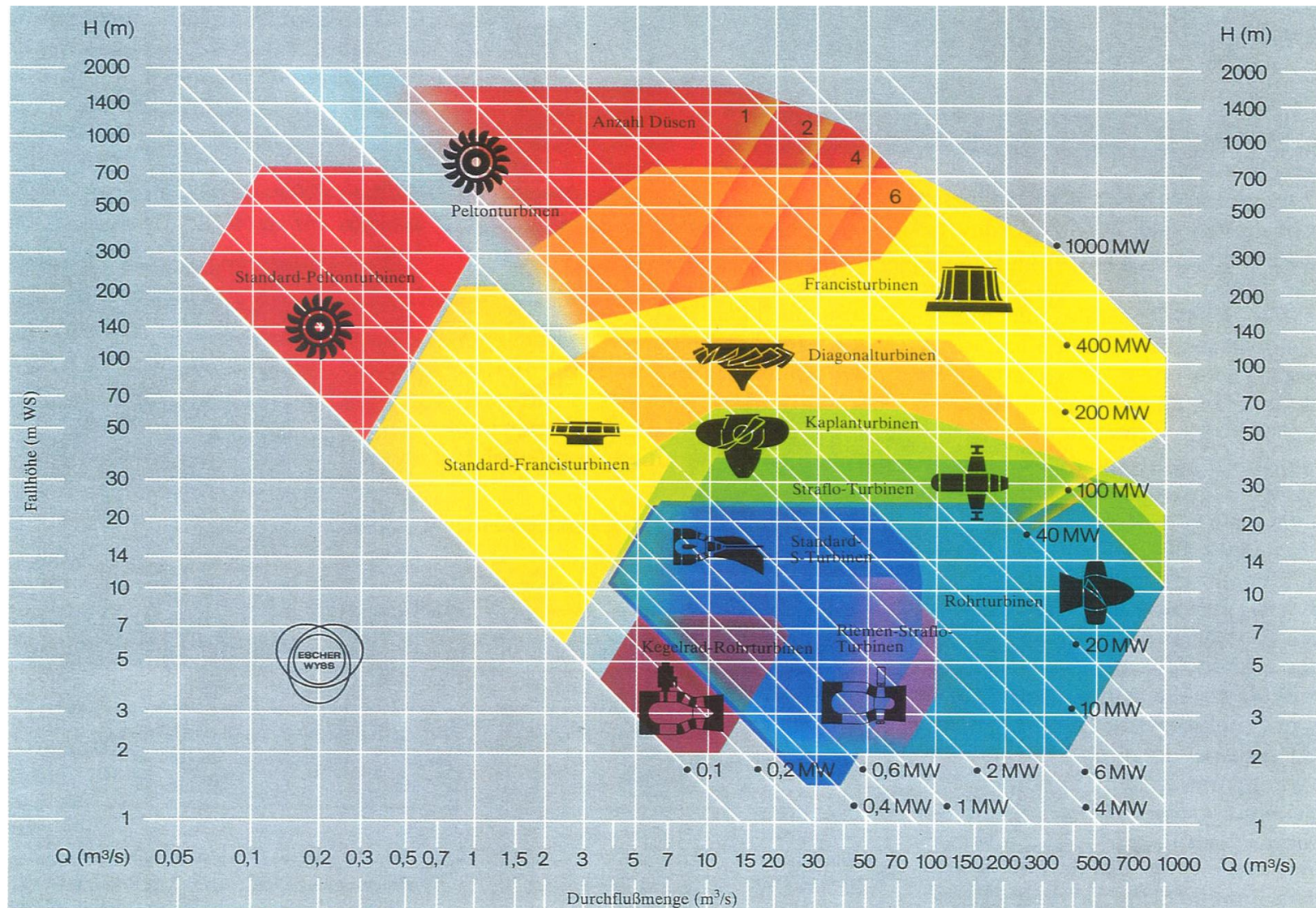
1. Übersicht der Rechenmethoden und Maschinenarten

Betriebsbereiche von hydraulischen Turbinen in einem Q-H-Diagramm (Durchflussmenge-Förderhöhe):

Die Leistungsbereiche für die häufigsten Typen sind:

- Peltonturbine <400MW
- Francisturbine <1000MW
- Kaplan-turbine <150MW

Die Übergänge von einer Bauart zur anderen sind fließend.



Quelle: Escher-Wyss

1. Übersicht der Rechenmethoden und Maschinenarten

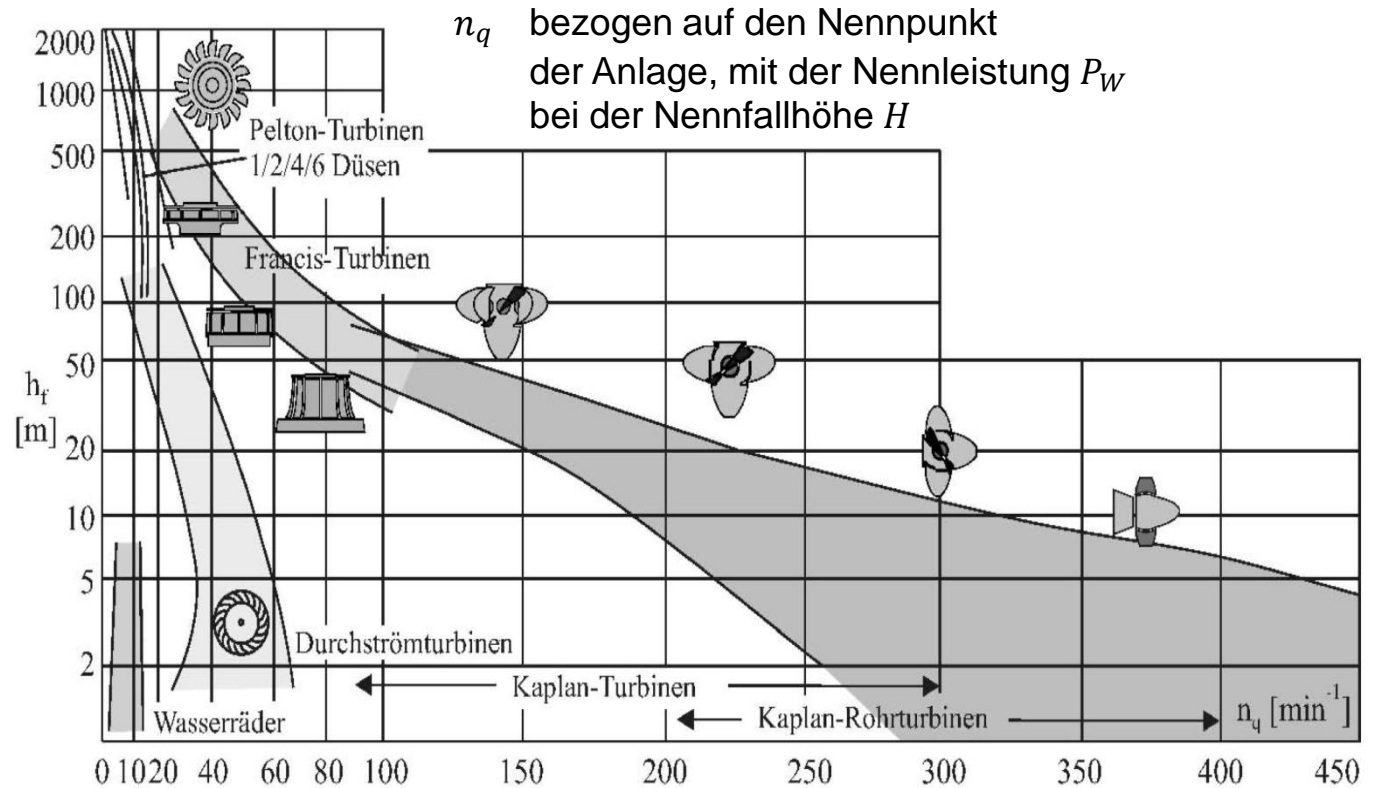
Eine weitere Möglichkeit der Einteilung besteht darin die sog. spezifische Drehzahl n_q (s.u.) zu berechnen.

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

Für die Maschinentypen gelten folgende Bereiche:

- Peltonturbine $n_q < \text{ca. } 10 \text{ U/min}$
- Francisturbine $\text{ca. } 10 < n_q < \text{ca. } 100 \text{ U/min}$
- Kaplanturbine $n_q > \text{ca. } 100 \text{ U/min}$
- Rohrturbine $n_q > \text{ca. } 200 \text{ U/min}$

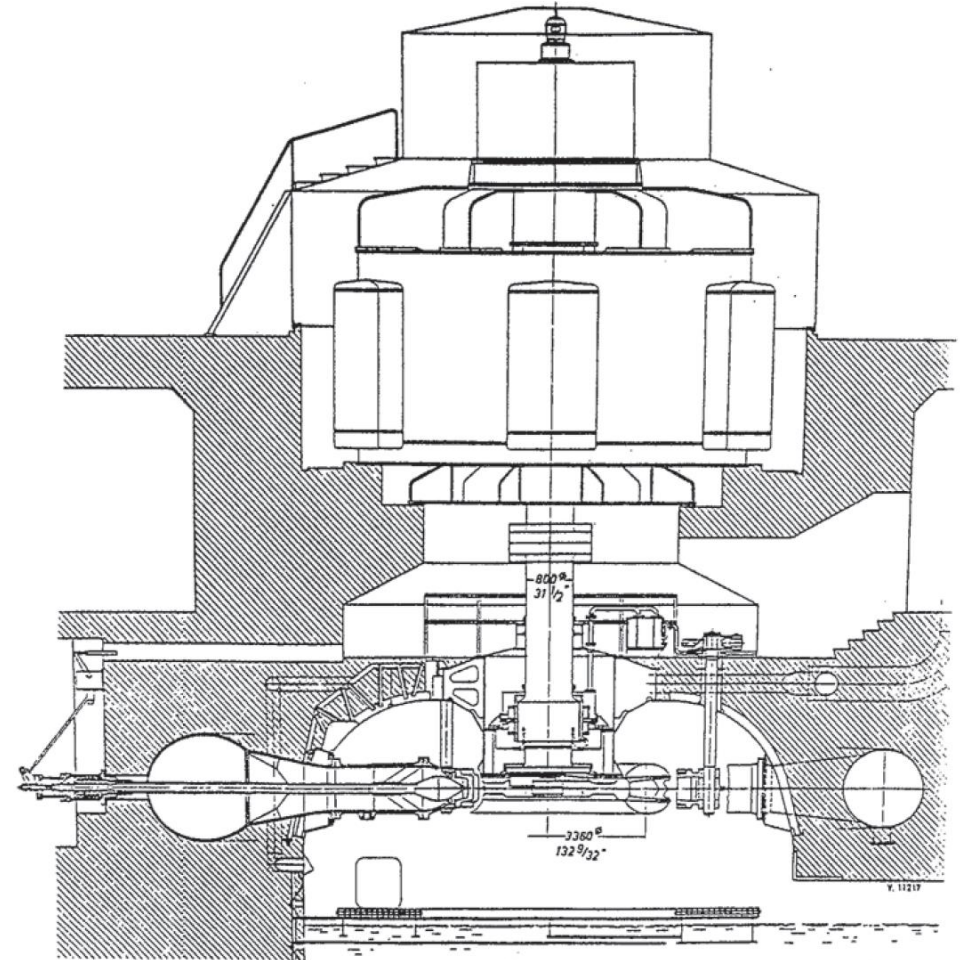
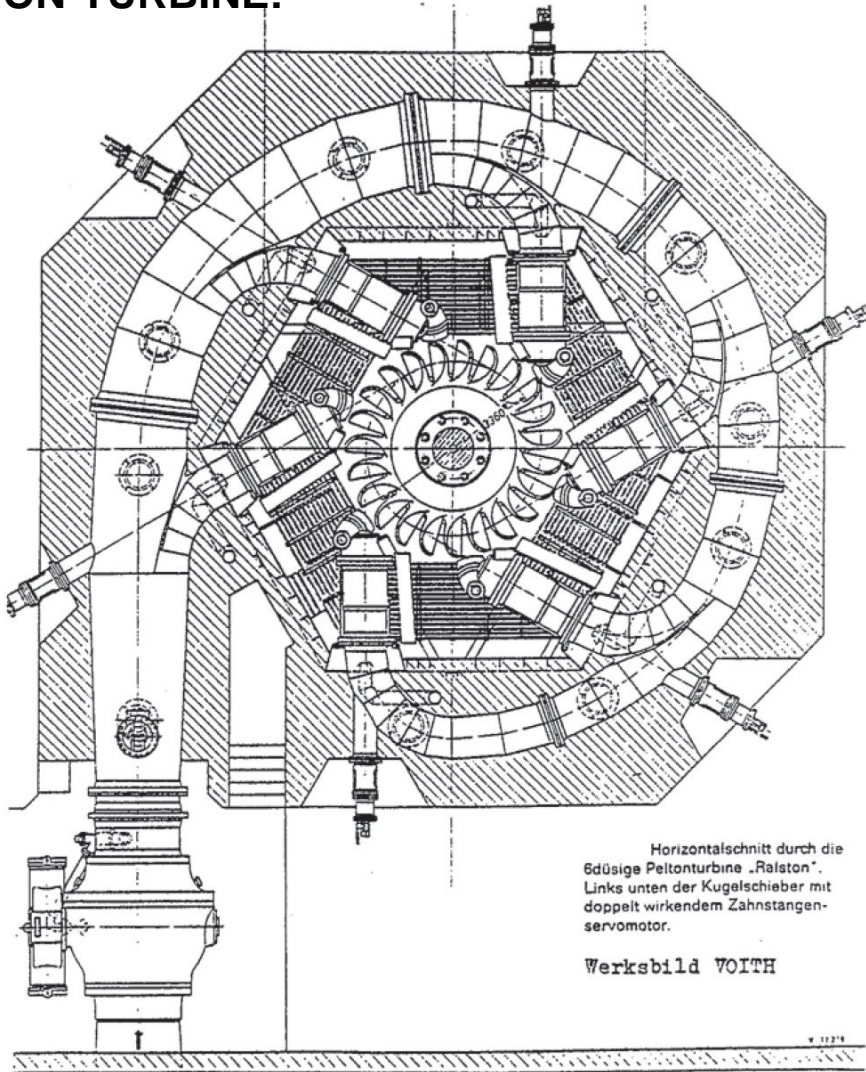
Die jeweiligen Einsatzbereiche überlappen sich jedoch (s. a. nebenstehende Abb.)



Quelle: Voith

1. Übersicht der Rechenmethoden und Maschinenarten

PELTON-TURBINE:



6-düsige Pelton turbine "Ralston", Voith

Quelle: Voith

1. Übersicht der Rechenmethoden und Maschinenarten



Technische Daten:

Leistung:	3.720	kW
Fallhöhe:	190,3	m
Drehzahl:	375	Upm
Laufreddurchmesser:	1480	mm

Quelle: ???

1. Übersicht der Rechenmethoden und Maschinenarten

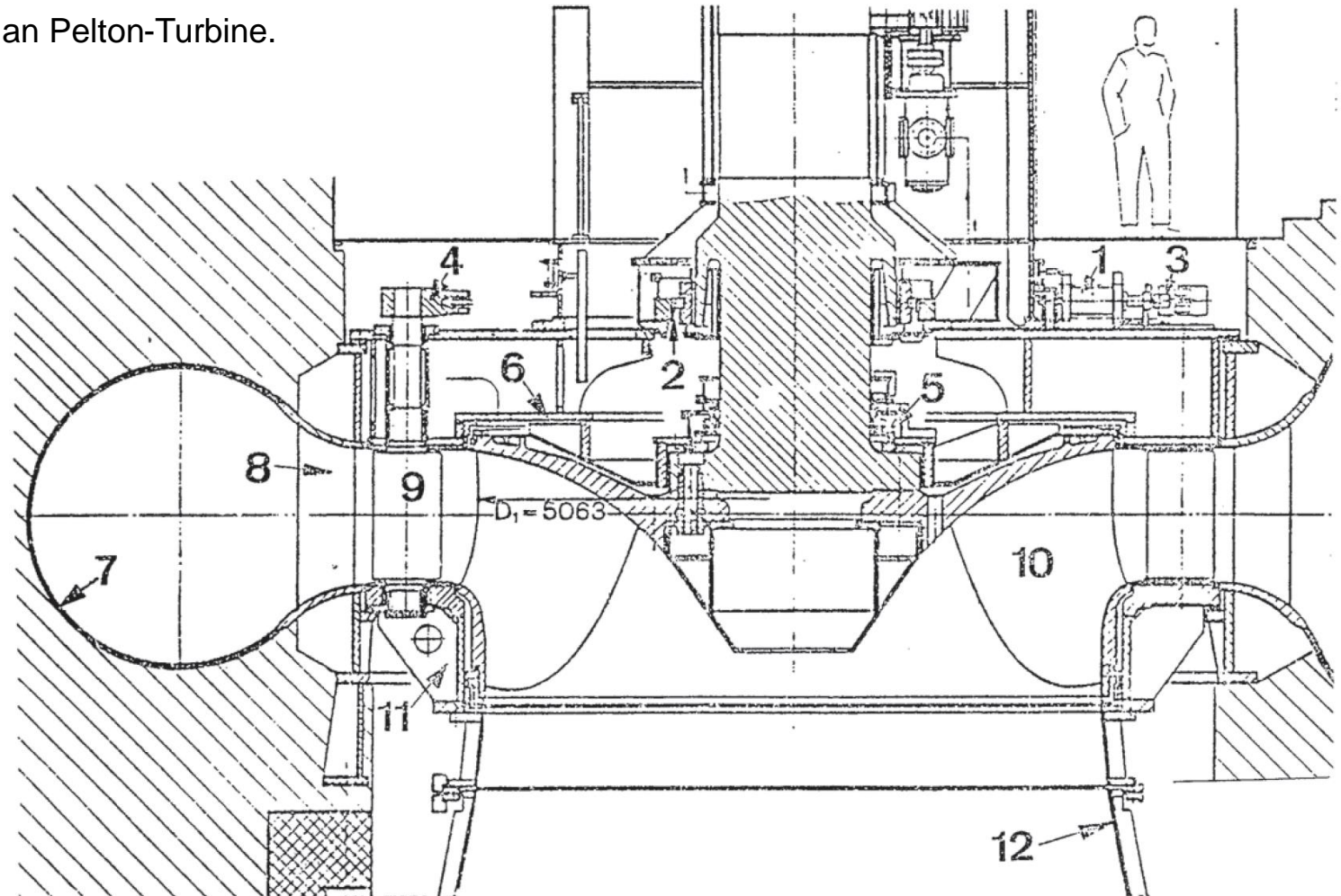
FRANCIS-TURBINE:

Arbeitet im n_q -Bereich anschließend an Pelton-Turbine.

Fallhöhen der Francis-Turbine sind i.a. kleiner als die der Pelton-Turbine

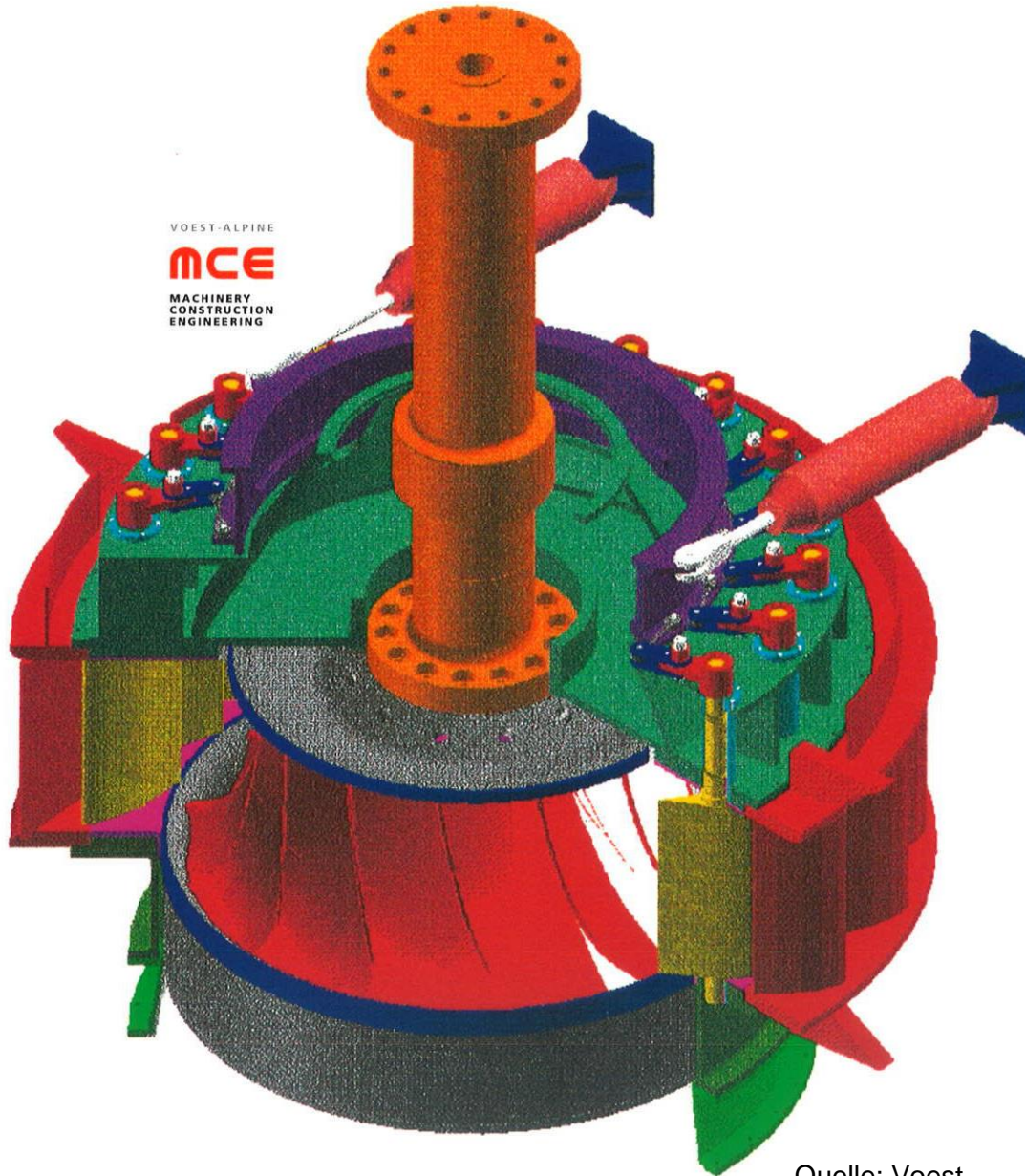
Baugruppen:

- Spiralgehäuse mit Stützschaufeln
- Oberer und unterer Turbinendeckel
- Leitapparat
- Laufzeug
- Saugrohr



Quelle: Andritz

1. Übersicht der Rechenmethoden und Maschinenarten



Technische Daten:

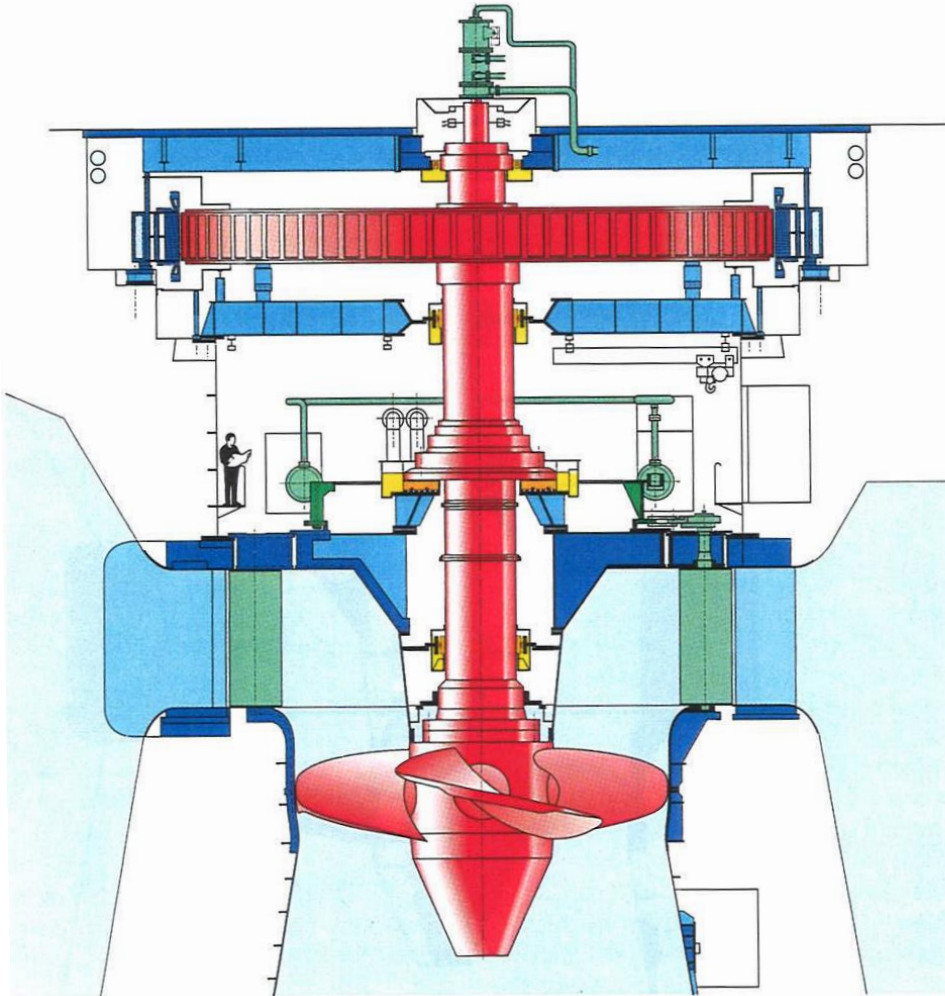
Leistung:	46,4	MW
Fallhöhe:	231	m
Drehzahl:	500	Upm
Laufreddurchmesser:	1.611	mm

Quelle: Voest

1. Übersicht der Rechenmethoden und Maschinenarten

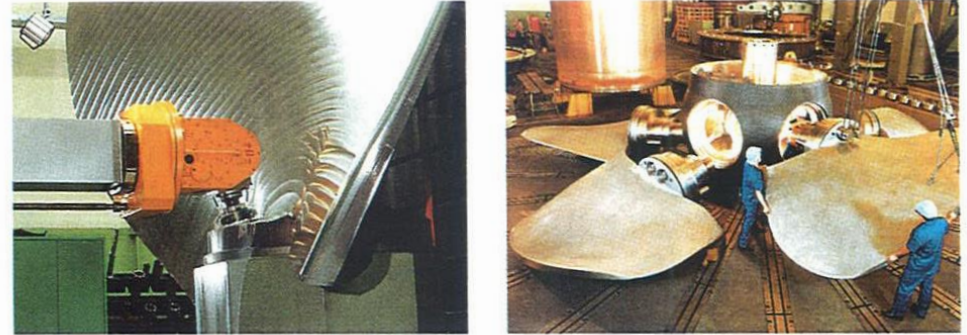
KAPLAN-TURBINE:

VOITH - Kaplanmaschine für Kraftwerk ' YACYRETA ', Argentinien
 $H = 21.3 \text{ m}$, $Q = 793.4 \text{ m}^3/\text{s}$, $P = 154 \text{ MW}$, Laufraddurchmesser = 9500 mm

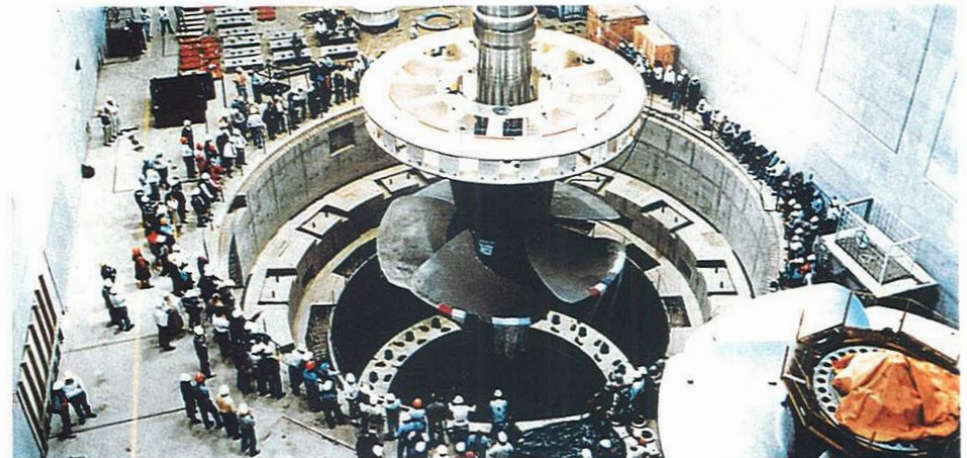


Quelle: Voith

5-Achsen-Fräsen der Schaufeln
und Zusammenbau des Laufrades.

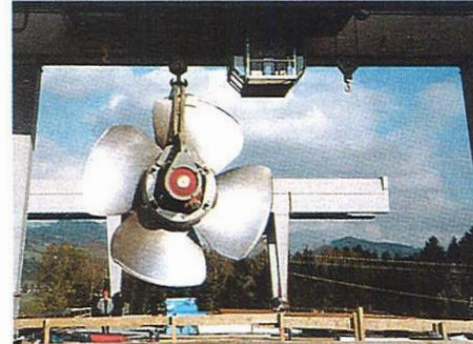
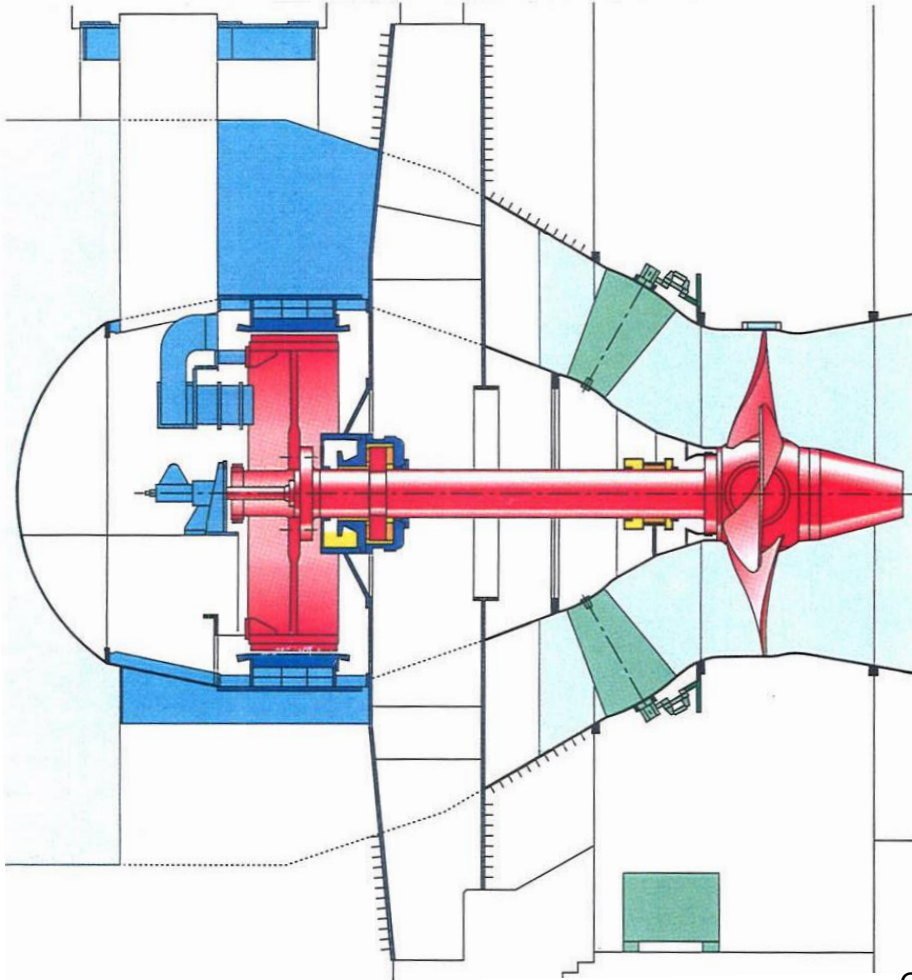


Laufradmontage im Kraftwerk.

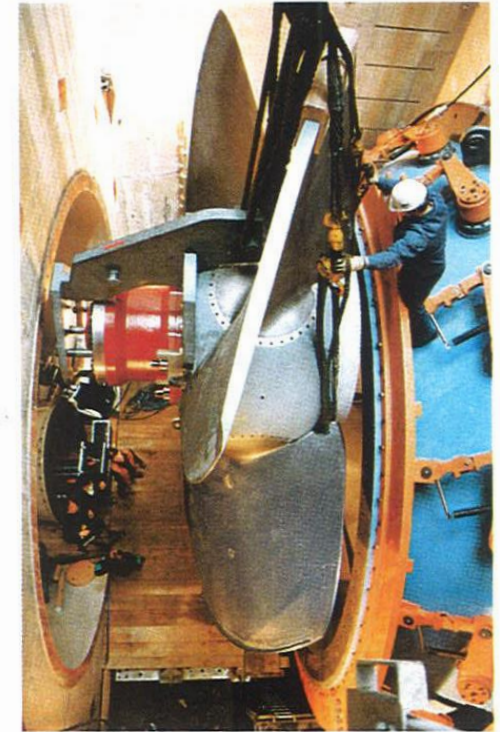


1. Übersicht der Rechenmethoden und Maschinenarten

VOITH - Kaplan - Rohrturbine für Kraftwerk ' OBERAUDORF ' BRD
 $H = 11.6 \text{ m}$, $P = 34.5 \text{ MW}$, $Q = 290 \text{ m}^3/\text{s}$, Laufraddurchmesser = 6100 mm



*Baustellenmontage:
Einfahren von Laufrad
und Welle,*

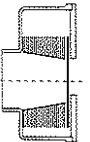
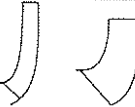
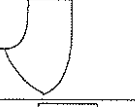


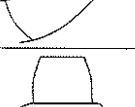
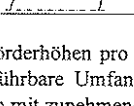


Einbau des Laufrades.

Quelle: Voith

1. Übersicht der Rechenmethoden und Maschinenarten

Pumpentypen und ihre Anwendung:

Tafel 2.3 Pumpentypen						
n_q	Typ	Lauftradform	$H_{st,opt}$	ψ_{opt}	η_{opt} [%]	
< 0,5	Kolbenpumpen				85 ÷ 95	
< 2	Zahnradpumpen				75 ÷ 90	
2 ÷ 10	Schraubenspindel	Verdrängerpumpen	nur mechanisch begrenzt		65 ÷ 85	Auch für Gas-Flüssigkeits-Gemische
0,5 ÷ 4	Peripheralpumpe	Bild 2.14	400 m	5 ÷ 15	30 ÷ 35	Auch mehrstufig
2 ÷ 11	Seitenkanalpumpe	Bild 2.13	250 m	3 ÷ 10	34 ÷ 47	
1 ÷ 10	Reibungspumpe			0,5	25 ÷ 35	
7 ÷ 30	Radialpumpe		800 m (1200)	1 ÷ 1,2	40 ÷ 88	Unter $n_q < 10$ vorwiegend nur Kleinpumpen In den meisten Fällen ist $H_{st,opt} < 250$ m
50			400 m	0,9	70 ÷ 92	
100			60 m	0,65	60 ÷ 88	
35	Halbaxialpumpen		100 m	1	70 ÷ 90	Für $n_q < 50$ häufig mehrstufig. Ab $n_q > 75$ selten mehrstufig
160			20 m	0,4	75 ÷ 90	Für $n_q > 100$ nur einstufig sinnvoll
160 bis 400	Axialpumpen		2 bis 15 m	0,4 bis 0,1	70 ÷ 88	Förderströme bis $60 \text{ m}^3/\text{s}$ Nur einstufig

- Die angegebenen Förderhöhen pro Stufe im Bestpunkt stellen in etwa Maximalwerte dar. Ausführbare Umfangsgeschwindigkeit, Förderhöhe pro Stufe und Druckzahl fallen mit zunehmender spezifischer Drehzahl.
- Die Druckzahl ist definiert als $\psi_{opt} = 2 g H_{opt,el} / u^2$ (Kap. 3).

Quelle: Gülich

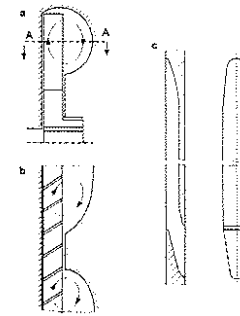


Bild 2.13. Seitenkanalpumpe. a Meridianschnitt; b Schnitt A mit Unterbrecher; c Abwicklung des Seitenkanals

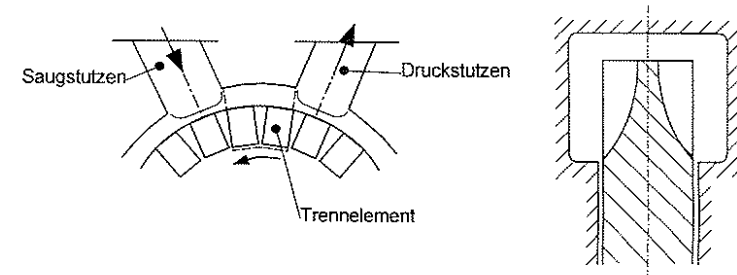


Bild 2.14. Peripheralpumpe, [2.7]

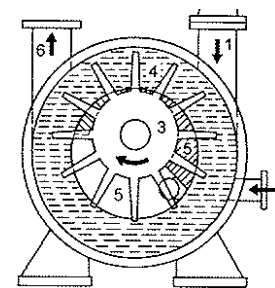


Bild 2.15. Arbeitsprinzip der Flüssigkeitsringpumpe
1 Gaseintritt, 2 Ringflüssigkeitseintritt, 3 Schaufelrad, 4 Ringflüssigkeit, 5 Sichel-förmiger Hohlraum, 6 Gas- und Ringflüssigkeitsaustritt, [2.8]

1. Übersicht der Rechenmethoden und Maschinenarten

Tafel 2.4 Einsatzgebiete von Kreiselpumpen

Typ oder Einsatz	Typische Bauarten	Leistungs-klasse P [kW]	Kennzeichen, Anwendungen, Spezielle Anforderungen
„Universal“/Norm-pumpen	einstufig radial	2 - 200	Niedrige Anschaffungskosten
Prozeßpumpen für die Verfahrenstechnik	einstufig radial	10 - 300	Hohe Zuverlässigkeit und Lebensdauer Oft nach speziellen Normen gebaut, z.B. [N.7] Dichtheit, Explosionsschutz, Sicherheit
	mehrstufig, radial oder halbaxial	50 - 1000	
Kühlwasserpumpen für Großkraftwerke	einstufig radial oder halbaxial	500 - 3000	Vertikalpumpen hoher spezifischer Drehzahl
Kesselspeisepumpen	mehrstufig radial	100 - 2000	Industriekraftwerke
Kesselspeisepumpen für Großkraftwerke		5000 - 45'000	Hochtourige Maschinen mit Vorpumpe. Maßnahmen zur Vermeidung von Schwingungs- und Kavitationsproblemen
Injektionspumpen		1000 - 20'000	Injektion von Wasser zur Erhöhung der Erdölausbeute
Pipelinepumpen		Überregionaler Transport von Trinkwasser oder Erdöl	
Minenpumpen		500 - 3000	Bergwerksentwässerung Verschleiß durch sandhaltiges Wasser
Großanlagen für Be- oder Entwässerung	axial halbaxial	200 - 2000	
Abwasserpumpen	alle	10 - 1000	Große Kanalquerschnitte, unempfindlich gegen Verstopfung

Tafel 2.4 Einsatzgebiete von Kreiselpumpen

Typ oder Einsatz	Typische Bauarten	Leistungs-klasse P [kW]	Kennzeichen, Anwendungen, Spezielle Anforderungen
Schiffspumpen	alle	1 - 1000	Platzsparend, daher oft vertikal. Gutes Saugverhalten. Häufig mit fluchtenden Stützen („inline“)
Unterwasserpumpen Tauchmotorpumpen	alle	5 - 500	Anwendung: Abwasser, Entwässerung. Unempfindlich gegen Eindringen von Wasser
Gas-Flüssigkeits-Gemische		10 - 5000	Anwendung: Verfahrenstechnik, Erdölgewinnung. Spezielle hydraulischen Formen
Pumpen ohne Wellendichtung	einstufig radial	5 - 250	Für gefährliche Stoffe (leckfreie Pumpen) mit Spaltrohrmotor oder Magnetkupplung.
Baggerpumpen Kiespumpen	einstufig radial	200 - 2000	Mitfördern großer Steine und Fremdkörper. Schutz gegen abrasiven Verschleiß
Feststoffpumpen für Kohle, Sand, Asche	einstufig radial	50 - 1000	Schutz gegen abrasiven Verschleiß
Raketentechnik	Radial oder halbaxial	1000	Extreme Umfangsgeschwindigkeiten, kurze Lebensdauer, mit Vorsatzläufer
Lebensmitteltechnik	Alle	1 - 50	Extreme Reinheit, kein Eindringen von Schmiermitteln, Schonung des Fördermediums
Medizinaltechnik (z.B. Blutpumpen)	alle	< 0,1	Extreme Reinheit, extreme Zuverlässigkeit, Schonung des Fördermediums

Ergänzung HFM:

Heizungspumpen 0,2-3

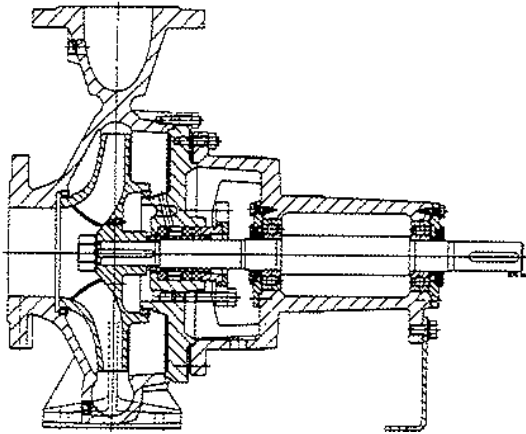
Speicherpumpe

>500.000

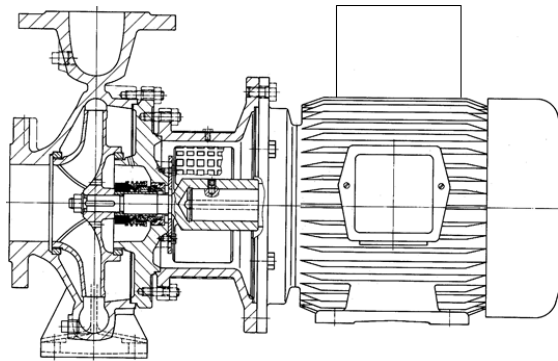
Quelle: Gülich

1. Übersicht der Rechenmethoden und Maschinenarten

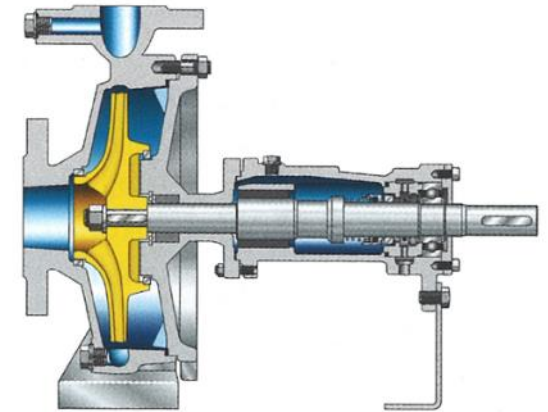
Normpumpen:



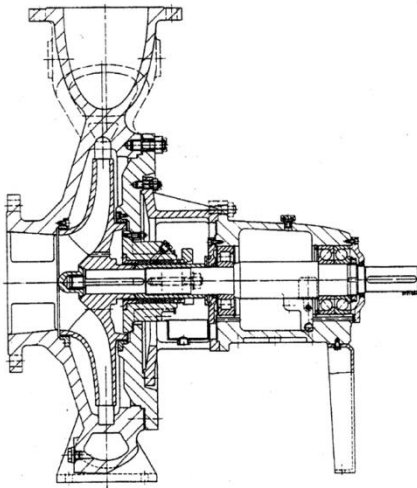
Spiralgehäusepumpe in Normbauweise nach DIN 24255



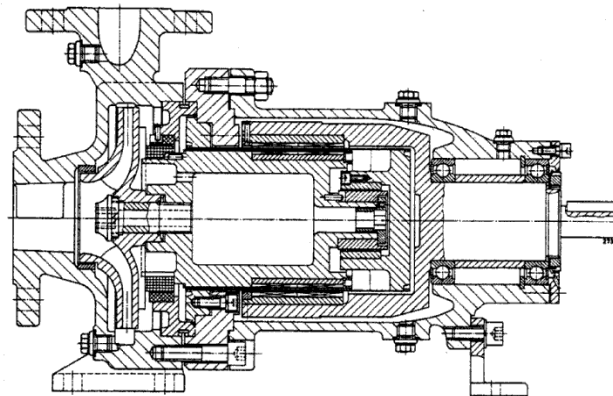
Blockpumpe



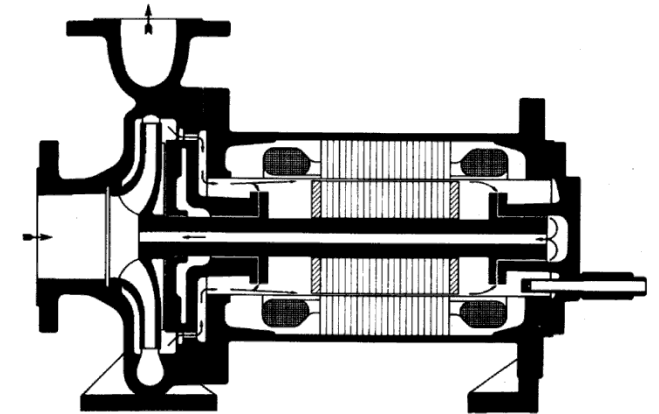
Heißwasser-/Wärmeträgerpumpe



Chemienormpumpe nach DIN 24256 und ISO 2858



Chemiepumpe mit Antrieb über Dauermagnetkupplung

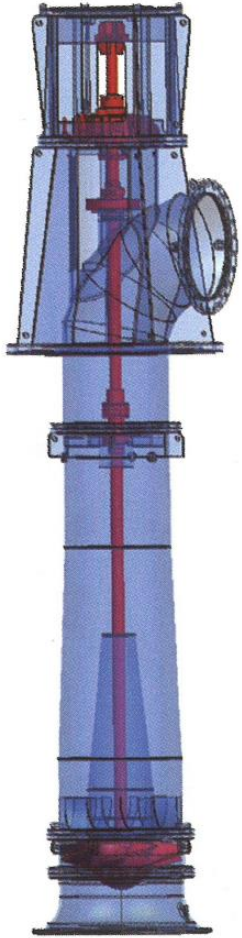


Schema einer Spaltrohrmotorpumpe Fa. Hermetic

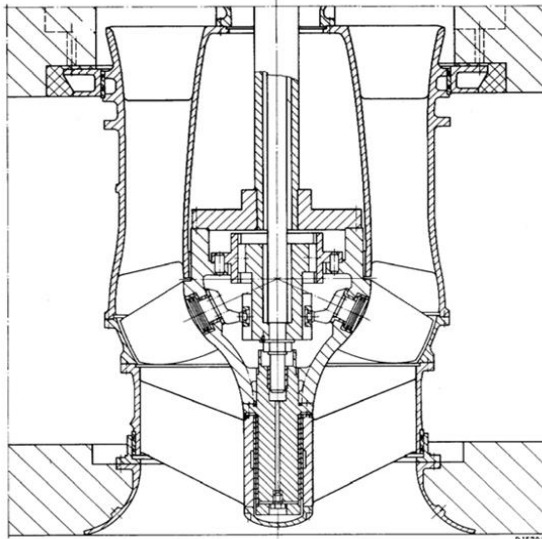
Quelle: KSB

1. Übersicht der Rechenmethoden und Maschinenarten

Pumpentypen:



Rohrgehäusepumpe

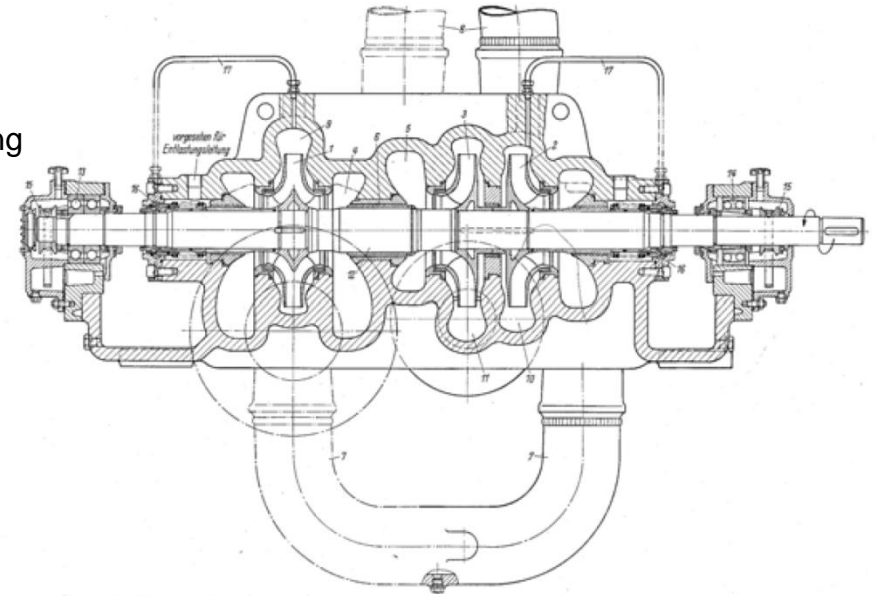


Mechanisches Verstellgetriebe zum Verstellen der Laufschaufeln einer halbaxialen Propellerpumpe

Rechts:

Upstream:

- Rohölgewinnung
- Rohöltransport

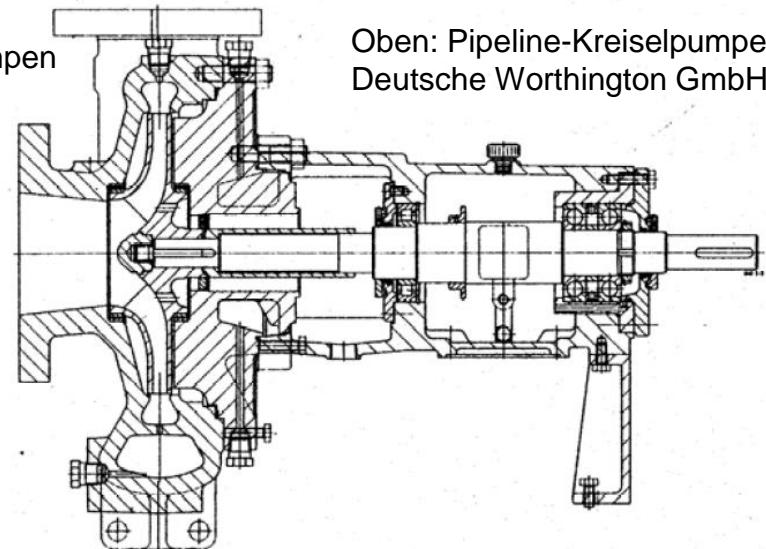


Rechts:

Downstream:

- Raffineriepumpen

Oben: Pipeline-Kreiselpumpe, Deutsche Worthington GmbH

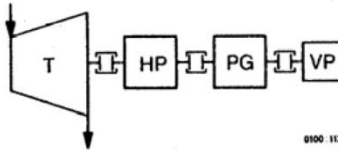
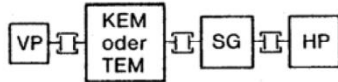
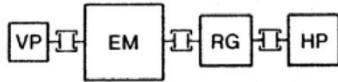


Raffineriepumpe in Prozessbauweise, ohne Wellendichtung dargestellt

Quelle: KSB

1. Übersicht der Rechenmethoden und Maschinenarten

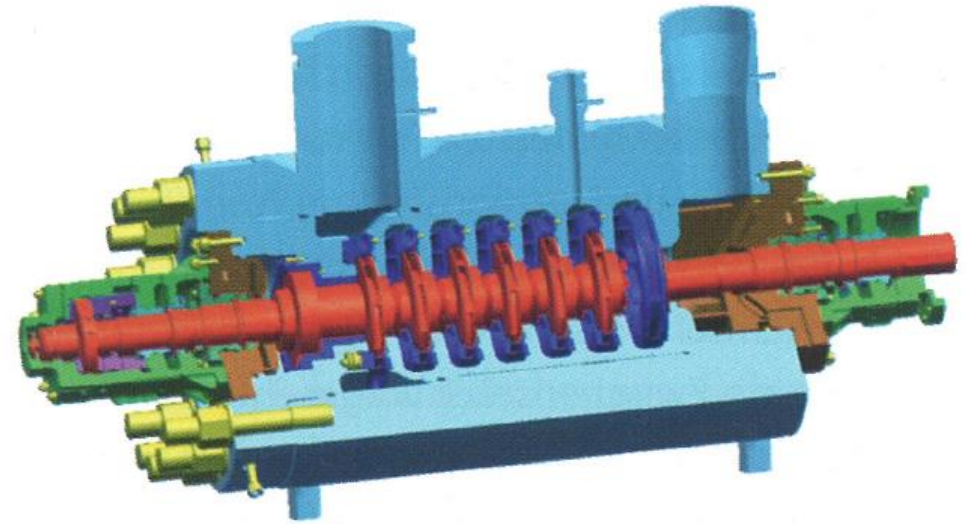
Energietechnik:



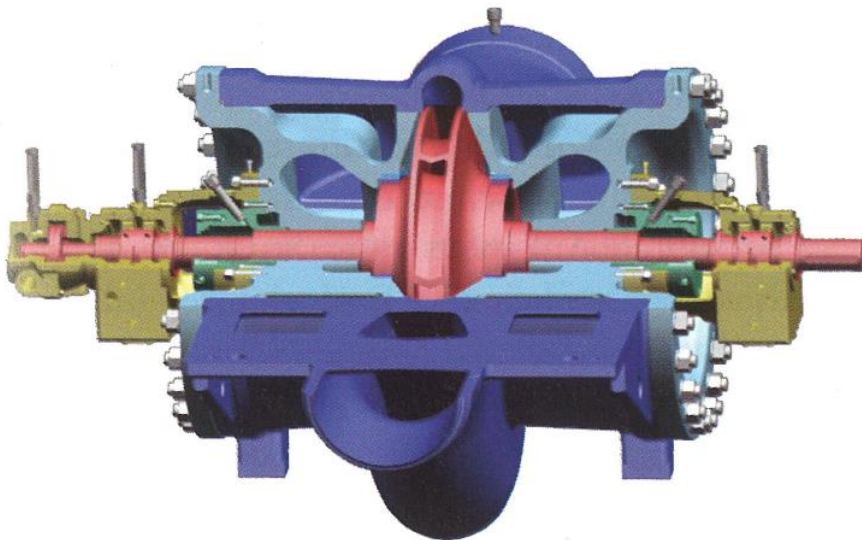
- EM = Elektromotor
- KEM = kaskadengeregelter Elektromotor
- TEM = thyristorgeregelter Elektromotor
- T = Zweigturbine
- RG = Turbo-Regelgetriebe
- SG = Stirnradgetriebe
- PG = Planetengetriebe
- VP = Vorpumpe
- HP = Hauptpumpe
- ⌘ = Zahnkupplung

9100_113

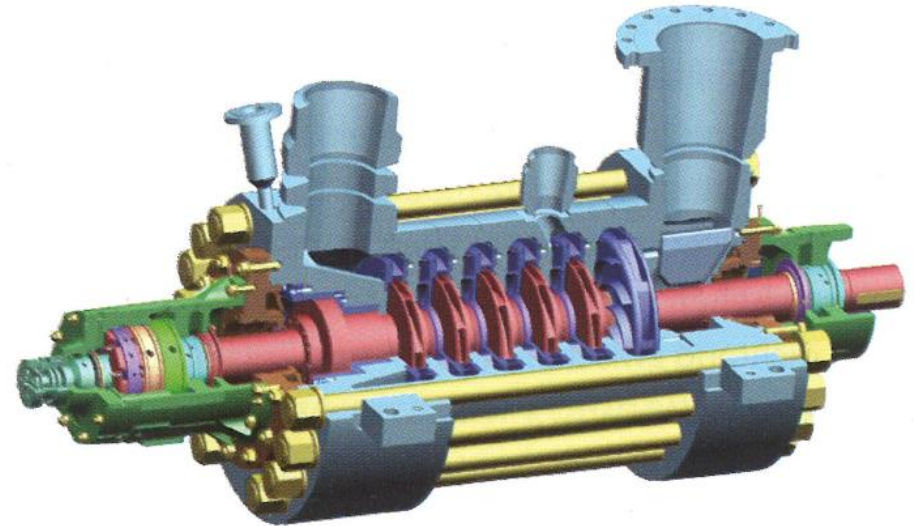
Beispiele für Aufbauvarianten von Speisepumpenaggregaten



Kesselspeisepumpe: Topgehäusebauart mit Anzapfstufe



Kesselspeisepumpe: zweiströmige Kesselspeise-Vorpumpe



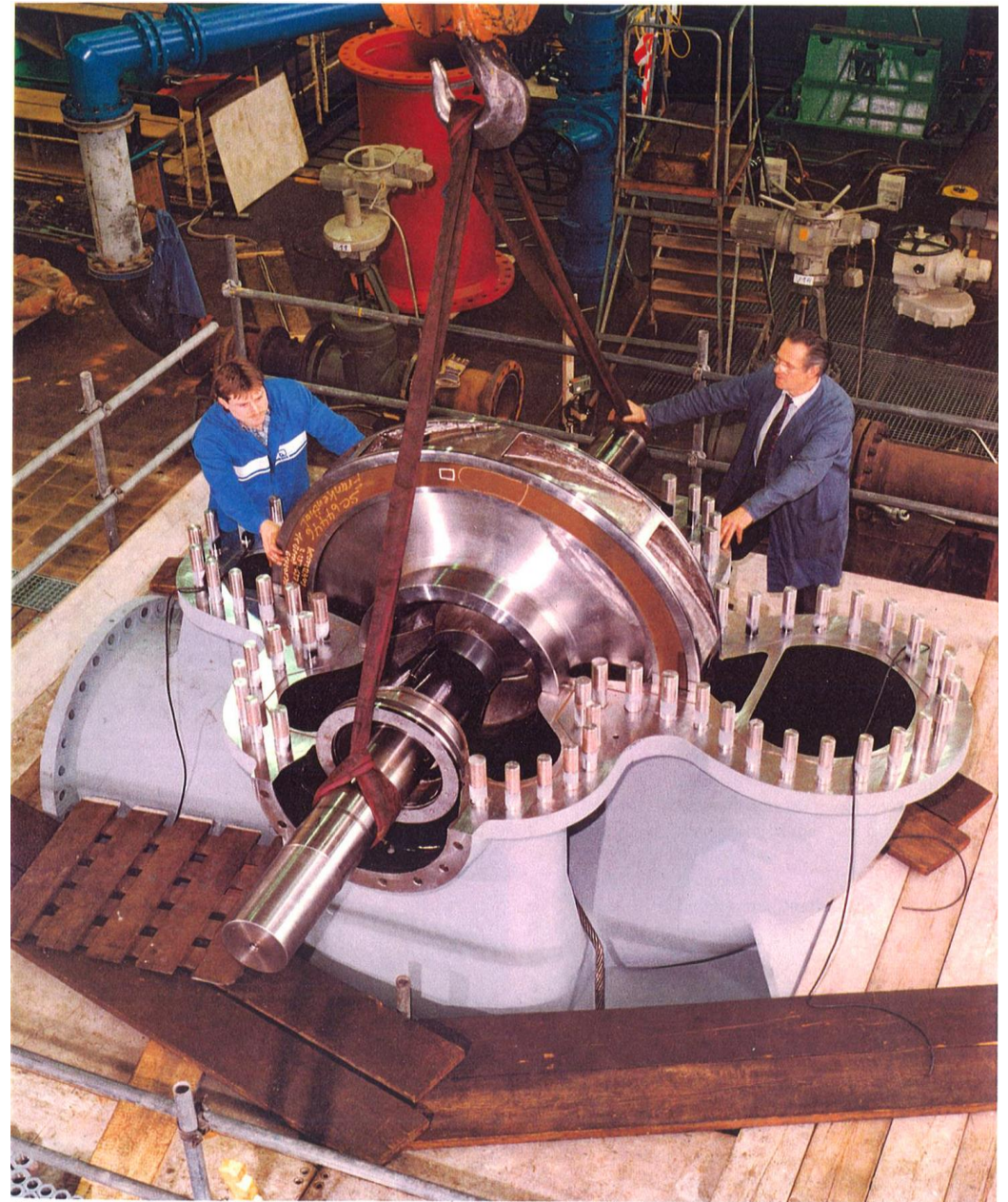
Kesselspeisepumpe: Gliederbauart mit Anzapfstufe

Quelle: KSB

1. Übersicht der Rechenmethoden und Maschinenarten

Wasserwirtschaft:

Wasserwerkspumpe für die Bodensee-Wasserversorgung während der Montage



Quelle: KSB

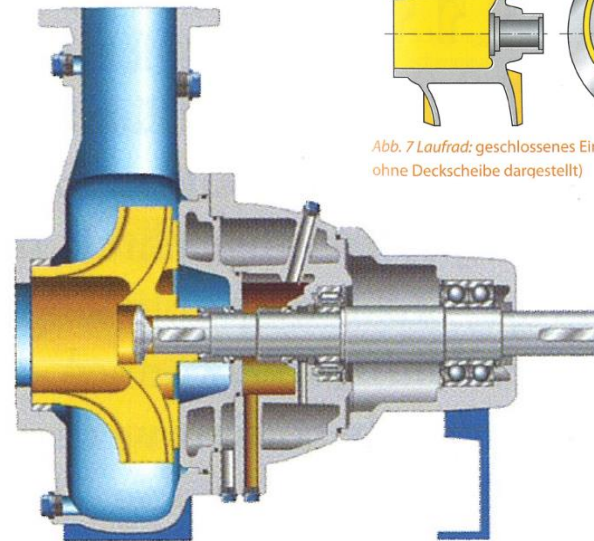
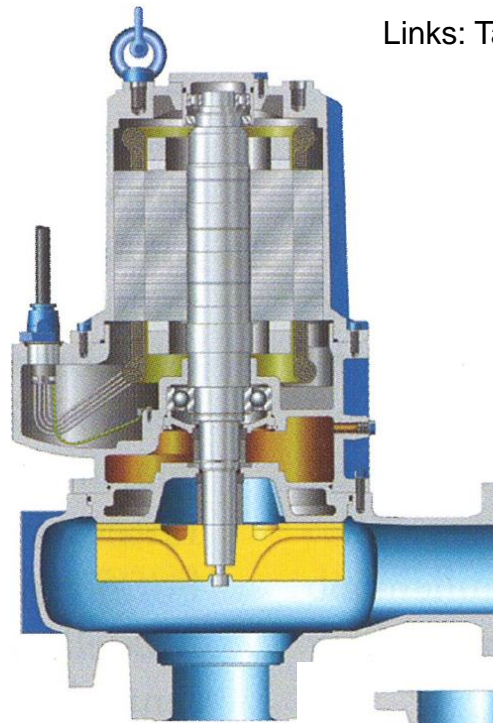
1. Übersicht der Rechenmethoden und Maschinenarten

Abwasseraufbereitung:

Links: Tauchmotorpumpe mit Freistromrad



Tauchmotorpumpe mit
Einschaufelrad



Links: Horizontale Abwasserpumpe
mit Kanalrad

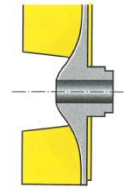


Abb. 11 Laufrad: offenes Zweikanalrad mit S-förmigen
Schaufeln

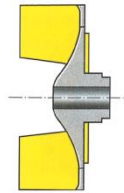
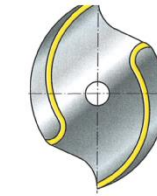


Abb. 13 Laufrad: offenes Dreikanalrad mit zylindrischen
Schaufeln

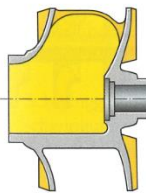
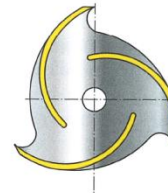


Abb. 7 Laufrad: geschlossenes Einschaufelrad (Draufsicht
ohne Deckscheibe dargestellt)

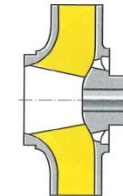
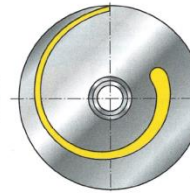


Abb. 12 Laufrad: geschlossenes Dreikanalrad (Draufsicht
ohne Deckscheibe dargestellt)

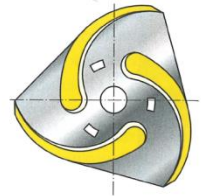


Abb. 14 Laufrad: Freistromrad

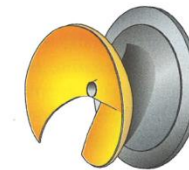
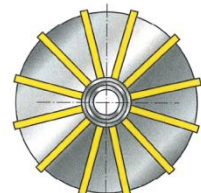


Abb. 16 Laufrad: offenes diagonales Einschaufelrad
(O-Rad)

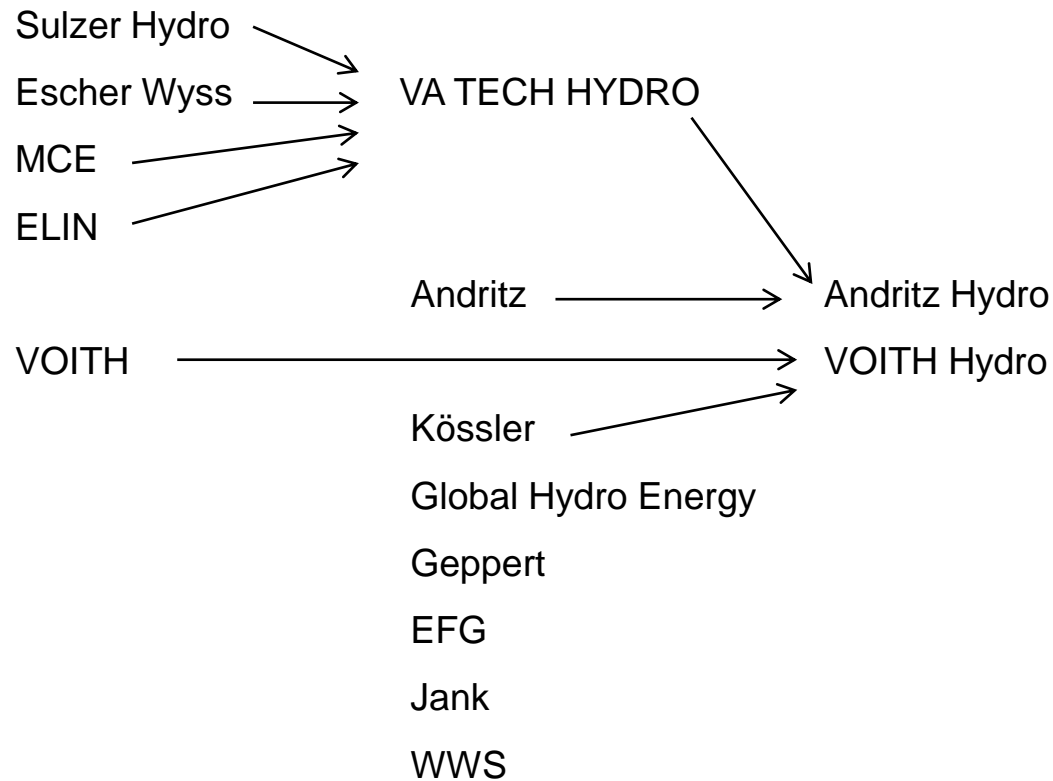


Oben: Laufradformen von
Schmutzwasser bzw. dickstoffpumpen

Quelle: KSB

1. Übersicht der Rechenmethoden und Maschinenarten

Turbinenindustrie in Österreich



Turbinenindustrie weltweit

D: Voith, Andritz
Volk, Stellba
Ossberger

div. In Skandinavien
CKD, Hydrolink, Turab
FARAB, Gilkes

Alstom Hydro
Hitachi
Misubishi

2. Eindimensionale hydraulische Auslegung von Pumpen und Turbinen

Vorgehensweise bei der Konstruktion von Pumpen und Turbinen

Anwendung der Ähnlichkeitsgesetze oder bei völliger Neuauslegung unter Verwendung von Anhalten

Konforme Abbildung – Kaplan'sche Methode

Laufschaufelkonstruktion, Leitrad- / Spiralauslegung

2. Eindimensionale hydraulische Auslegung von Pumpen und Turbinen

Aufgabe: Maschine für gegebenen

Volumenstrom Q und

Fallhöhe H \longleftrightarrow Turbine

Förderhöhe H \longleftrightarrow Pumpe

Auslegung heißt, eine Geometrie zu finden, dass die Turbomaschine-Hauptgleichung erfüllt wird, ohne dass unnötige Verluste und unzulässige Kavitation auftreten.

Turbomaschinen Hauptgleichung

$$H = \pm \frac{1}{g} (u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1})$$



+ Pumpe



- Turbine

2. Eindimensionale hydraulische Auslegung von Pumpen und Turbinen

→ Für den ersten Teil der Aussage ist die Dreidimensionalität eigentlich völlig irrelevant, weil nur

Strömungsverhältnisse am Ein- und Austritt

betrachtet werden.

→ Es muss jedoch das Innere der Hydraulik (Laufzeug, Leiteinrichtungen) so gestaltet werden, dass die Strömungsgrößen im Austrittsquerschnitt die gewünschten Werte annehmen. Also muss auch das (im allgemeinen) dreidimensionale Innere der Hydraulik untersucht werden.

2. Eindimensionale hydraulische Auslegung von Pumpen und Turbinen

Euler-Gleichung:
$$H = \pm \frac{1}{g} (u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1})$$

spezifische Stutzenarbeit

$$Y = gH$$

Gesamte Leistung

Hydraulische Leistung im Medium

$$P = \dot{m}Y = \rho gQH$$

Im Allgemeinen:

Pumpe: $c_{u1}=0$ drallfreier ungestörter Zustrom

Turbine: $c_{u2}=0$ drallfreier Abstrom

→ Drall auf Druckseite leistet die Arbeit

→ Niederdruckseite drallfrei wegen Kavitation und Energie

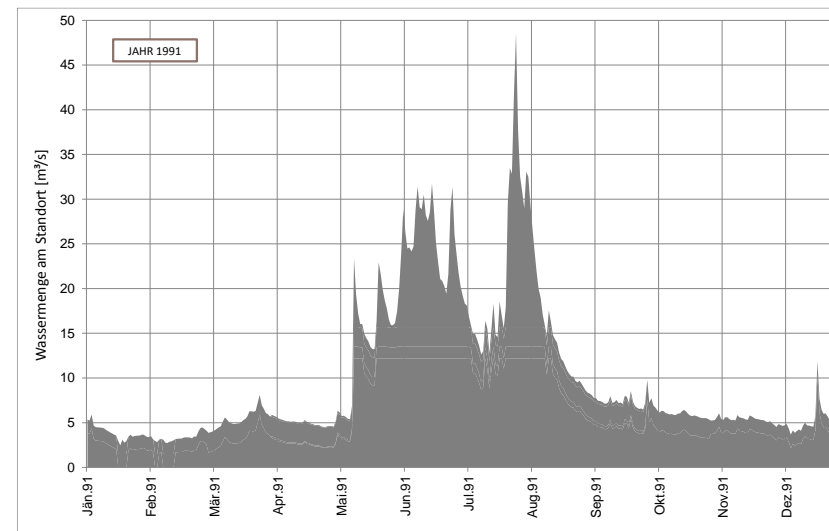
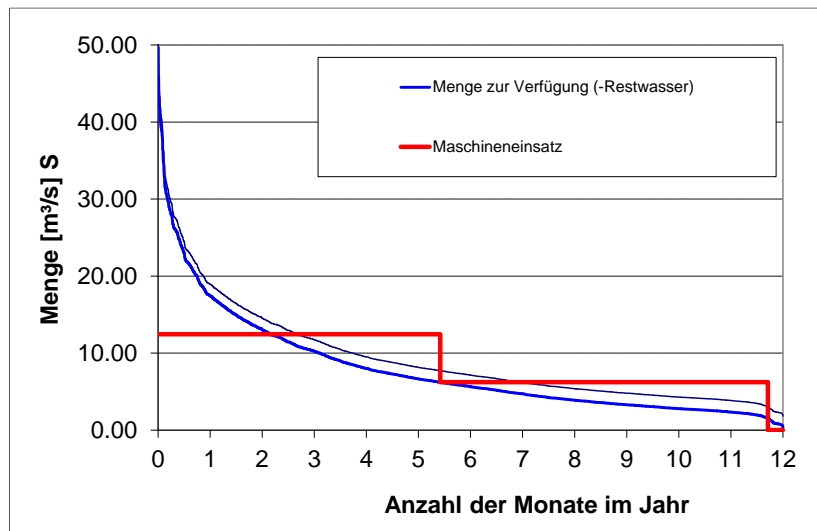
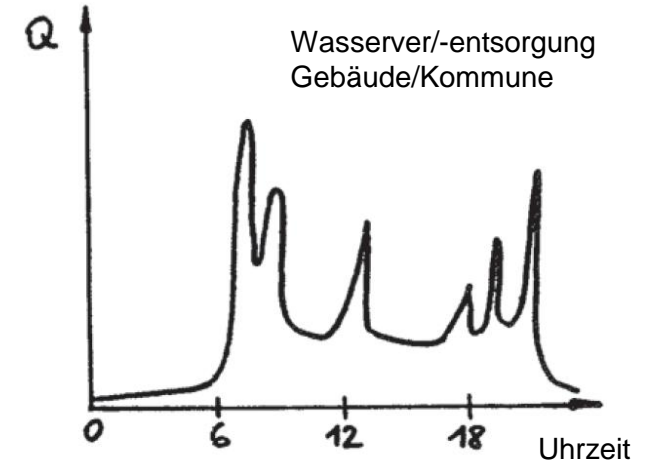
Vorzeichenregelung: $c_u \parallel u \rightarrow c_u > 0$

2. Eindimensionale hydraulische Auslegung von Pumpen und Turbinen

Vor Auslegung zu klären:

- Ist für einen vorgegebenen Betriebspunkt Q, H auszulegen?
- Ist für einen bestimmten Fahrbereich auszulegen?
- Wie oft fährt die Maschine in welchem Bereich?

- Turbine:
- Q_{\max} bekannt, guter Wirkungsgrad erforderlich
 - Häufig fährt die Turbine bei kleinerem Volumenstrom



- Pumpe:
- Begrenzter Fahrbereich nach Teillast/Überlast
 - Ohne besondere Vorkehrungen: schlechte Regelbarkeit

2. Eindimensionale hydraulische Auslegung von Pumpen und Turbinen

Geometrieparameter sind frei wählbar

Bsp.: Pumpe mit }
 Turbine mit } drallfreier

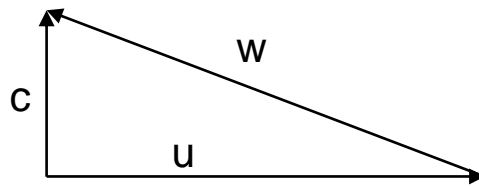
Zuströmung }
 Abströmung }

$$H = \pm \frac{1}{g} \cdot u_2 \cdot c_{u2}$$

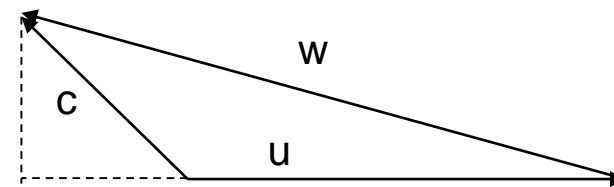
Warum kein Gegendrall im Eintritt bei Pumpen?

Allg.: $H = \frac{1}{g} (u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1})$

Eintritt:

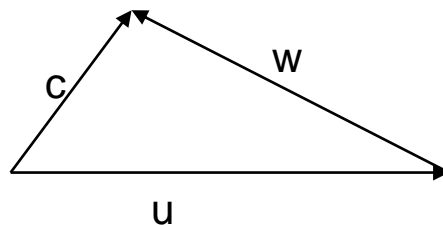


drallfrei



Gegendrall: weil $c_{u1} < 0 \rightarrow H_{Gg} > H$

Austritt:



Nachteile:

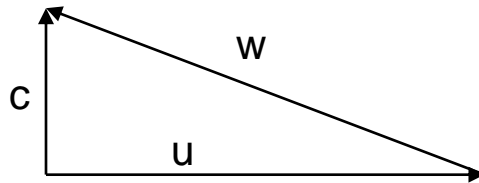
- Starke Umlenkung: Strömungsabriss
- Hohe Schaufelbelastung = hoher Druckanstieg: Strömungsabriss, Kavitation
- Sehr flacher Eintrittswinkel: Fertigungsproblem, schlechtes Teillastverhalten
- Höheres $c, w \rightarrow$ niedrigerer Druck \rightarrow Kavitation

2. Eindimensionale hydraulische Auslegung von Pumpen und Turbinen

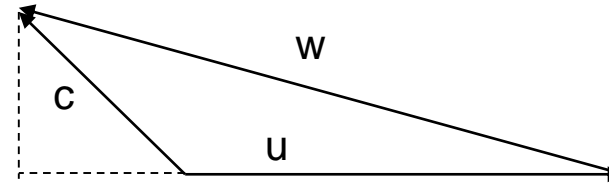
Warum kein Gegendrall im Austritt bei Turbinen?

Allg.:
$$H = \frac{1}{g}(u_1 c_{u1} - u_2 c_{u2})$$

Austritt:

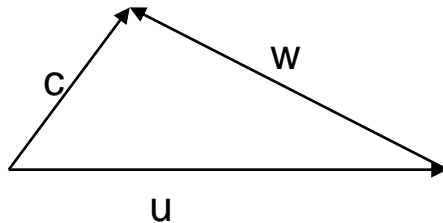


drallfrei



Gegendrall: weil $c_{u2} < 0 \rightarrow H_{Gg} > H$

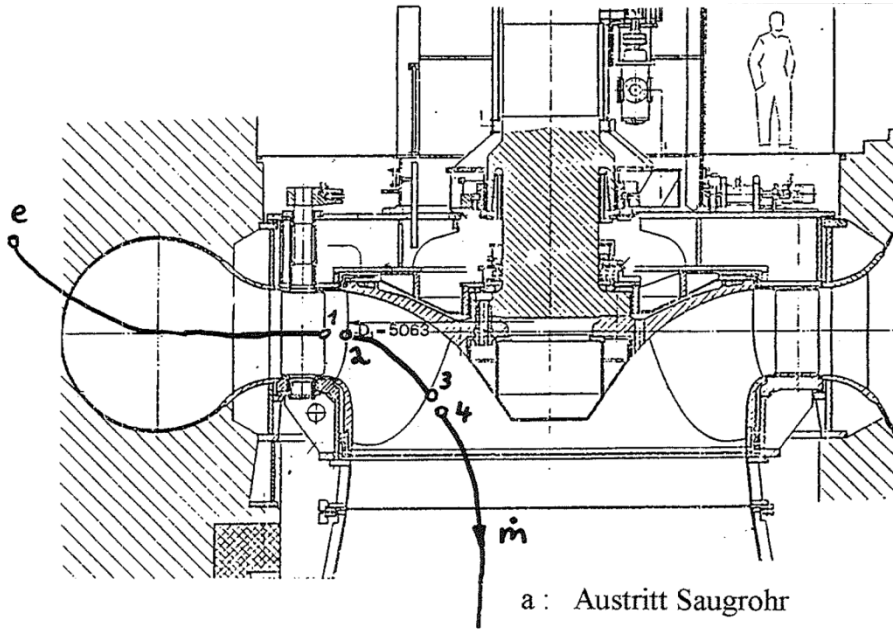
Eintritt:



- Nachteile:
- Da Druck am Laufradeintritt gegeben, führt größerer Fallhöhenabbau H_{Gg} zu niedrigerem Druck am La-Austritt: Kavitation!
 - Höheres $c, w \rightarrow$ niedrigerer Druck \rightarrow Kavitation
 - Höheres $c \rightarrow$ zu viel kinetische Energie im Wasser, schlechte Ausbeute

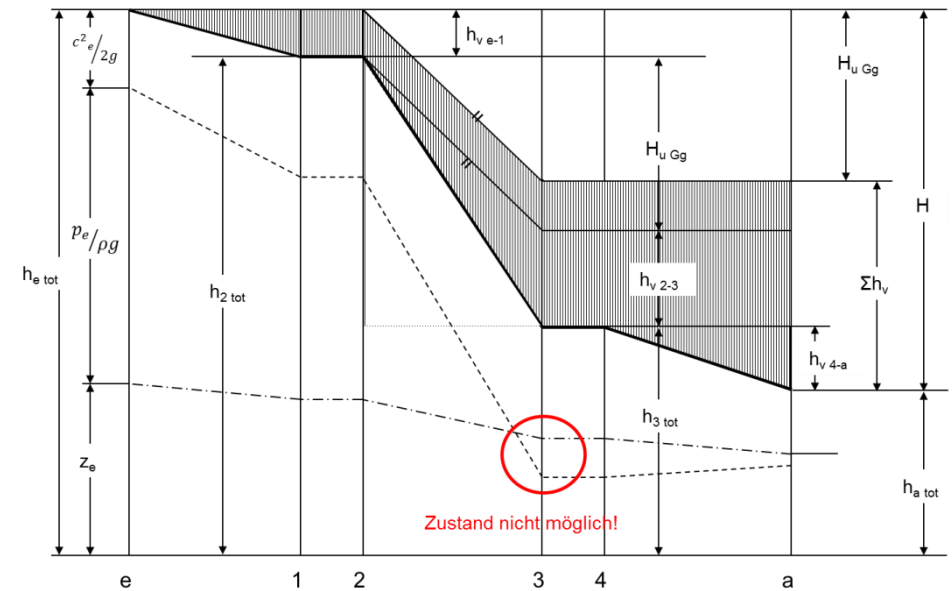
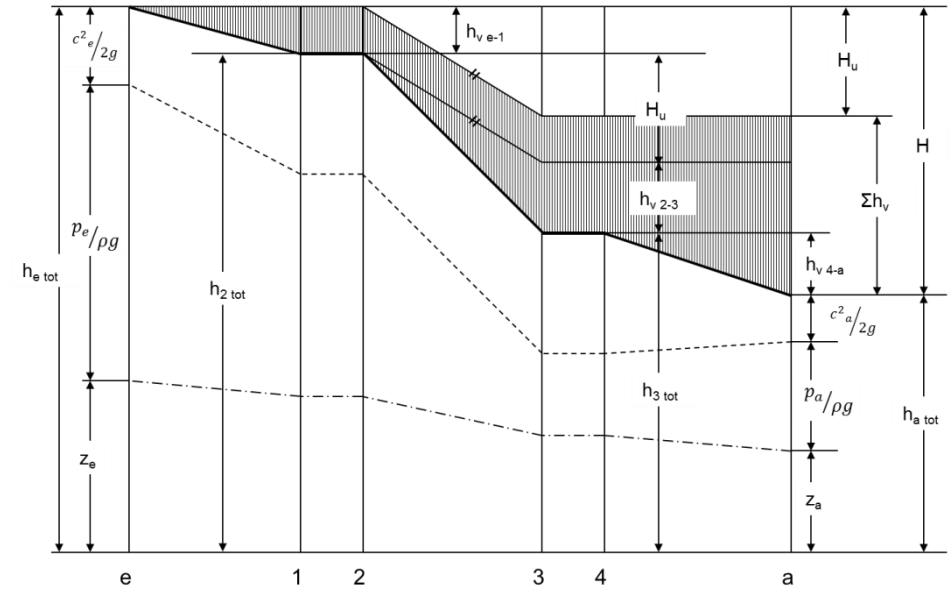
2. Eindimensionale hydraulische Auslegung von Pumpen und Turbinen

Warum kein Gegendrall im Austritt bei Turbinen?



$p \approx 0!$ Zustand nicht möglich!

Denn ab $p = p_{Dampf}$: Kavitation



2. Eindimensionale hydraulische Auslegung von Pumpen und Turbinen

Verifizieren wir H durch großes u_2 , kleines c_{u2} oder umgekehrt?

Verifizieren wir hohes u_2 durch hohes D_2 oder hohes n ?

1. Erkenntnis:

Wähle n so groß wie möglich, weil dann D_2 klein gewählt werden kann, also eine kostengünstigere Maschine gebaut werden kann.

Der freien Wahl von n sind aber Grenzen gesetzt:

- Kavitationsgefahr steigt mit n ← am wichtigsten (Angabe des Kavitationskriteriums!!!)
- Geräuschentwicklung begrenzt n
- Festigkeit begrenzt n
- Preis für Motor/Generator: Niedrige Drehzahl → hohe Polpaarzahl → hoher Preis
- Getriebe zwischen Laufrad und Motor/Generator erforderlich

Es kann sinnvoll sein, ein Getriebe zu verwenden, um eine niedrige La-Drehzahl auf eine höhere Motor-/Generator-Drehzahl zu übersetzen:

Pumpen: Planetengetriebe, hydraul. Wandler (Föttinger-Getriebe), Riementrieb, elektronischer Drehzahlwandler

Turbinen: Riementrieb, elektronischer Drehzahlwandler selten

Kriterium: Preis (kl. Motor/Gen. + Getriebe + Baukosten) < Preis (gr. Motor/Gen. + Baukosten)

2. Eindimensionale hydraulische Auslegung von Pumpen und Turbinen

Für gegebenes Q und H wurde n hoch gewählt \rightarrow Durchmesser liegt fest

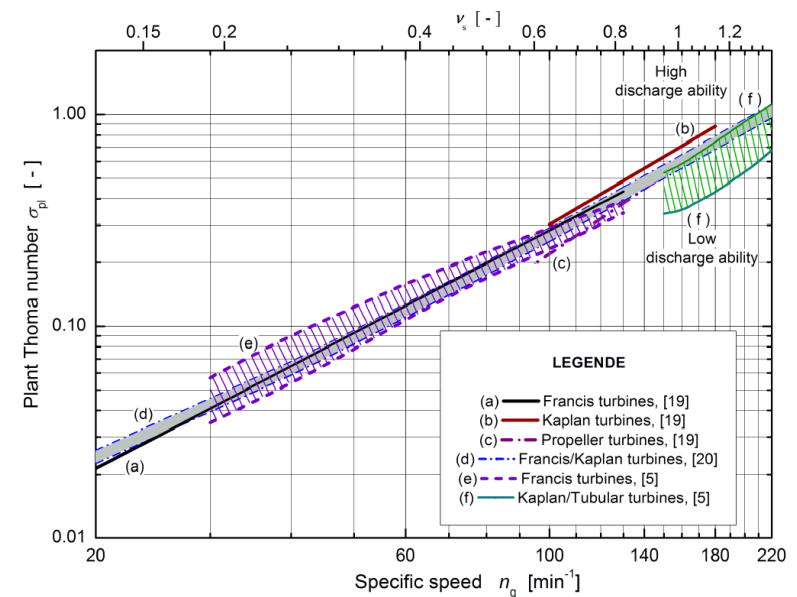
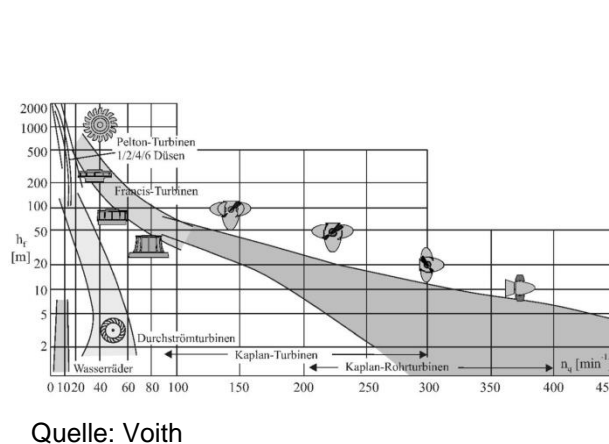
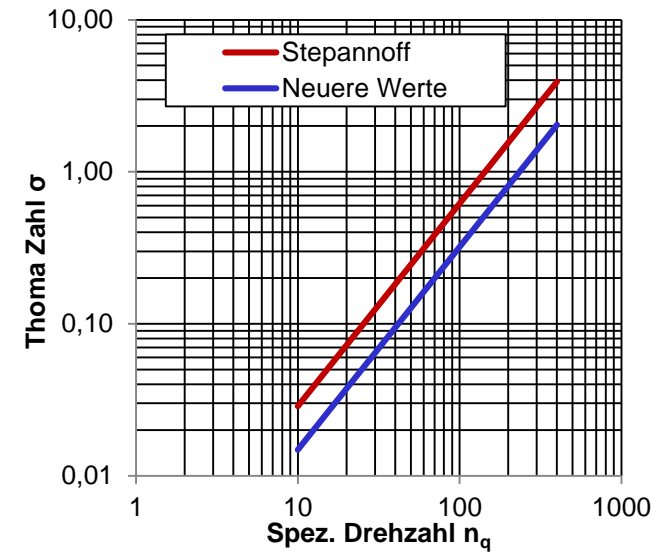
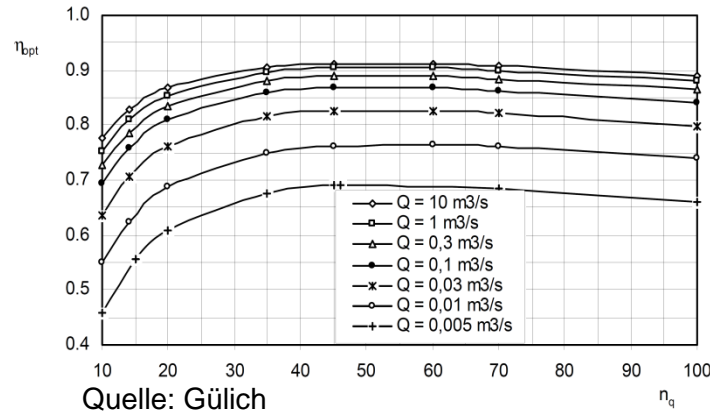
Pumpe: Überprüfung des Wirkungsgrades

Gegebenenfalls die Drehzahl n oder die Anzahl der Pumpenstufen z anpassen.

Turbine:

1. Überprüfung der Bauart, welche einem bestimmten n_q zugeordnet ist
2. Überprüfung der Kavitationskennzahl σ (Die Diagramme für Pumpen, z.B.: aus Stepanoff können verwendet werden, führen aber meist zu zu hohen σ -Werten).

Gegebenenfalls die Drehzahl n oder die Anzahl der Turbinen anpassen.



2. Eindimensionale hydraulische Auslegung von Pumpen und Turbinen

2. Erkenntnis:

Erfahrung erleichtert die Auswahl der Geometrieparameter

Bsp.:

- Thomann: Anhalt für Überdruckturbinen
andere Turbinenanhalte: Siervo, Lugaresi, Yamaguchi, Ziegler und Raabe
- Cordier
- Stepanoff
- Firmenspezifische Auswertungen
- Zulässige Druckzahl ψ (n_q)

Tucholsky: Erfahrung bedeutet gar nichts, man kann auch 30 Jahre lang alles falsch machen.

Bei hydraulischen Strömungsmaschinen: Geometrieempfehlungen basieren auf Vergangenheit, der technische Fortschritt verändert die Kurvenverläufe. Gerade bei firmenspezifischen Richtwerten kann der Fortschritt blockiert werden, weil immer wieder auf die gleiche Ausgangsbasis Bezug genommen wird.

Dennoch:	Berechne	n_s bzw. n_q	$n_s = 3,65 \cdot n \cdot \frac{\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \cdot \sqrt{\eta}$	$[Q] = m^3/s$
	Wähle	Geometrieparameter	$n_q = n \cdot \frac{\sqrt{Q}}{H^{3/4}}$	$[H] = m$
				$[n] = min^{-1}$

2. Eindimensionale hydraulische Auslegung von Pumpen und Turbinen

Def.: Thoma Zahl:

$$\sigma = \frac{NPSH_{erf}}{H}$$

einflutige Pumpe:

$$\sigma = 1,22 \cdot 10^{-3} \cdot n_q^{4/3}$$

zweiflutige Pumpe:

$$\sigma = 0,77 \cdot 10^{-3} \cdot n_q^{4/3}$$

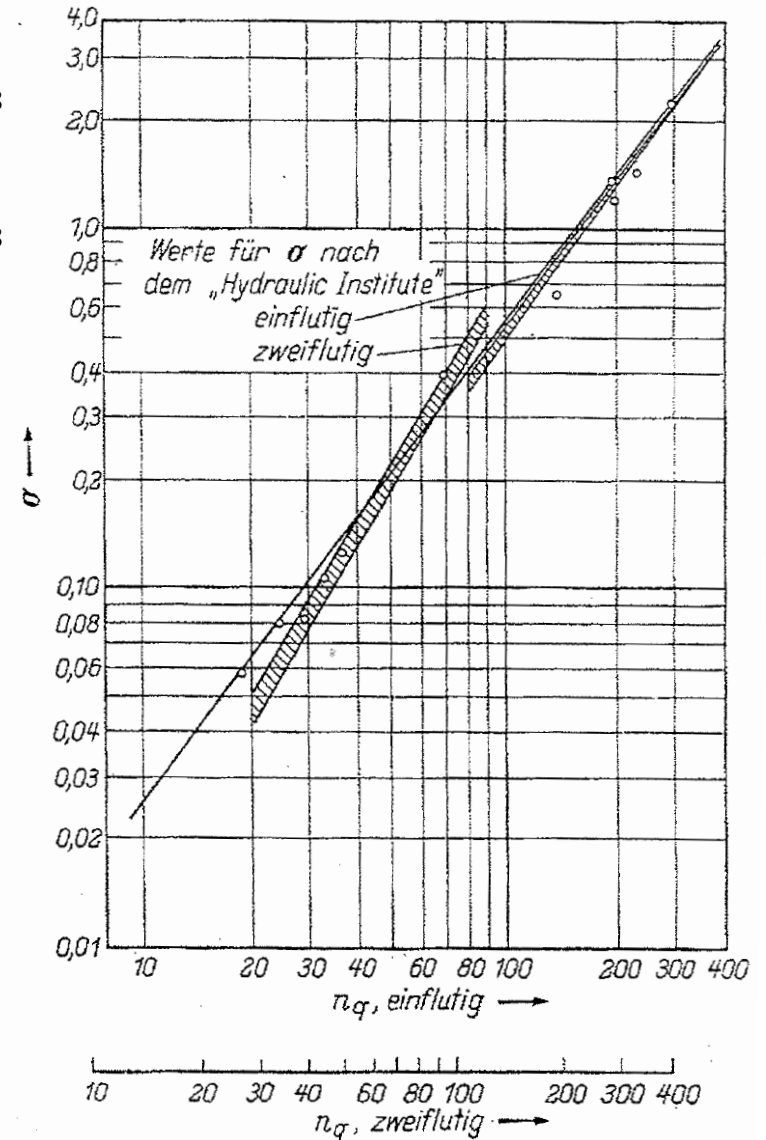
Def.: $NPSH_{erf}$

$NPSH_{erf}$ wird experimentell bestimmt:

Wasserkraft: kavitationsfrei

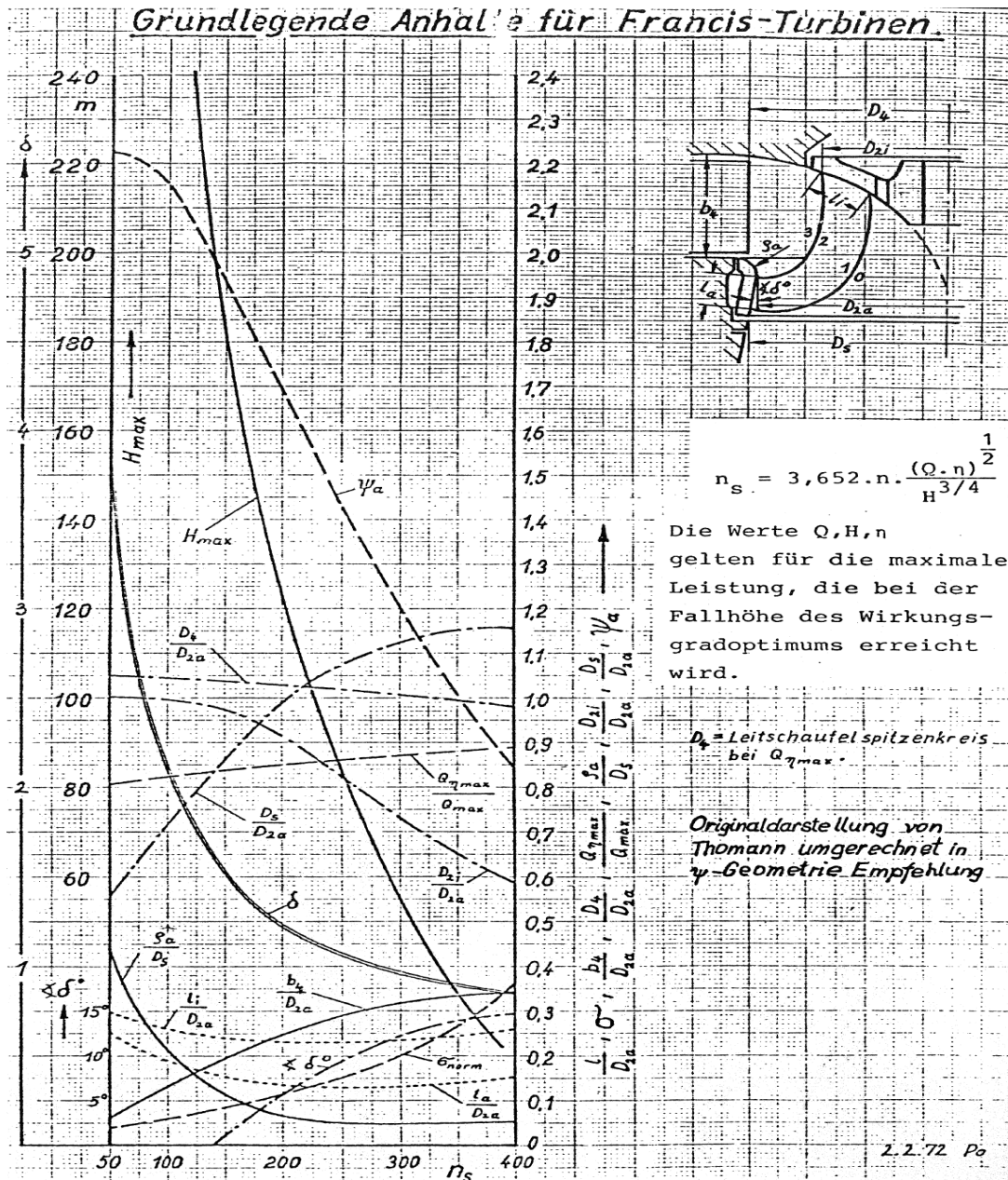
Industrie: 3% Förderhöhenabfall

Beispiel: Pumpe für ein Pumpspeicherkraftwerk					
	Q = 20 m ³ /s		n = 500 rpm		
	H = 1000 m		P = 200 MW		
	1-stufig	2-stufig	3-stufig	4-stufig	5-stufig
n	1500	750	500	500	428
n _q	37,72	31,72	28,68	35,57	35,99
Stufen - H	1000	500	333	250	200
σ	0,15249	0,1211	0,10593	0,141	0,14324
NPSH = ca. Einbautiefe	152,49	60,55	35,27469	35,25	28,648



Quelle: Stepanoff, A.J.

2. Eindimensionale hydraulische Auslegung von Pumpen und Turbinen



Anwendung THOMANN Auslegediagramm
FRANCIS – Turbine

$$n_s = 3,652 \cdot n \cdot \frac{\sqrt{Q \cdot \eta}}{H^{3/4}} \quad n, n_s \text{ [U/min]} \rightarrow \psi_a$$

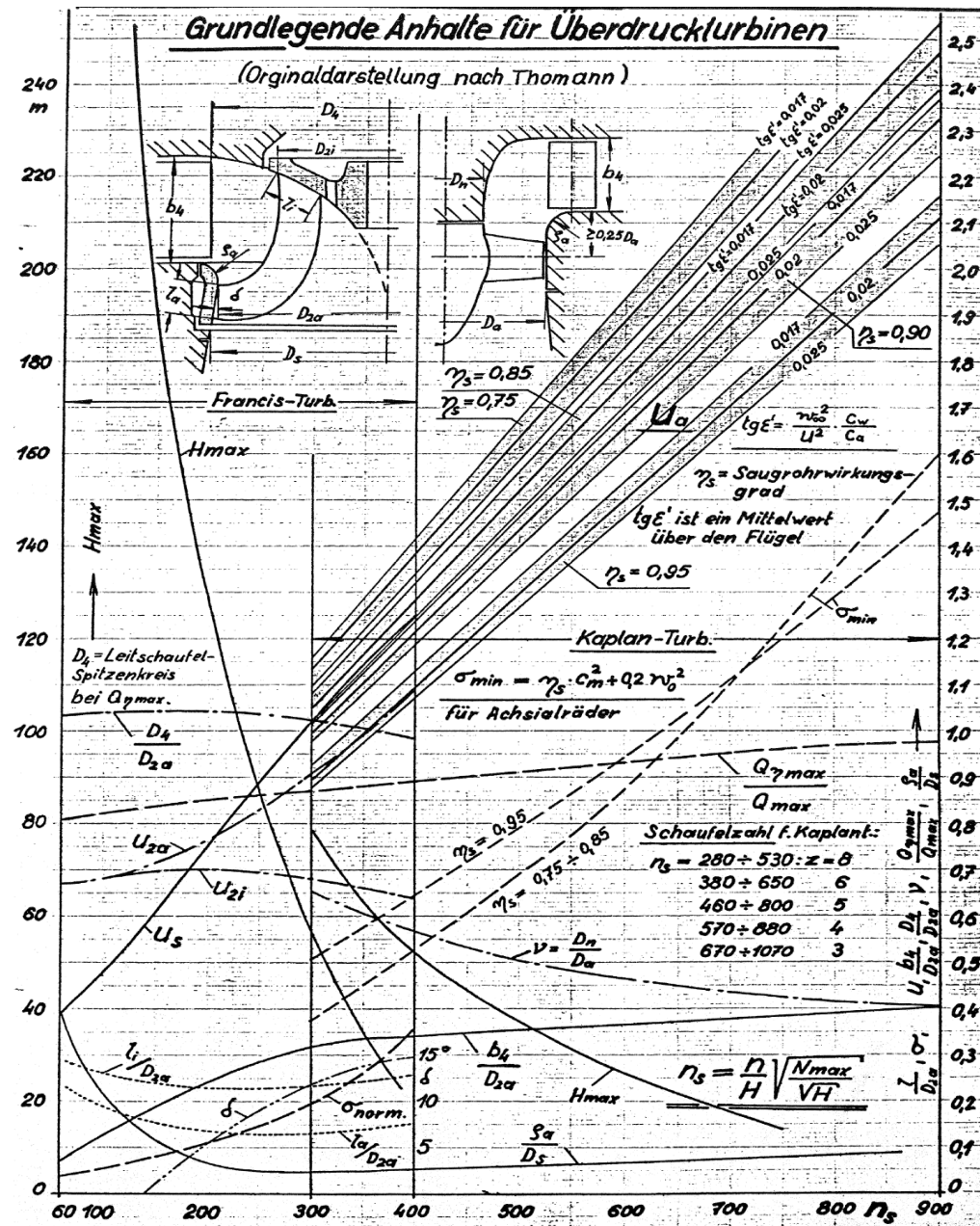
$$\psi_a = \frac{2 \cdot g \cdot H}{u_{2a}^2} \rightarrow u_{2a}$$

$$u_{2a} = \frac{D_{2a} \cdot \pi \cdot n}{60} \rightarrow D_{2a} = \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot H \cdot 3600}{\psi_a \cdot \pi^2 \cdot n^2}}$$

Alle weiteren Abmessungen sind auf diesen Durchmesser bezogen und können aus den THOMANN – Anhalten abgelesen werden.

Quelle: Thomann

2. Eindimensionale hydraulische Auslegung von Pumpen und Turbinen



Anwendung THOMANN Auslegediagramm
KAPLAN – Turbine

$$n_s = \frac{n}{H} \cdot \sqrt{\frac{N_{max}}{\sqrt{H}}} \quad N_{max} [PS] \quad n [U/min]$$

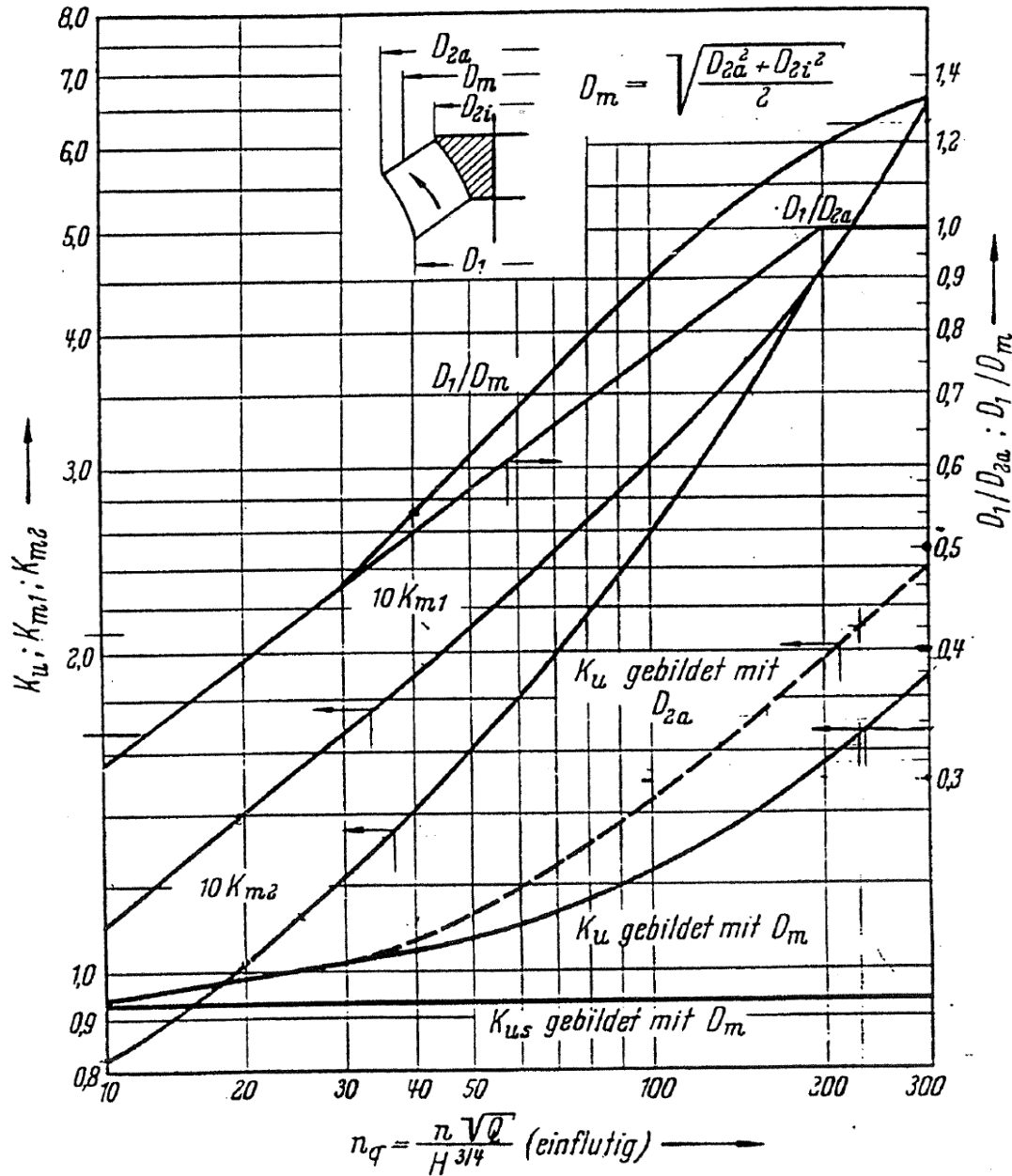
Hinweis : 1 kW = 1,36 PS

mit gewähltem Saugrohrwirkungsgrad und Gleitzahl $\epsilon \rightarrow u_a$

$$u_a = \frac{D_a \cdot \pi \cdot n}{60} \rightarrow D_a \rightarrow D_n, b_4$$

Quelle: Thomann

2. Eindimensionale hydraulische Auslegung von Pumpen und Turbinen



Anwendung STEPANOFF Auslegediagramm PUMPEN

$$n_q = n \cdot \frac{\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad n \text{ [U/min]} \rightarrow K_u$$

$$K_u = \frac{u_{2a}}{\sqrt{2 \cdot g \cdot H}} = \frac{D_{2a} \cdot \pi \cdot n}{\sqrt{2 \cdot g \cdot H}} \quad n \text{ [U/sec]} \rightarrow D_{2a}$$

$$\frac{D_1}{D_{2a}} \rightarrow D_1$$

$$\frac{D_1}{D_m} \rightarrow D_m$$

weitere liefert $n_q \rightarrow K_{m1}, K_{m2}$ und damit die Verhältnisse am Ein- bzw. Austritt (s. S. 51, 52)

Quelle: Stepanoff

2. Eindimensionale hydraulische Auslegung von Pumpen und Turbinen

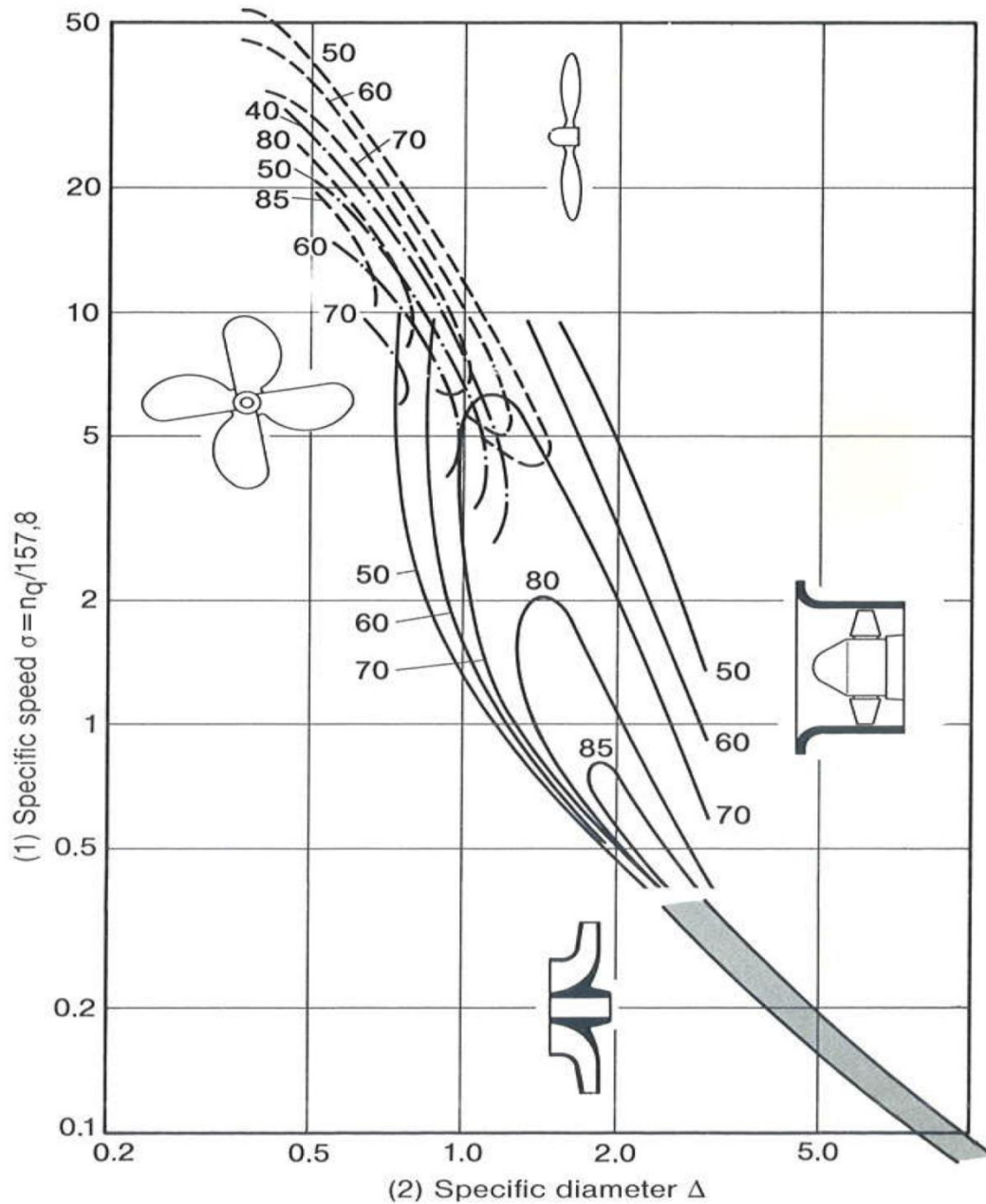


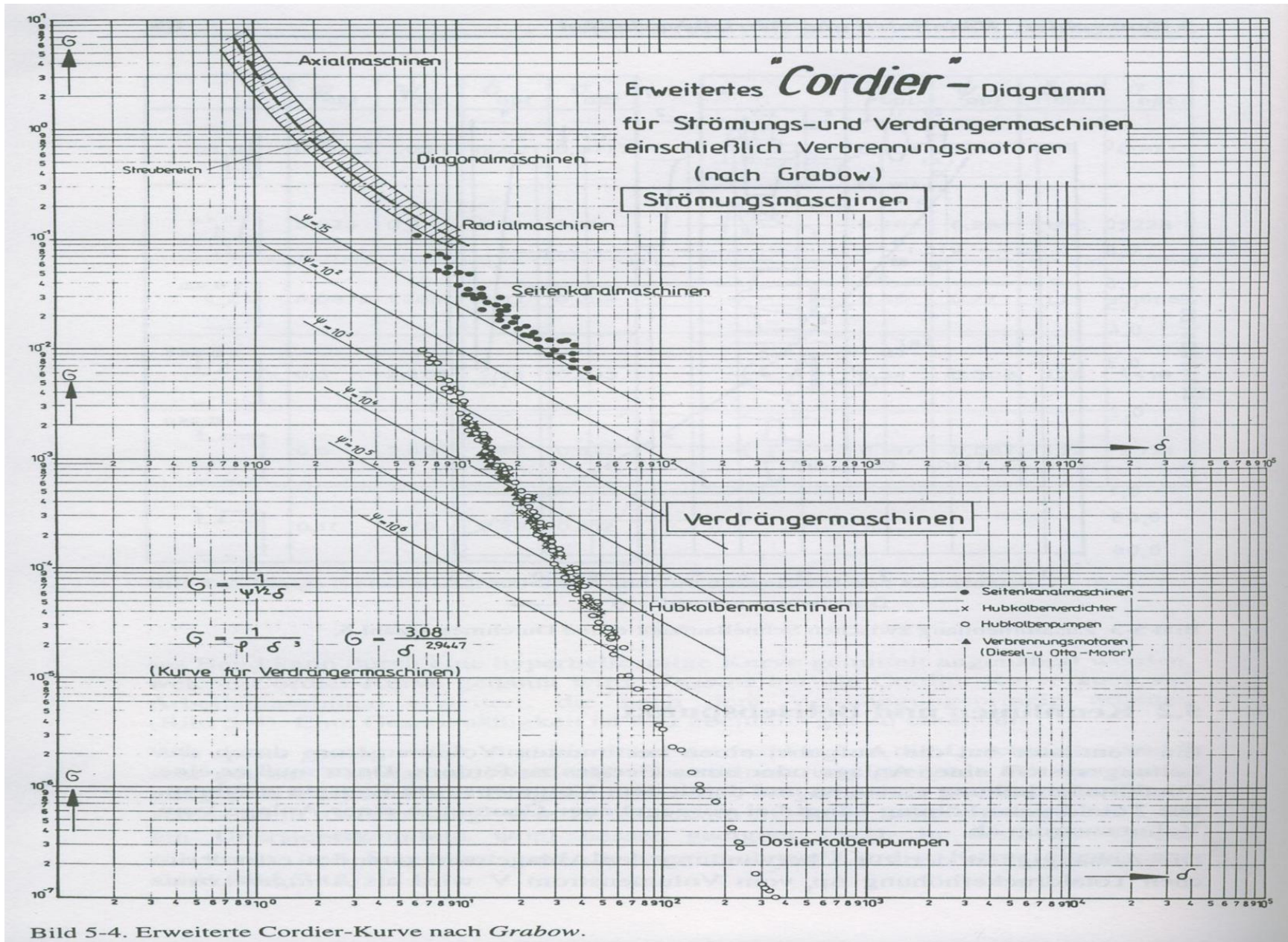
Fig. 1: CORDIER diagram (numerical values = η in %)

--- Aircraft propeller — Axial propeller pump
 -.-.- Ships propeller ■ Radial impeller pump

Fig. 1: Diagramme de CORDIER (valeur numériques = η à %)

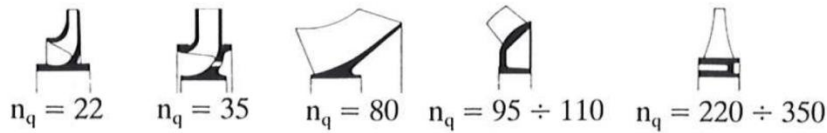
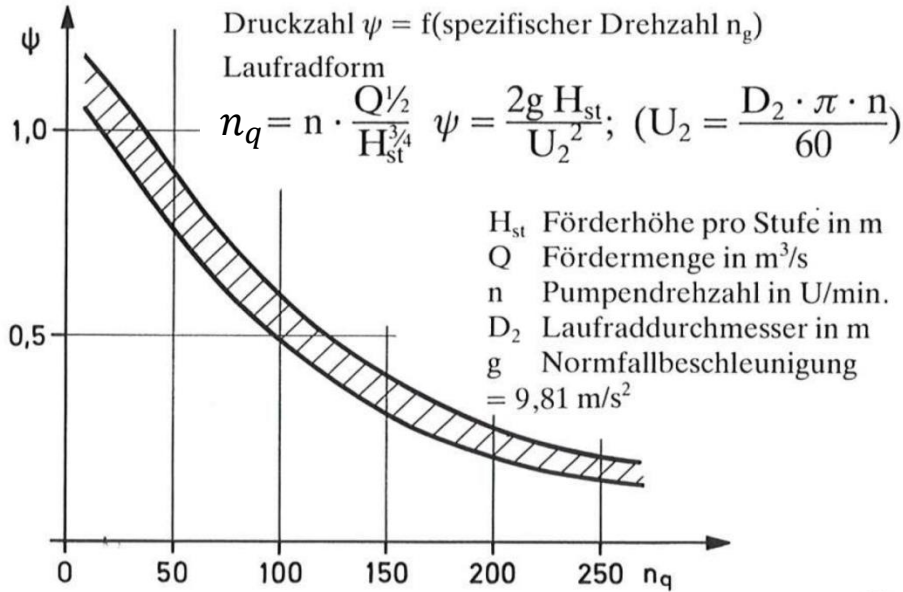
--- Hélice aérienne — Hélice axiale
 -.-.- Hélice de navire ■ Roue radiale
 (1) Vitesse spécifique, (2) Diamètre spécifique

2. Eindimensionale hydraulische Auslegung von Pumpen und Turbinen



2. Eindimensionale hydraulische Auslegung von Pumpen und Turbinen

Pumpen:

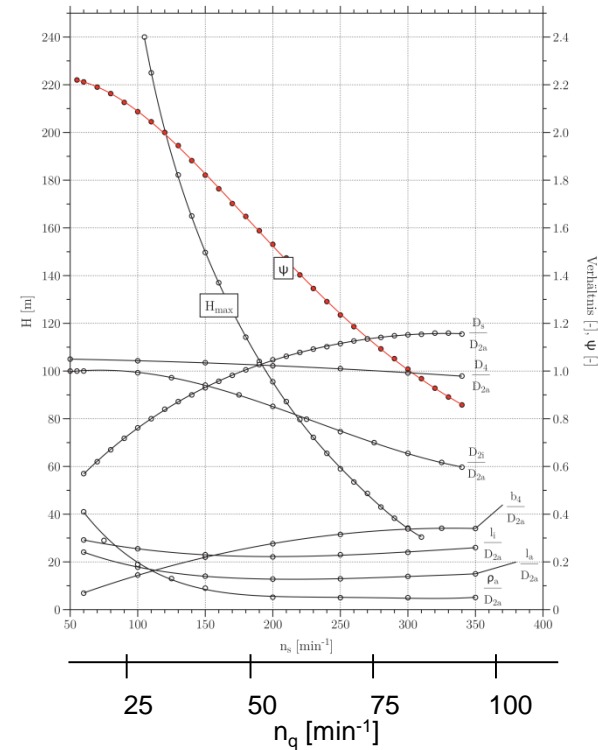


Zunehmende
Fördermenge
Abnehmende
Förderhöhe



Quelle: Sulzer

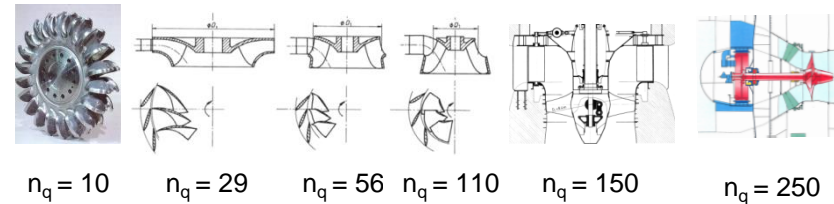
Turbinen:



Ausgleichskurven der Anhalte nach Thomann

Quelle: Diplomarbeit Bodner

Radformen und Druckzahlen

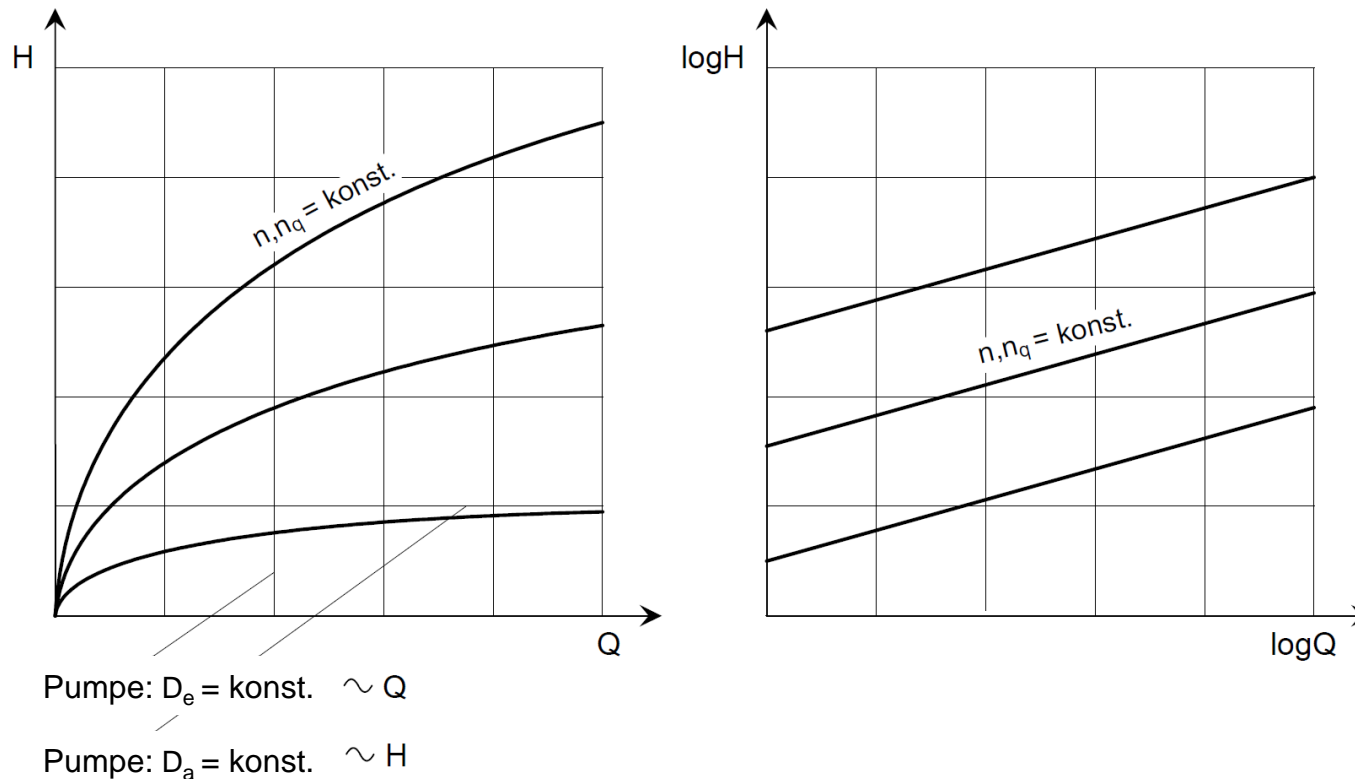


2. Eindimensionale hydraulische Auslegung von Pumpen und Turbinen

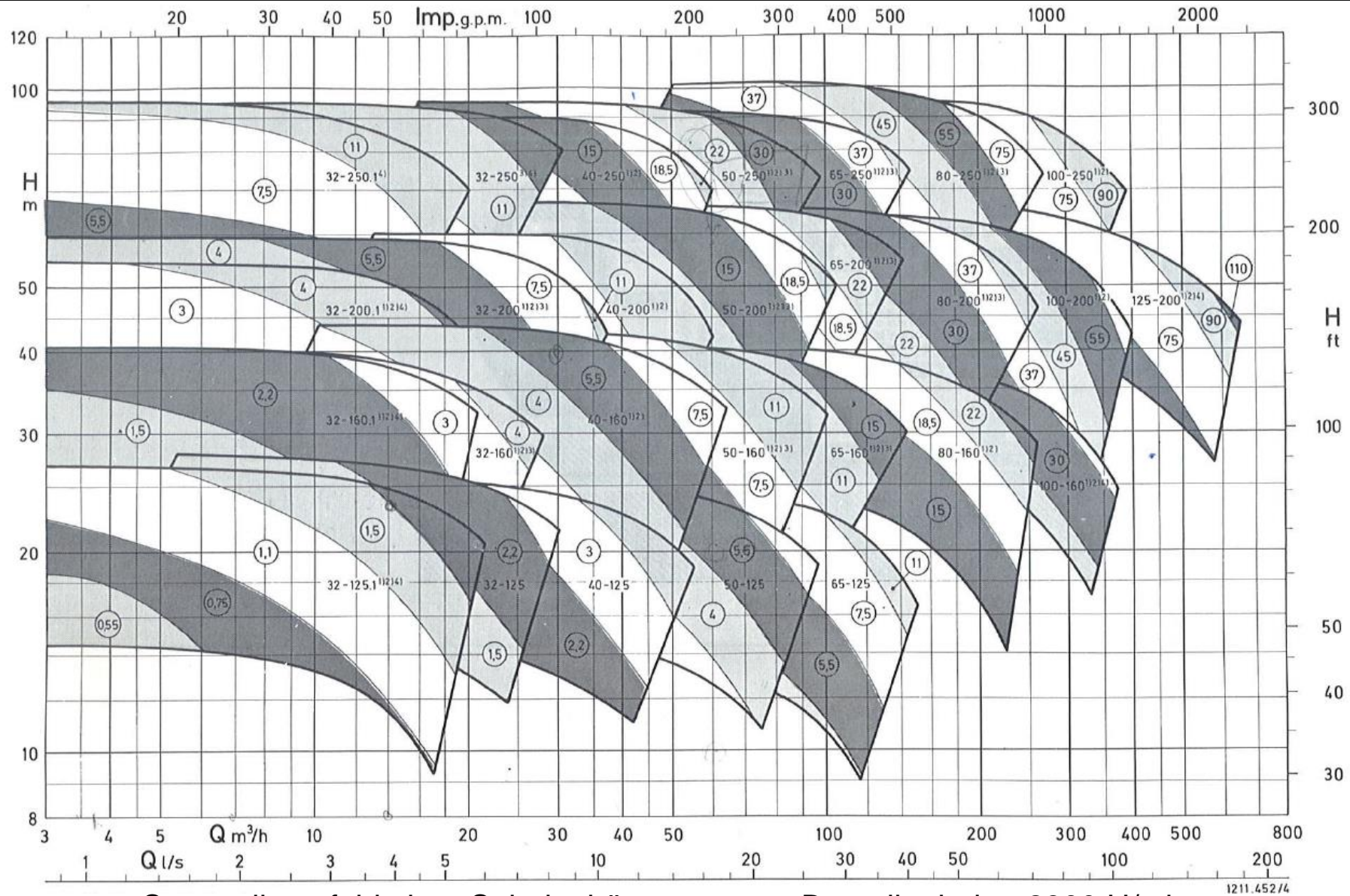
Auslegungssystematik:

$$\text{Aus } n_q = n \cdot \frac{\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad \rightarrow \quad H = \left(\frac{n}{n_q} \right)^{4/3} Q^{2/3}$$

$$\log H = \log \left[\left(\frac{n}{n_q} \right)^{4/3} \right] + \frac{2}{3} \log Q$$



2. Eindimensionale hydraulische Auslegung von Pumpen und Turbinen



Sammelkennfeld einer Spiralgehäusepumpen-Baureihe bei $n=2900$ U/min
(1.Zahl = Nennweite Druckstutzen, 2.Zahl=Lauftradaußendurchmesser)

Quelle: KSB

2. Eindimensionale hydraulische Auslegung von Pumpen und Turbinen

Beispiel Stepanoff Anhalt : **Pumpen**

$$K_u = \frac{u}{\sqrt{2gH}}$$

mit

$$u = D\pi n$$

folgt

$$D = \frac{K_u}{n\pi} \sqrt{2gH}$$

$$[n] = s^{-1}$$

Zusammenhang Drehzahl n und Winkelgeschwindigkeit ω : $\omega = 2\pi n$

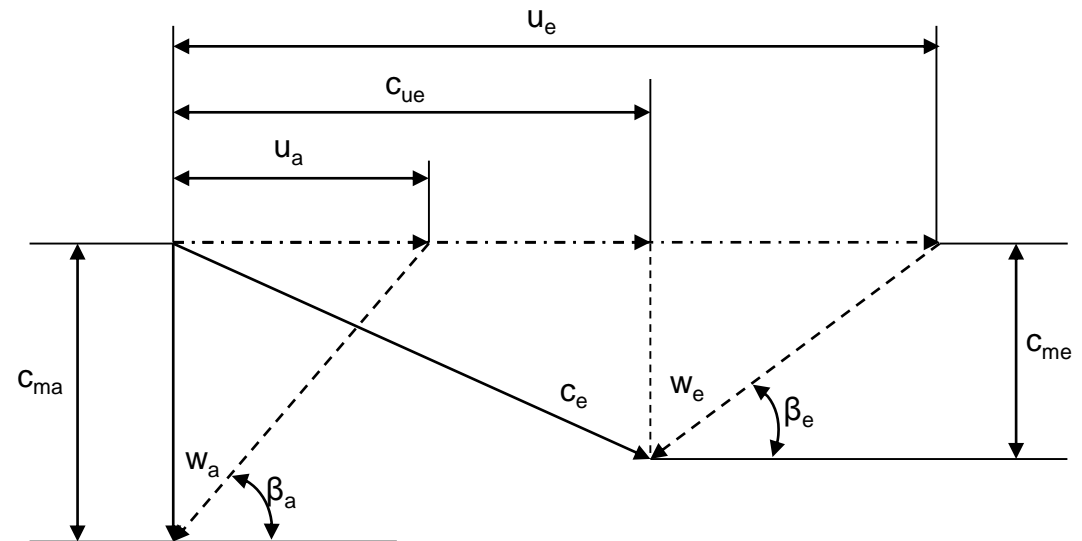
Beispiel Thomann Anhalt : **Turbinen**

Thomann-Anhalt setzt voraus:

- Betriebspunkte: η_{opt} schwer vorauszusagen
- 1-Dimensionalität: auf allen Stromlinien wird die gleiche Fallhöhe umgesetzt
- Drallfreier Abfluss auf Saugseite $c_{ua}=0$
- Geometrisch stoßfreier Eintritt

$$H_u = \frac{1}{g} \cdot (u_e c_{ue} - u_a c_{ua})$$

$$c_{ue} = \frac{H_u g}{u_e}$$



2. Eindimensionale hydraulische Auslegung von Pumpen und Turbinen

Wirkungsgrad-Annahme: $\eta_u = \frac{H_u}{H} \dots$ Turbine

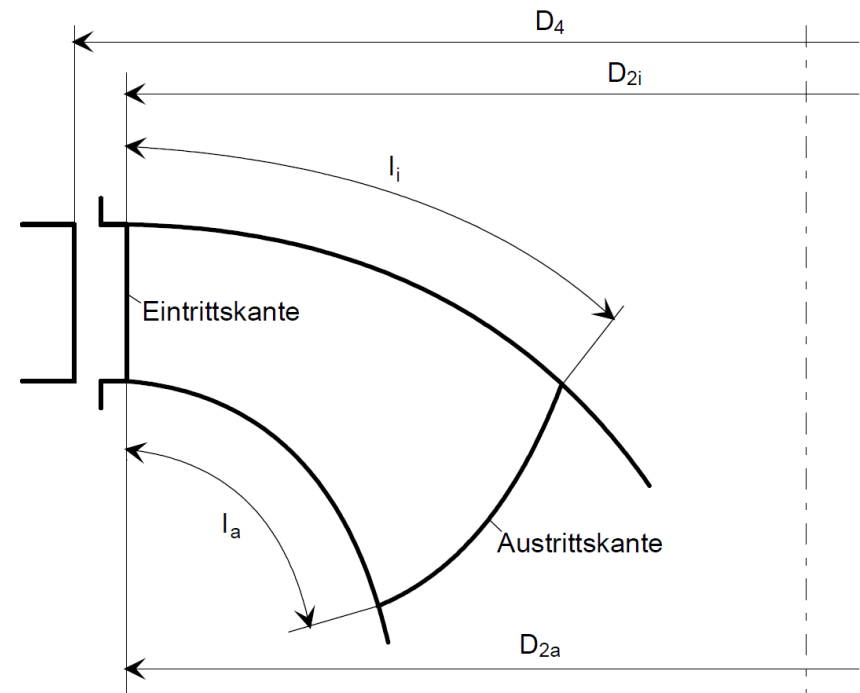
$\eta_u = \frac{H}{H_u} \dots$ Pumpe

Turbine:

$$c_{ue} = \frac{H_u g}{u_e} = \frac{H \eta_u g}{u_e}$$

$$c_{me} = \frac{Q}{A_e} = \frac{Q}{\pi D_{2i} b_2} = \frac{Q}{\pi D_{2i} b_4}$$

$$\tan \beta_e = \frac{c_{me}}{u_e - c_{ue}}$$



Quelle: HFM

Wählt man η_u zu vorsichtig (d.h. zu klein), wird β_e zu flach und der Auslegungspunkt der Turbine verschiebt sich nach Teillast.

Wählt man η_u zu optimistisch (d.h. zu groß), wird β_e zu steil und der Auslegungspunkt der Turbine verschiebt sich nach Überlast.

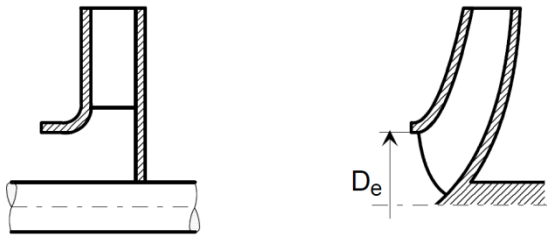
2. Eindimensionale hydraulische Auslegung von Pumpen und Turbinen

Pumpe:

Annahme

- 1-Dimensionalität
- Auf allen Stromlinien wird die gleiche Förderhöhe H_u erzeugt
- Drallfreier Zufluß
- Geometrisch stoßfreier Eintritt

1. Wähle n (gleiche Kriterien wie bei der Turbine)
2. Wähle Nabendurchmesser

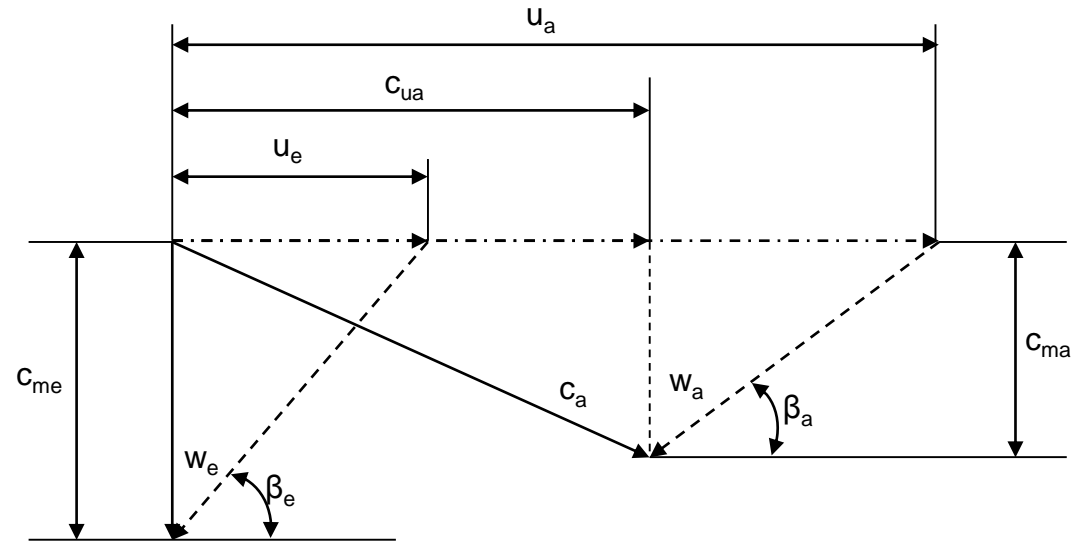


3. Eintrittsgeometrie

$$c_{me} = K_{m1} \sqrt{2gH}$$

$$\tan \beta_e = \frac{u_e}{c_{me}}$$

$$D_e = \sqrt{\frac{4Q}{\pi c_{me}}}$$



2. Eindimensionale hydraulische Auslegung von Pumpen und Turbinen

4. Austrittsgeometrie

$$c_{ma} = K_{m2} \sqrt{2gH}$$

$$u_a = K_u \sqrt{2gH}$$

$$u_a = n\pi D_a$$

$$\left. \begin{array}{l} u_a = K_u \sqrt{2gH} \\ u_a = n\pi D_a \end{array} \right\} \rightarrow D_a = \frac{K_{ua}}{n\pi} \sqrt{2gH} \quad n \text{ [U/sec]}$$

Austrittswinkel:

$$\beta_a$$

Radialpumpe: $\approx 20 - 25^\circ$

Axialpumpe: $< 20^\circ$

$$\beta_a < \beta_e$$

zur Vermeidung rückwärts gekrümmter Schaufeln

Aus Euler-Gleichung mit $c_{ue}=0$:

$$c_{ua} = \frac{H_u g}{u_a} = \frac{Hg}{\eta_u u_a}$$

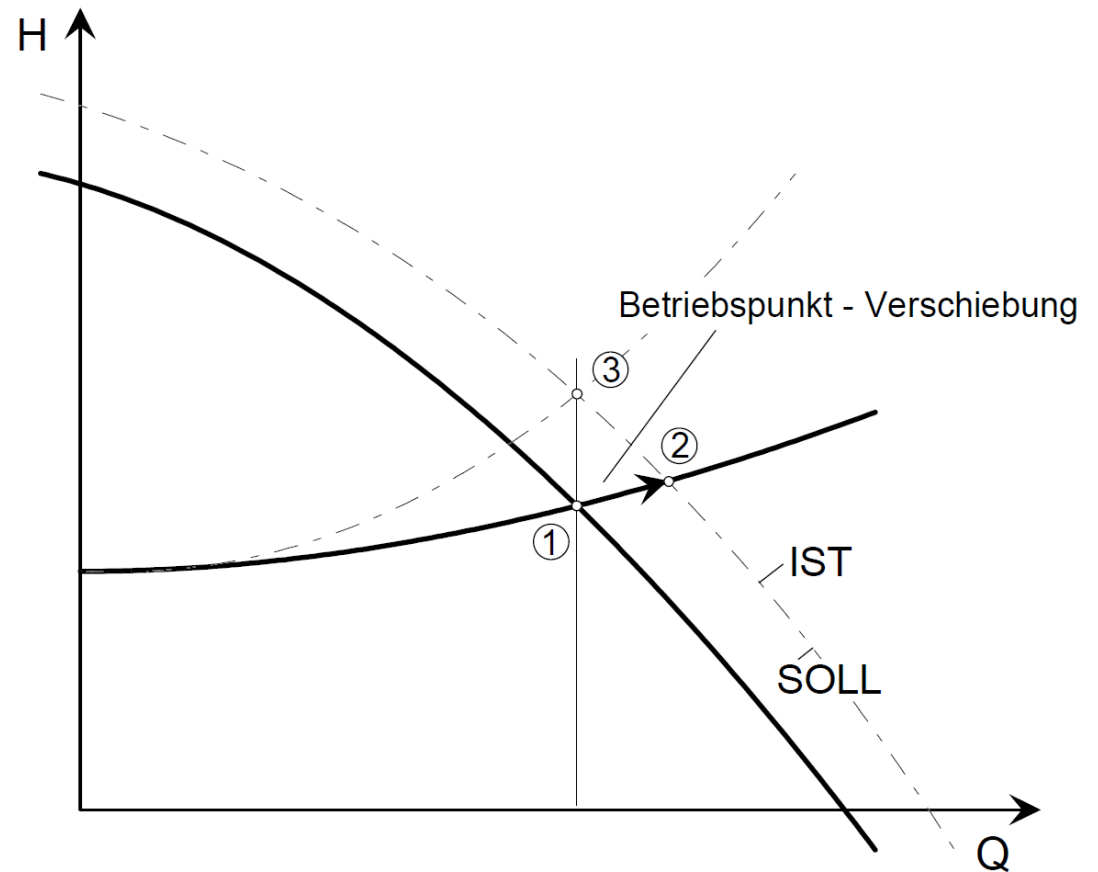
$$\tan \beta_a = \frac{c_{ma}}{u_a - c_{ua}}$$

2. Eindimensionale hydraulische Auslegung von Pumpen und Turbinen

Wählt man η_u zu vorsichtig (d.h. zu klein), wird c_{ua} zu groß und die Pumpe erzeugt zu viel Förderhöhe, die in der Anlage wieder weggedrosselt werden muss

Folgen:

1. Die Pumpe wird zu teuer, weil sie einen zu großen Motor braucht.
2. Der Betriebspunkt wandert zu einem für die Anlage zu großen Q und H (Punkt 2). Ist dagegen Q begrenzt, so wird durch Drosseln wieder der Wert Q_1 eingestellt und die Energiedifferenz zwischen Punkt 1 und Punkt 3 ist verloren. Außerdem läuft die Pumpe in Teillast: Lebensdauer, Geräusche, Kavitation



Quelle: HFM

2. Eindimensionale hydraulische Auslegung von Pumpen und Turbinen

Minderleistung

Bei endlicher Schaufelzahl folgt die Strömung nicht exakt der Beschaukelung.

Grund:

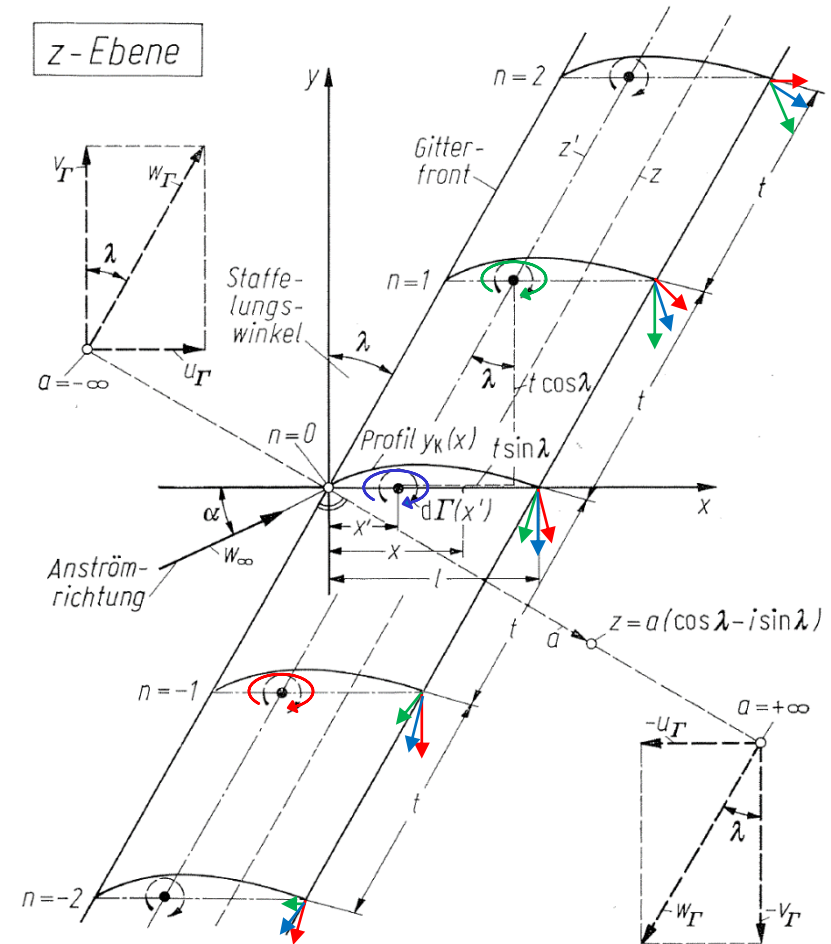
- Abnehmende Wirkung der Schaufelzirkulation (also auch bei Reibungsfreiheit)

→ Teilungseinfluss, endliche Schaufelzahl

ebener einzelner Potentialwirbel:

$$v = \frac{\Gamma}{2\pi r} \quad \vec{v} = \frac{\vec{\Gamma} \times \vec{r}}{2\pi r^2}$$

Es überlagern sich alle Einzelwirbel. Direkt am Profil ist die Wirkung am stärksten – am schwächsten in der Mitte zwischen zwei Profilen.



Quelle: Truckenbrodt, eigene Darstellung

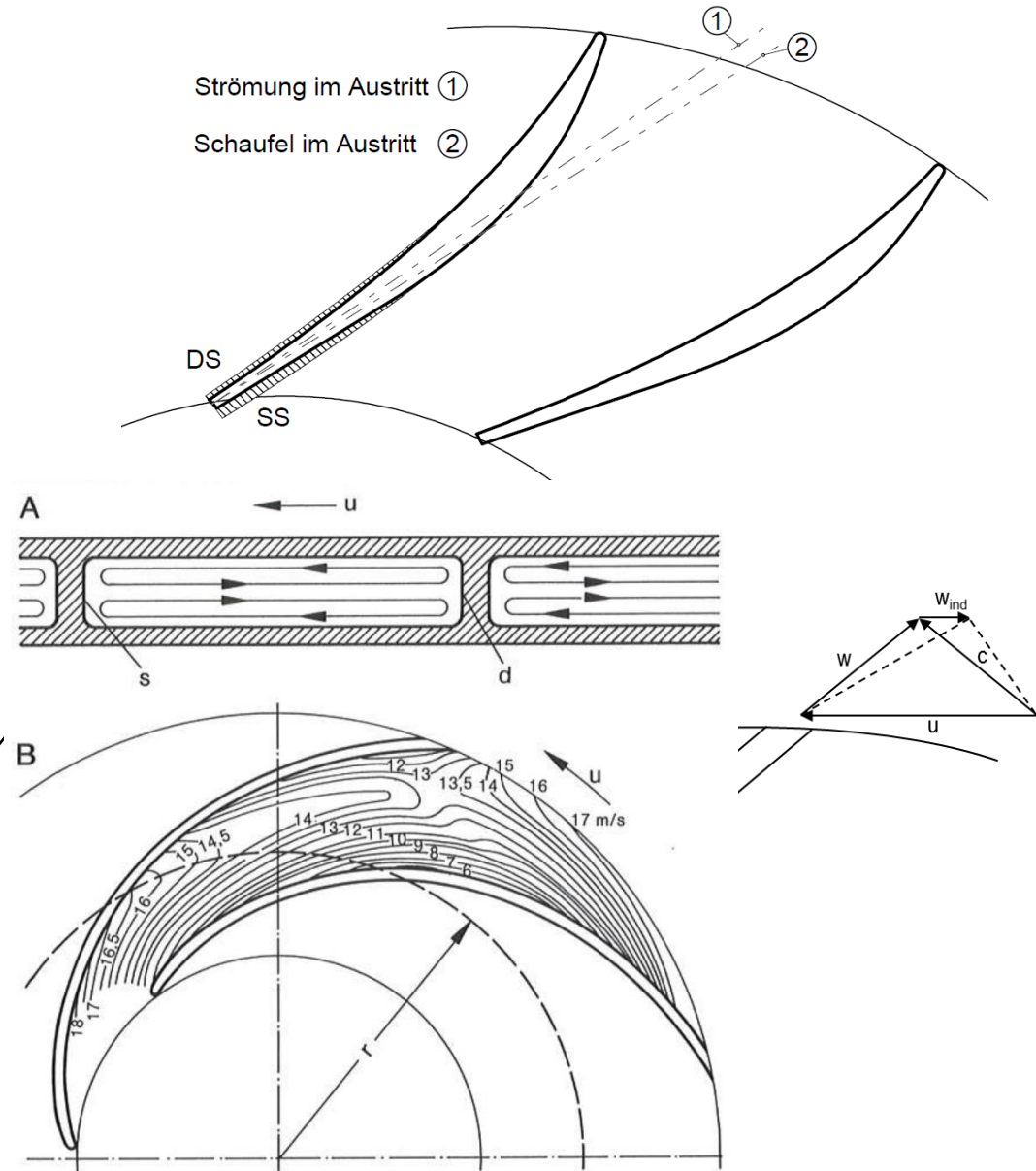
Qualitative Darstellung der induzierten Geschwindigkeit v nach Betrag und Richtung für einen Einzelwirbel Γ .

2. Eindimensionale hydraulische Auslegung von Pumpen und Turbinen

Minderleistung - Fortsetzung

- Unterschiedlich dicke Grenzschichten auf Druckseite/Saugseite
→ Krümmungseinfluss
- Sekundärströmung infolge Fliehkraftwirkung auf Grenzschicht
→ Die Relativgeschwindigkeit am Laufradaustritt infolge Reibung ist exakt andersherum als diejenige infolge des Kanalwirbels, dessen Wirkung am Laufradeintritt ausgeprägt ist.

Sekundärgeschwindigkeit durch Coriolis-Kraft



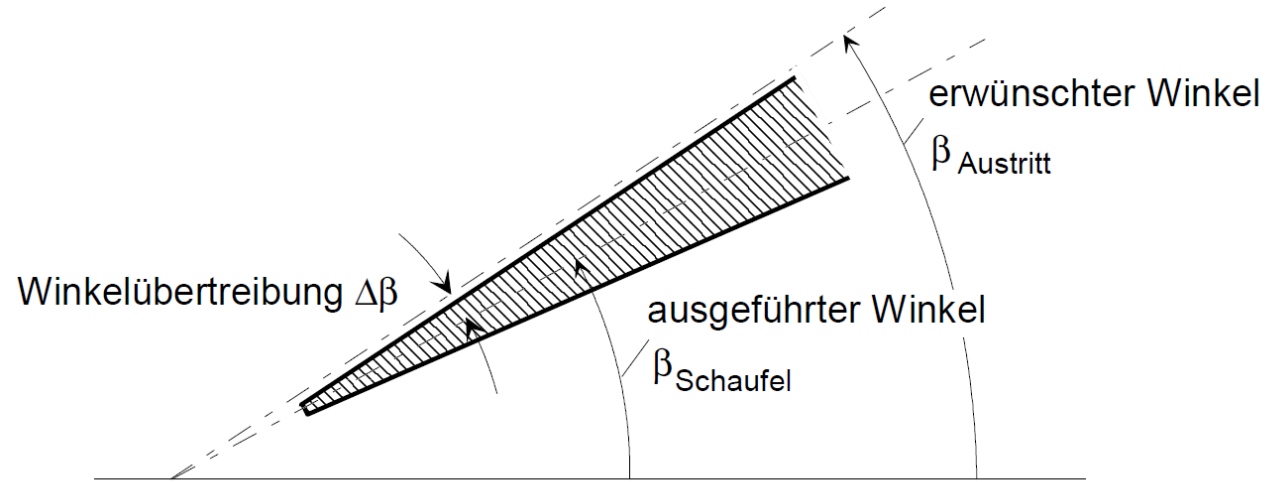
Quelle: κSB, eigene Darstellung

2. Eindimensionale hydraulische Auslegung von Pumpen und Turbinen

Abhilfe: Winkelübertreibung $\Delta\beta$

Möglichkeiten zur Festlegung von $\Delta\beta$

1. Erfahrungswerte durch „Vorbildhydrauliken“ (zuverlässig und billig, wenn verfügbar)
2. Modellversuche (teuer)
3. Rechnung (ungenau)
 - Für Axialverdichter gute Auslegeunterlagen: NACA SP36
 - Verfahren nach Pfeleiderer:



$$Y_{sch \infty} = Y_{sch}(1 + p)$$

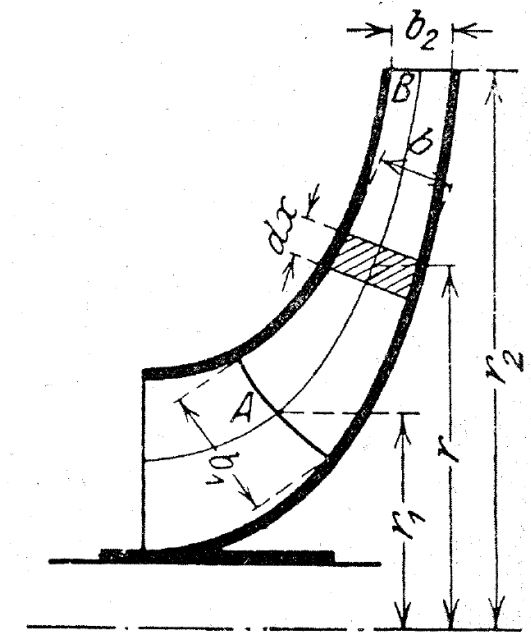
$$p = \frac{\psi' r_2^2}{zS}$$

$$\psi' = K \left(1 + \frac{\beta_2}{60^\circ} \right) \text{ bzw. } 0,6(1 + \sin\beta_2)$$

$$z = \text{Schaufelzahl} = 2\pi \frac{D_1 + D_2}{D_2 - D_1} \sin\beta_m$$

$$S = \int_{r_1}^{r_2} r \, dx$$

	mit Leitrad	mit Spirale	mit Ringrad	Axialrad
K	0.6	0.65-0.85	0.8-1	1-1.2



Quelle: HFM, Pfeleiderer

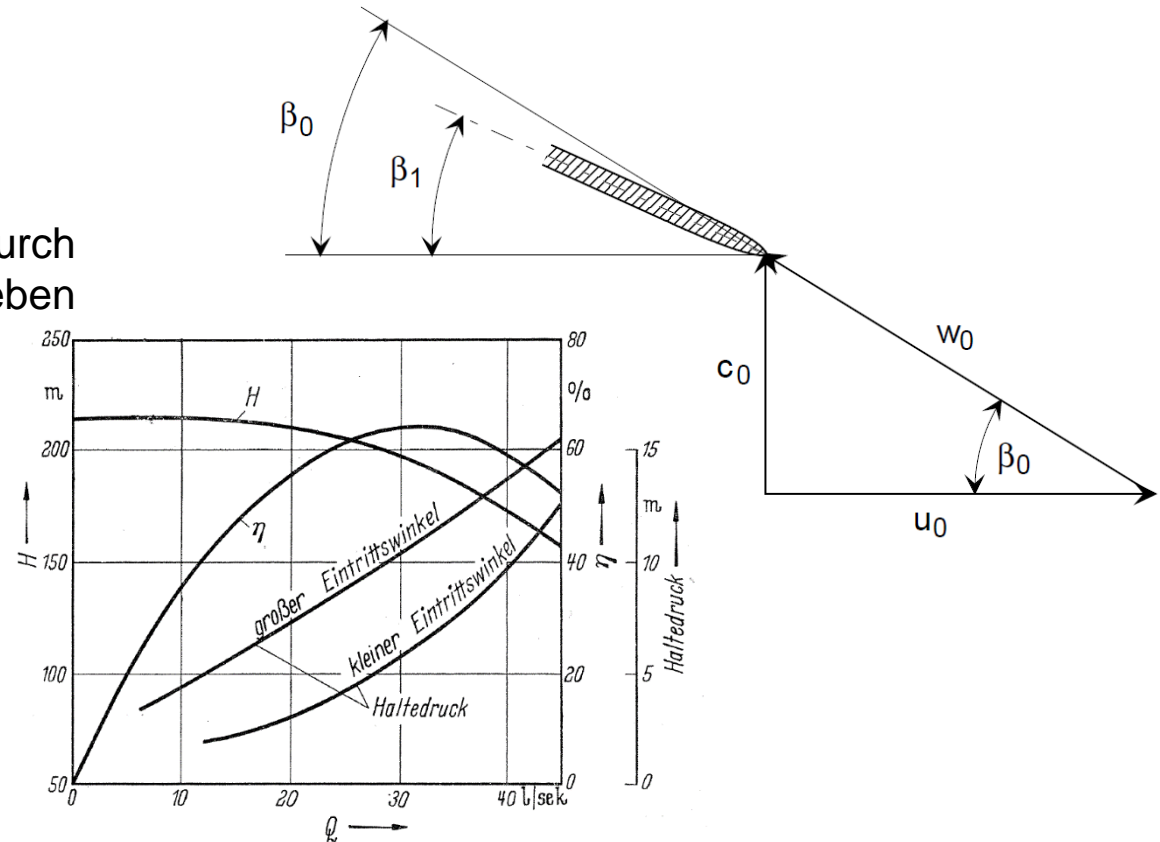
2. Eindimensionale hydraulische Auslegung von Pumpen und Turbinen

Wahl der Eintrittskanten bei Pumpen:

1. Kleinere Eintrittswinkel als durch Geschwindigkeitsdreieck berechnet, besseres Kavitationsverhalten

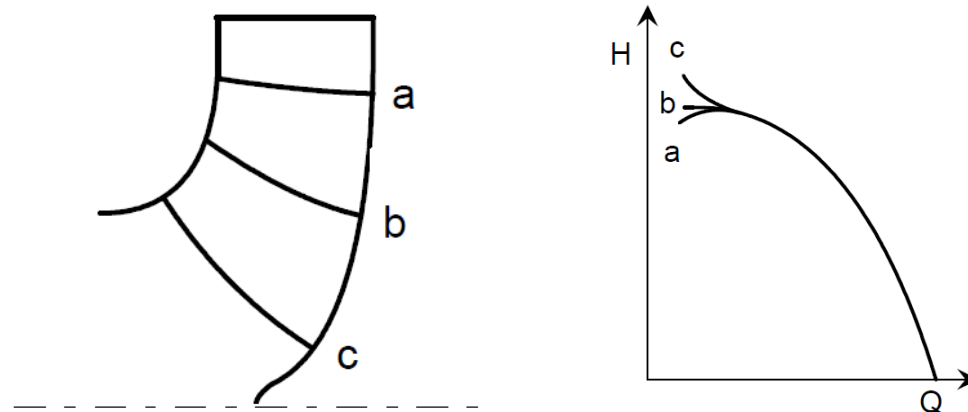
$$\beta_1 < \beta_0 \rightarrow \text{NPSH sinkt}$$

durch
ergeben



2. Vorziehen der Eintrittskante:

Qualitativ stabilere Drosselkurve

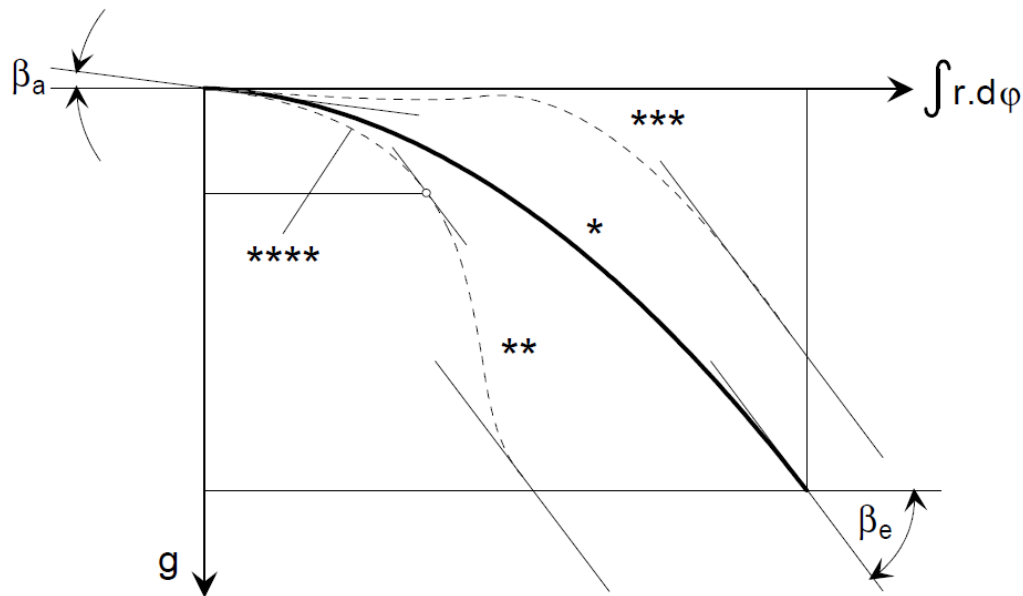


2. Eindimensionale hydraulische Auslegung von Pumpen und Turbinen

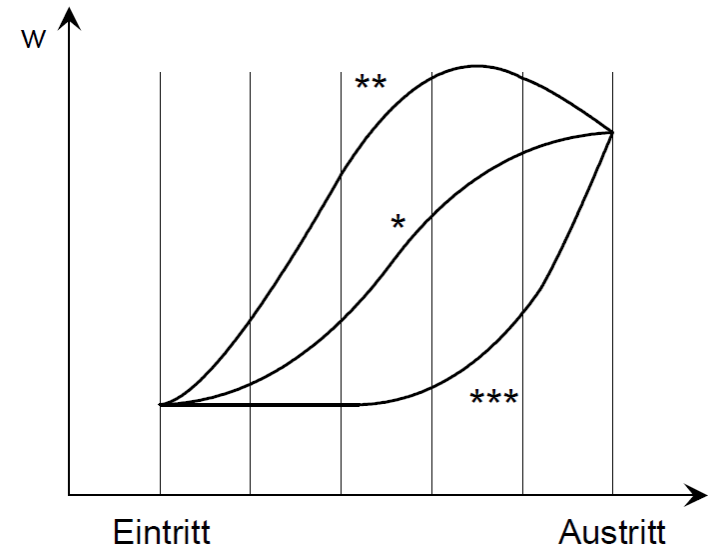
Schaufelkrümmung:

Mit bekanntem Eintritts- und Austrittswinkel muss der Schaufelverlauf dazwischen so gewählt werden, dass die Strömung die geforderten Austrittswinkel erreicht, d.h.

Strömungsablösung vermeiden



- * günstiger Verlauf
- ** ungünstig wegen lokaler Verzögerung
- *** ungünstig wegen abrupter Änderung (neuer Meridianschnitt – neue Geometrie)
- **** sehr kurze Schaufel (hohe Schaufelbelastung, viele Schaufeln, hohe Winkelübertreibung)



- Bestimme $c_m(x)$
- Wähle $\beta(x)$
- Berechne $w = \frac{c_m(x)}{\sin \beta(x)}$

2. Eindimensionale hydraulische Auslegung von Pumpen und Turbinen

Analog kann auch der Verlauf der Totalenergiehöhe eines Wasserteilchens beim Weg durch das Laufrad verfolgt werden.

An einer Stelle x innerhalb des Laufrades hat das Wasserteilchen die Totalenergiehöhe:

$$\text{Turbinen} \quad h_{tot\ x} = h_{tot\ 0} - \frac{1}{g} (u_0 c_{u0} - u_{(x)} c_{u(x)}) - h_{v\ 0-x}$$

$$\text{Pumpe} \quad h_{tot\ x} = h_{tot\ 0} + \frac{1}{g} (u_{(x)} c_{u(x)} - u_0 c_{u0}) - h_{v\ 0-x}$$

$$\text{Dabei ist} \quad h_{tot\ 0} = H + \left(\frac{c_a^2}{2g} + \frac{p_a}{\rho g} + z_a \right) - h_{v\ e-0}$$

$h_{v\ e-0}$

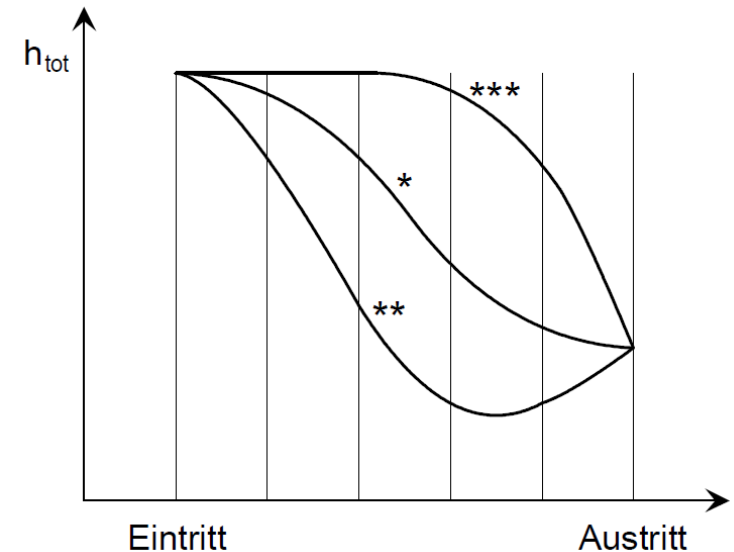
Verluste vom Turbineneintritt bis zum Laufrad

$$u_{(x)} = r(x) \cdot \omega$$

$c_{u(x)}$



Aus dem Geschwindigkeitsdreieck



* Günstiger Energieverlauf

** Ungünstig. Nach dem Energieminimum arbeitet die Beschaukelung als Pumpe!

*** Ungünstig. Die Strömung wird dem starken Energiegradienten vermutlich nicht folgen (Winkelübertreibung). Bei dem starken Energieumsatz beim Austritt ist dort außerdem Kavitation zu erwarten wegen des tiefen Unterdrucks auf der Saugseite.

2. Eindimensionale hydraulische Auslegung von Pumpen und Turbinen

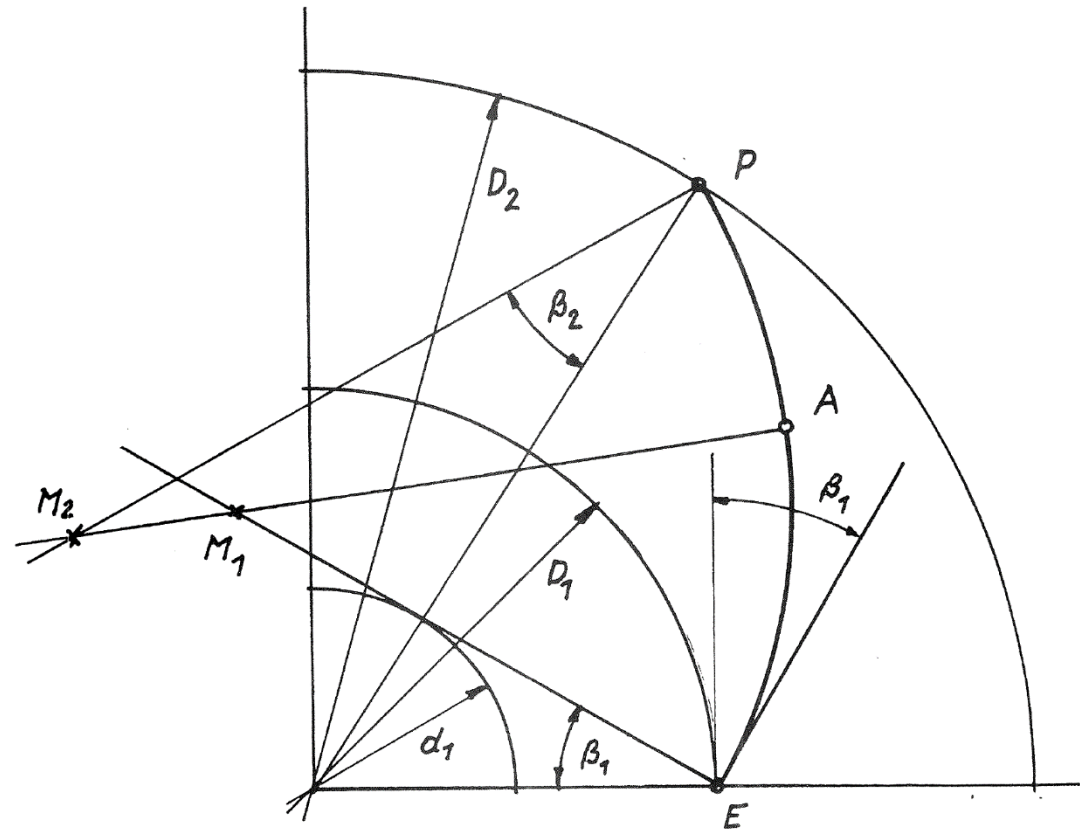
Ebene Schaufeln: (einfach gekrümmte Schaufeln)

- Auswertung: → Kunststoffschaufeln, Blechschaufeln bei kleinen Pumpen mit hohen Stückzahlen (auch bei hohen n_q)
- große Pumpen, nur bei niedrigem n_q
- nicht bei Turbinen

1. Drei Kreise: $D_1, D_2, d_1 = D_1 \sin \beta_1$
2. Wähle Eintrittskante E
3. Ziehe Tangente an d_1 und errichte \perp in E
4. Wähle beliebigen Mittelpunkt M_1 und ziehe Kreis
5. Wähle „Eintrittsbogen“ \widehat{EA}

Die Wahl des Punktes A entscheidet über die oben angeführten Verläufe *, **, ***

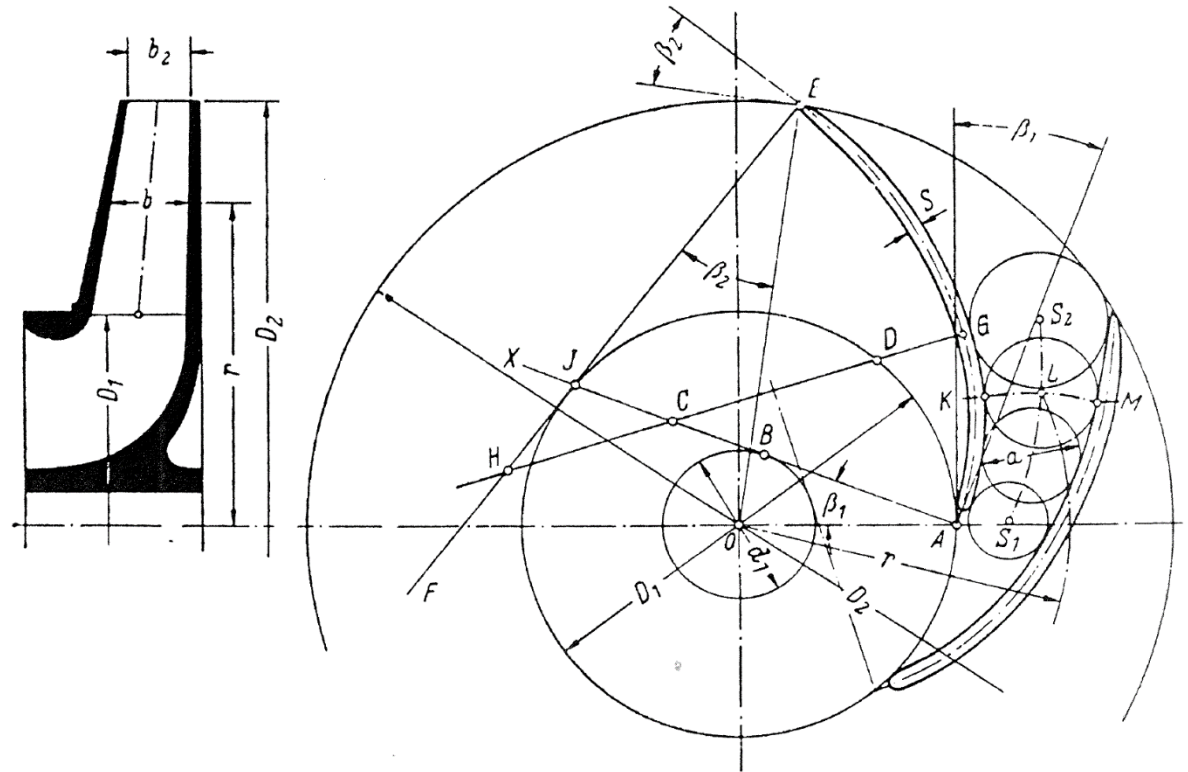
6. Zeichne auf Transparent Kreis mit D_2
7. Trage an D_2 bei beliebigem P den Winkel β_2 an
8. Verschiebe P auf D_2 , bis $\overline{M_2P} = \overline{M_2A}$
9. Schaufeldicke auflegen (links, rechts oder mittig)



2. Eindimensionale hydraulische Auslegung von Pumpen und Turbinen

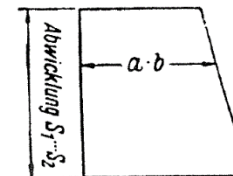
Überprüfung der Schaufelbreite

- Zweite Schaufel einzeichnen
- Senkrechte Schaufelabstände (ungefähr) ermitteln (Trajektorien)
- Kreise einschreiben
- Am Radius der jeweiligen Kreismittelpunkte b aus Meridianschnitt ablesen
- Flächenverlauf $a \cdot b$ zwischen Eintritt „1“ und Austritt „2“ auftragen
- Vergleich $Q = c_{m1} \cdot A_1 = c_{m2} \cdot A_2$



Ergebnis:

Mit Krümmungsradien der Schaufel, Schaufeldicke „S“ und Radbreite „b“ liegt Hydraulik eindeutig fest



2. Eindimensionale hydraulische Auslegung von Pumpen und Turbinen

Kaplan'sche Methode

Zusammenhang zwischen dem konformen Abbild und der dreidimensionalen Schaufel

Woher kommt das konforme Abbild? (s.o.)?

Winkel- und längentreue Übertragung der Strombahn

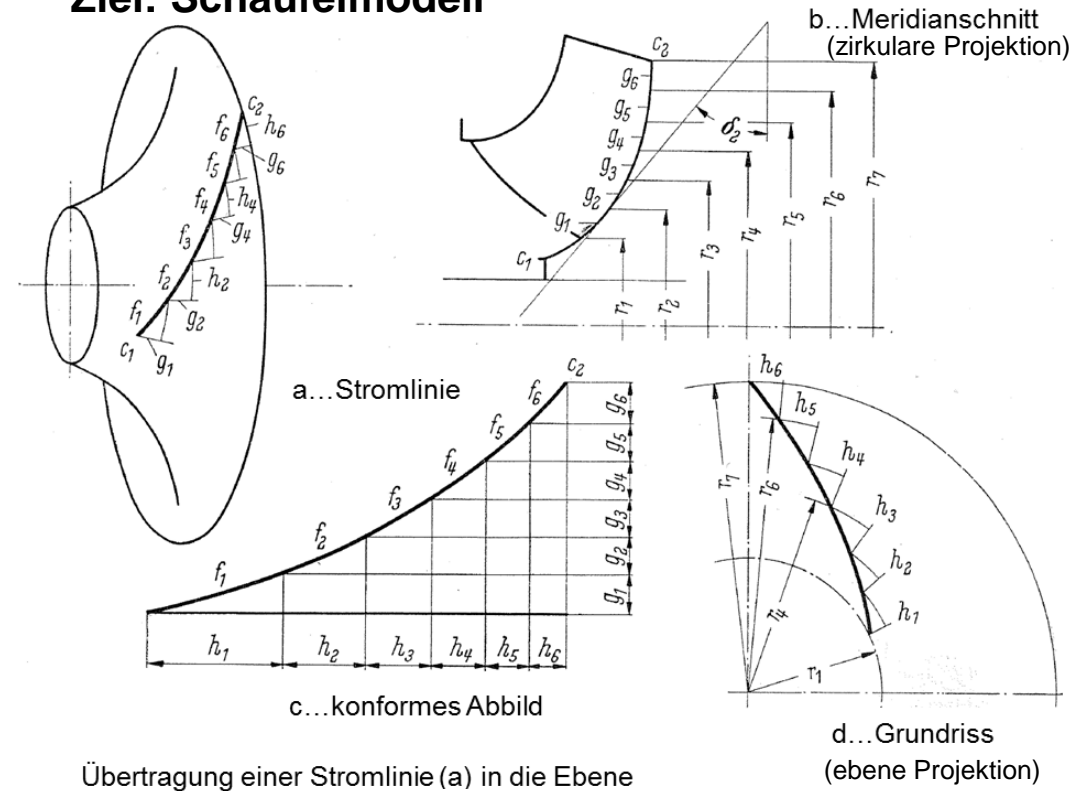
- Betrachte Stromlinie, z.B. auf hinterer Deckscheibe, z.B. auf Teilflutrad (andere Strömungsebene im Laufrad)

Ziel: Zerlege Stromlinie in einfacher darstellbare Einzelemente f_1, f_2, \dots

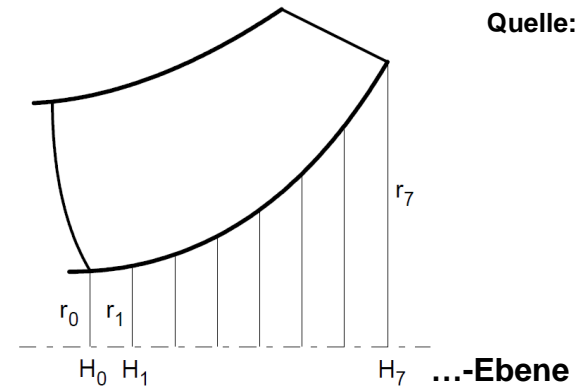
- Teile Kurve durch mehrere Ebenen senkrecht zur Drehachse in Einzelemente f :

H-Ebenen

Ziel: Schaufelmodell

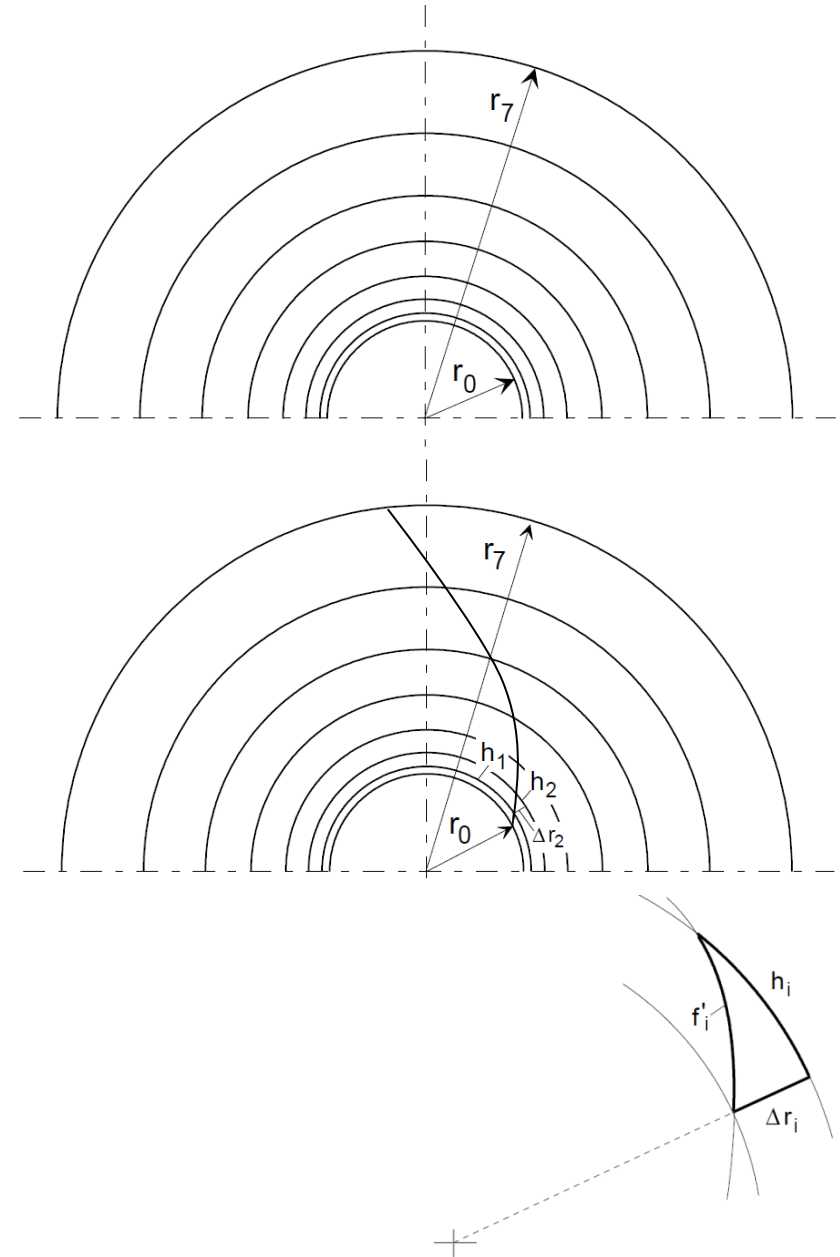


Quelle: Stepanoff



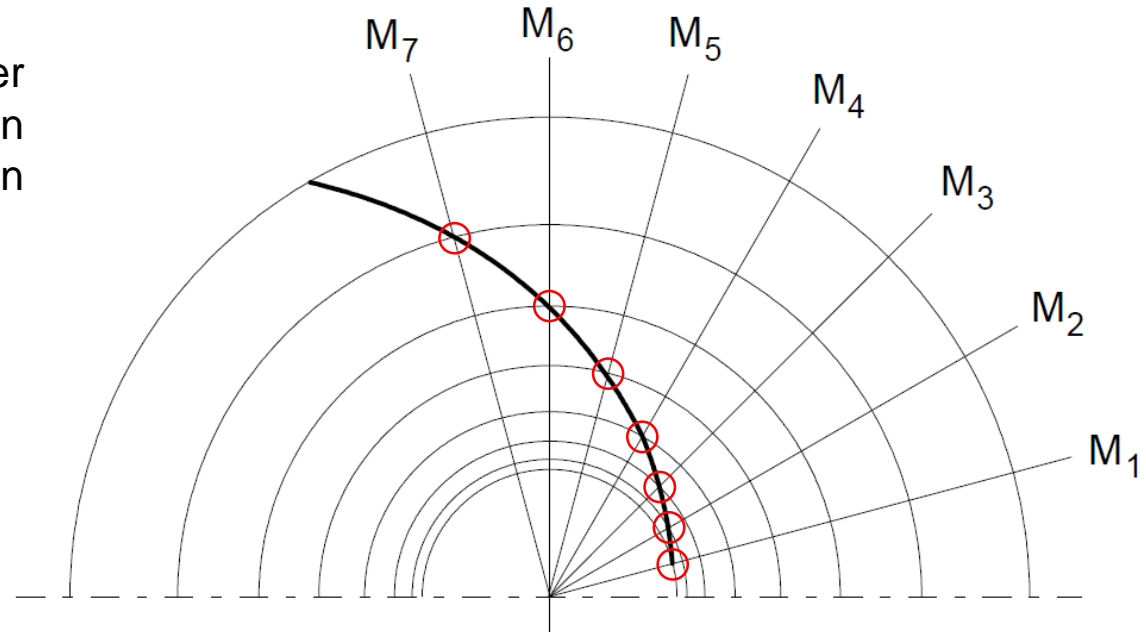
2. Eindimensionale hydraulische Auslegung von Pumpen und Turbinen

- Jeder Schnitt einer H_i -Ebene bildet mit der Deckscheibe einen Kreis h_i .
- In dieser Ansicht wird die Stromlinie angegeben:
Die Stromlinie kann in dieser Projektion durch die krummlinigen Dreiecke angenähert werden.
- f'_i : Projektion $\Delta r_i / h_i$: „echte“ Strecken

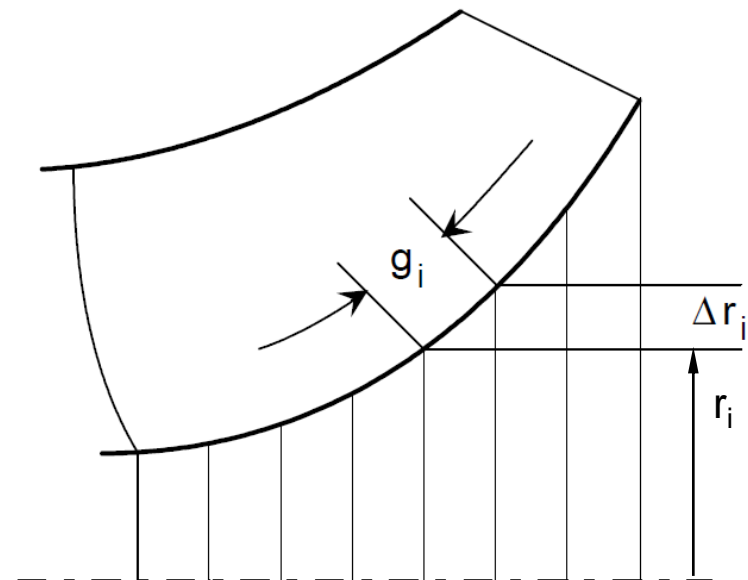


2. Eindimensionale hydraulische Auslegung von Pumpen und Turbinen

- Durch die Schnittpunkte der Stromlinie (auf der Deckscheibe oder auf dem Teilflutrad) mit den Kreisen h_i (bzw. den Ebenen H_i) werden Meridianebenen M_i gelegt.



- Werden diese Meridianebenen in eine gemeinsame Meridianebene gedreht, ergibt sich genau der o.a. Meridianschnitt (Zirkularprojektion, bekannt aus Thomann-Anhalt oder Stepanoff), dem die Streckung entnommen werden kann



r_i in Meridianschnitt eintragen (wie im Grundriss)

g_i entnehmen

$h_i / g_i / r_i$ sind „echte“ Strecken, keine Projektionen

H-Ebenen, $h_i \perp$ Zeichenebene

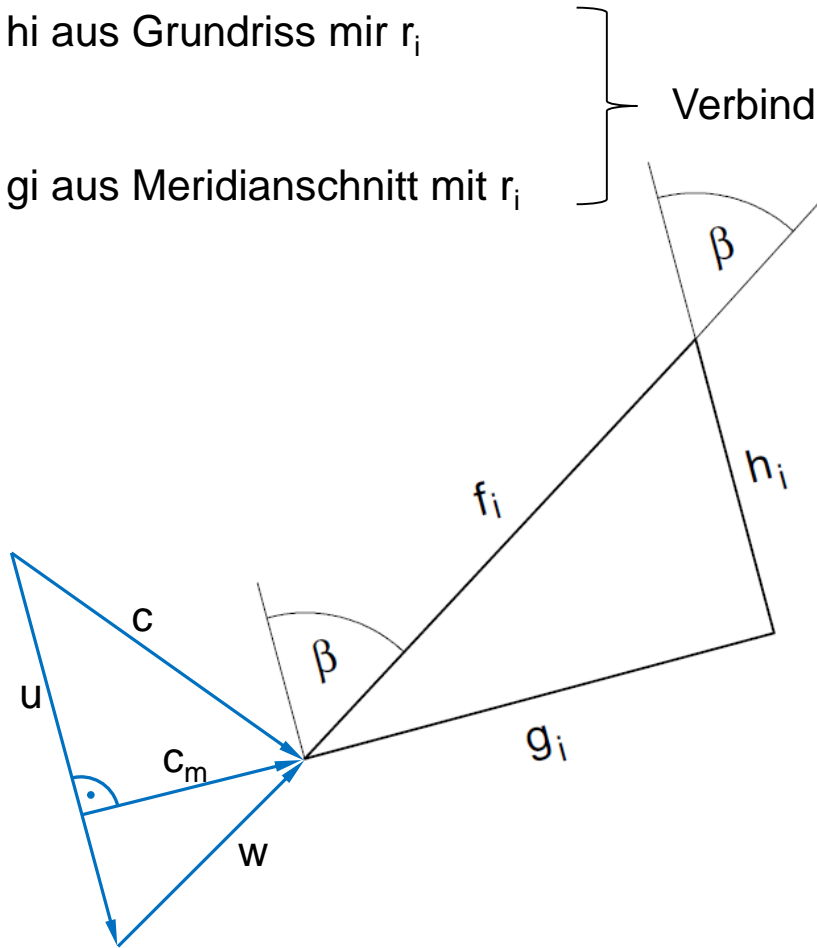
2. Eindimensionale hydraulische Auslegung von Pumpen und Turbinen

Die Teile h_i und g_i ergeben zusammen mit den Elementen f_i der Stromlinie die gesuchte einfache Darstellung.

h_i aus Grundriss mit r_i

g_i aus Meridianschnitt mit r_i

Verbindung r_i



Der Relativwinkel β_i liegt zwischen f_i und h_i an.

Krummlinige Dreiecke in Ebene abgewickelt
nicht projiziert

Es gehören zusammen:

Kurvenstücke

Geschwindigkeiten

h

u

g

c_m

f

w

Die zugehörigen Geschwindigkeitsdreiecke lassen sich ebenfalls angeben und machen die Darstellung anschaulicher.

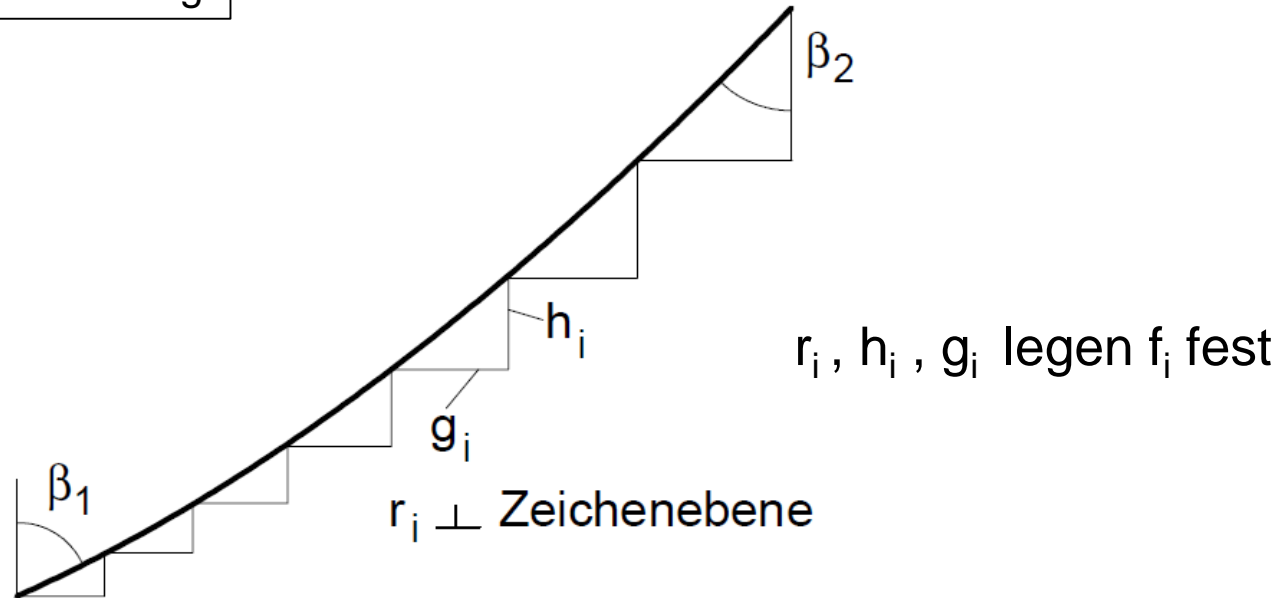
2. Eindimensionale hydraulische Auslegung von Pumpen und Turbinen

Die Aneinanderreihung aller Dreiecke ergibt die in die Ebene abgewickelte Stromlinie.

Wegen der Winkel- und Streckentreue wird diese Abbildung

konforme Abbildung

genannt.



Wegen $dh = r d\varphi$ folgt $h = \int r d\varphi$ und $g = \int dg$ ist diese Darstellung identisch der bereits oben angegebenen zur Überprüfung des Schaufelverlaufs. (d.h. dem konformen Abbild)

Die so gewonnene konforme Abbildung kann umgekehrt zur Konstruktion der Schaufel verwendet werden, weil in der konformen Abbildung ein „vernünftiger“ Schaufelverlauf gewählt werden kann, der sich wie o.a. in die verschiedenen Ansichten übertragen lässt.

2. Eindimensionale hydraulische Auslegung von Pumpen und Turbinen

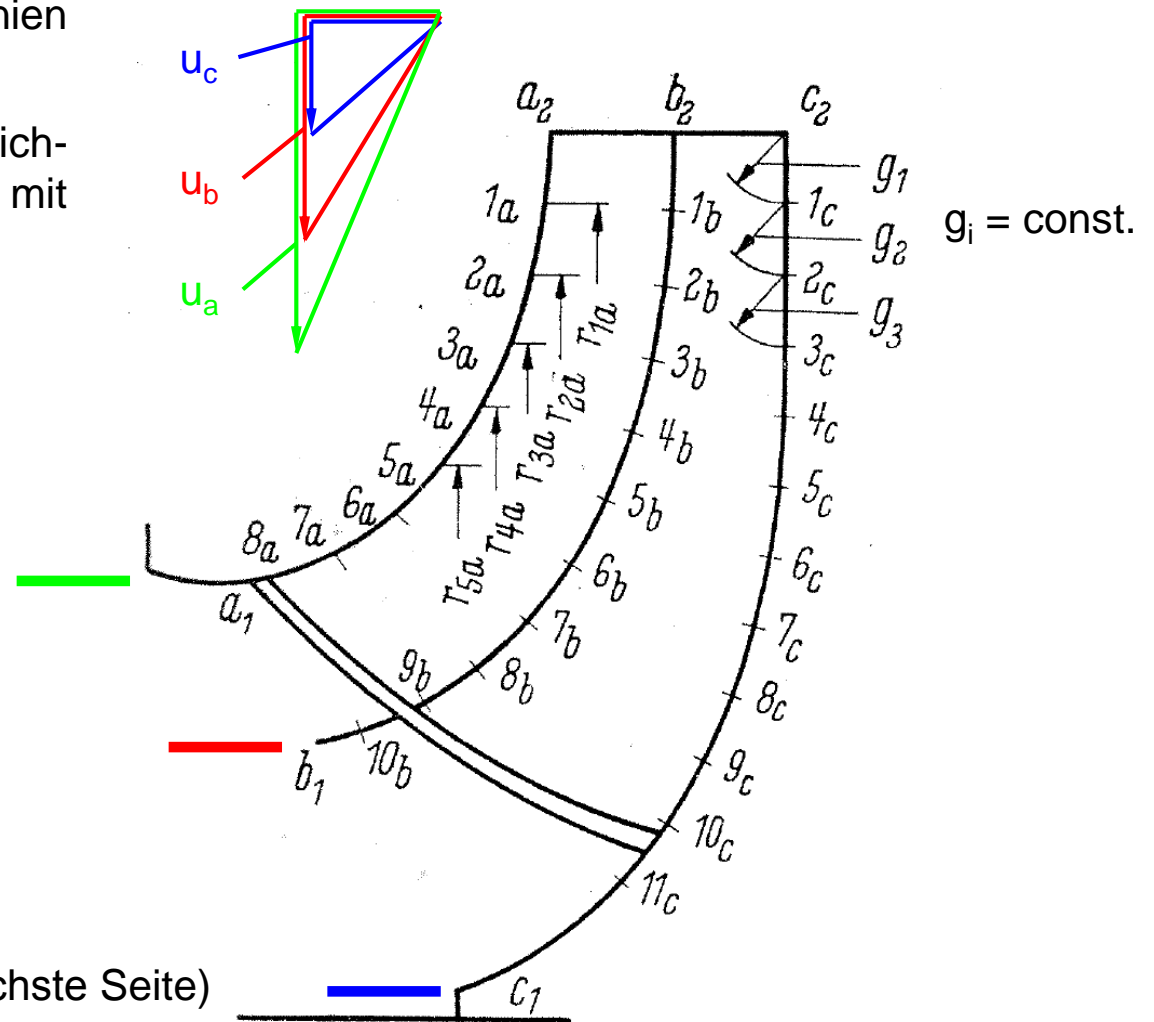
Schaufelkonstruktion

- Zeichne Meridianschnitt mit Auslegestromlinien. Trage gleiche Intervalle g auf allen Stromlinien auf.
- Lege konformes Abbild fest: β_1/β_2 Ausgleichstromlinien gehen durch Punkt mit gemeinsamen Winkel:

Turbine: Eintrittswinkel β_1

Pumpen: Austrittswinkel β_2

- Meridianschnitt aufzeichnen (Blau rot grün) (z.B.: aus Anhalten)
- g 's abtragen
- D_2 und r 's eintragen
- In konformes Abbild g 's eintragen (siehe nächste Seite)

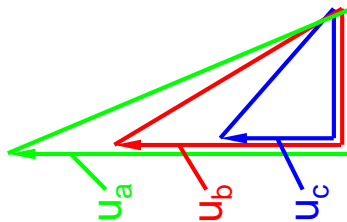
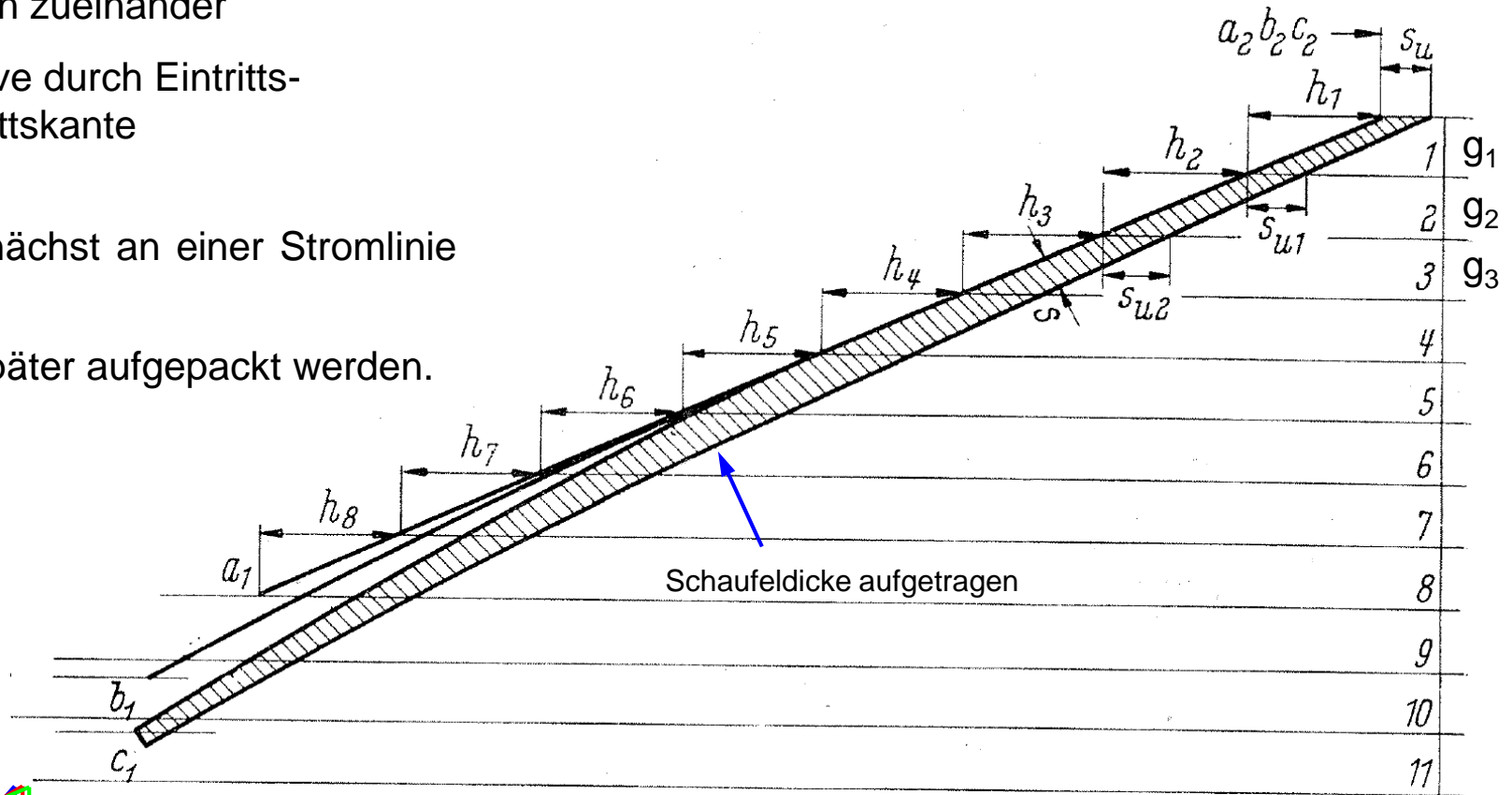


Quelle: Stepanoff

2. Eindimensionale hydraulische Auslegung von Pumpen und Turbinen

Schaufelkonstruktion

- Kontrolle:**
- relative Lage der Stromlinien zueinander
 - glatte Kurve durch Eintritts- und Austrittskante
- Trage Intervalle h zunächst an einer Stromlinie auf.
 - Schaufeldicke kann später aufgepackt werden.

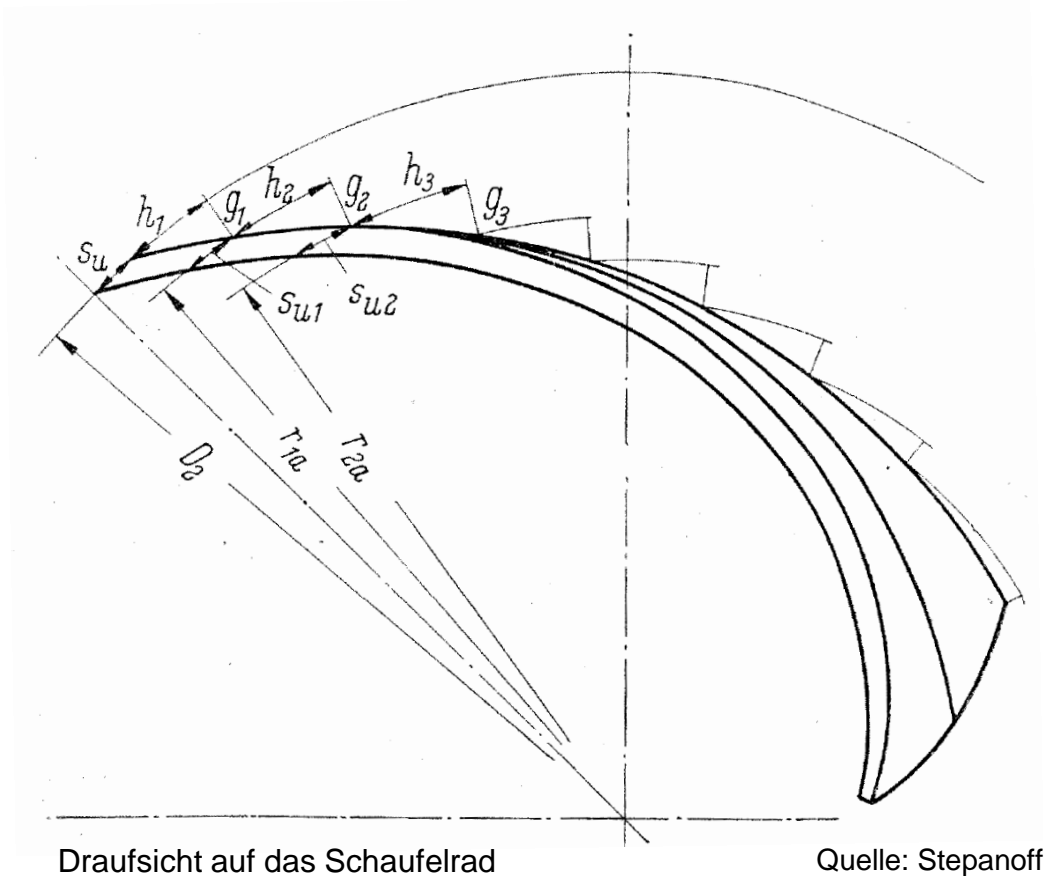


Da man durch das konforme Abbild den Schaufelverlauf selbst in der Hand hat, kann man eigentlich keinen schlechten Verlauf wählen

Quelle: Stepanoff

2. Eindimensionale hydraulische Auslegung von Pumpen und Turbinen

- Konstruiere Draufsicht
 - Beginne außen (Eintritt bei Turbine, Austritt bei Pumpe)
 - Reihe Dreieck für Dreieck aneinander
 - Zeichne D_2
 - Entnehme h_1 dem konformen Abbild und trage auf D_2 ab
 - Zeichne Strahl durch Endpunkt h_1
 - Zeichne r_1 ein
 - Ergänze äußeres Dreieck
 - Entnehme h_2 dem konformen Abbild und trage auf r_1 ab



2. Eindimensionale hydraulische Auslegung von Pumpen und Turbinen

- Verfahren analog für andere Stromlinien

Eigentlich liegt die Schaufel damit eindeutig fest.
Kontrolle: Radialschnitt

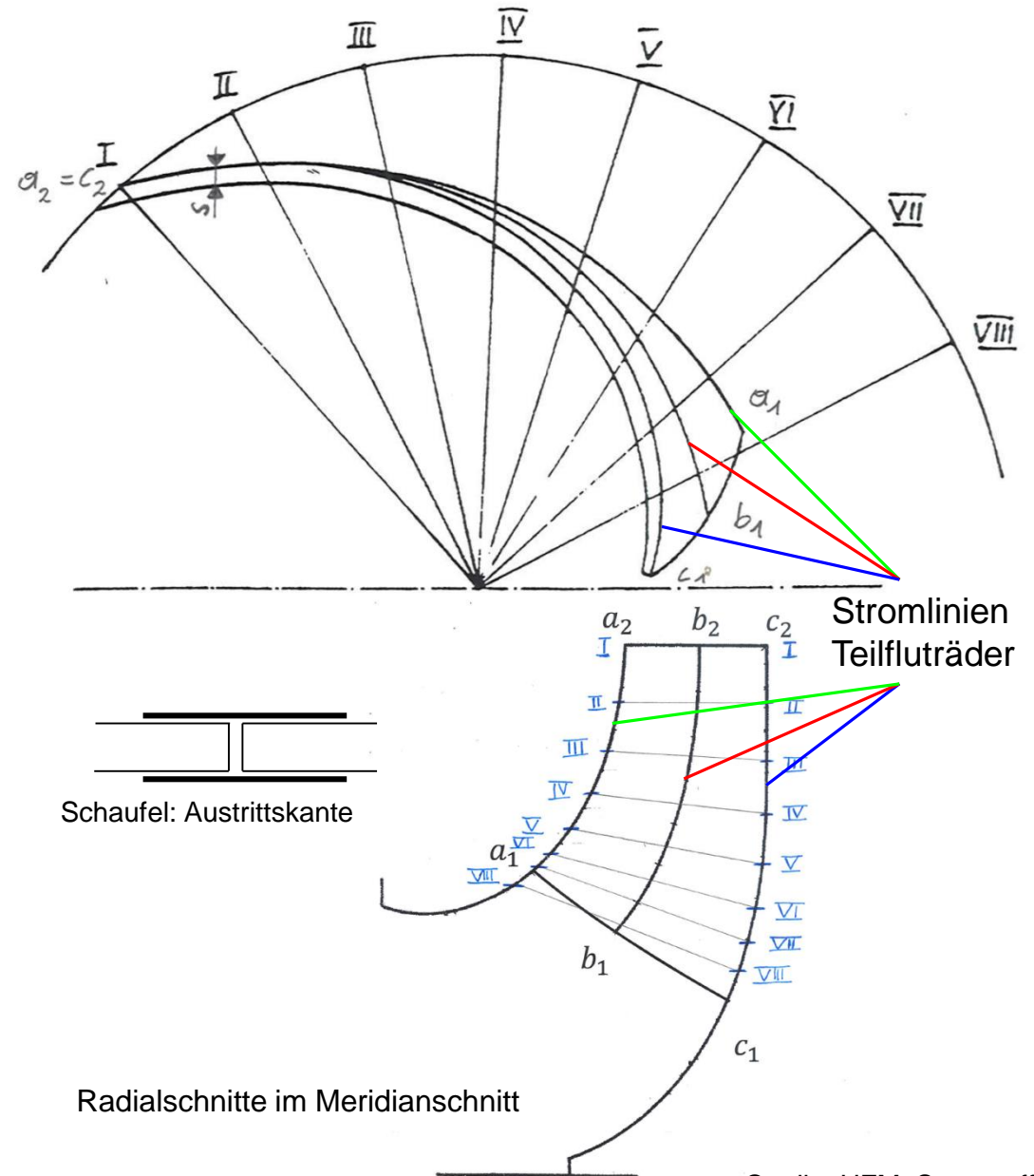
Radialschnitte

- Zeichne Radialstrahlen in Grundriss
- Übertrage Radien der Schnittpunkte Stromlinie-Strahl in Meridianschnitt
- Die Radialschnitte müssen im Meridianschnitt monotone Kurven bilden: „einfach gekrümmt“
„schwach gekrümmt“

Wiederhole den Vorgang für die andere Schaufelseite ab Festlegung des konformen Abbilds, indem lediglich in Umfangsrichtung (h -Richtung) die Schaufeldicke aufgelegt wird.

Nicht schwer, aber viel Arbeit:

2 Schaufelpläne



Quelle: HFM, Stepanoff

2. Eindimensionale hydraulische Auslegung von Pumpen und Turbinen

Schreinerschnitte

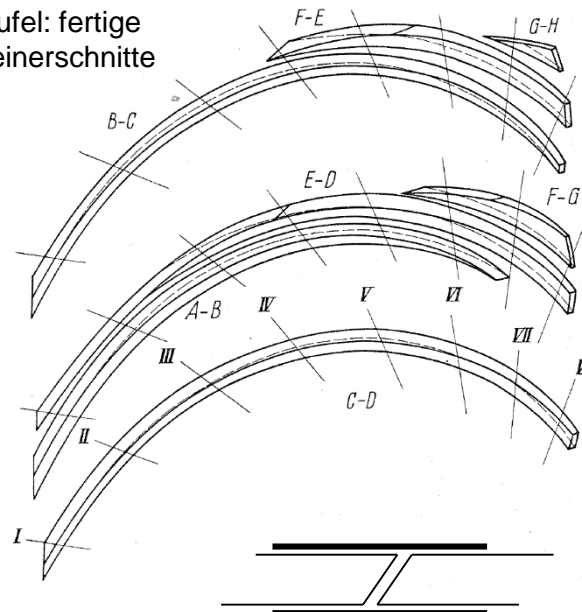
- Zerlege Meridianschnitt mit zur Drehachse vertikalen Linien (s.g. Schreinerschnitte)
- Betrachte Vorder- und Rückseite der Schaufel getrennt
- Übertrage Schreinerschnitte in Grundriss, indem die Radien ihrer Schnittpunkte mit Radialschnitten aus Meridianschnitt in Grundriss übertragen werden

Die Rolle der Schreinerschnitte (-linien) im Grundriss ist die gleiche wie die der Höhenlinien auf einer Landkarte.

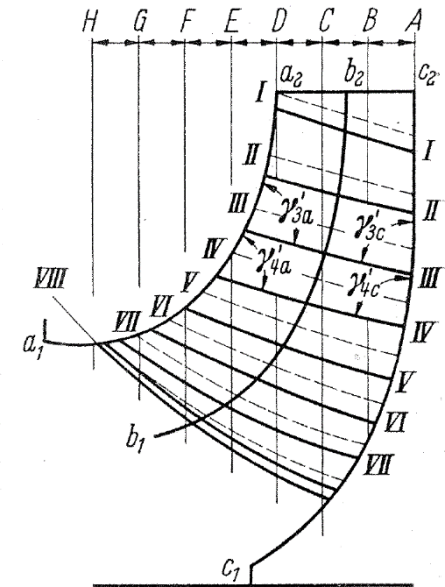
Würden Scheiben mit den angegebenen Linien begrenzt ausgeschnitten und übereinander gelegt, so erhielte man einen „Berghang“, d.h. eine Schaufelseite bzw. Kanalseite.

Höhenlinien können gut als Fräslinien verwendet werden.

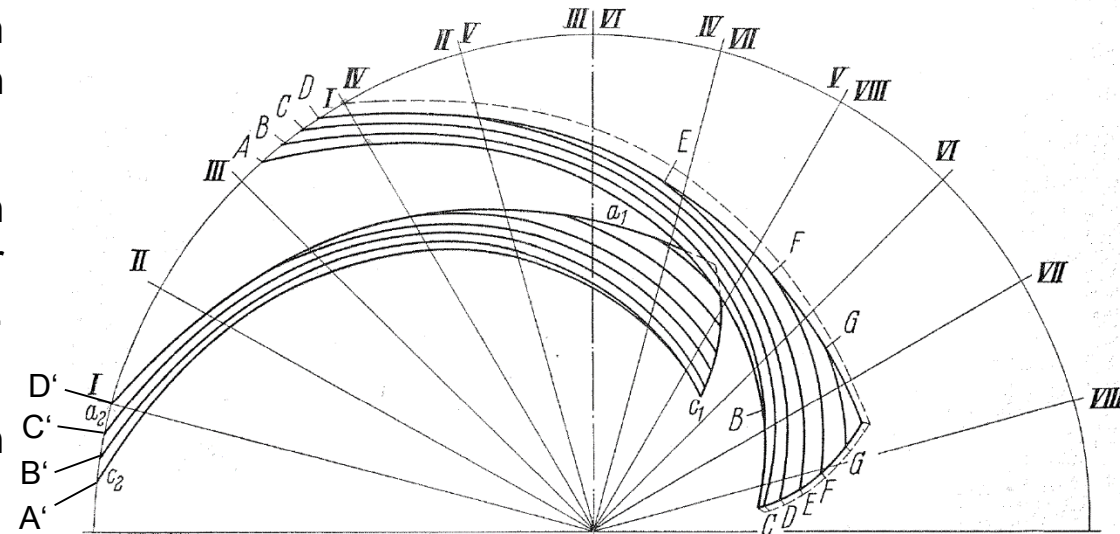
Schaufel: fertige Schreinerschnitte



Schaufel: Austrittskante



Schaufel: Grundriss



Schaufel: Draufsicht

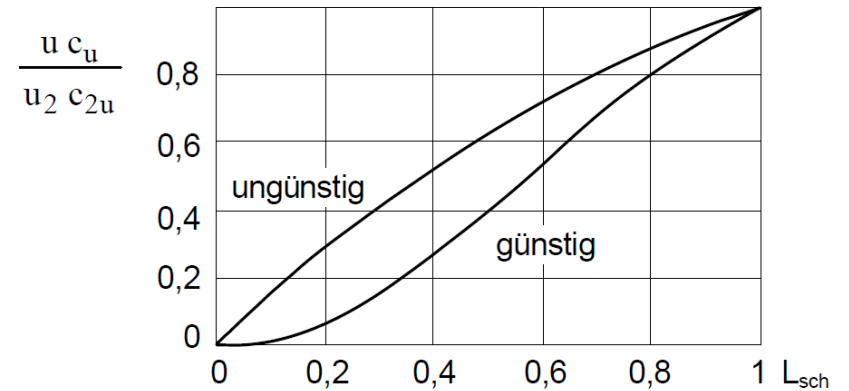
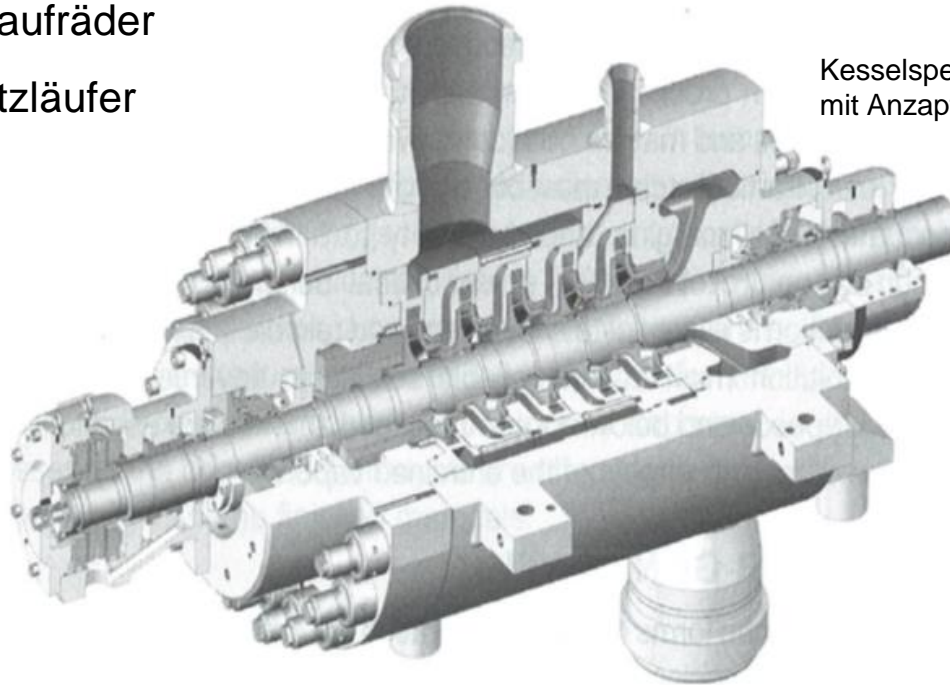
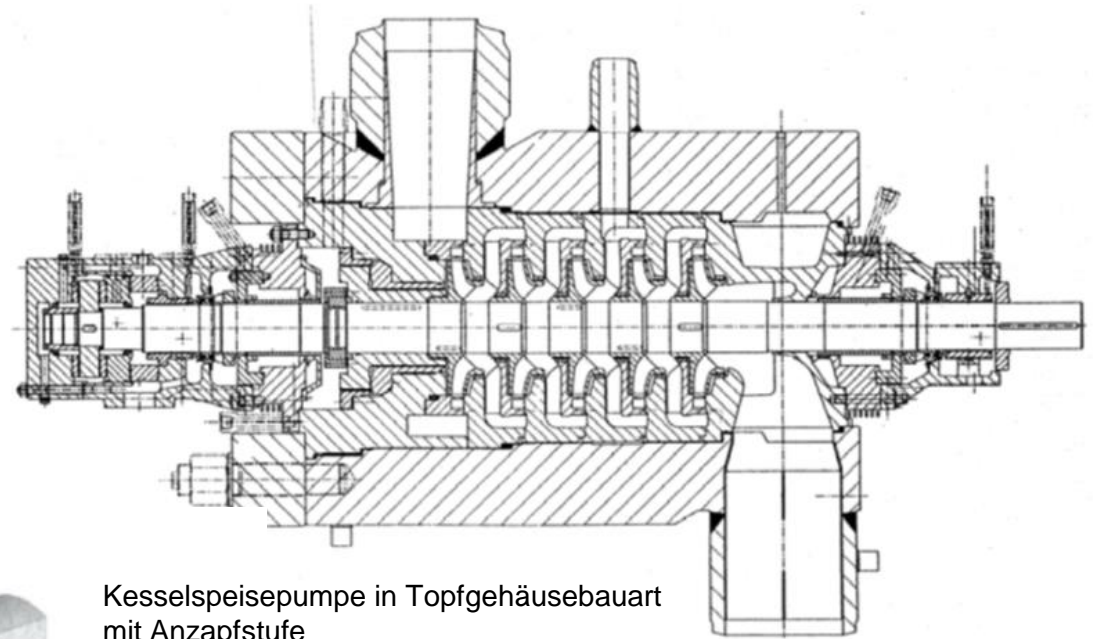
Quelle: Stepanoff

2. Eindimensionale hydraulische Auslegung von Pumpen und Turbinen

Gestaltung von Sauglaufrädern

Um die Kavitationsgefahr der ersten Stufe einer mehrstufigen Pumpe zu vermeiden gibt es mehrere Möglichkeiten:

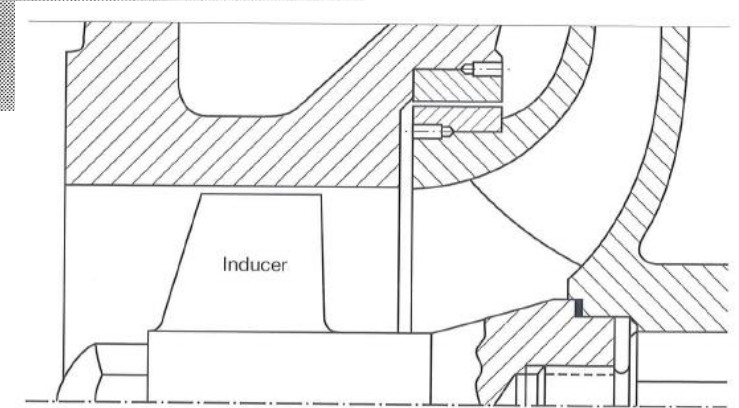
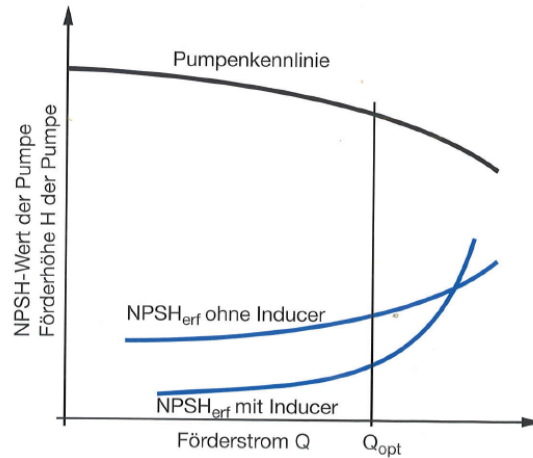
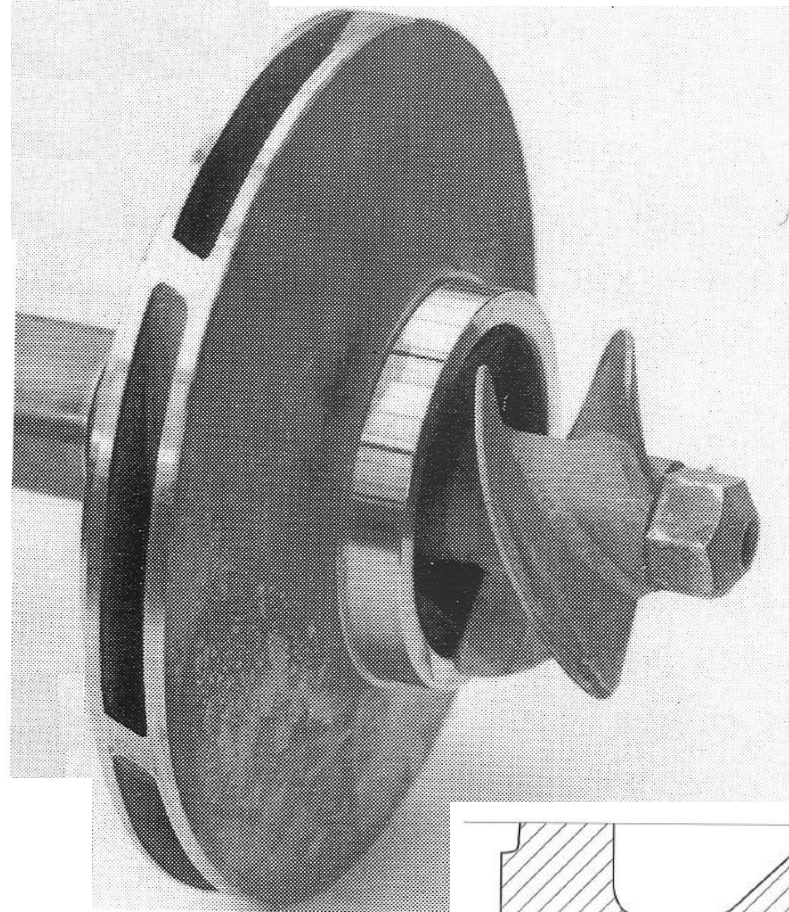
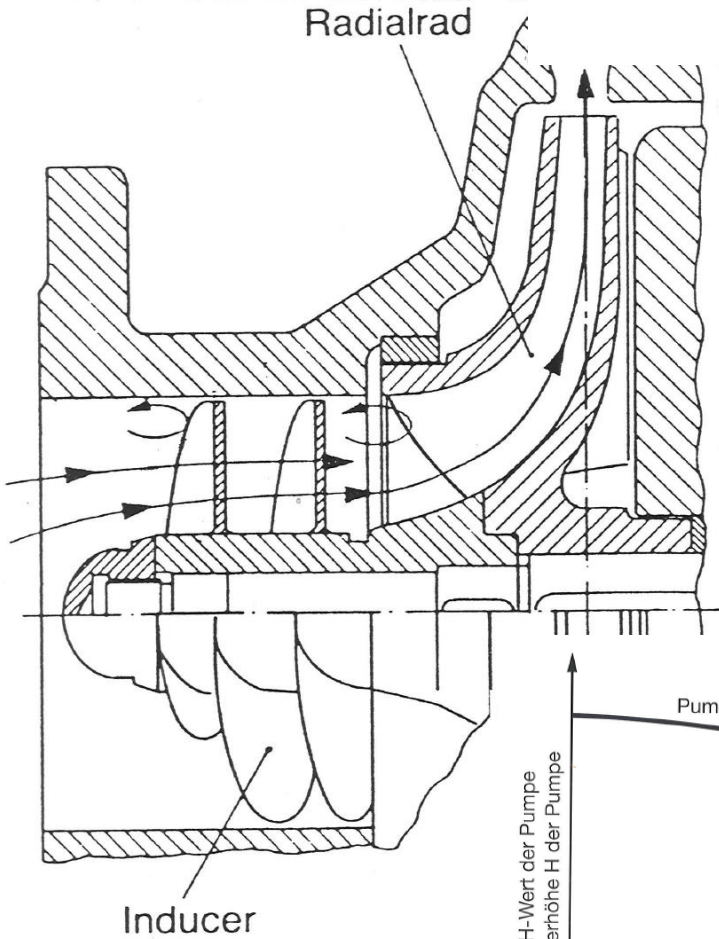
- Sauglaufräder
- Vorsatzläufer



Quelle: Sulzer

2. Eindimensionale hydraulische Auslegung von Pumpen und Turbinen

Wirkung eines Vorsatzläufers (Inducer)



Quelle: Sulzer, KSB, HFM

2. Eindimensionale hydraulische Auslegung von Pumpen und Turbinen

n_{SS} : Saugzahl

→ wird für Bestpunkt der Pumpe definiert

$$n_{SS} = \frac{n \cdot \sqrt{Q_{opt}/f_q}}{NPSH_3^{0,75}}$$

f_q Anzahl der Fluten

$NPSH_3$ NPSH-Wert, bei dem die Pumpe einen 3%-igen Förderhöhenabfall zeigt

σ_i : Kavitationsbeiwert für Kavitationsbeginn

$$\sigma_i = \frac{2 \cdot g \cdot NPSH_i}{u_1^2} \quad \text{Index „1“: La-Eintrittskante}$$

q^* : Fördergrad

$$q^* = \frac{Q}{Q_{opt}}$$

$Wü$: Winkelübertreibung

$$Wü = \frac{\tan \beta_{ein,Sch}}{\tan \beta_{ein,Str}}$$

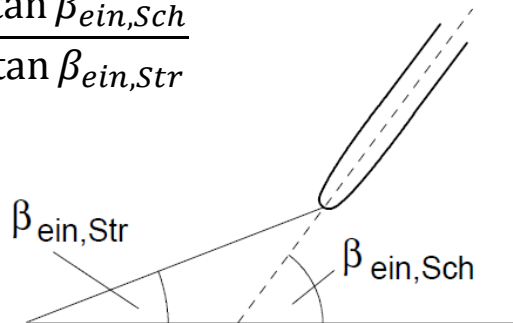


Tabelle 6.1 Gebräuchliche Saugzahlen:

n_{SS} (min^{-1} , m^3/s , m)

Anwendungsgebiet	u_1 (m/s)	n_{SS}
Standard-Laufräder für axialen Zulauf oder durchgehende Welle	< 50	160 bis 220
Sauglaufräder für axialen Zulauf	< 35	220 bis 280
Sauglaufräder für durchgehende Welle, ein- oder zweiflutig	< 50	180 bis 240
Hochdruckpumpen, die für kurze Blasenlängen ausgelegt werden	> 50	160 bis 190
Vorsatzläufer für industrielle Anwendung (Kap. 7.7.4)	< 35 (45)	400 bis 700
Vorsatzläufer für Raketentechnik		>> 1000

Tabelle 7.1 Saugradauslegung

Erosionsrisiko	gering	hoch
Umfangsgeschwindigkeit	$u_1 < 35 \text{ m/s}$	$u_1 > 50 \text{ m/s}$
Fluid	Wasser über 220 °C Kohlenwasserstoffe	Wasser unter 220 °C
Saugzahl	$n_{SS} = 220 \text{ bis } 260$	$n_{SS} = 160 \text{ bis } 180$
Zuströmwinkel	$\beta_{1a} = 10 \text{ bis } 15^\circ$	$\beta_{1a} = 14 \text{ bis } 18^\circ$
Kavitationsbeginn bei $q^* = 1$	$\sigma_i = 1,2 \text{ bis } 2$	$\sigma_i = 0,5 \text{ bis } 0,8$
Anstellwinkel bei $q^* = 1$	$i_1 = 3 \text{ bis } 5^\circ$	$i_1 = < 2^\circ$
Winkelübertreibung bei $q^* = 1$	$Wü = 1,1 \text{ bis } 1,2$	$Wü = 0,95 \text{ bis } 1,05$
Resultierende Druckverteilung	spitz	flach

Quelle: Gülich

2. Eindimensionale hydraulische Auslegung von Pumpen und Turbinen

Leitrad-Auslegung

- Leiträder sind **bei (Francis- und Kaplan-) Turbinen unentbehrlich** zur Einstellung des erforderlichen Eintrittsdralls c_{ue} .
- Bei **einstufigen Pumpen** werden Leiträder nur eingesetzt, wo unbedingt zur Wirkungsgradsteigerung erforderlich (bis zu ca. 5%-Punkte Wirkungsgradsteigerung).
- Bei **mehrstufigen Pumpen** sind Leiträder üblich, weil die höheren Herstellkosten durch den Wirkungsgradgewinn, der sich mit der Anzahl der Stufen summiert, gerechtfertigt ist.

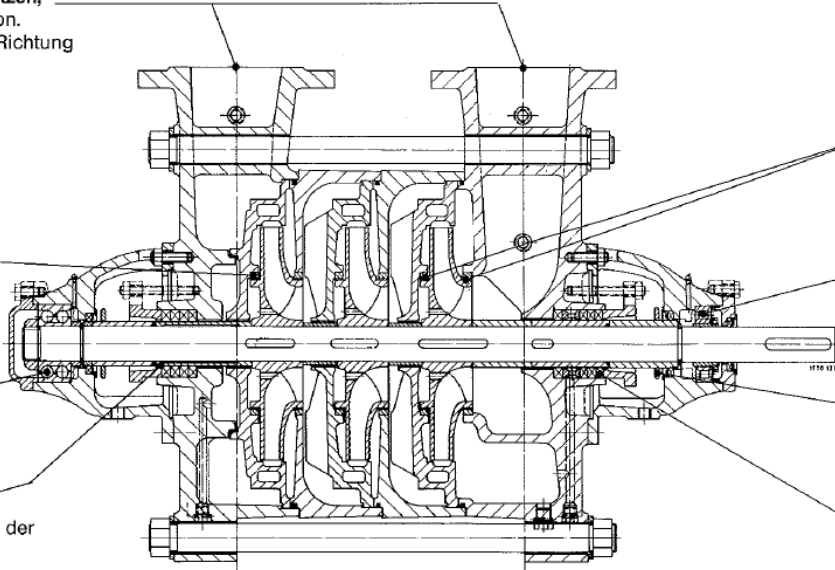
2. Eindimensionale hydraulische Auslegung von Pumpen und Turbinen

um 90 ° versetzbare **Stutzen**,
damit einfache Installation.
Ab 3 Stufen in gleicher Richtung
möglich

servicefreundliche
Spaltringe

robuste,
zweireihig wirkende
Schrägkugellager,
fettgeschmiert für
hohe Betriebssicherheit

Wellenschutzhülse
verhindert Verschleiß an der
Welle, servicefreundlich



hydraulisch entlastete
Laufräder, für geringe
axiale Lagerbelastung,
dadurch hohe
Lagerstandzeiten

zerlegbare **Zylinder-
rollenlager**, dadurch
Erleichterung beim Ein- und
Ausbau

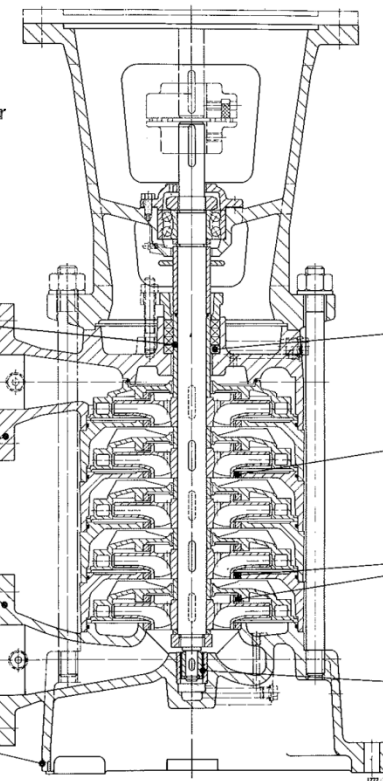
Spritzringe verhindern das
Eindringen von Förder-
flüssigkeit in das Lager-
gehäuse

ungekühlte
Packungsstoppbuchse oder
Gleitringdichtung
nach DIN 24 960;
keine Kosten für
Kühlwasser / Verrohrung

Wellenschutzhülse
verhindert Verschleiß an der Welle,
servicefreundlich

um 45 ° versetzbare **Stutzen**,
damit einfache Installation.
Ab 3 Stufen in gleicher Richtung
möglich

stabiler **Pumpenfuß**
für vertikale Aufstellung,
platzsparend



ungekühlte
Packungsstoppbuchse oder
Gleitringdichtung
nach DIN 24 960; keine Kosten
für Kühlwasser/Verrohrung

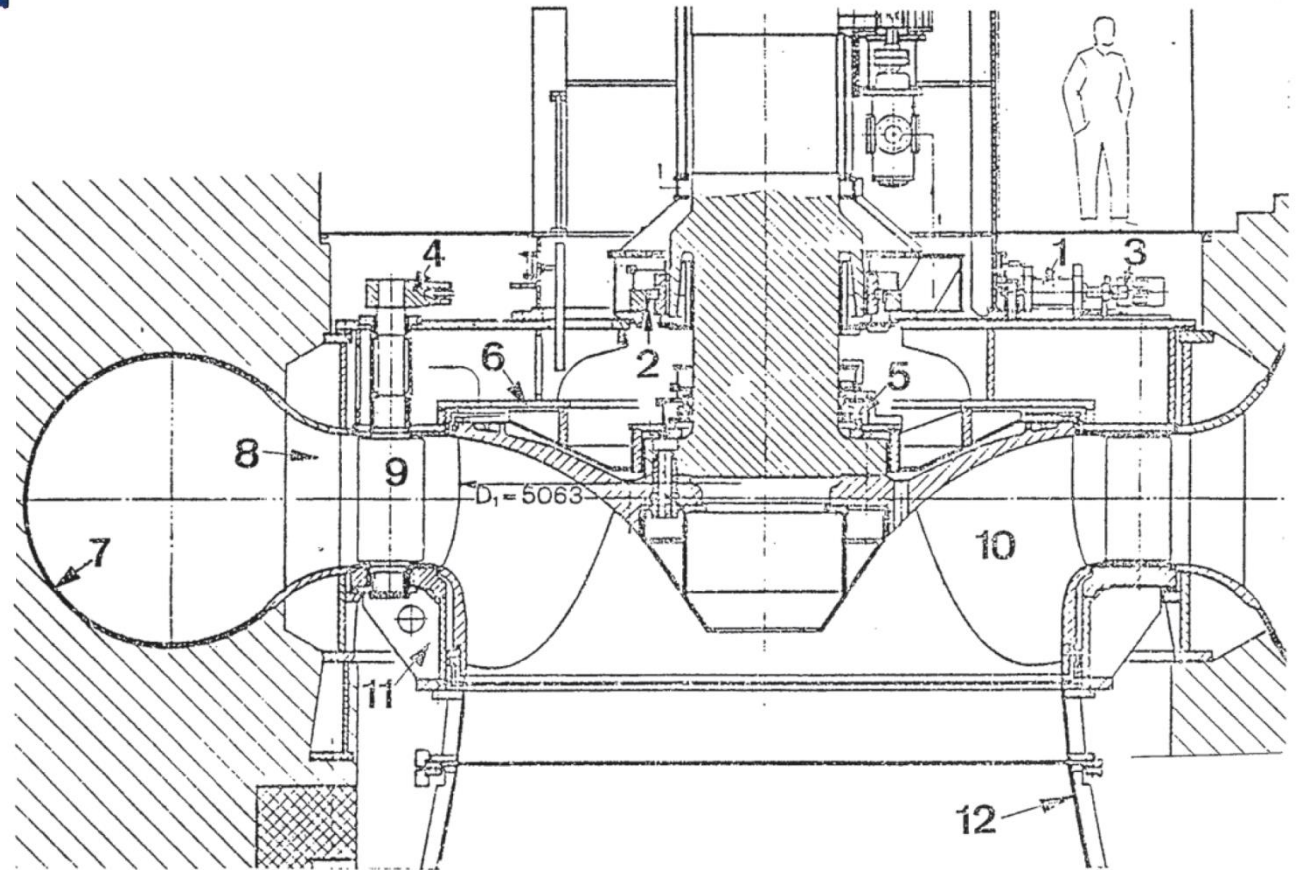
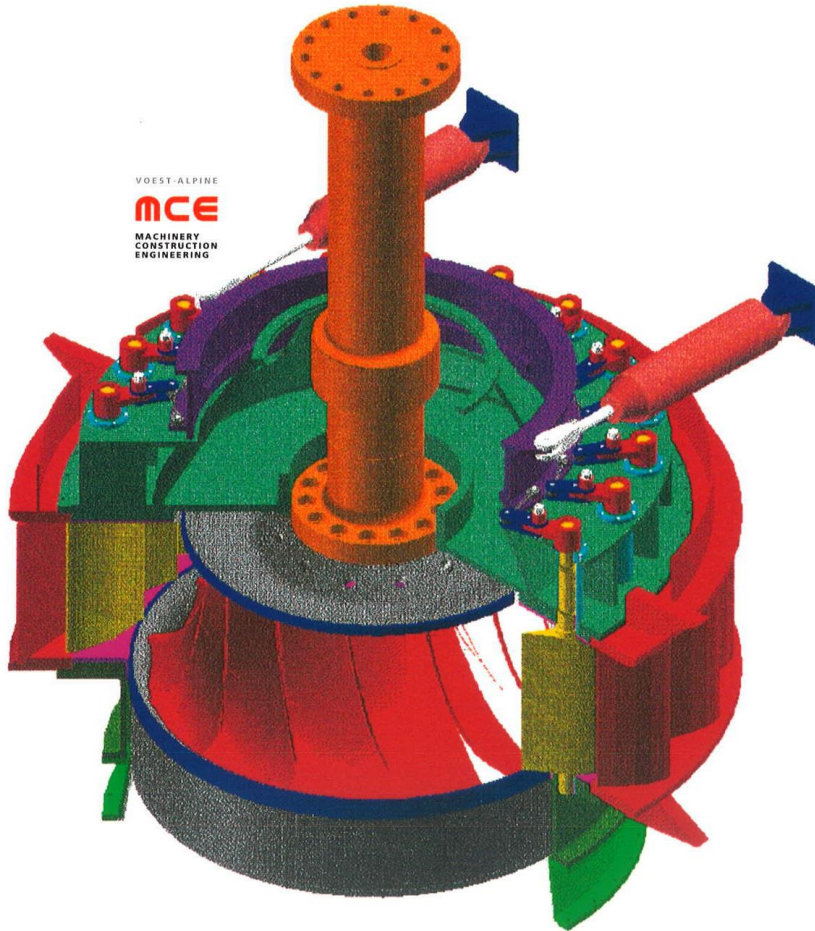
servicefreundliche **Spaltringe**

hydraulisch entlastete **Laufräder**
für geringe axiale Lagerbelastung,
dadurch hohe Lagerstand-
zeiten

von der **Förderflüssigkeit**
geschmiertes **Führungslager**,
wartungsfrei

Quelle: KSB

2. Eindimensionale hydraulische Auslegung von Pumpen und Turbinen

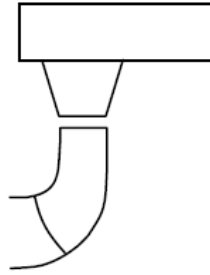


Quelle: Voest, Andritz

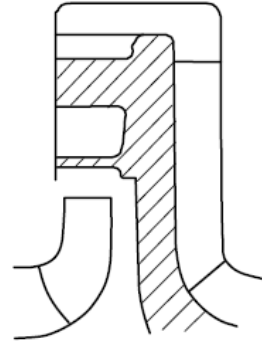
2. Eindimensionale hydraulische Auslegung von Pumpen und Turbinen



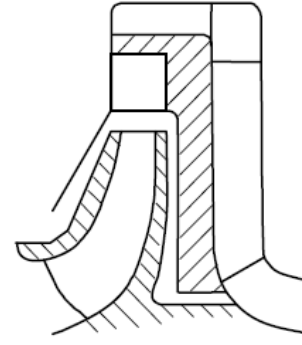
a) Leitrad mit Spirale



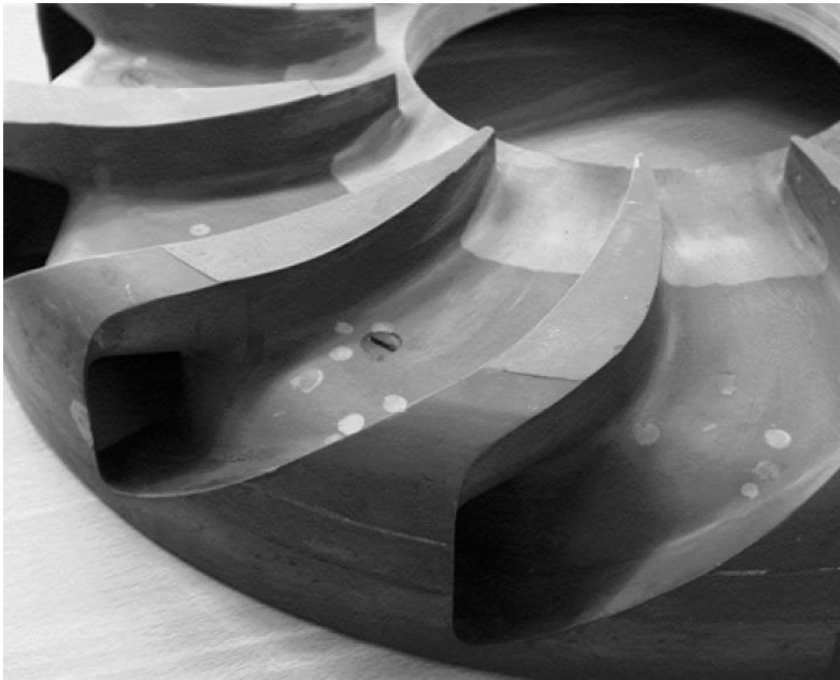
b) Leitrad und Ringraum als letzte Stufe



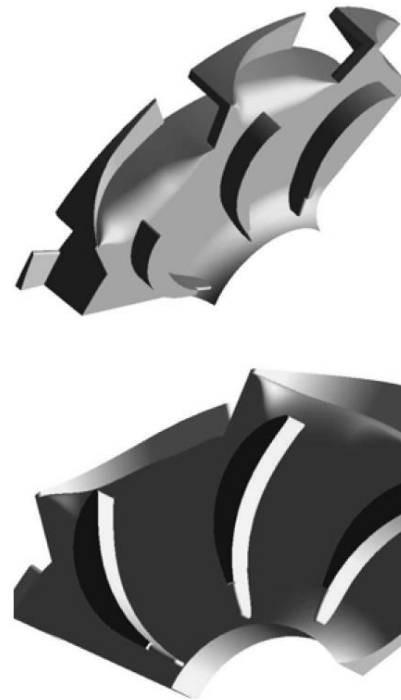
c) Überströmung durch schaufelfreien Ringraum



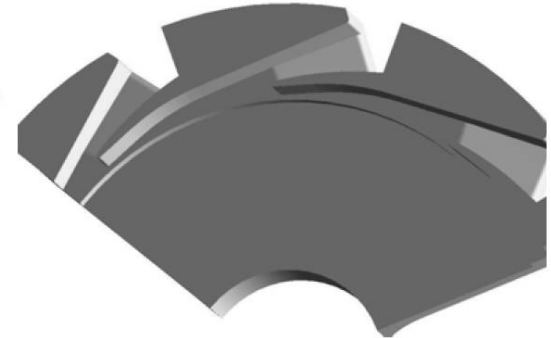
d) Seitliche Überströmung



Leitrad mit geschlossenen Überstromkanälen



Leiträder mit Rückführschaufeln



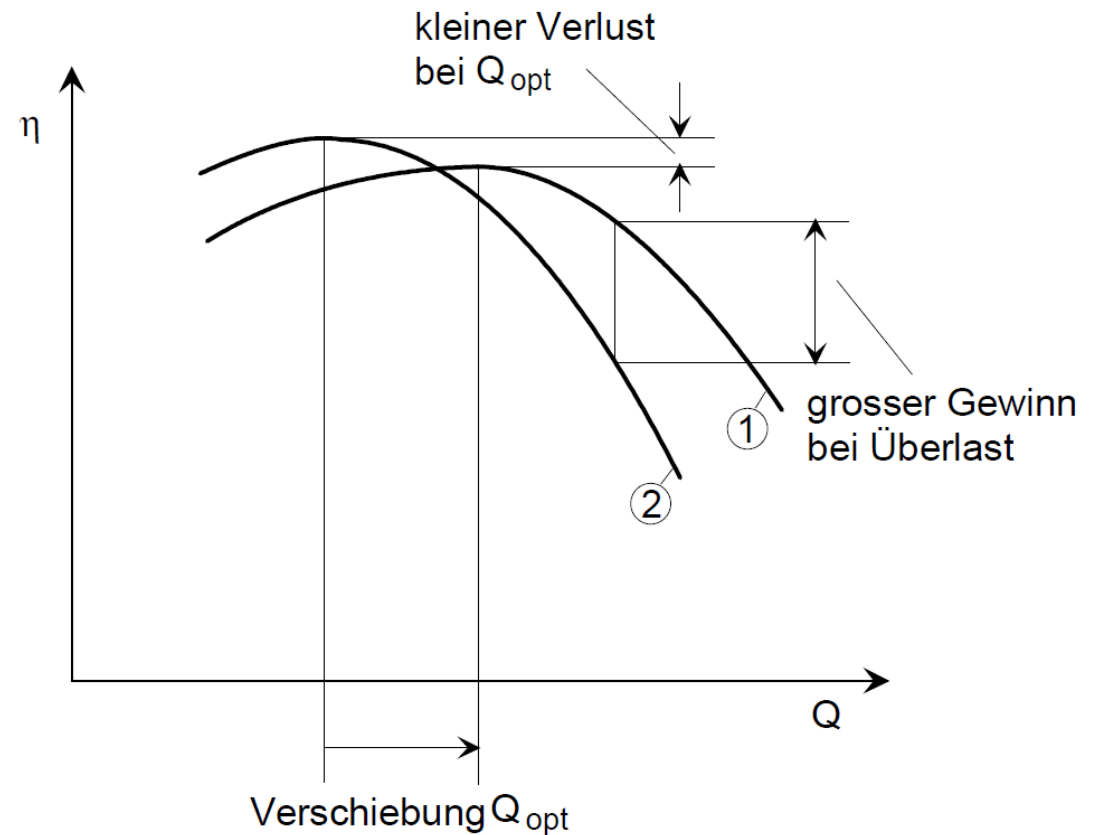
Quelle: Sulzer, Gülich

2. Eindimensionale hydraulische Auslegung von Pumpen und Turbinen

Beeinflussung von Q_{opt} durch Leitrad

- Q_{opt} kann zu größeren (selten zu kleineren) Mengen verschoben werden.
- Bei **flachen** Kurven $\eta(Q)$ wird ein **erheblicher Wirkungsgradgewinn** mit kleinen Wirkungsgradeinbußen im ursprünglichen Optimum erhalten.

		Auslegepunkt	
		La	Le Spirale
1	Q_{opt}	Q_{opt}	Q_{max}
2	Q_{opt}	Q_{opt}	Q_{opt}



2. Eindimensionale hydraulische Auslegung von Pumpen und Turbinen

Drall (Austritt Le) = Drall (Eintritt La) : $c_u \cdot r = konst.$

$$c_{u2} \cdot r_2 = c_u(Le_{Austritt}) \cdot r(Le_{Austritt})$$

weil im schaufellosen Zwischenraum keine Energie ausgetauscht wird (außer Reibung).

Turbine

Dralländerung im Le :

langsamlaufende Maschine	schnelllaufende Maschine
große Dralländerung	kleine Dralländerung

Drall im Le -Austritt:

$$c_u(Le_{Austritt}) = c_{u2} \frac{r_2}{r(Le_{Austritt})}$$

Strömungswinkel im Le -Austritt:

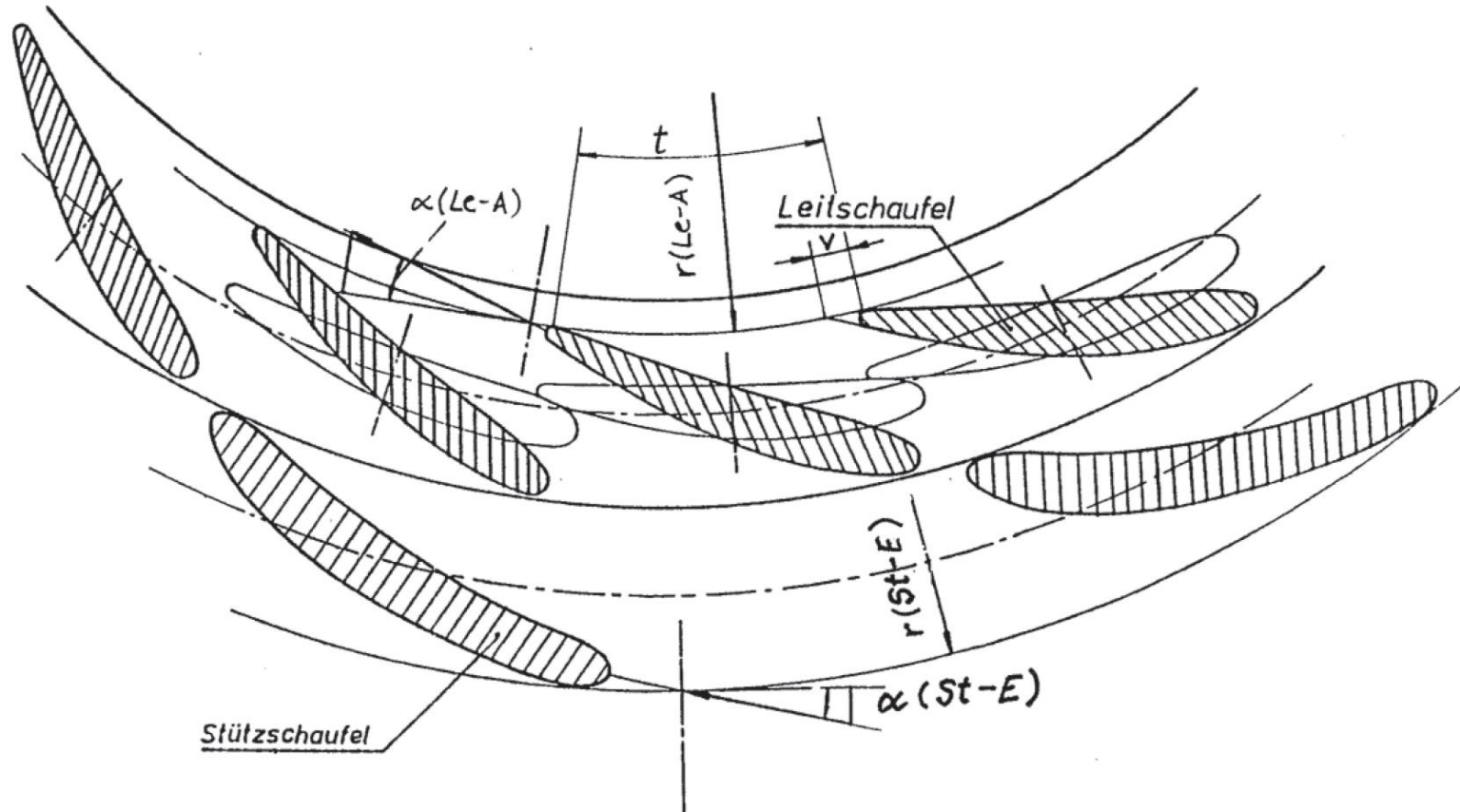
$$\tan \alpha(Le_{Austritt}) = \frac{Q}{2 \cdot \pi \cdot r \cdot b} \frac{1}{c_u} \frac{t}{t-v} \Bigg|_{Le_{Austritt}}$$

Strömungswinkel im Stützschaufel-Eintritt:

$$\tan \alpha(St_{Eintritt}) = \frac{Q}{2 \cdot \pi \cdot r \cdot b \cdot c_u} \Bigg|_{St_{Eintritt}}$$

$c_u(St_{Eintritt})$ aus Spiralauslegung

2. Eindimensionale hydraulische Auslegung von Pumpen und Turbinen



- Ziehe glatte Mittellinie durch $\alpha(Lc_{\text{Austritt}})$ bis $\alpha(St_{\text{Eintritt}})$
- Keine Winkelübertreibung berücksichtigt, aber Versperrung weil:
 - viele Leitschaufeln
 - Keine Rotationssekundärströmungen
 - Grenzschichten auf Druck- und Saugseite ungefähr gleich
- Dicke der Stütz- und Leitschaufeln: Festigkeit

2. Eindimensionale hydraulische Auslegung von Pumpen und Turbinen

Pumpe

Empfindliche Strömung wegen Verzögerung

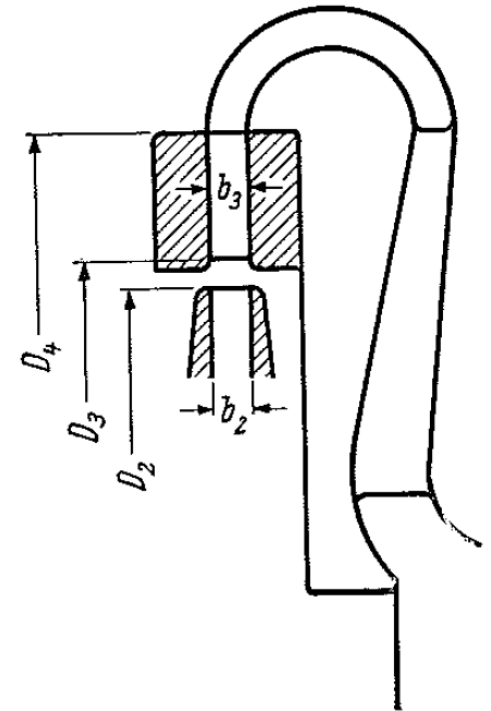
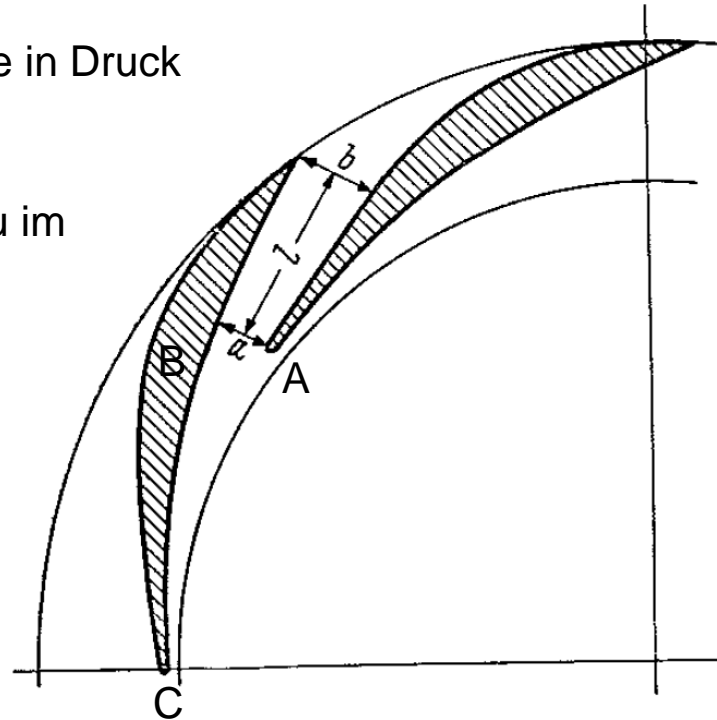
Verzögerung verwandelt kinetische Energie in Druck

Erfahrung: Hauptsächlicher Druckaufbau im Eintrittsbereich mit Rezirkulationsgebieten (\overline{BC}).

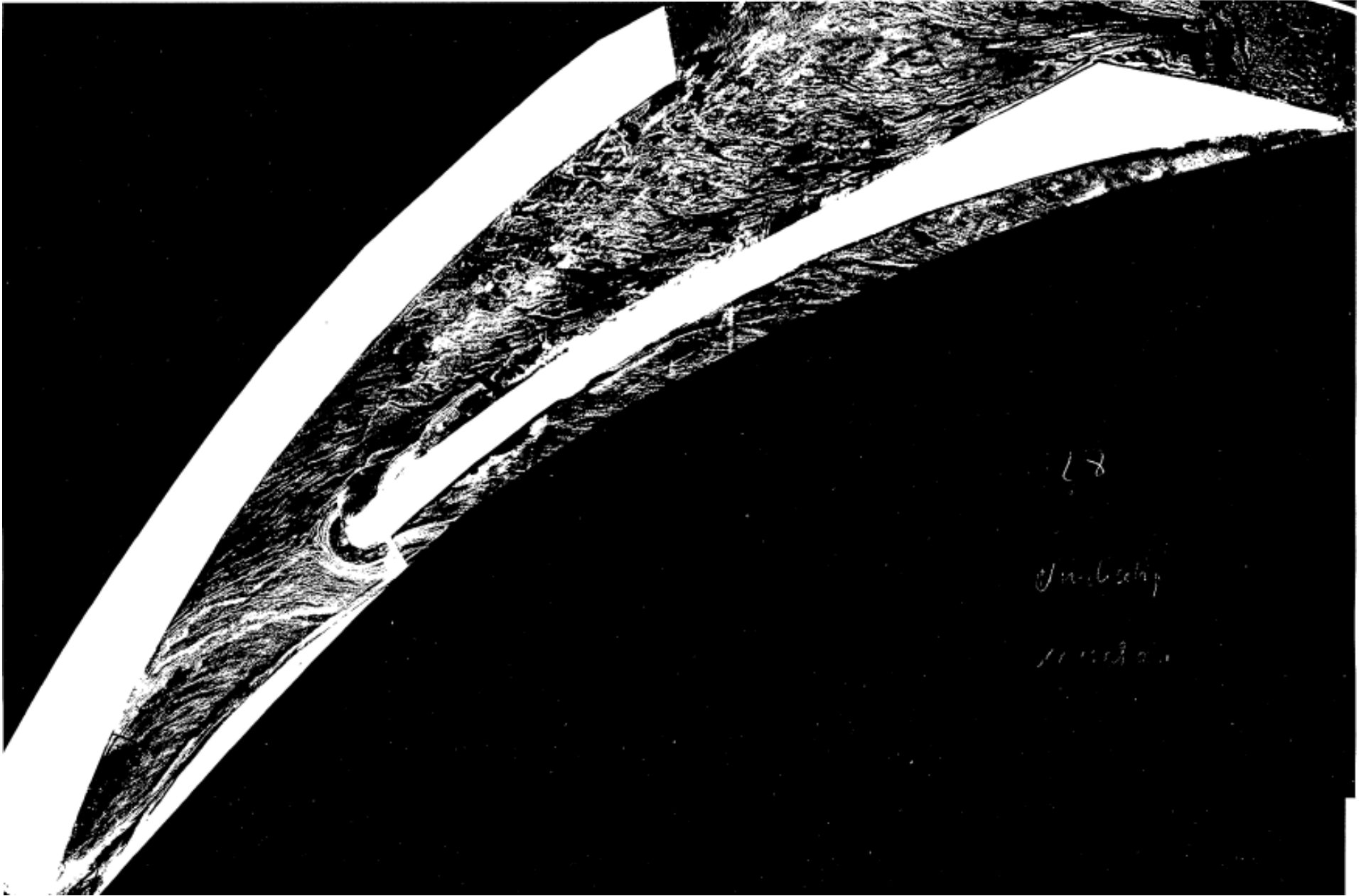
→ Kanalverbreiterung

$$c_{m3} = c_{m2} \cdot \frac{r_2 \cdot b_2}{r_3 \cdot b_3}$$

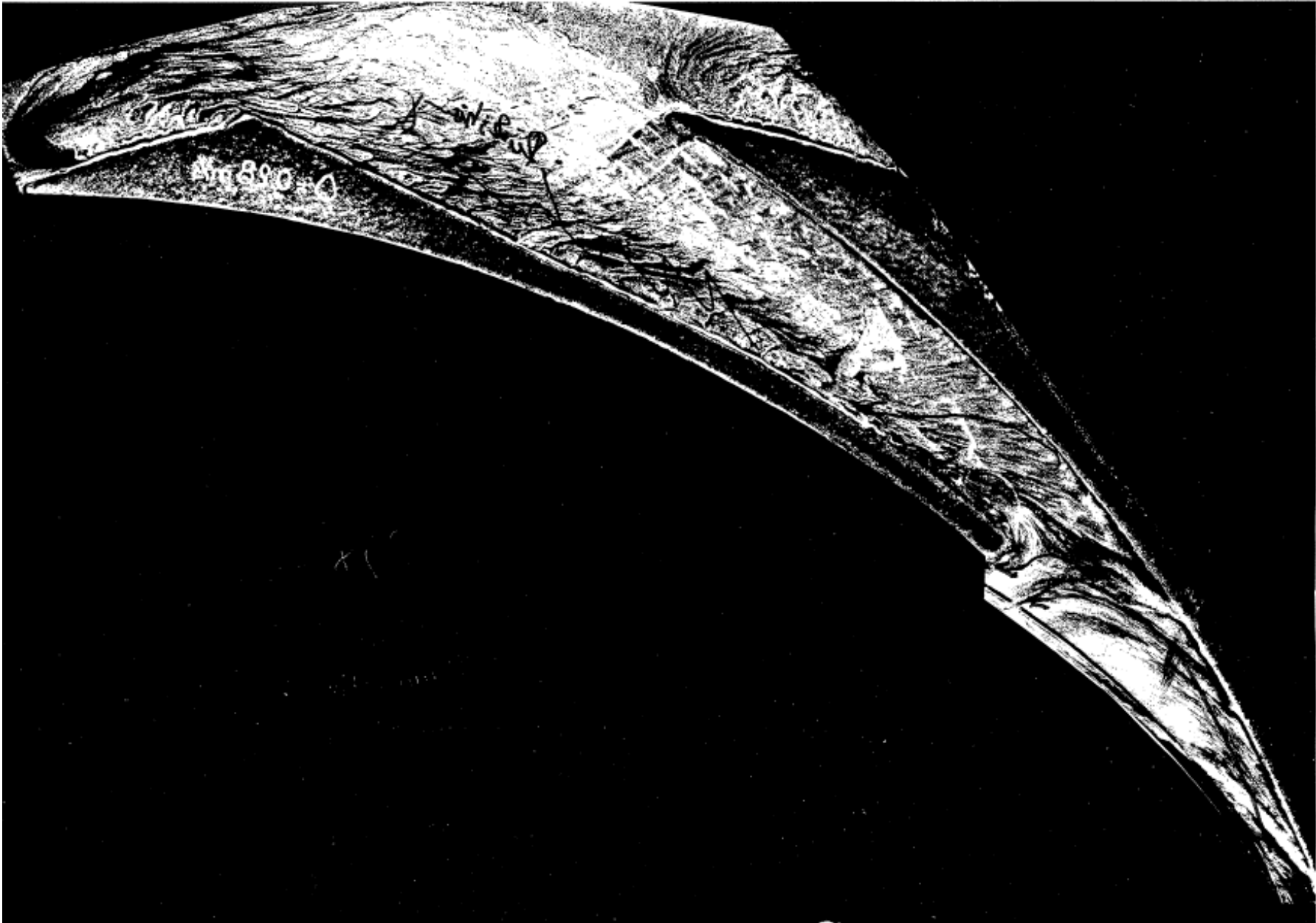
$$\frac{b_3}{b_2} \approx 1,1$$



2. Eindimensionale hydraulische Auslegung von Pumpen und Turbinen



2. Eindimensionale hydraulische Auslegung von Pumpen und Turbinen



2. Eindimensionale hydraulische Auslegung von Pumpen und Turbinen



2. Eindimensionale hydraulische Auslegung von Pumpen und Turbinen

Strömungswinkel zwischen Laufrad und Leitrad

„3“ direkt vor Le: $\tan \alpha_3 = \tan \alpha_2 \frac{b_2}{b_3}$

mit $\tan \alpha = \frac{c_m}{c_u}, c_m = \frac{Q}{2 \cdot \pi \cdot r \cdot b}, c_u \cdot r = \text{konst.}$

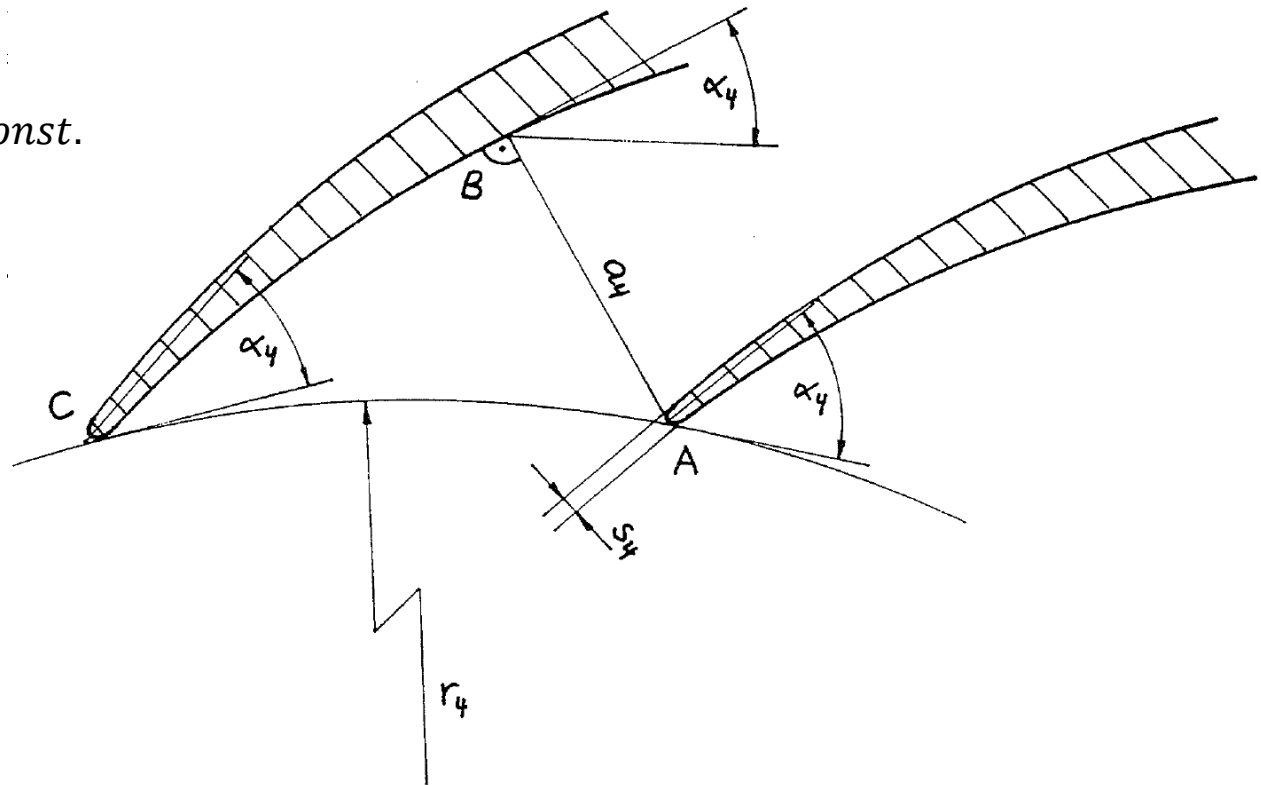
Strömungswinkel am Eintritt im Leitrad

„v“ direkt im Le: $\tan \alpha_4 = \mu \frac{t}{t-v} \cdot \tan \alpha_3$

n_q	klein	groß
μ	1.25	1.8

$$a_4 + s_4 = \frac{r_4}{\cos \alpha_4} \cdot e^{\frac{\pi}{zLe}} \sin 2 \cdot \alpha_4$$

Zwischen „B“ und „C“: Kreisbogen



2. Eindimensionale hydraulische Auslegung von Pumpen und Turbinen

Zahl der Leitschaufeln

$$z_{Le} = \frac{\pi \cdot D_4}{(b_4 + s_4)} \sin \alpha_4$$

um quadratischen Leitradeneintritt zu erhalten

- aber immer größer als Zahl der Laufschaufeln
- Zahl Leitschaufeln darf kein ganzzahliges Vielfaches der Zahl der Laufschaufeln sein:
→ Resonanzproblem!
- nicht zu viele Leitschaufeln

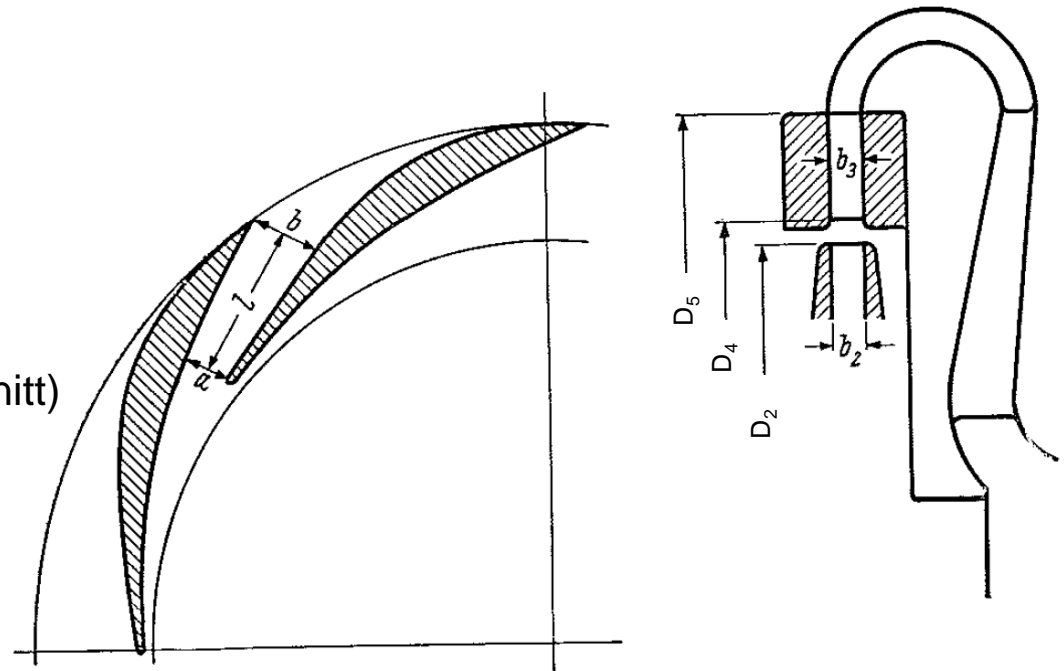
Öffnungswinkel des Leitradkanals:

6° (bei quadratischem Querschnitt)

bis 11° (bei stark rechteckigem Querschnitt)

Länge des Leitrades:

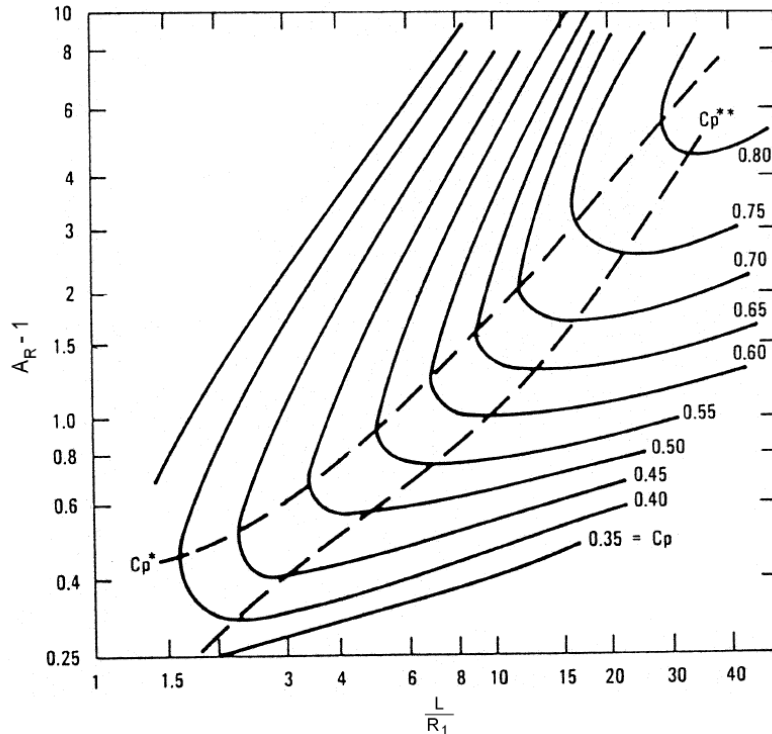
$$l/a \leq 4$$



2. Eindimensionale hydraulische Auslegung von Pumpen und Turbinen

Überprüfung der Güte der Leitradauslegung

Diffusorwirkung



C_p^* optimales Flächenverhältnis bei gegebener Länge

C_p^{**} optimale Länge bei gegebenem Flächenverhältnis

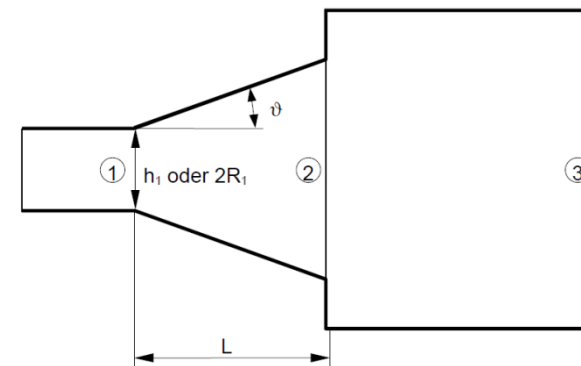
optimales Leitrad:

$$\text{Flächenverhältnis } A_{R,opt} = 1,05 + 0,184 \cdot \frac{l}{R_{eq}}$$

$$R_{eq} = \sqrt{\frac{a \cdot b_3}{\pi}} \quad \begin{array}{l} a: \text{ Le-Abstand (S.83)} \\ b_3: \text{ Le-Breite (S.83)} \end{array}$$

zur grafischen Auswertung der Diffusorwirkung:

→ siehe $R_1 \approx R_{eq}$



$$A_R = \frac{A_2}{A_1}$$

Quelle: Gülich, McDonald, Fox

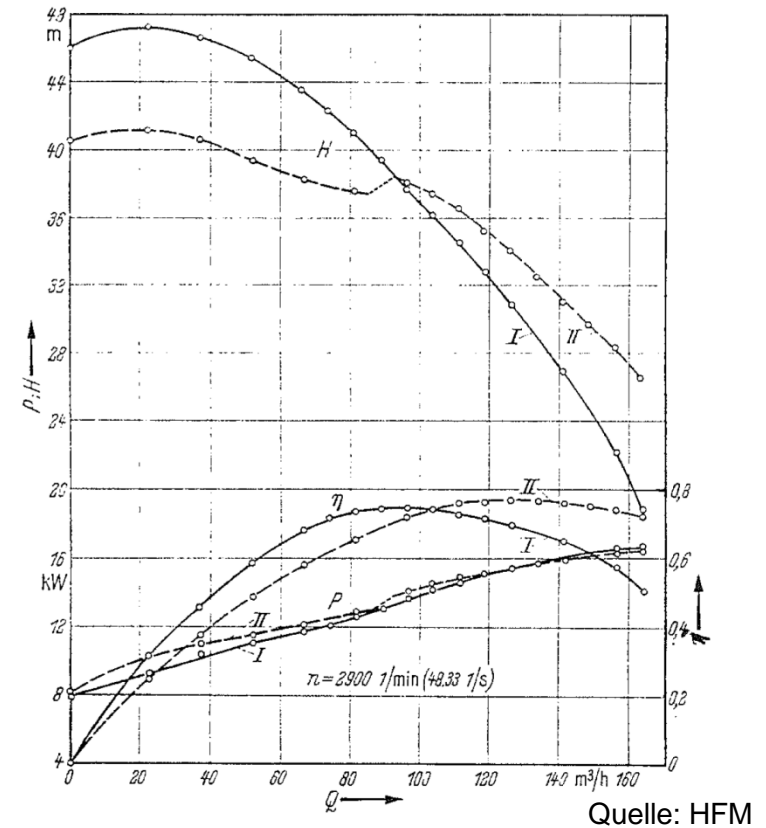
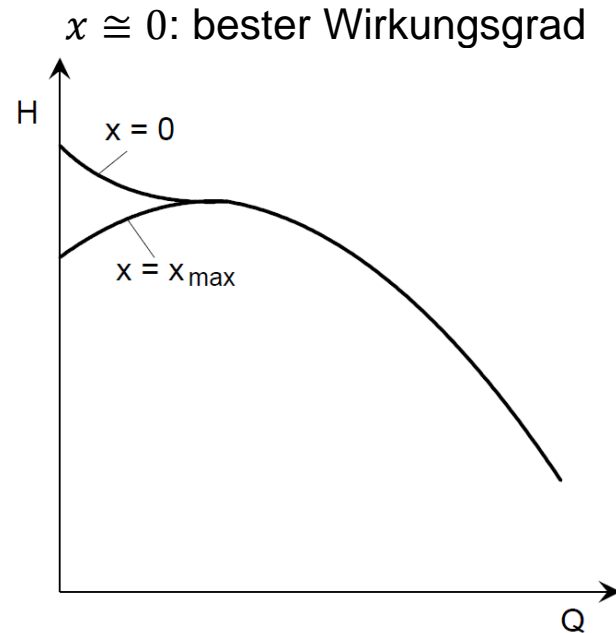
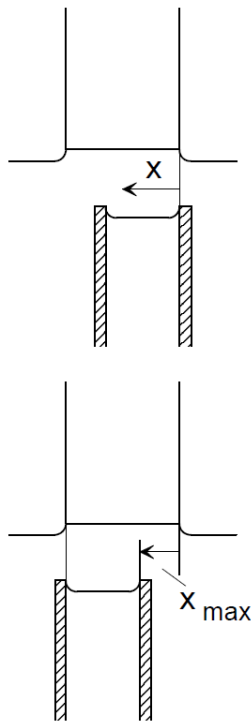
2. Eindimensionale hydraulische Auslegung von Pumpen und Turbinen

Abstand Laufrad-Leitrad

$\frac{r_4}{r_2} \approx 1,05 - 1,08$...nicht zu gering wählen wegen Nachlaufdellen des Laufrades

zu geringer Abstand La-Le hat negative Auswirkungen auf Radialkräfte und Kennlinienstabilität

wichtig: axiale Position Laufrad zu Leitrad



Quelle: HFM

Pumpe und Turbine

Kontrolle des Entwurfs

- Bestimme $c_m(r) = \frac{Q}{2 \cdot \pi \cdot r \cdot b(r) \cdot \frac{t(r)-v(r)}{t(r)}}$
- Bestimme $c_u(r) = \frac{c_m(r)}{\tan \alpha(r)}$
- Bestimme $c = \sqrt{c_m^2 + c_u^2}$
- Bestimme $L = c_u(r) \cdot r$



- Darstellung über abgewickelter Stromlinie
- u.U.: Design-Änderungen

Kriterien:

Turbine	Pumpe
gleichmäßige Dralländerung	gleichmäßige Dralländerung
gleichmäßige Beschleunigung	gleichmäßige Verzögerung

- im Relativsystem

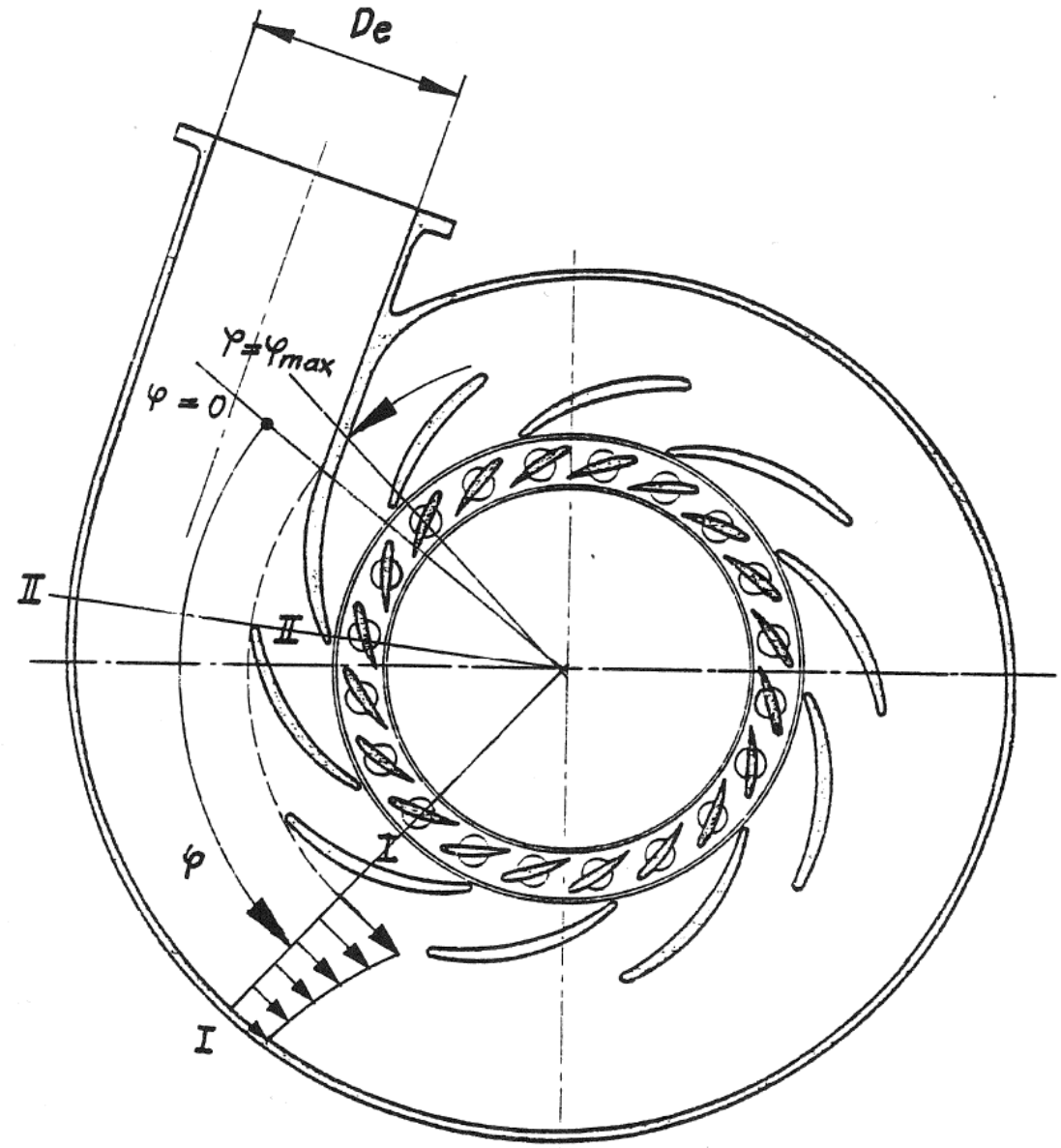
2. Eindimensionale hydraulische Auslegung von Pumpen und Turbinen

Spiralentwurf

Die Spirale leitet

{ Turbine: dem Laufrad die Strömung zu
Pumpe: vom Laufrad die Strömung ab }

so dass über dem Umfang (im Auslegepunkt) überall die gleichen Geschwindigkeiten c_u herrschen. Dann herrscht auch überall der gleiche Druck, und die Radialkraft auf das Rad wird Null.



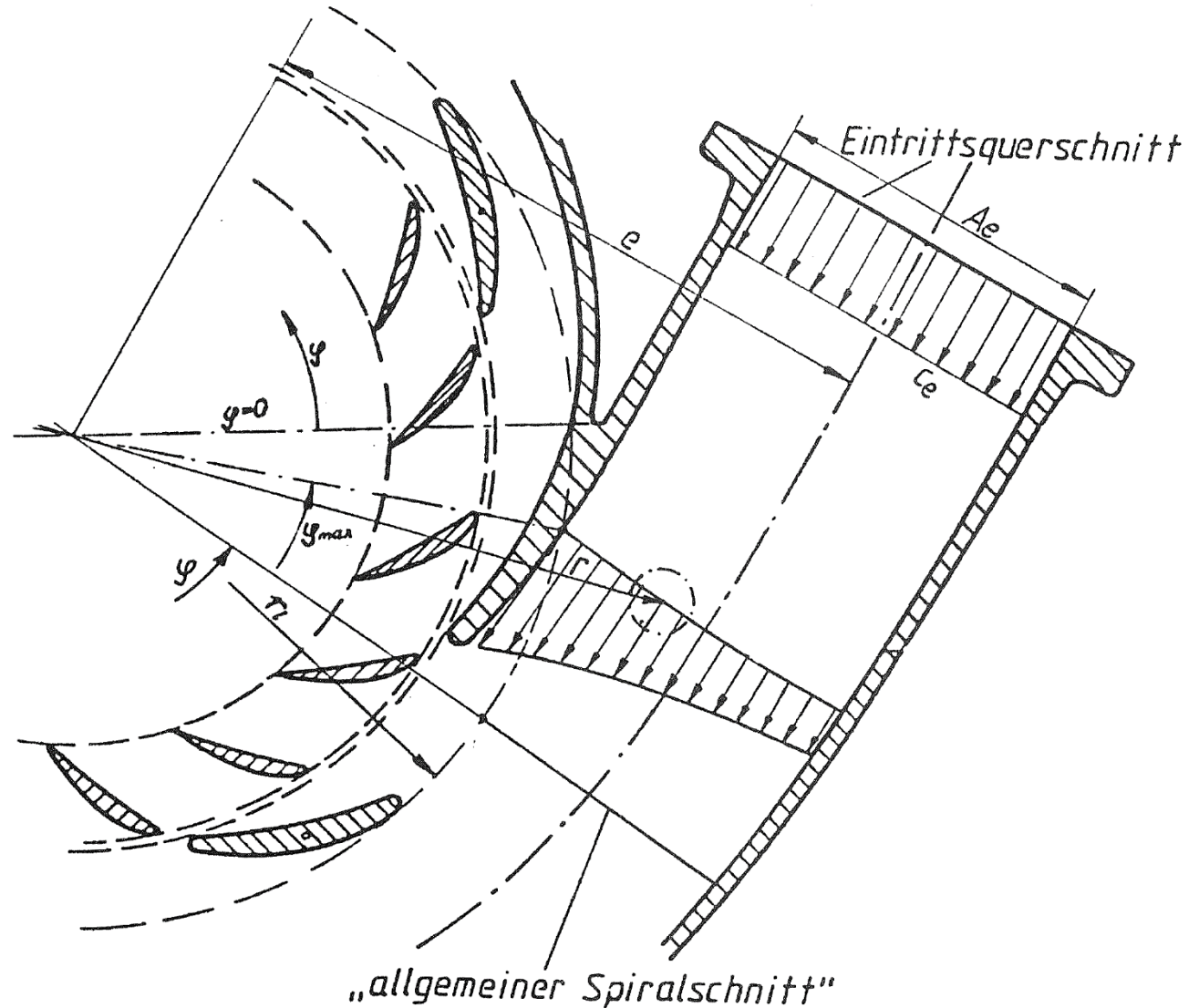
Quelle: Ziegler

2. Eindimensionale hydraulische Auslegung von Pumpen und Turbinen

Turbine

Wahl des Eintrittsquerschnitts:

n_q	27	82
n_s	100	300
D_e	$0,6 \cdot D_{2a}$	$1,4 \cdot D_{2a}$



Quelle: Ziegler

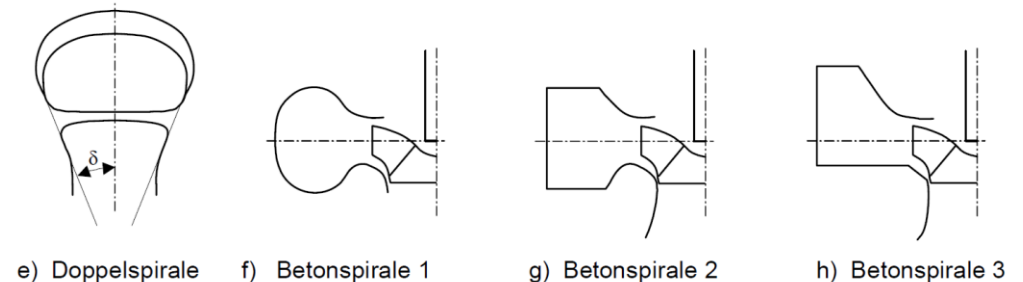
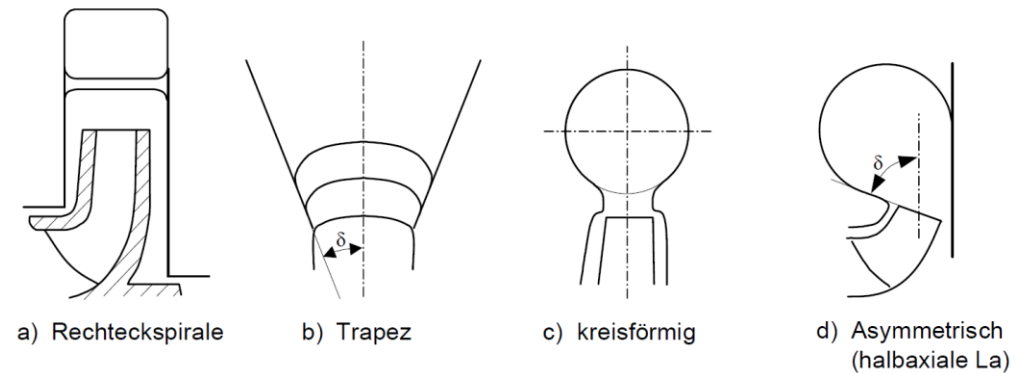
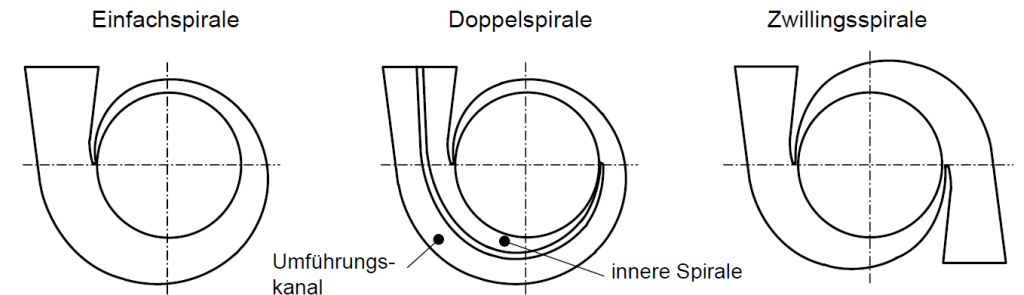
2. Eindimensionale hydraulische Auslegung von Pumpen und Turbinen

Pumpen

- Einfachspiralen:
- günstige Herstellkosten
 - hohe Radialkraft bei Teillast
 - $n_q < 40$ / $H \leq 100$

- Doppelspiralen:
- Reduktion der Radialkräfte
 - Kraftaufnahme bei hohen Drücken (Festigkeit)
 - $Q_A \approx 1,05 - 1,25 \cdot Q_{opt}$

- Endquerschnitt: evtl. genormt:
-) DIN24255
 -) DIN24256
 -) ISO2858
- zulässige Strömungsgeschw. im Druckrohr
 - Begrenzung der Diffusorverluste



Quelle: Gülich

2. Eindimensionale hydraulische Auslegung von Pumpen und Turbinen

$$dQ = c_u(r) \cdot b(r) dr$$

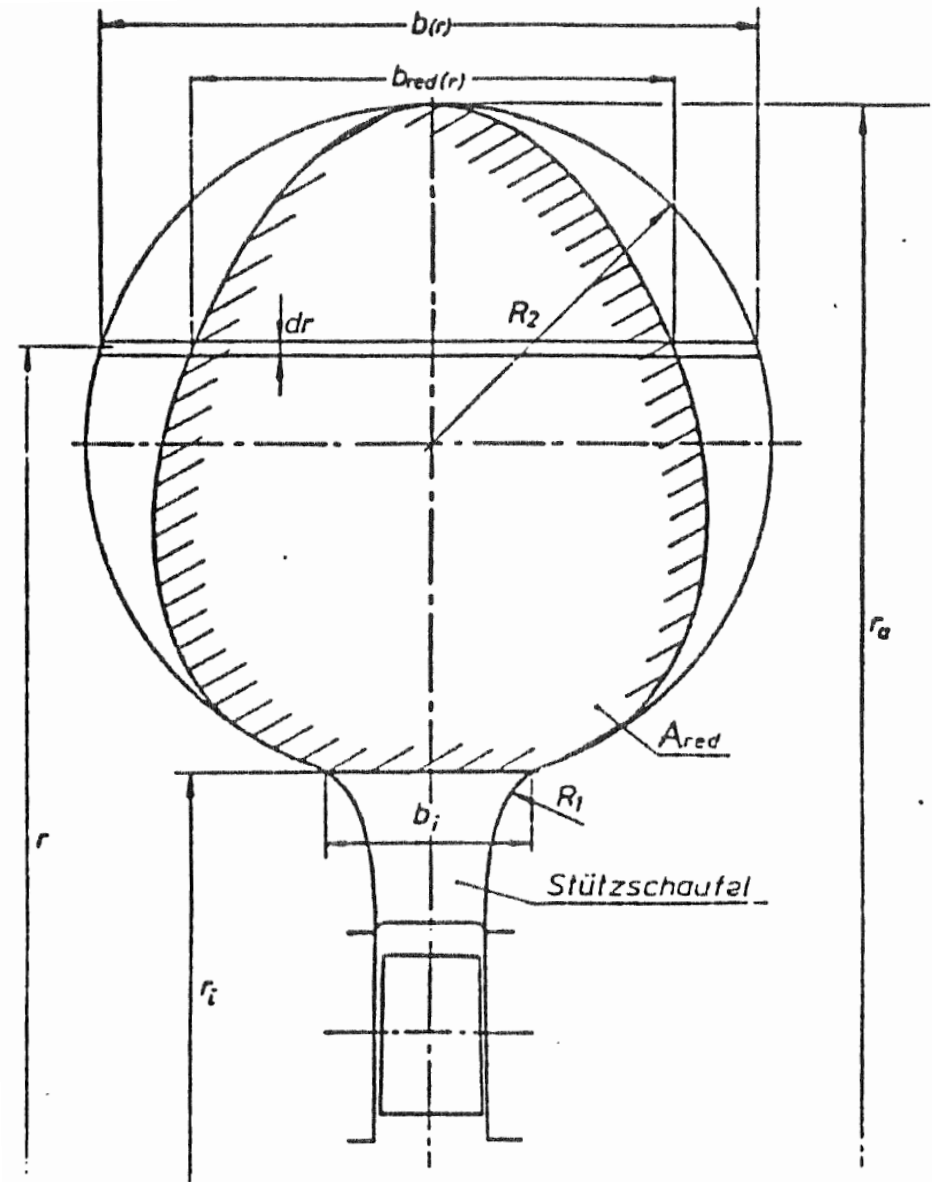
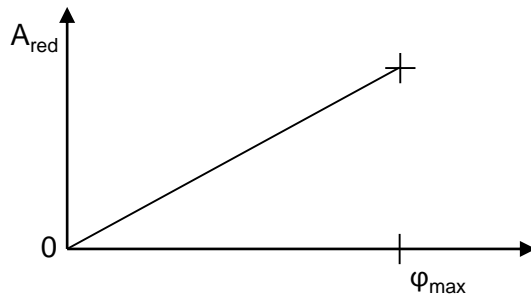
$$c_u = \frac{c_{ui} \cdot r_i}{r}$$

$$\rightarrow Q = c_{ui} \int \frac{r_i}{r} b(r) dr = c_{ui} A_{red}$$

Def.: $b_{red} = \frac{r_i}{r} b(r)$

$$A_{red} = \int \frac{r_i}{r} b(r) dr = \int b_{red} dr$$

Für rotationssymmetrischen Zustrom/Abstrom zum/vom Laufrad muss A_{red} linear mit φ abnehmen.



Quelle: Ziegler

2. Eindimensionale hydraulische Auslegung von Pumpen und Turbinen

Konstruktion der Spiralengeraden / A_{red} – Geraden

→ Zur sicheren Beschleunigung **aller** Stromfäden: wähle ersten eigentlichen Spiralquerschnitt ca. 5% kleiner als A_e .

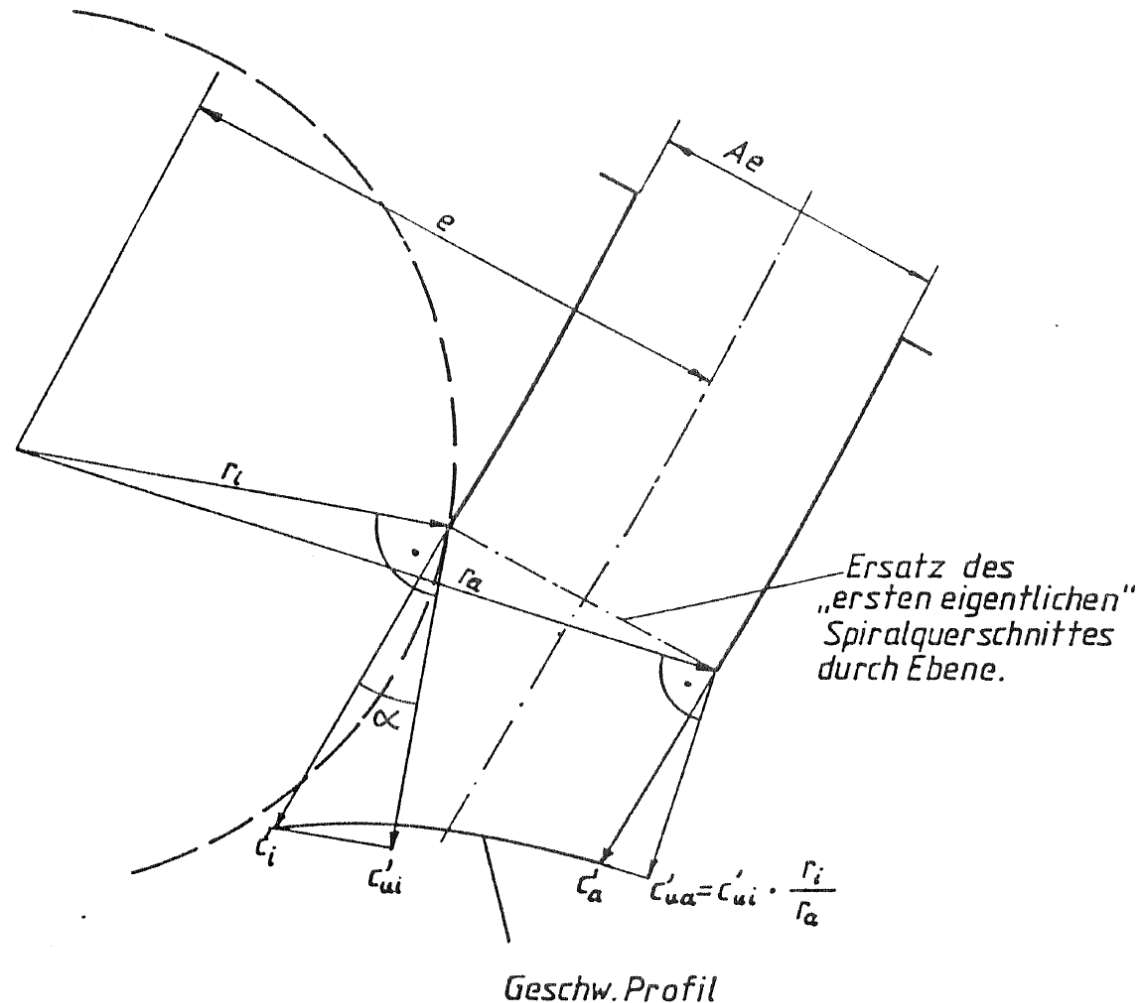
→ Zur Berechnung der Umfangsgeschwindigkeit

$$c_{ui}' = c_i \cdot \cos \alpha$$

Wegen Konstanz des Dralls:

$$c_u' = \frac{c_{ui}' \cdot r_i}{r} \rightarrow \text{Geschwindigkeitsprofil}$$

Problem: Verlauf c , c_u unbekannt



Quelle: Ziegler

2. Eindimensionale hydraulische Auslegung von Pumpen und Turbinen

Ermittlung des Profiles $c_u(r)$ und $A_{red}(\varphi_{max})$

- Treffe Annahme $c'_i = 1 \text{ m/s}$
- Konstruiere $c'_{ui} = c'_i \cdot \cos \alpha = \cos \alpha$
- Damit liegt Profil $c'_u(r)$ fest:

$$c'_u(r) = \frac{c'_{ui} \cdot r_i}{r} = \cos \alpha \frac{r_i}{r}$$

Integration liefert die Hilfsgröße Q'

$$Q' = \int c'_u dA = \underbrace{c'_{ui}}_{\cos \alpha} \int \frac{r_i}{r} b(r) dr$$

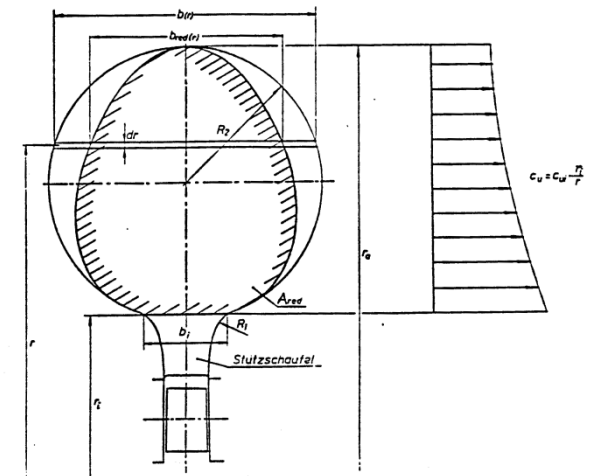
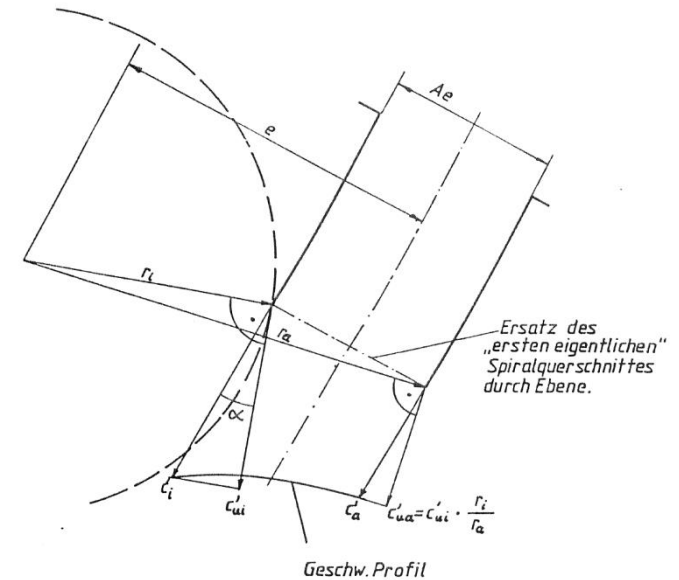
Integration numerisch $Q' = r_i \cos \alpha \sum_n \frac{b(r_n)}{r_n} \Delta r_n$

$$\text{analytisch } Q' = r_i \cos \alpha \int \frac{b(r)}{r} dr$$

$$\text{mit } b^2 + [r - r_M]^2 = R^2 \text{ (Kreisspirale)}$$

Korrigiere $c_{ui} = c'_{ui} = \frac{Q_{Spirale}}{Q'}$

Berechne $Q_{Spirale} = c_{ui} A_{red}(\varphi_{max}) \Rightarrow \text{nach } A_{red}(\varphi_{max}) \text{ auflösen und } A_{red} \text{ -Gerade zeichnen}$

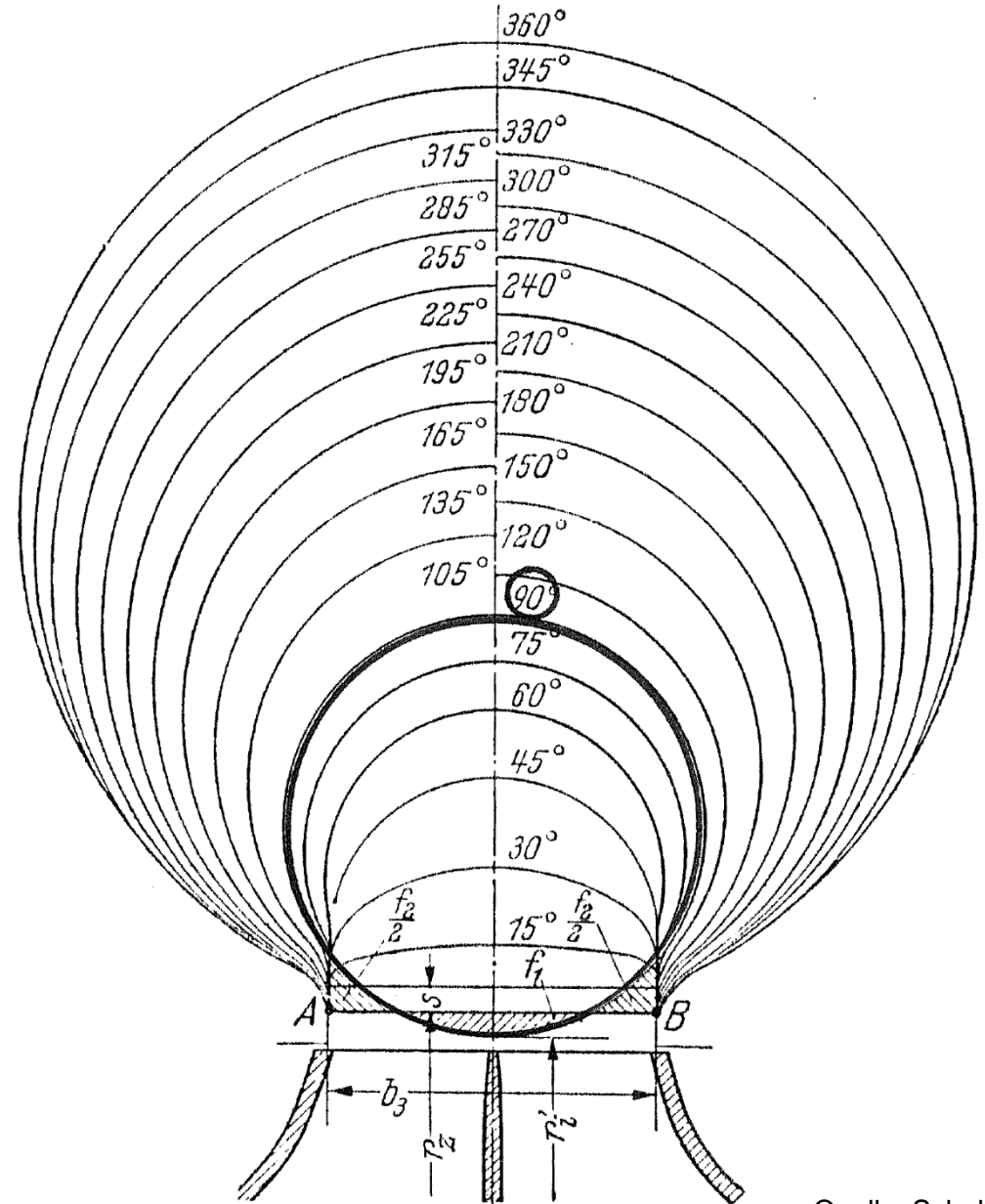
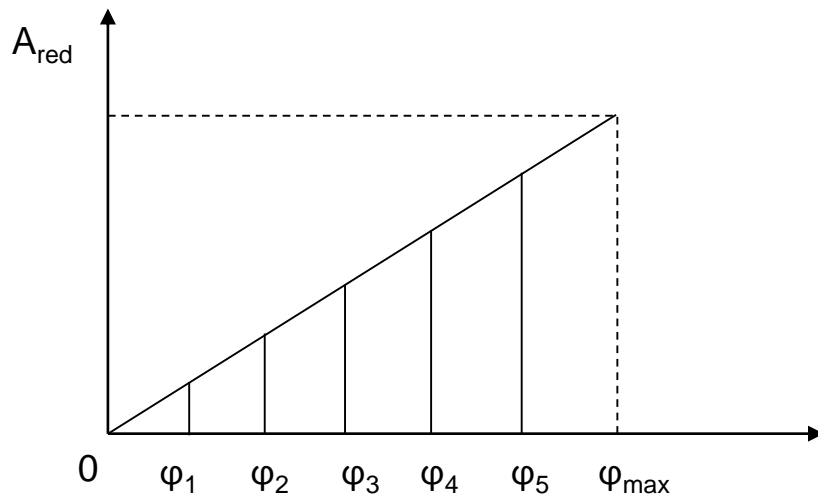


2. Eindimensionale hydraulische Auslegung von Pumpen und Turbinen

Lies an beliebigen Stellen φ den erforderlichen Wert A_{red} ab.

Üblich: Gleichmäßige Winkelabstände

Der Konstrukteur muss an den ausgewählten Stellen φ die Querschnittsfläche der Spirale so wählen, dass sich der geforderte Wert $A_{\text{red}}(\varphi)$ einstellt.



Quelle: Schulz

2. Eindimensionale hydraulische Auslegung von Pumpen und Turbinen

Alternative Methode für A_{red} - Gerade

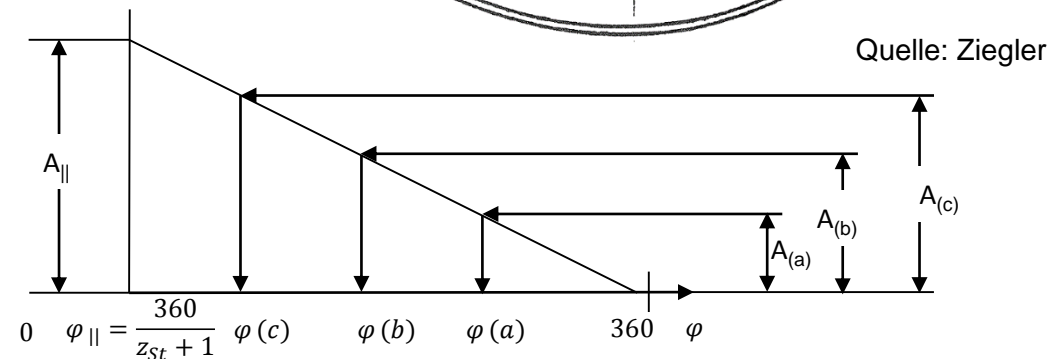
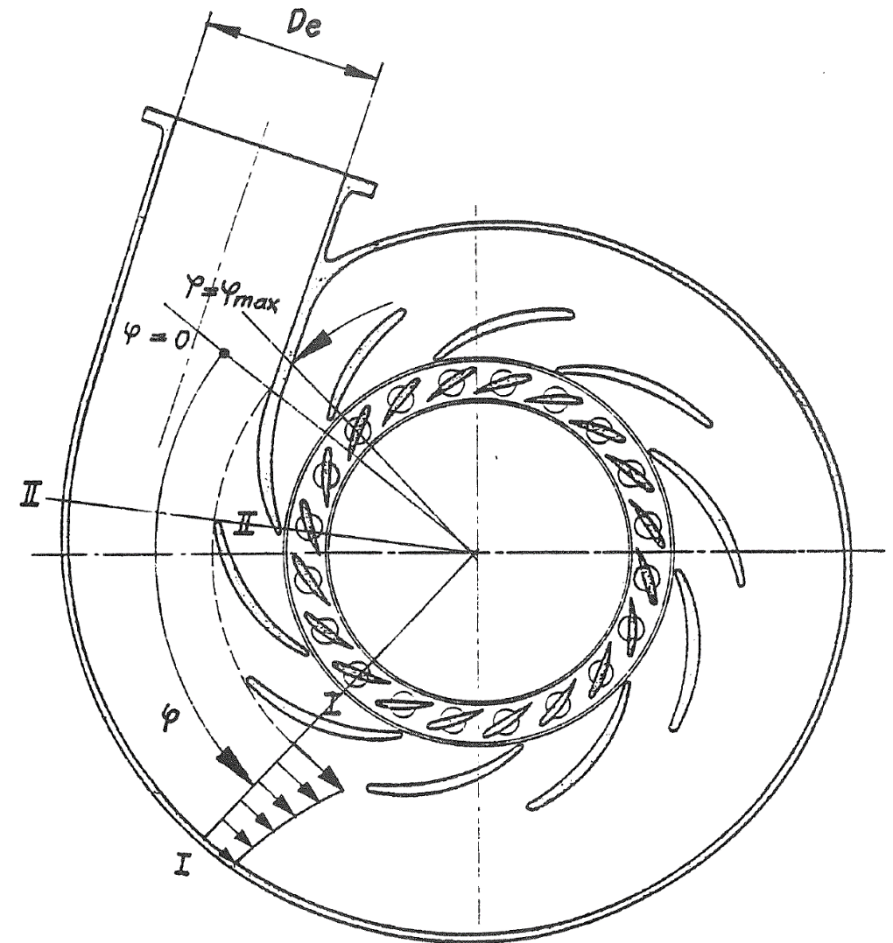
- Betrachte Querschnitt II: $\varphi = \varphi_{||}$

$$A_{||} = \frac{\pi}{4} D_e^2 \alpha \frac{z_{St}}{z_{St} + 1}$$

- $\frac{z_{St}}{z_{St}+1}$ berücksichtigt, dass bei II bereits ein Stützschaufelkanal aus Spirale entnommen wurde
- Stelle II besser geeignet als $\varphi = 0$, weil bei $\varphi = 0$ noch kein Spiralenprofil der Geschwindigkeit
- Sporn wird nicht als Stützschaufel gezählt
- $\alpha \lesssim 1$ zur Beschleunigung
- Betrachte Spiralenende $\varphi = \varphi_{max} < 360^\circ$

$$A(\varphi_{max}) = 0$$

- Wähle Winkellagen φ und lies erforderliches $A(\varphi)$ ab.



Quelle: Ziegler

2. Eindimensionale hydraulische Auslegung von Pumpen und Turbinen

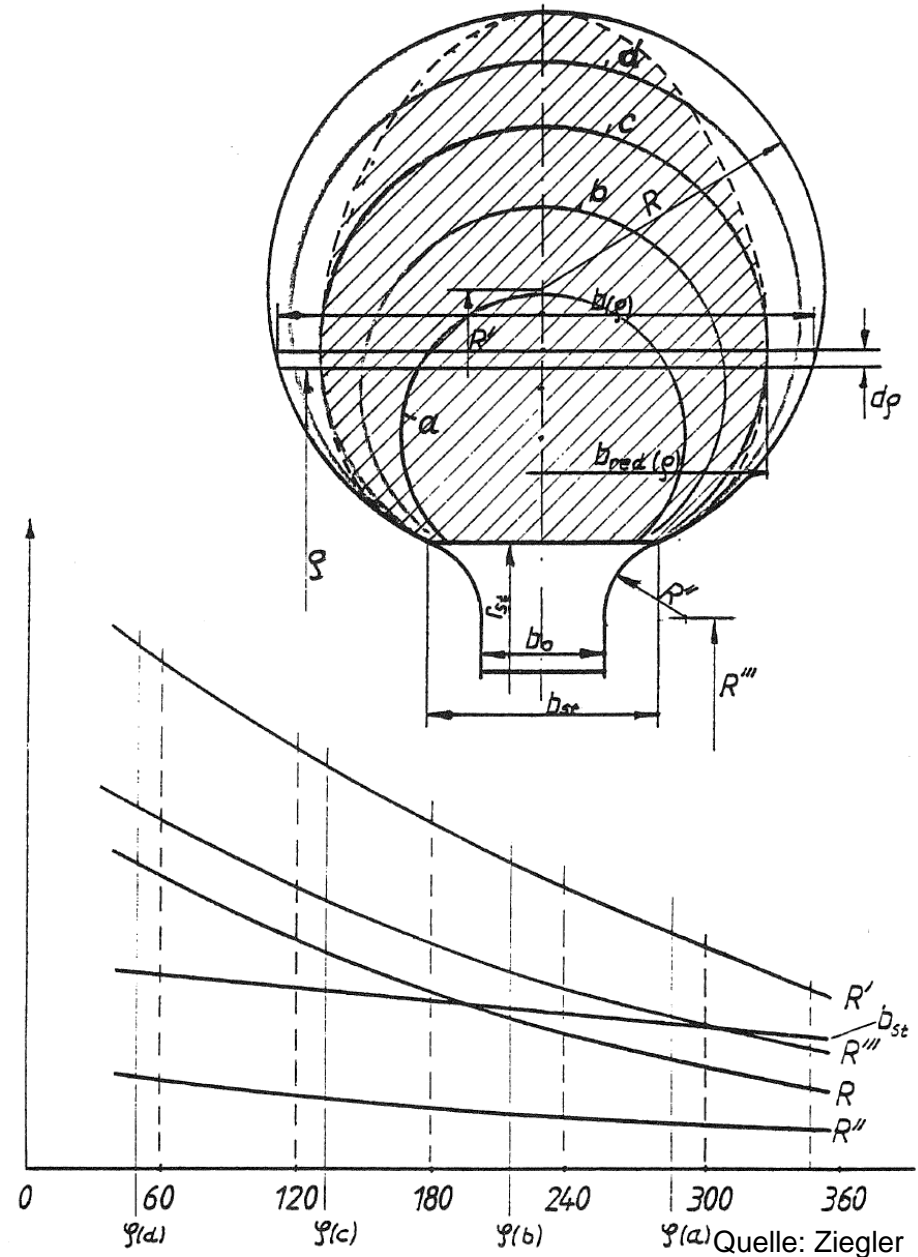
- Es müssen die Formen der Querschnittsflächen so konstruiert werden, dass sie die Flächeninhalte $A_{\text{red}}(\varphi)$ annehmen.

In der Wahl der Form ist der Konstrukteur frei.

Beispiel: „*Kreisspirale*“ Die Flächeninhalte werden durch b_0 , b_{St} , R , R' , R'' und R''' festgelegt

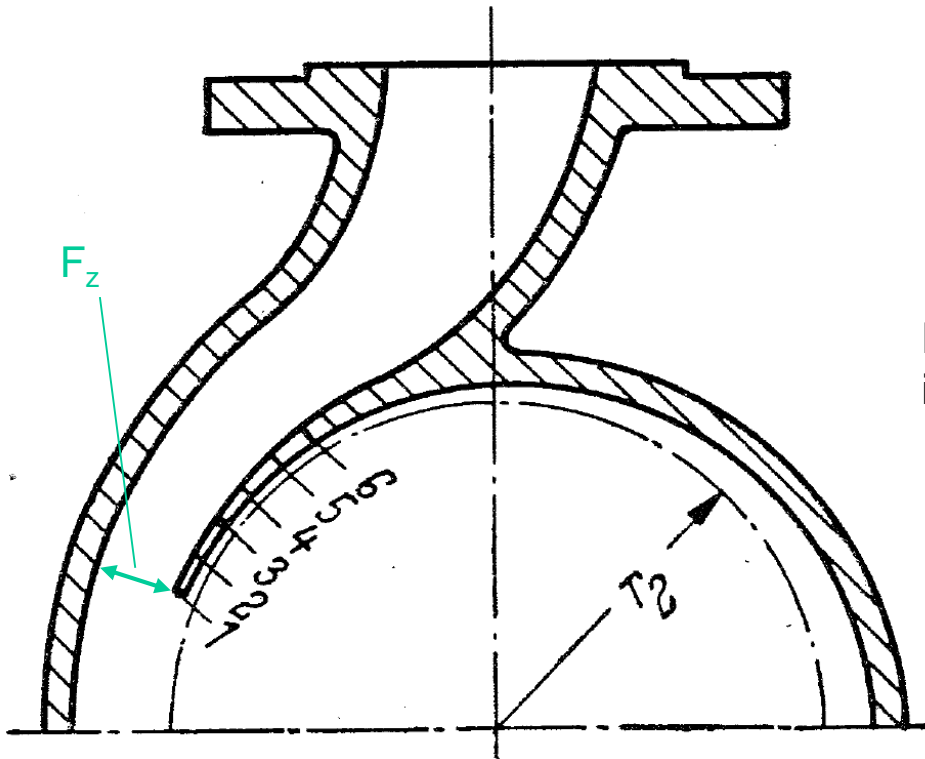
1. Zeichne $A(\varphi=0)$ bzw. A_{\parallel}
2. Prüfe, dass $A(\varphi)$ das geforderte $A_{\text{red}}(\varphi=0)$ liefert, Formel s.S. 90
3. Zeichne beliebige Querschnitte a,b,c,d
4. Ermittle zugehörige b_0 , b_{St} , R , R' , R'' und R'''
5. Ermittle $A_{\text{red}}(a,b,c,d)$
6. Lies aus $A_{\text{red}}(\varphi)$ die Winkel φ_a , φ_b , φ_c , φ_d ab
7. Trage b_0 , b_{St} , R , R' , R'' und R''' als Funktion von φ auf.

→ Beliebige Querschnitte können konstruiert werden.

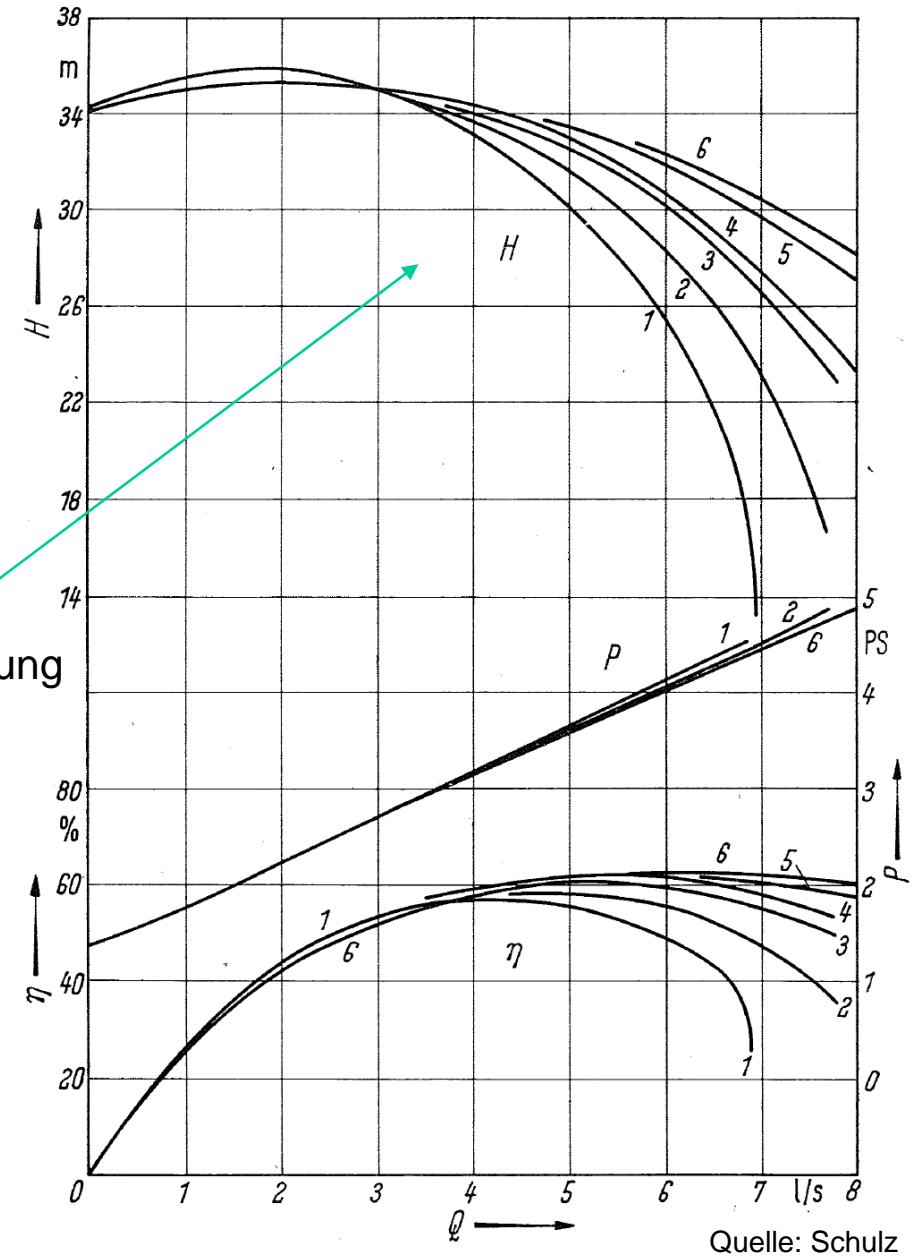


2. Eindimensionale hydraulische Auslegung von Pumpen und Turbinen

Die Länge des Sporns hat Einfluss auf die Kennlinie



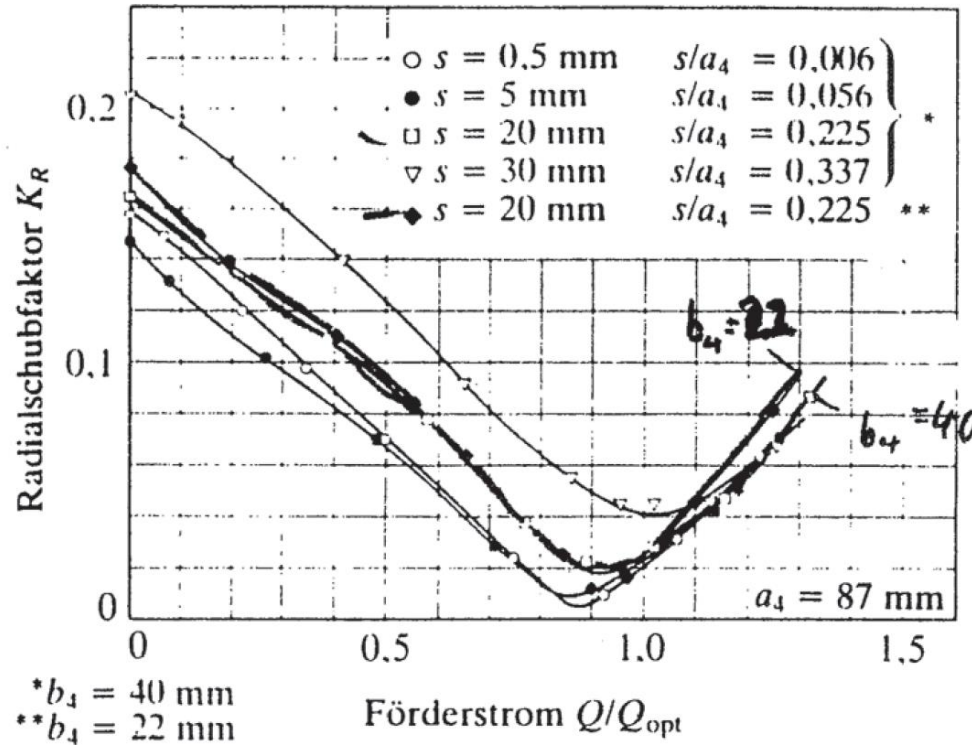
Drosselwirkung
infolge F_z



Quelle: Schulz

2. Eindimensionale hydraulische Auslegung von Pumpen und Turbinen

Der Sporndurchmesser hat Einfluss auf die Radialkraft.



Quelle: Wesche, Sulzer

Wirkungsgrad unverändert bis

$$s/a_4 < 0,04$$

$$s/a_4 > 0,04$$

besserer Teillastwirkungsgrad aber
kontinuierliche Abnahme des optimalen
Wirkungsgrades

3. NACA-Auslegeverfahren für Axialmaschinen

Übersicht über die NACA Profilsystematik

Vorgehensweise bei der NACA Auslegung

Einfluss der Zu- und Abströmung

Auslegungs- / Berechnungsbeispiel anhand einer Kaplan-Turbine

3. NACA-Auslegeverfahren für Axialmaschinen

Vereinfachungen für eindimensionale Verfahren sind oft zu grob und führen zu ungenauen Ergebnissen.

- stark gekrümmte Stromlinien
- c_m entlang Trajektorien nicht konstant, zu unterschiedlich
- Genaue Teilflutraderteilung erforderlich

→ **experimentelle** Verfahren

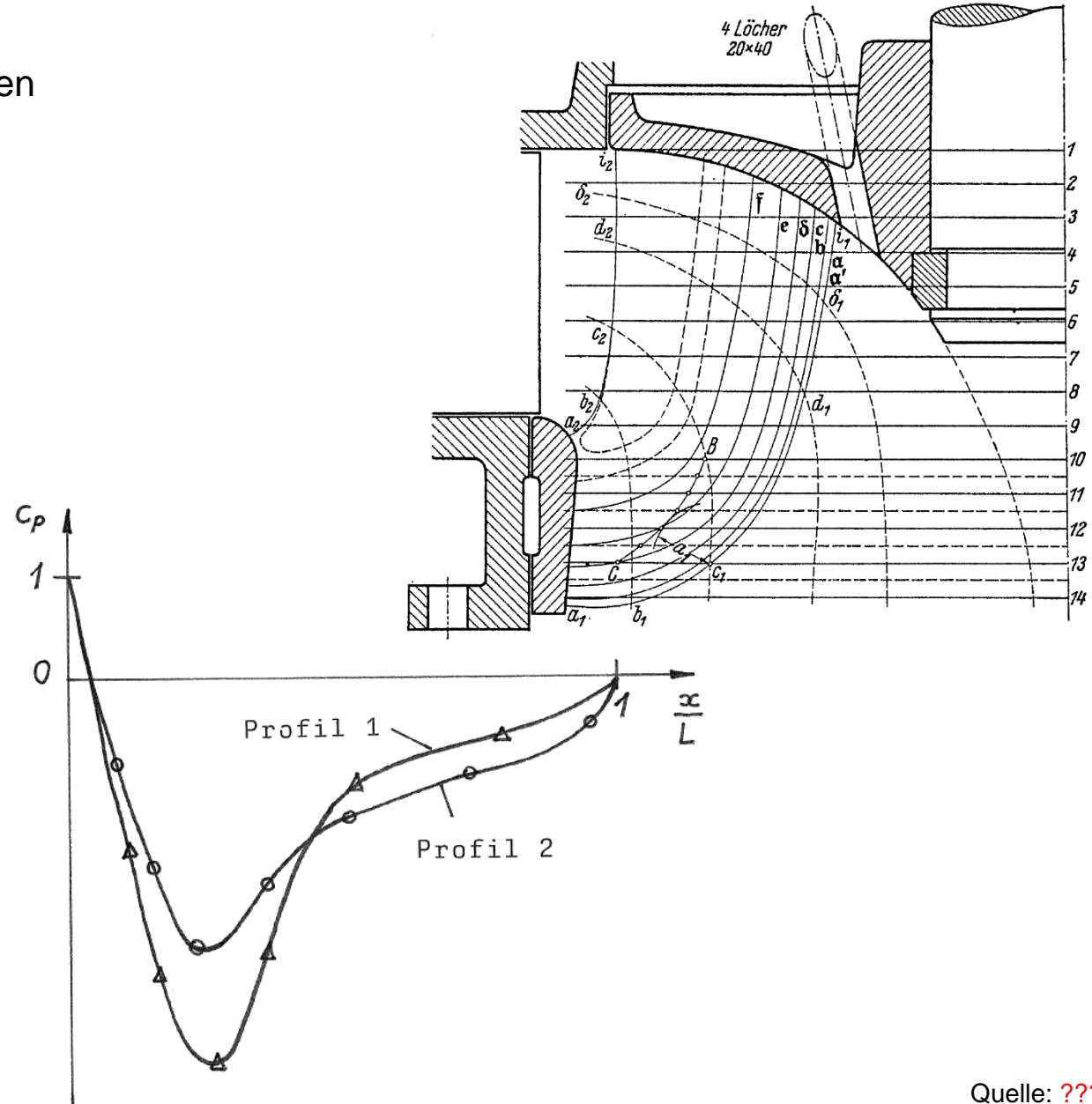
NACA, C4, Göttinger, Munk-Profile

nur für Axialmaschinen: Kaplan-,
Rohrturbinen, Axialpumpen

→ **Rechenverfahren**

Stromlinienkrümmungsverfahren

Singularitätenverfahren



Quelle: ???

3. NACA-Auslegeverfahren für Axialmaschinen

NACA-Auslegeverfahren für Axialmaschinen

- Experimentell entwickeltes Auslegeverfahren
- Ursprünglich für Axialkompressoren in der Luftfahrt
- Auch anwendbar auf:
 - Wasserströmung: Reynolds-Ähnlichkeit
 - Turbinenströmung

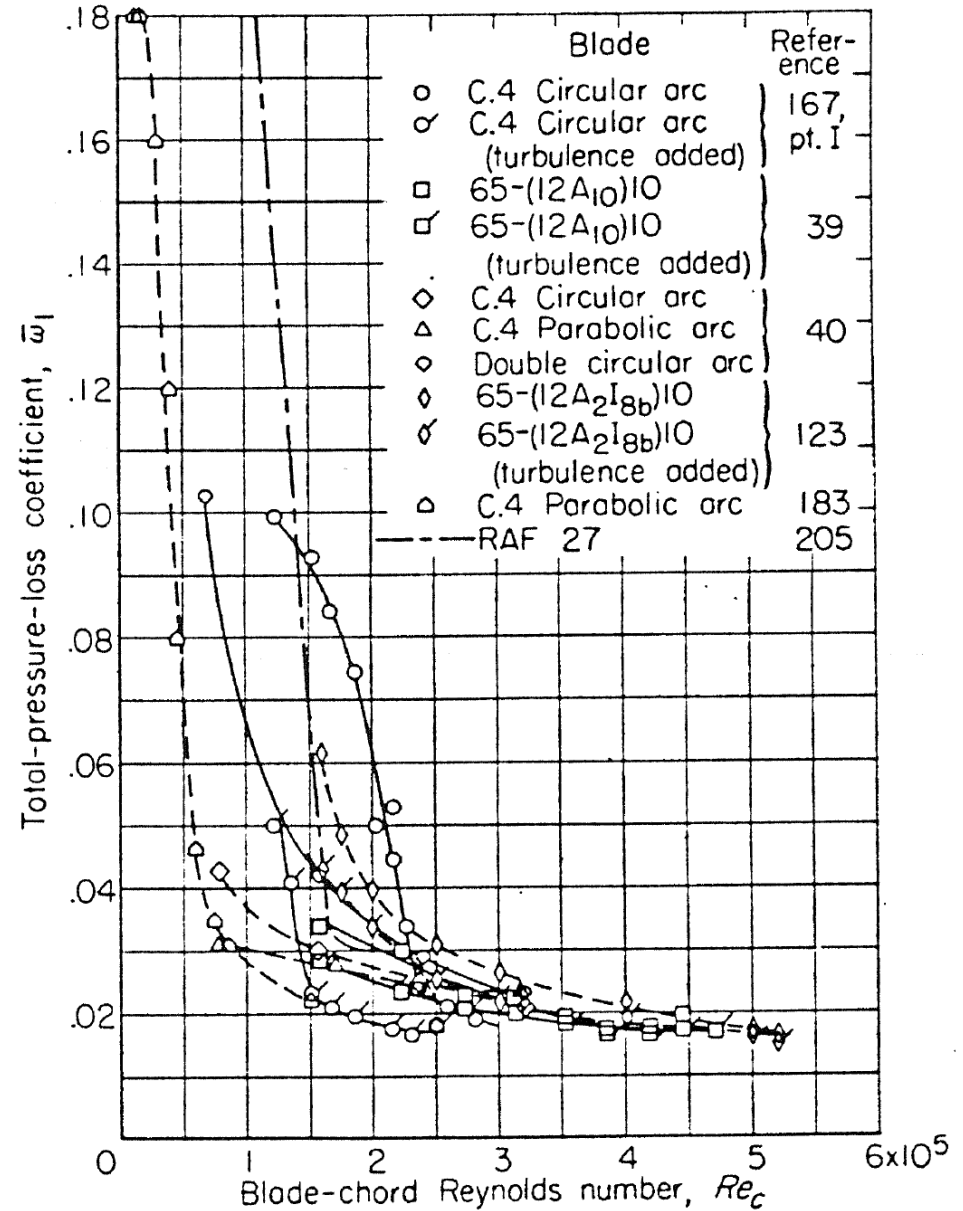
Reynolds-Ähnlichkeit: beschreibt Reibung relativ zur Trägheit

Strömung um Schaufelprofile:

$$Re_{Kompressor} = O(10^4)$$

$$Re_{Pumpe} = O(10^5)$$

$$Re_{Turbine} = O(10^6)$$



Quelle: ???

3. NACA-Auslegeverfahren für Axialmaschinen

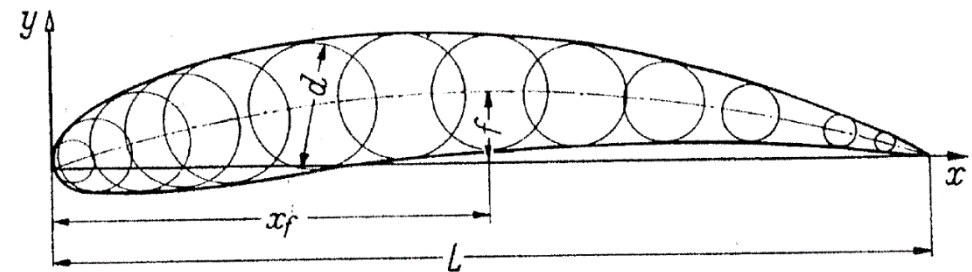
Die NACA-Profil-Systematik

- **vierziffrige Profile**

- 1.Ziffer: Wölbung f/L
- 2.Ziffer: Wölbungsrücklage x_f/L in 10%-Schritten
- 3.Ziffer: } Dickenverhältnis d/L in %
- 4.Ziffer: }
- 5.Ziffer: Nasenradius
- 6.Ziffer: Dickenrücklage in 10%-Schritten

Bsp.: NACA 0012-64

symmetrisches Profil mit 12%
Dickenverhältnis, normalem
Nasenradius und 40% Dickenrücklage



Quelle: ???

- **fünzfiffrige Profile**

- 1.Ziffer: c_A bei geometrisch stoßfreier Anströmung
- 2.Ziffer: } doppelte Wölbungsrücklage %
- 3.Ziffer: }
- 4.Ziffer: } Dickenverhältnis d/L in %
- 5.Ziffer: }

Bsp.: NACA 43012

$c_A = \text{Nr.4}$
15% Dickenrücklage
12% Dickenverhältnis

5.Ziffer	0	3	6	9
$\frac{\text{Ist - Radius}}{\text{Normal - Radius}}$	0	0,25	1	3

3. NACA-Auslegeverfahren für Axialmaschinen

- **Neuere fünfziffrige NACA-Profile**

- 1.Ziffer: Profilreihe
- 2.Ziffer: Druckminimum-Rücklage in 10%-Schritten
- 3.Ziffer: c_A bei geometrisch stoßfreier Anströmung
- 4.Ziffer: } Dickenverhältnis d/L in %
- 5.Ziffer: }

- Index:
- Δc_A -Bereich (in Zehntel) mit laminarer Umströmung des symmetrischen Profils
 - Bei verzerrten Profilen: d/L des Ausgangsprofils

Bsp.: NACA 65₂-015

- Profilreihe 6
- 50% p_{\min} -Rücklage
- symmetrisches Profil
- 15% Dickenverhältnis
- über $\Delta c_A = 0,2$ laminare Umströmung

Bsp.: NACA 64₃₁₈-419

- Profilreihe 6
- 40% p_{\min} -Rücklage
- $c_A = 0,4$
- 19% Dickenverhältnis
- über $\Delta c_A = 0,3$ laminare Umströmung
- Ursprüngliches Profil mit 18% Dickenverhältnis

3. NACA-Auslegeverfahren für Axialmaschinen

Laminarprofile symmetrischer Form

	Normalprofil NACA 65-010	Kompressor- Profil NACA 65-010 oder NACA 65(216)-010	Kompressor- Profil NACA 65-010 mit 1% Hinterkanten- radius	NACA 65-006	NACA 65-008	NACA 65 ₁ -012	NACA 65 ₂ -015	NACA 65 ₃ -018
<i>x</i>	<i>y</i>	<i>y</i>	<i>y</i>	<i>y</i>	<i>y</i>	<i>y</i>	<i>y</i>	<i>y</i>
0	0	0	0	0	0	0	0	0
0,5	0,772	0,752	0,752	0,476	0,627	0,923	1,124	1,337
0,75	0,932	0,890	0,890	0,574	0,756	1,109	1,356	1,608
1,25	1,169	1,124	1,124	0,717	0,945	1,387	1,702	2,014
2,5	1,574	1,571	1,571	0,956	1,267	1,875	2,324	2,751
5,0	2,177	2,222	2,222	1,310	1,745	2,606	3,245	3,866
7,5	2,647	2,709	2,709	1,589	2,118	3,172	3,959	4,733
10,0	3,040	3,111	3,111	1,824	2,432	3,647	4,555	5,457
15	3,666	3,746	3,746	2,197	2,931	4,402	5,504	6,606
20	4,143	4,218	4,218	2,482	3,312	4,975	6,223	7,476
25	4,503	4,570	4,570	2,697	3,599	5,406	6,764	8,129
30	4,760	4,824	4,824	2,852	3,805	5,716	7,152	8,595
35	4,924	4,982	4,982	2,952	3,938	5,912	7,396	8,886
40	4,996	5,057	5,057	2,998	3,998	5,997	7,498	8,999
45	4,963	5,029	5,029	2,983	3,974	5,949	7,427	8,901
50	4,812	4,870	4,870	2,900	3,857	5,757	7,168	8,568
55	4,530	4,570	4,570	2,741	3,638	5,412	6,720	8,008
60	4,146	4,151	4,175	2,518	3,337	4,943	6,118	7,267
65	3,682	3,627	3,768	2,246	2,791	4,381	5,403	6,395
70	3,156	3,038	3,362	1,935	2,553	3,743	4,600	5,426
75	2,584	2,451	2,955	1,594	2,096	3,059	3,744	4,396
80	1,987	1,847	2,549	1,233	1,617	2,345	2,858	3,338
85	1,385	1,251	2,142	0,865	1,131	1,630	1,977	2,295
90	0,810	0,749	1,735	0,510	0,664	0,947	1,144	1,319
95	0,306	0,354	1,329	0,195	0,252	0,356	0,428	0,490
100	0	0	0	0	0	0	0	0
Radius an Profilmase Hinterkante	0,687 —	0,666 0,150	0,666 1,000	0,240 —	0,434 —	1,000 —	1,505 —	1,960 —

3. NACA-Auslegeverfahren für Axialmaschinen

Empfehlung:

Gasturbinenprofile „Beschleunigungsgitter“:

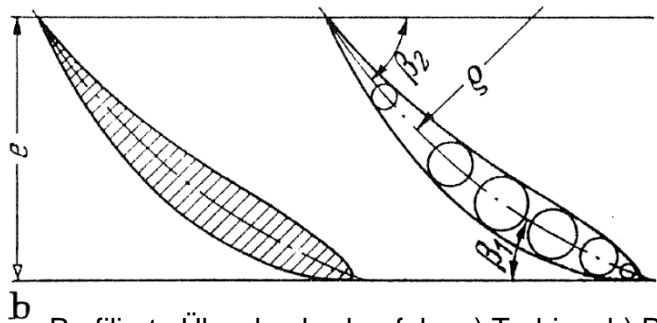
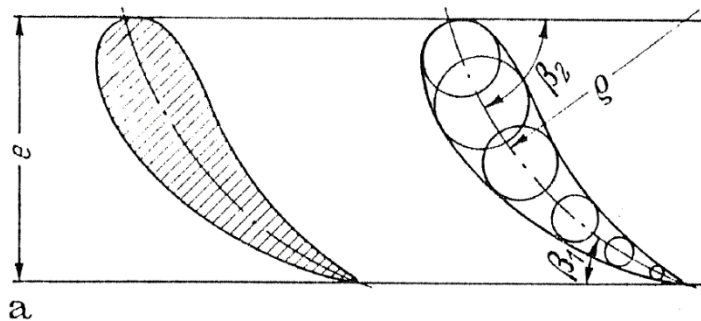
Größte Dicke, geringe Dickenrücklage, wenn mit Sicherheit keine Kavitation (Überschall)

Wasserturbinenprofile „Beschleunigungsgitter“:

vergleichsweise dünn, schwach gewölbt

Pumpenprofile „Verzögerungsgitter“:

Dünne Profile, Dickenrücklage 40-50%, „Laminarprofile“, Turbinenprofile bei Kavitationsgefahr, Laminarverhalten geht in Turbomaschinen verloren



Profilierte Überdruckschaufeln: a) Turbine; b) Pumpe

- Wölbung
- Turbulente, instationäre Zuströmung

profilierte Profile: $Re < 8 \cdot 10^4$

große Teilung

Kavitationsvermeidung

sonst:

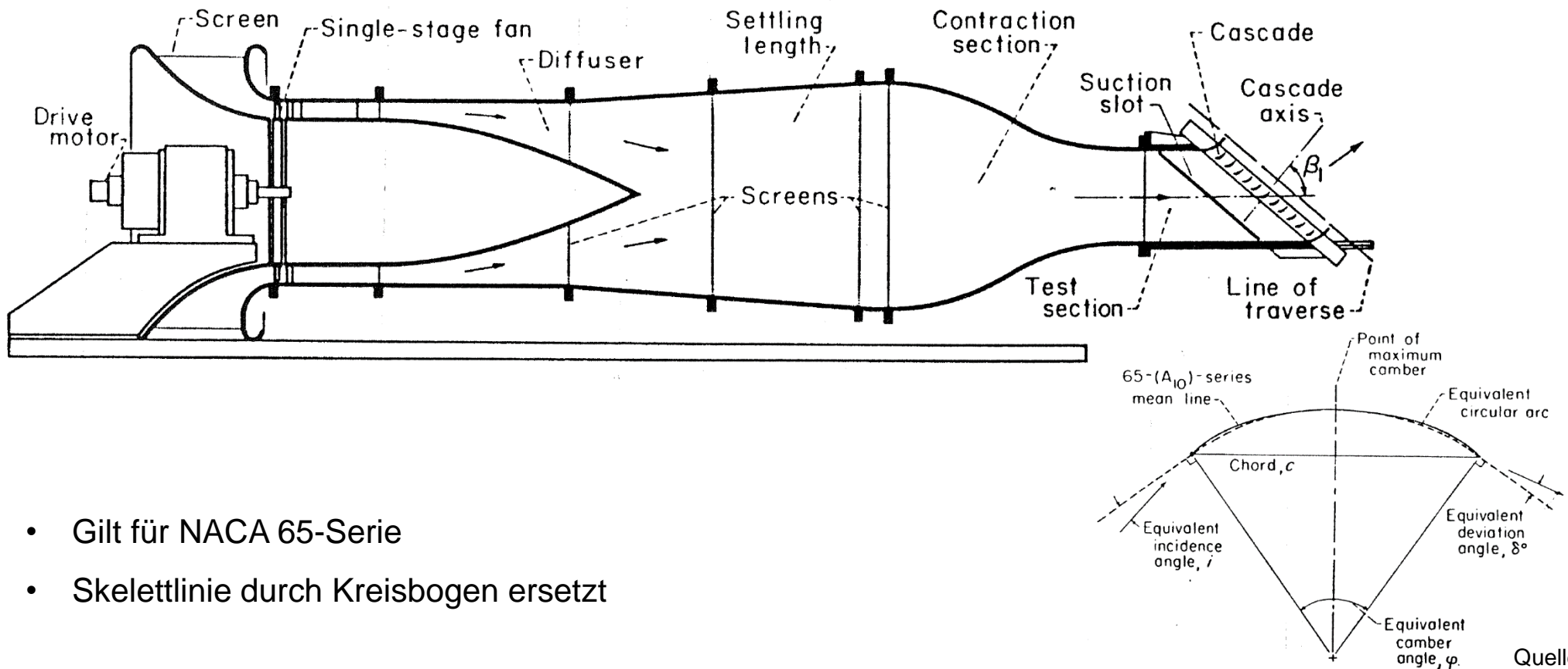
unprofilierte Profile: s. 1/D-Auslegung

3. NACA-Auslegeverfahren für Axialmaschinen

NACA-Auslegung

NACA SP-36: Aerodynamic Design of Axial Flow Compressors

ebda.: Chapter VI, Lieblein: Experimental Flow in Two Dimensional Cascades



- Gilt für NACA 65-Serie
- Skelettlinie durch Kreisbogen ersetzt

Quelle: ???

3. NACA-Auslegeverfahren für Axialmaschinen

- Meridianschnitt nach Cordier, Stepanoff oder Thomann

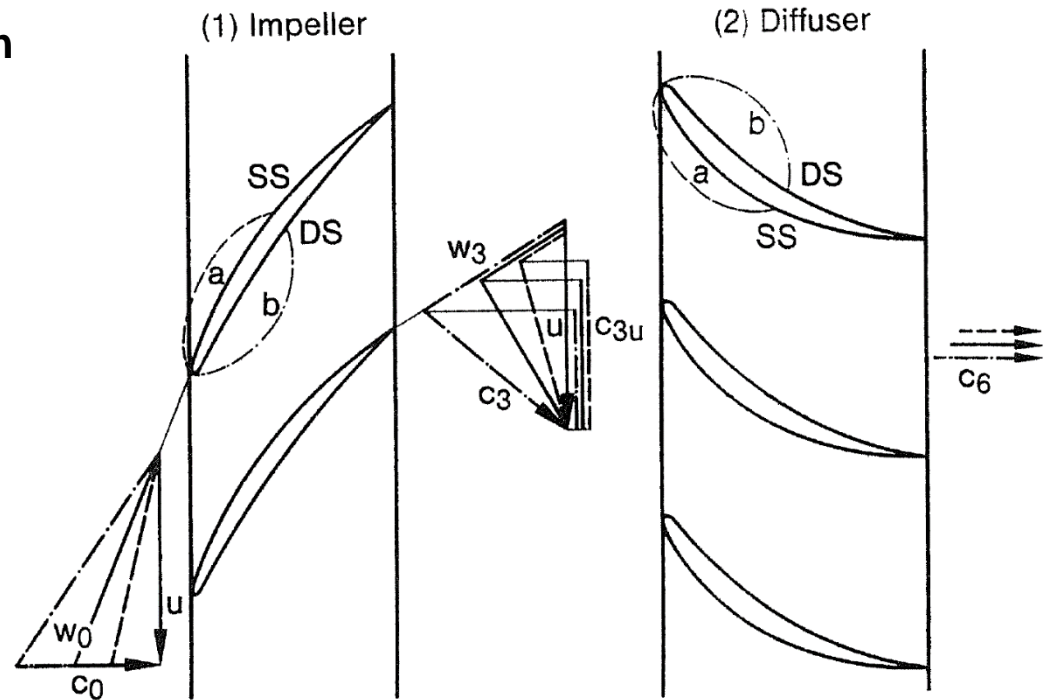
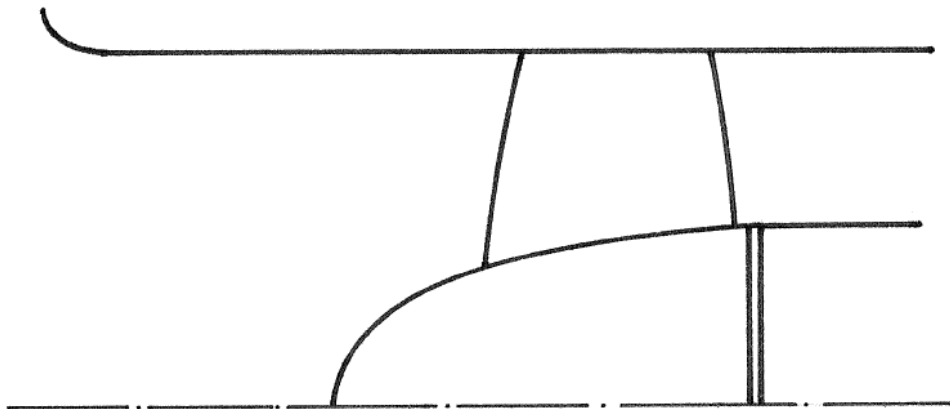
$$D_a = 5 \cdot \sqrt[3]{\frac{Q}{(1-v^2)n}}$$

aus statistischer Auswertung
ausgeführter Axialpumpen
nach Holzhüter

- Zerlege Meridianschnitt in:

oder

Teilfluträder
Stromebenen



Quelle: ???

3. NACA-Auslegeverfahren für Axialmaschinen

- Berechne aus Turbomaschinen-Hauptgleichung die erforderliche Umlenkung:

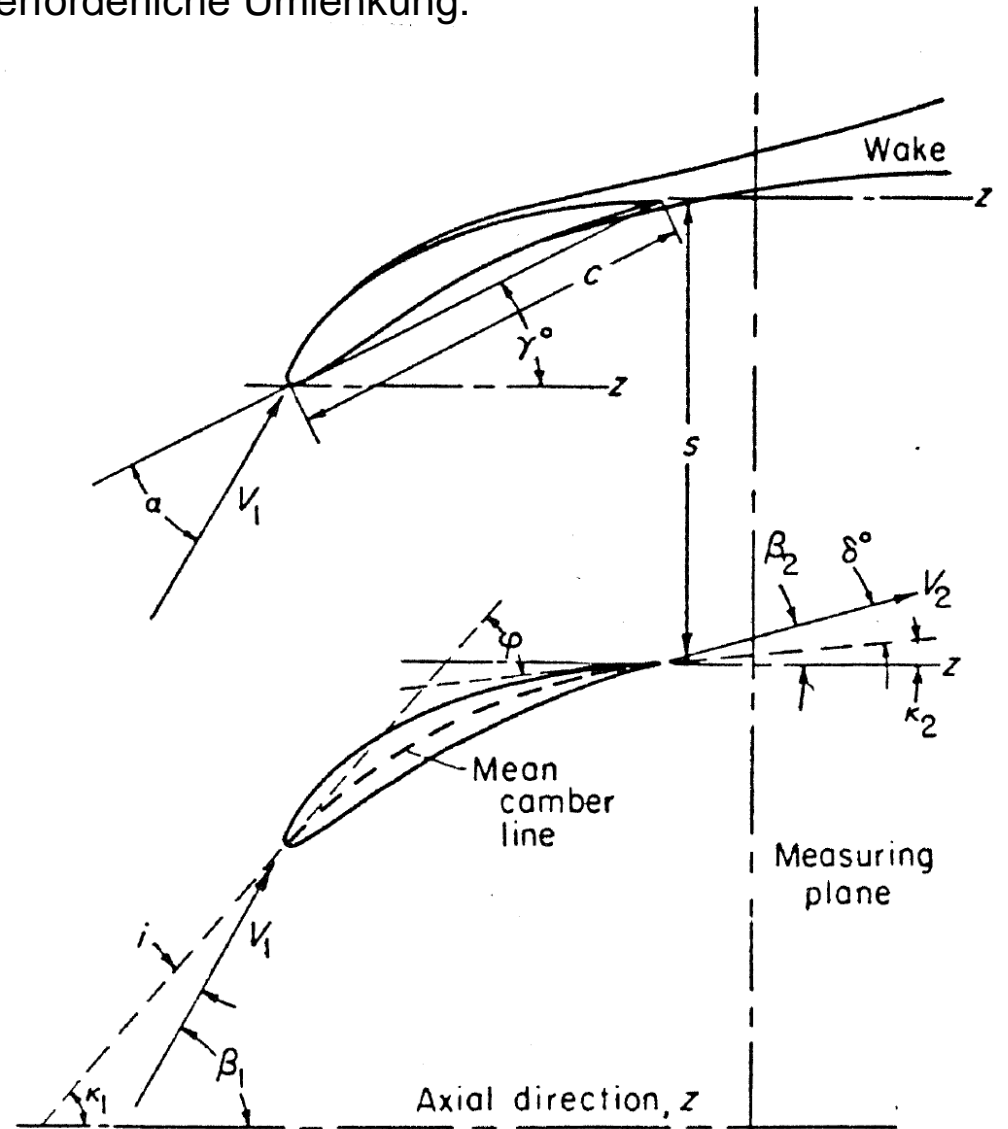
$$H = \frac{1}{g} \cdot (u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1})$$

- Unter den Annahmen:
 - H auf allen Stromflächen gleich
 - drallfreie Zuströmung
- Für alle Stromflächen $\Delta\beta = \beta_2 - \beta_1$

Der Versuch liefert:

$$\Delta\beta = \varphi + i - \delta$$

- Berechne:
 - incidence i
 - deviation δ
 aus NACA Unterlagen



Quelle: ???

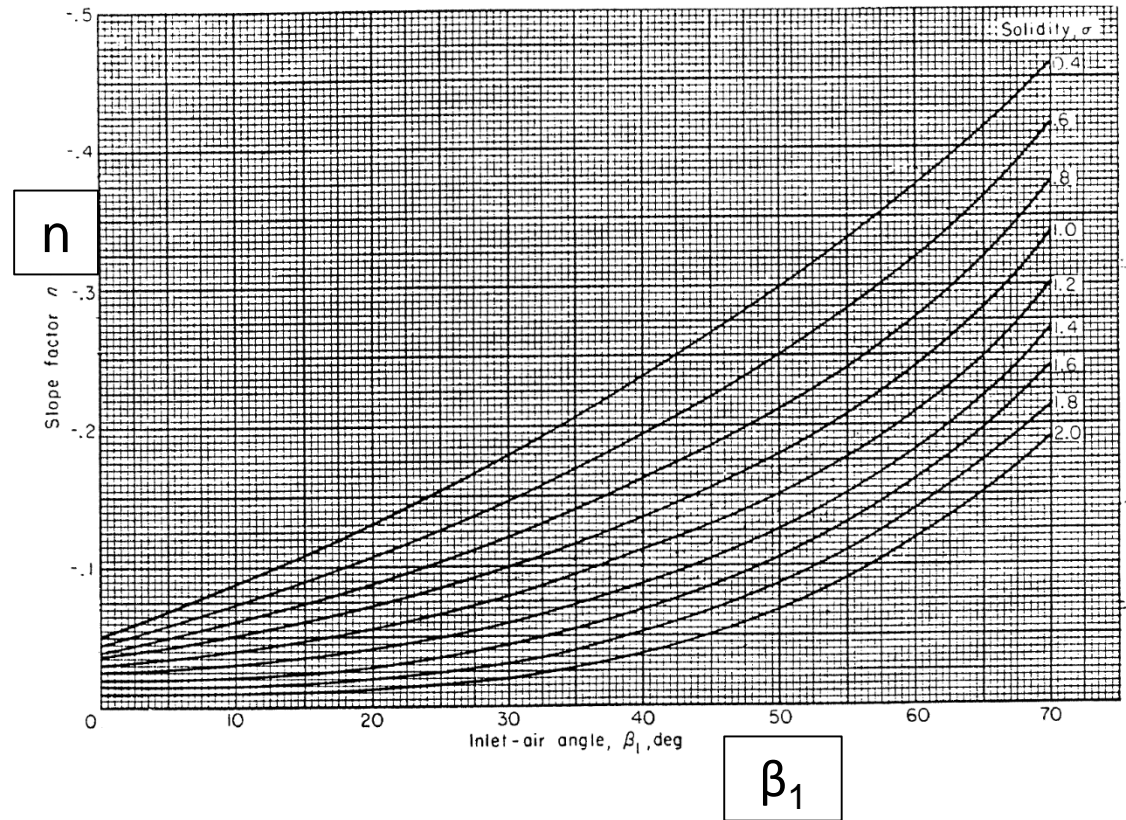
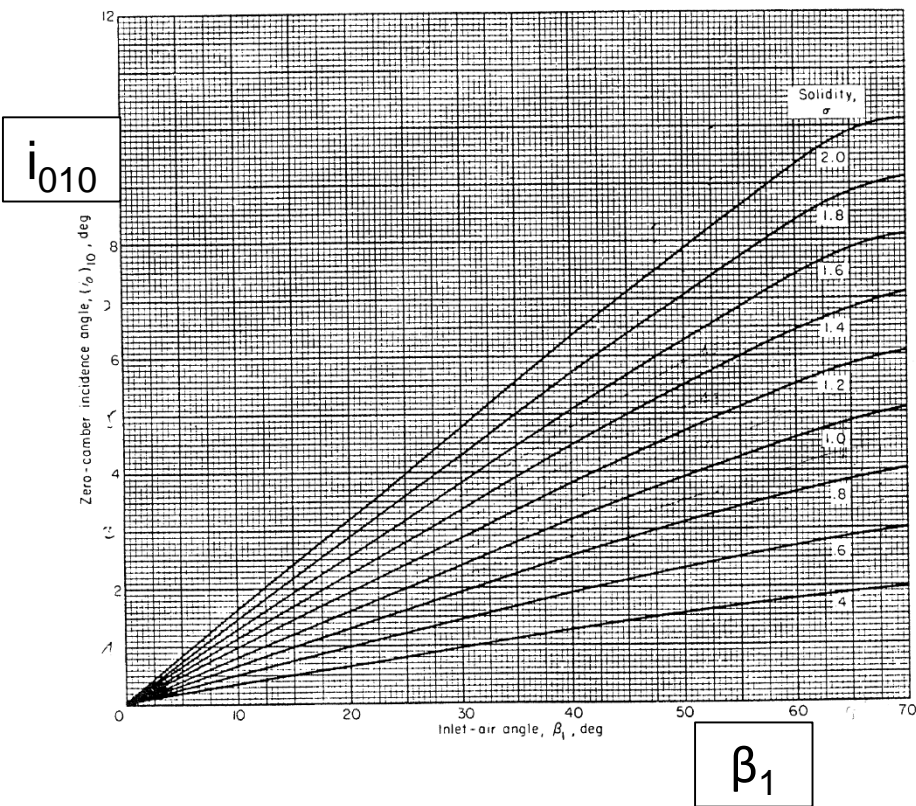
3. NACA-Auslegeverfahren für Axialmaschinen

1. Incidence

$$i = i_0 + n\varphi$$

$$i_0 = K_{ish} \cdot K_{it} \cdot i_{010}$$

n.....ausgewählt immer für minimalen Widerstand



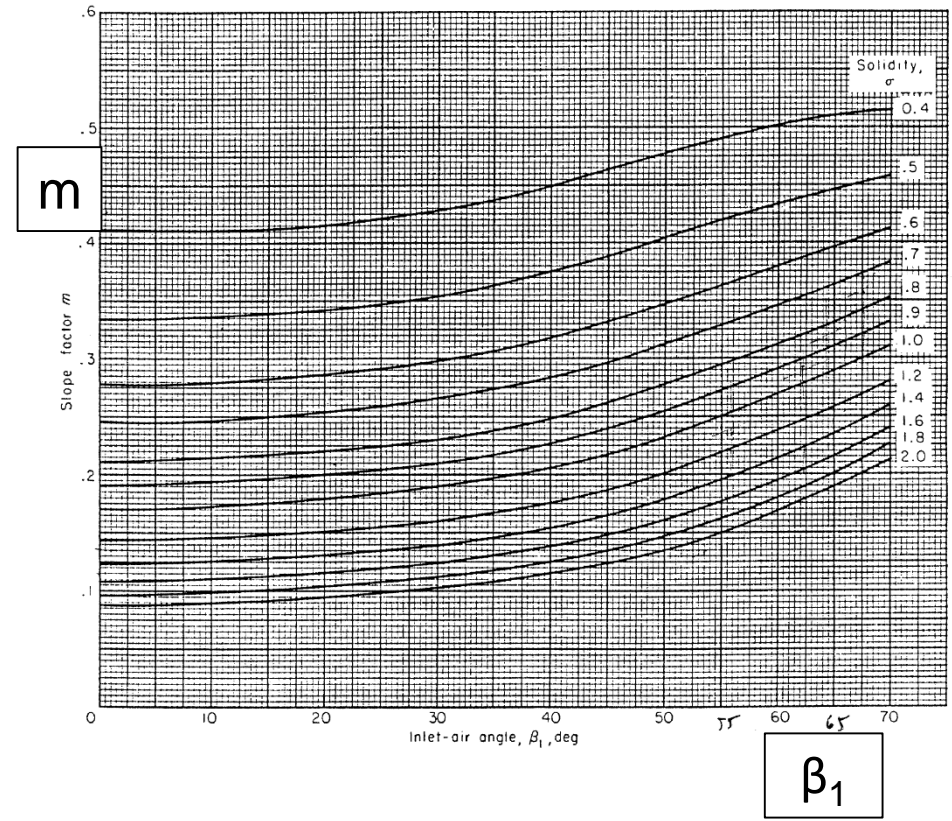
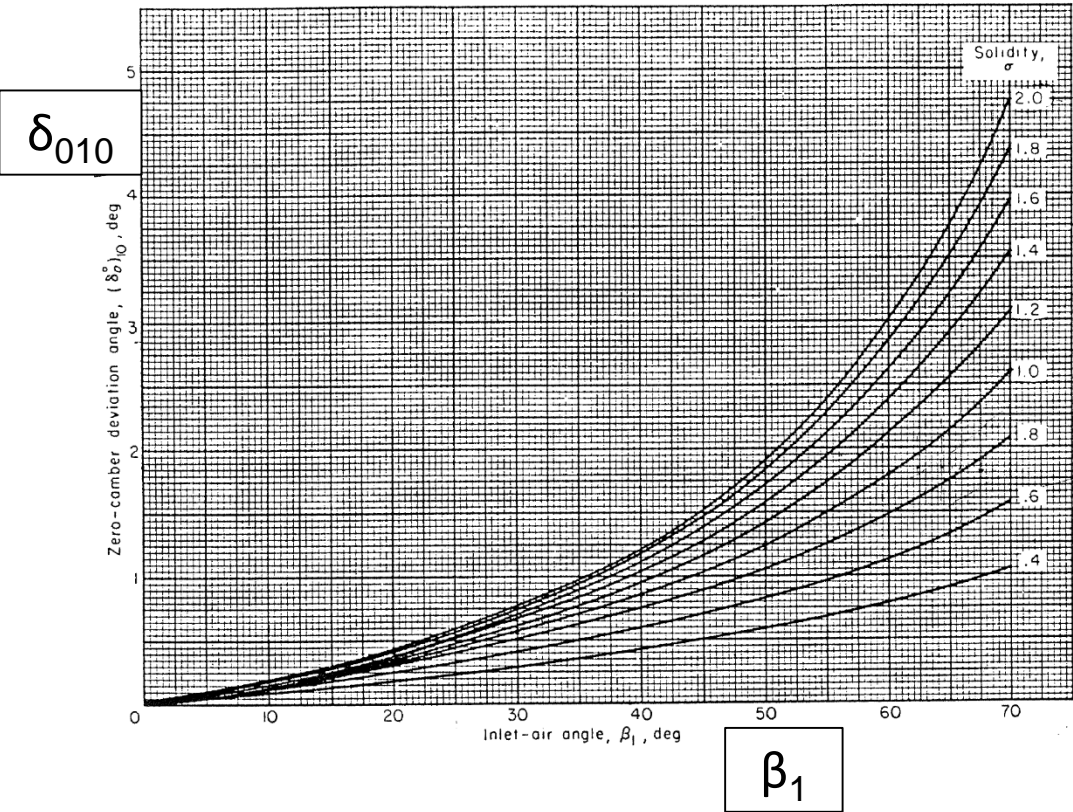
3. NACA-Auslegeverfahren für Axialmaschinen

2. Deviation

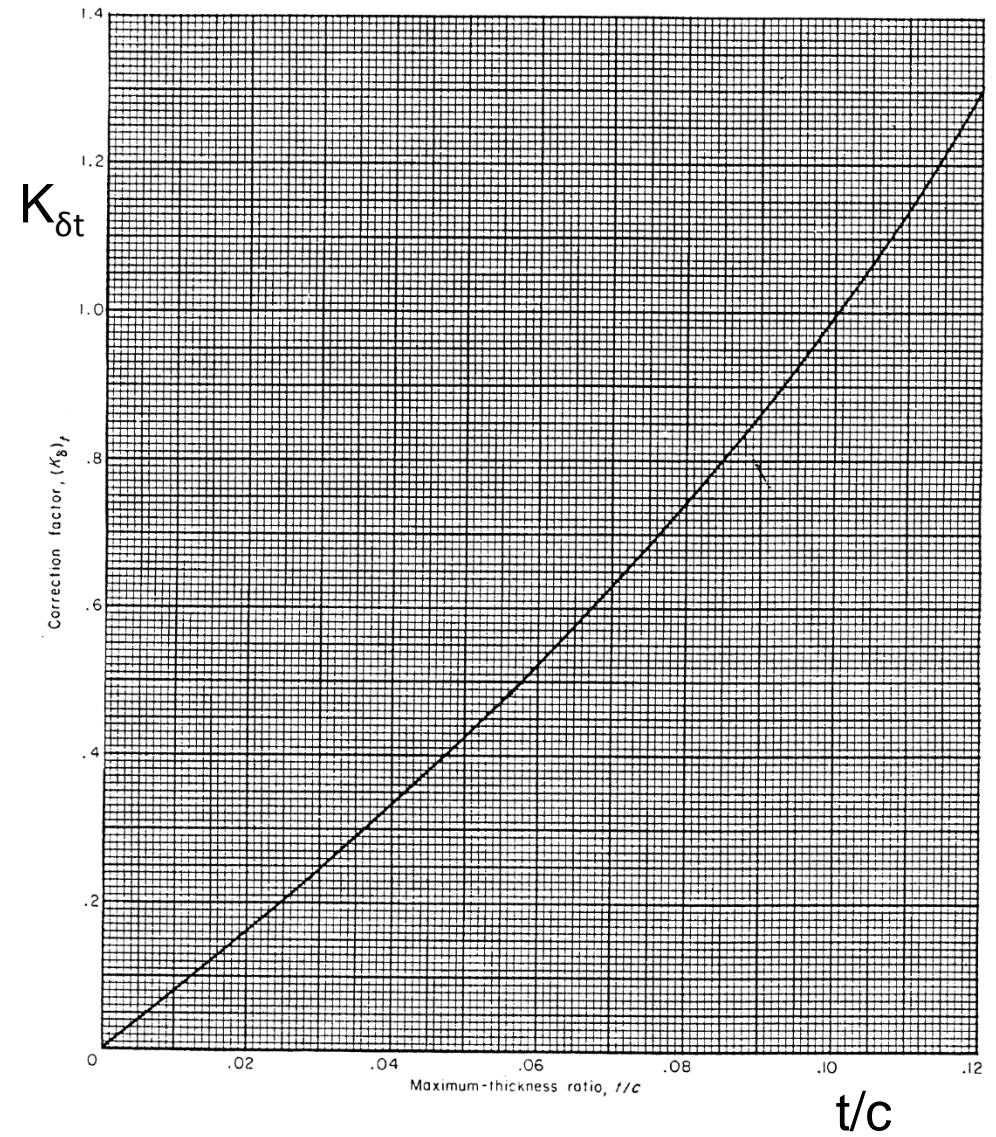
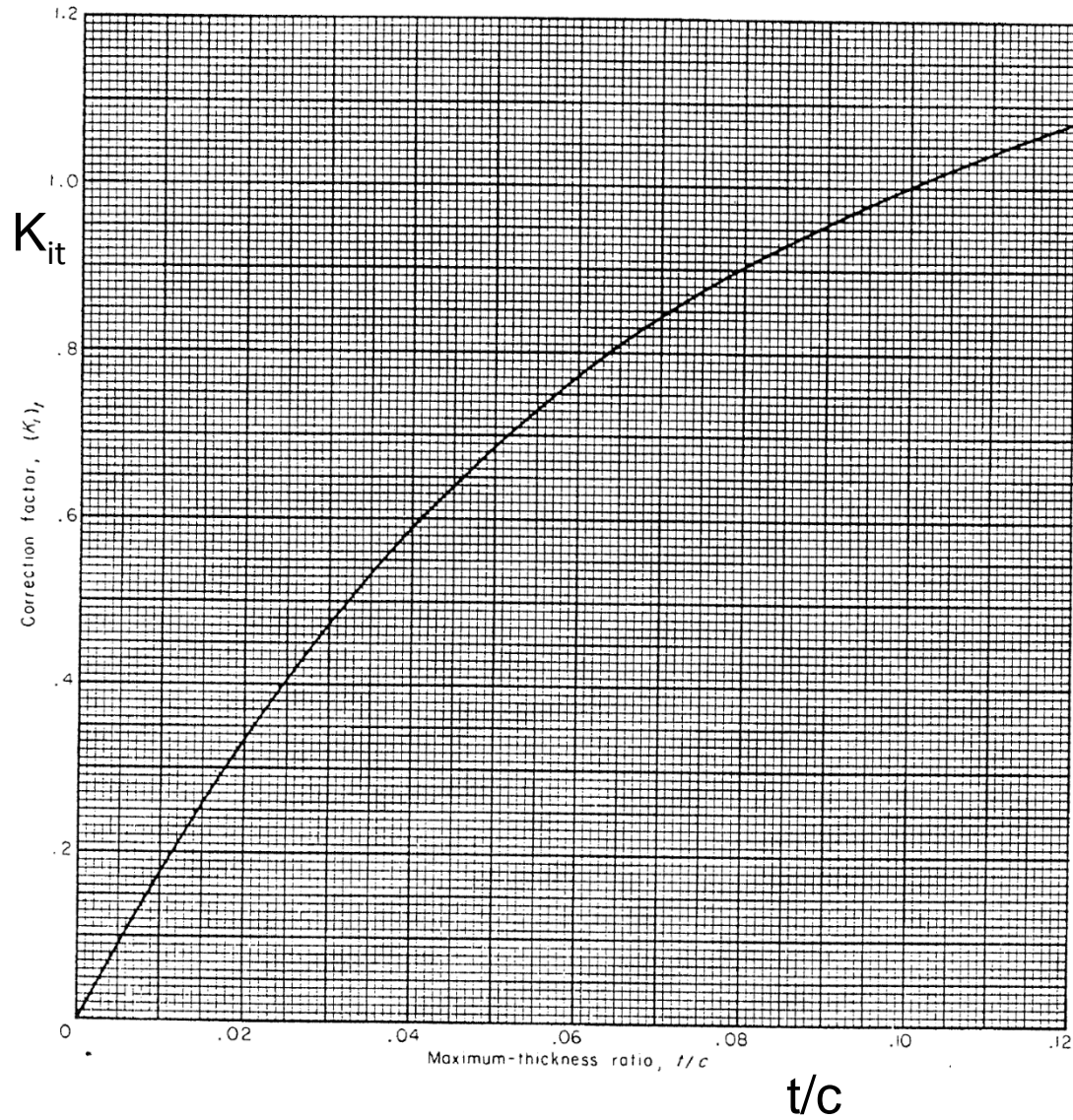
$$\delta = \delta_0 + m\varphi$$

$$\delta_0 = K_{\delta sh} \cdot K_{\delta t} \cdot \delta_{010}$$

m.....ausgewählt für minimale Übergeschwindigkeit (Laminarprofil)



3. NACA-Auslegeverfahren für Axialmaschinen



3. NACA-Auslegeverfahren für Axialmaschinen

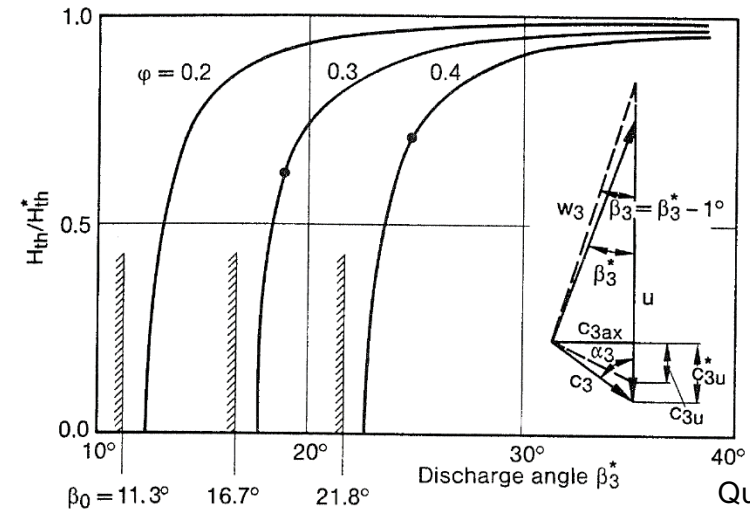
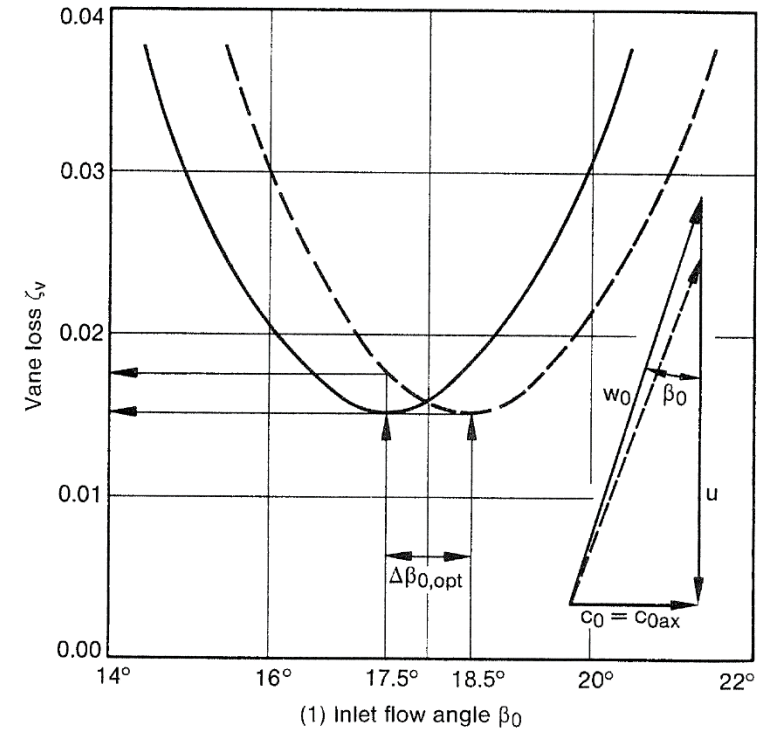
Empfindlichkeit der Zu- und Abströmung:

- 1° Änderung beim Zuströmwinkel kostet 2 Punkte Wirkungsgrad bzw. verschiebt den Optimalpunkt um $\Delta Q=6\%$
- Um 1° falsche Abströmung kann sich je nach Auslege- β_3^* oder φ verheerend auswirken

$$\beta_3 = \beta_3^* - 1$$

$$\frac{H_{th}}{H_{th}^*} = \frac{1 - \varphi \cdot \cot \beta_3}{1 - \varphi \cdot \cot \beta_3^*}$$

Ablesebeispiel: Propellerpumpe mit $\varphi = 0,3$ ($\triangleq \beta_0 = 16,7^\circ$) und $n_q=310$ erfordert $\beta_3^* = 18^\circ$. Wird nur $\beta_3 = 17^\circ$ realisiert, wird nur 72% von H_{th}^* erreicht.



3. NACA-Auslegeverfahren für Axialmaschinen

Herleitung:

$$H_{th} = \frac{1}{g} (u_3 c_{u3} - u_0 c_{u0}) = 0$$

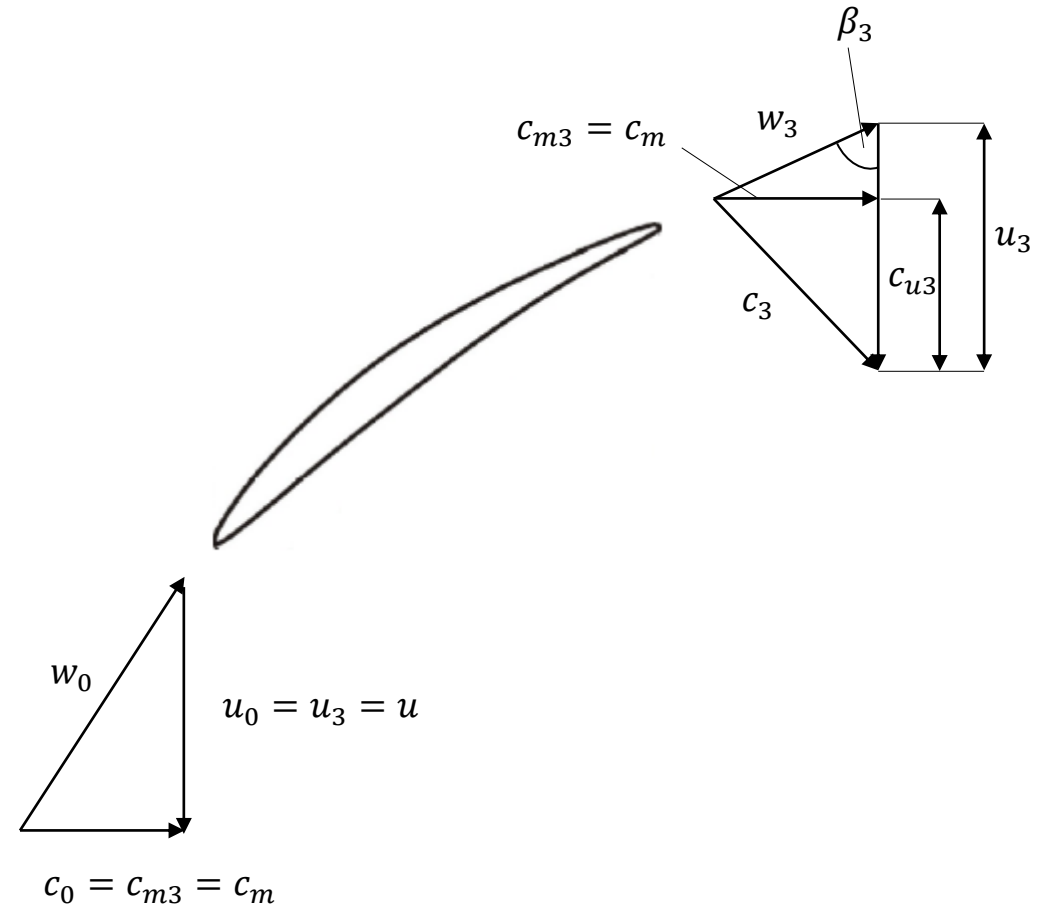
$$\cot \beta_3 = \frac{u - c_{u3}}{c_m} \rightarrow c_{u3} = u - c_m \cdot \cot \beta_3$$

Ist: $H_{th} = \frac{1}{g} \cdot u [u - c_m \cdot \cot \beta_3]$

Soll: $H_{th}^* = \frac{1}{g} \cdot u [u - c_m \cdot \cot \beta_3^*]$

$$\frac{H_{th}}{H_{th}^*} = \frac{u - c_m \cdot \cot \beta_3}{u - c_m \cdot \cot \beta_3^*} = \frac{1 - \varphi \cdot \cot \beta_3}{1 - \varphi \cdot \cot \beta_3^*}$$

Mit $\varphi = \frac{c_m}{u} = \tan \beta_0$



3. NACA-Auslegeverfahren für Axialmaschinen

...außerdem gilt wegen:

$$H_{th} = \frac{1}{g} u_3 c_{u3} = \frac{1}{g} \cdot u [u - c_m \cdot \cot \beta_3] = \frac{1}{g} \cdot u^2 \left[1 - \underbrace{\frac{c_m}{u}}_{=\varphi} \cot \beta_3 \right]$$

$$\rightarrow \frac{2 \cdot g \cdot H_{th}}{u^2} = \psi = 2 \cdot [1 - \varphi \cdot \cot \beta_3]$$

Bei gegebenem φ und ψ liegt β_3 fest

Außerdem gilt:

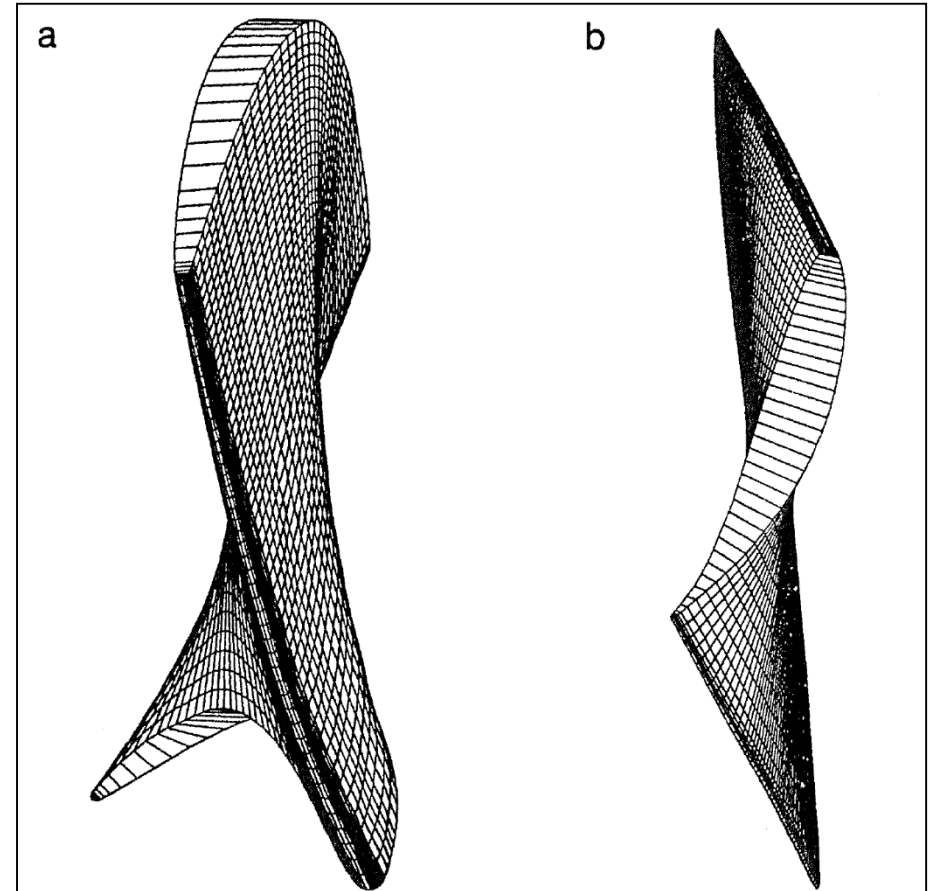
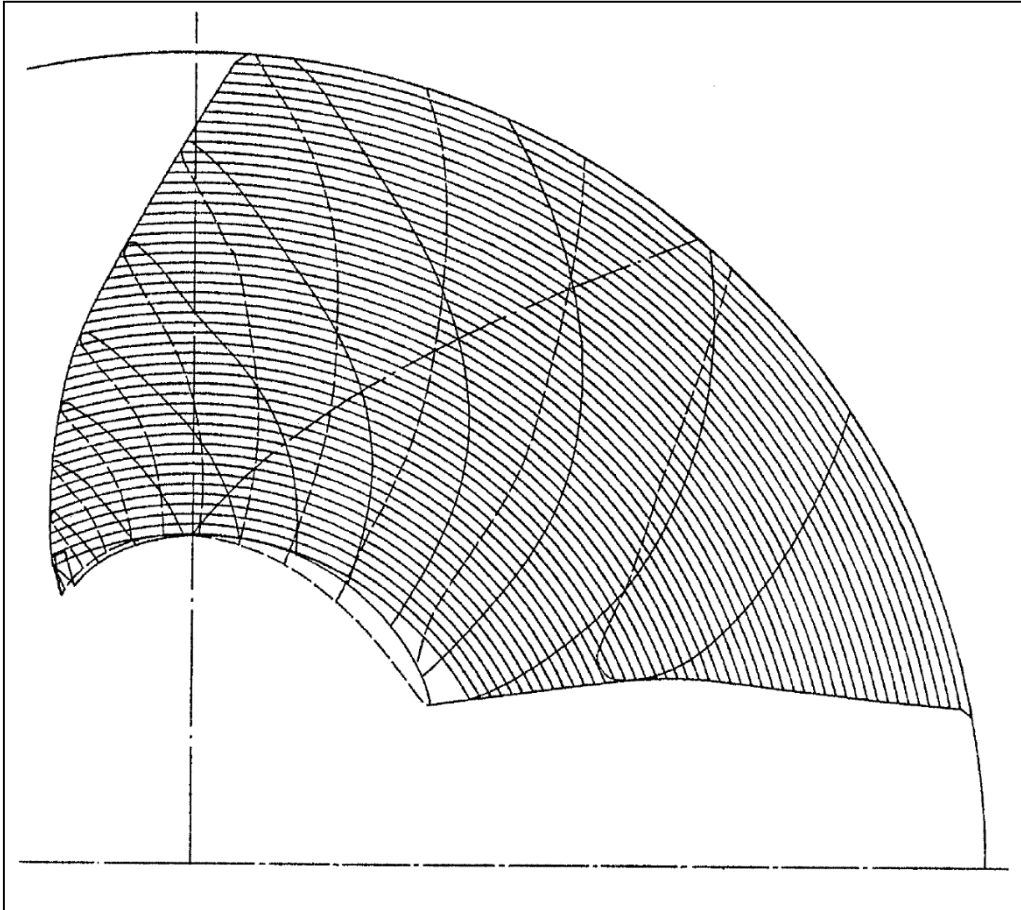
$$n_q = n \cdot \frac{\sqrt{Q}}{H^{3/4}} = 157,8 \cdot \frac{\sqrt{Q}}{\psi^{3/4}}$$

Wenn bei gegebenem φ ein bestimmtes n_q erreicht werden soll, liegen damit ψ und β_3 fest

$$\psi = \left[\frac{157,8}{n_q} \cdot \sqrt{\varphi} \right]^{4/3}$$

3. NACA-Auslegeverfahren für Axialmaschinen

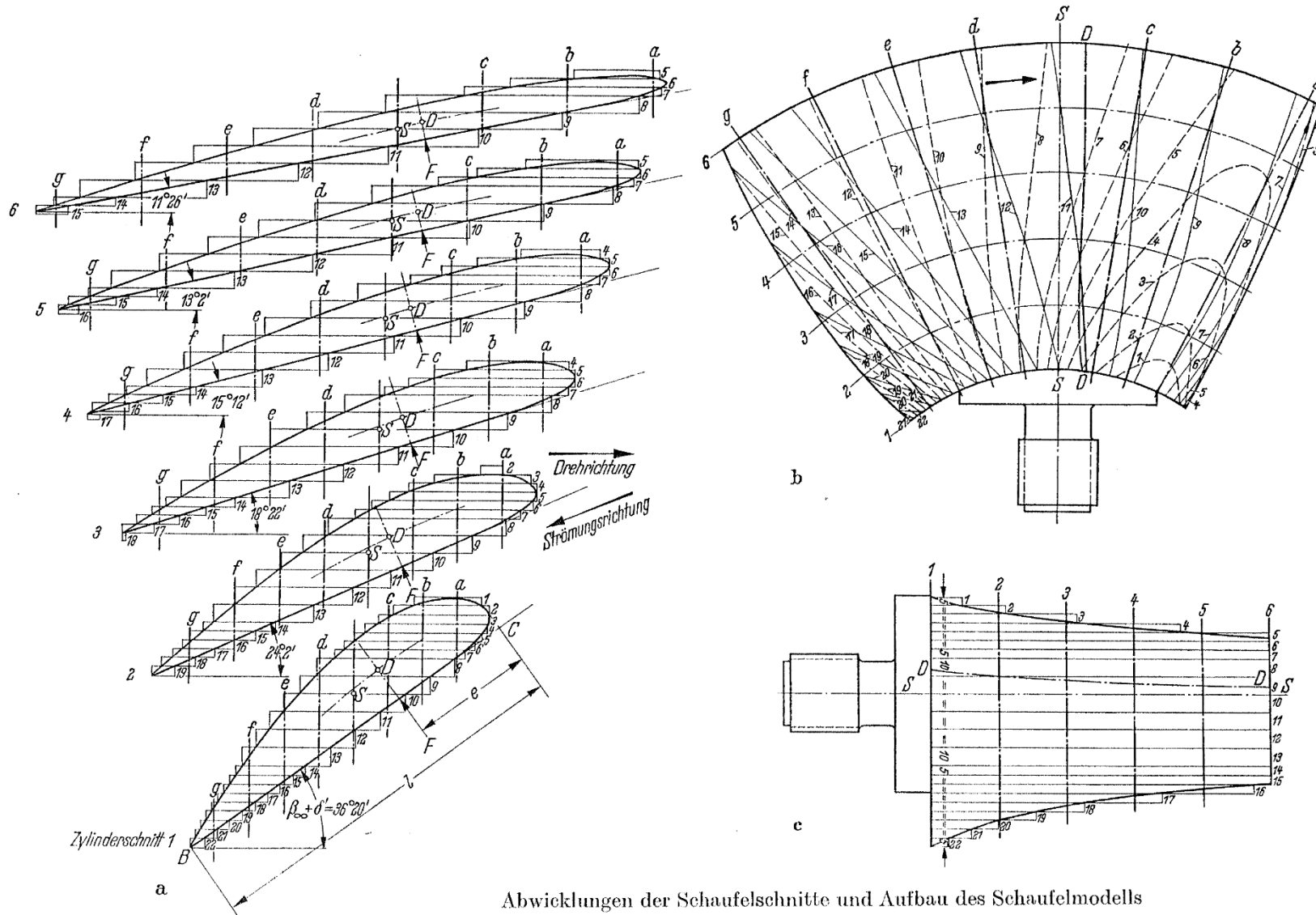
Die Profile der einzelnen Stromfäden werden **entweder** mit CAD-Programmen solange relativ zueinander verschoben, bis ein „vernünftiger“ Schaufelplan entsteht...



Quelle: Jaberg

3. NACA-Auslegeverfahren für Axialmaschinen

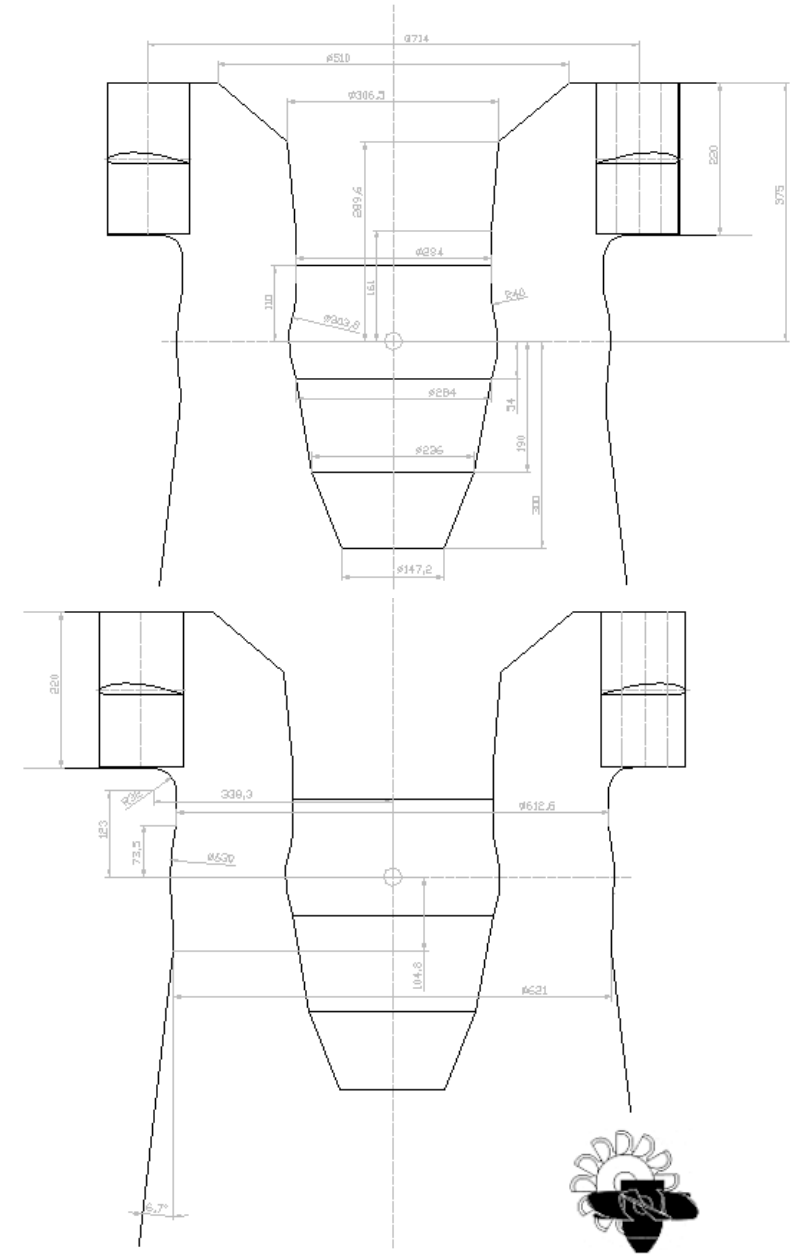
...oder mit dem Kaplan-Verfahren wird konventionell der Schaufelplan mit Brettschnitten erstellt.



Abwicklungen der Schaufelschnitte und Aufbau des Schaufelmodells

3. NACA-Auslegeverfahren für Axialmaschinen

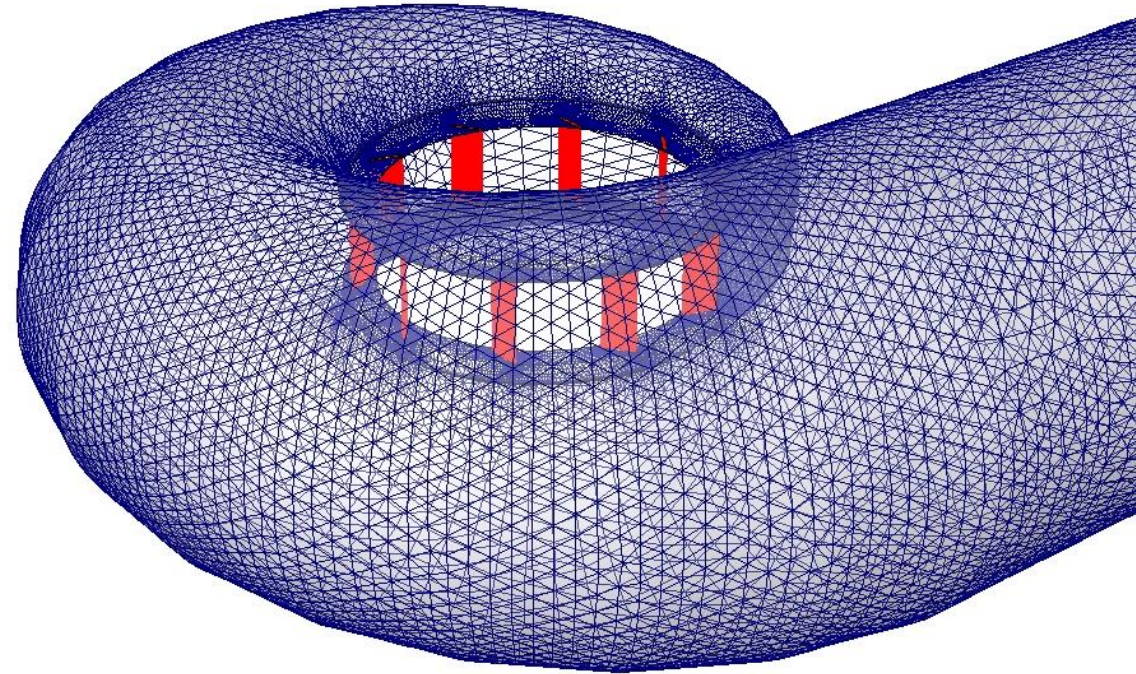
- Auslegung des hydraulischen Umrisses:
- Konstruktionsanhalte nach Sievo, Lugaresi, Yamaguchi, Thomann, Ziegler und Raabe
- Nabenverhältnis 0.45
- Laufschaufelanzahl 6 #
- Laufrad $\Phi = 630$ [mm]
- Leitschaufelhöhe $h = 220$ [mm]
- Leitschaufelzapfenkreis $\Phi = 714$ [mm]
- Leitschaufelanzahl 20 #
- Stützschaufelanzahl 10 #
- Parallelplattenspirale aus Stahlblech
- Kleinster Saugrohr $\Phi = 621$ [mm]
- Saugrohröffnungswinkel $\alpha = 13.4$ [°] (gesamt)
- Sowohl Nabe, wie auch Mantel als Vollkugel ausgeführt



3. NACA-Auslegeverfahren für Axialmaschinen

- Auslegung und Rechengitter der Spirale:
- Inkl. Stützschaufelring
- Parallelplattenspirale
- großzügige Fase zum Strömungsraum hin
- 24 Schüsse
- 10 Stützschaufeln
- Spiraleintritts $\Phi = 1110$ [mm]
- Mittelpunktswinkel am Eintritt $\alpha = 1003.4$ [mm]
- $r \cdot c_u = \text{const.}$ in Spirale und Stützschaufelring
- Sporn aus Stahlblech – einfache Fertigung
- unstrukturiertes Gitter
- Prismenlayer an den Wänden
- Knotenverdichtung an den Stützschaufeln

Unstrukturiertes Spiralgitter, 765 215 Knoten



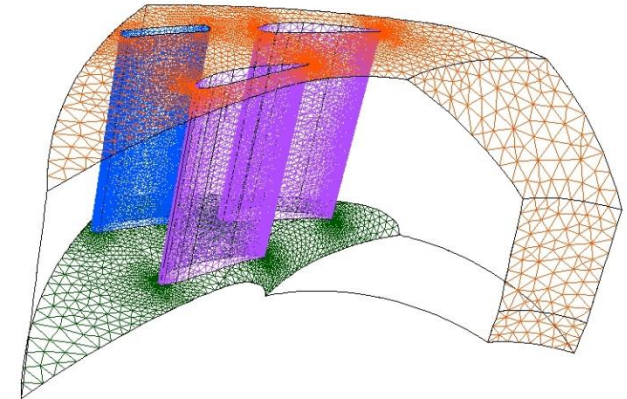
Flächenmodell und Gitter: CFX-Build



3. NACA-Auslegeverfahren für Axialmaschinen

- Auslegung und Rechengitter des Leitapparates:
- 20 Leitschaufeln
- Verebener NACA 65 Profiltropfen
- großer Nasenradius – „gutmütig“ gegen Falschanströmung
- Leitschaufelzapfenkreis $\Phi = 714$ [mm]
- Leitschaufelhöhe $h = 220$ [mm]
- Leitschaufelwinkel von 52 - 68 [°]

Unstrukturiertes Leitapparatgitter, 263 305 Knoten



Leitapparatsegment 36 [grad]
Flächenmodell und Gitter: CFX-Build

CFX

strukturiertes Leitapparatgitter, 486 400 Knoten



Flächenmodell und Gitter: TASCGrid

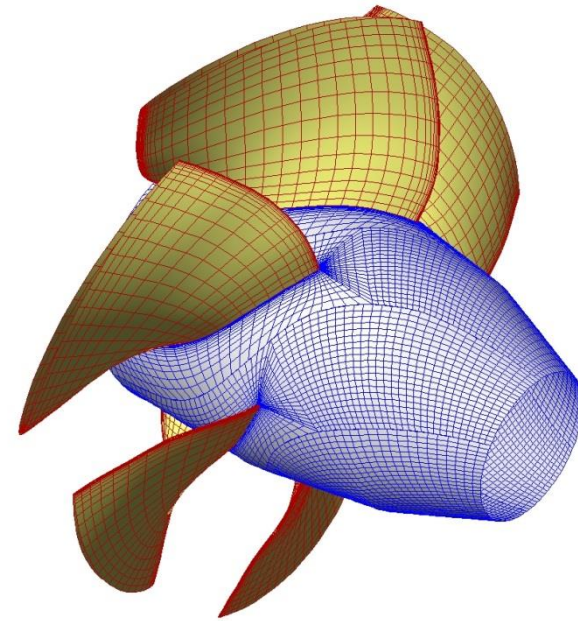
CFX

- sowohl unstrukturierte, als auch strukturierte Gitter wurden eingesetzt
- Randschichtlayer an den Wänden
- Knotenverdichtung an den Leitschaufeln (stark gekrümmte Flächen)

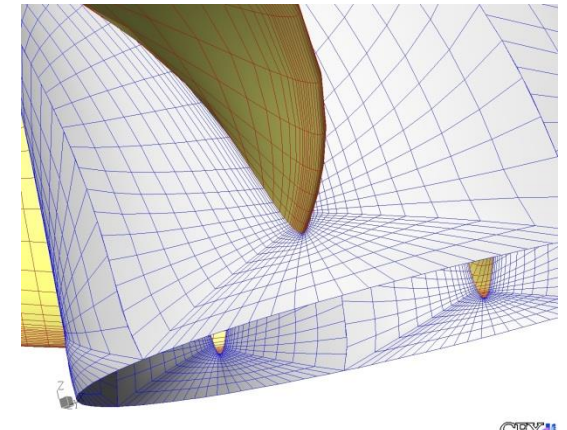
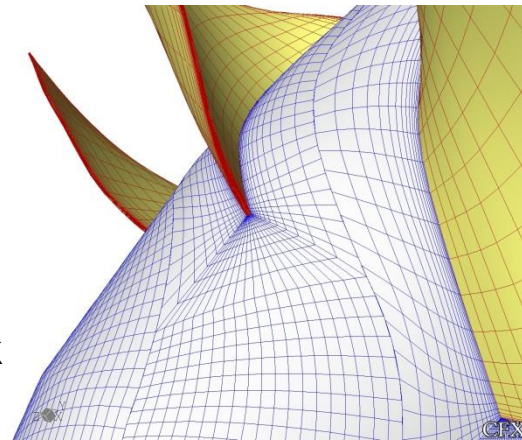
3. NACA-Auslegeverfahren für Axialmaschinen

- Auslegung und Rechengitter des Laufrades:
- 6 Laufschaufeln
- 7 Zylinderschnitte – Nabe, Mantel, dazwischen „flächengleiche“ Aufteilung
- Naben $\Phi = 284$ [mm]
- Laufrad $\Phi = 630$ [mm]
- Schaufelprofile mittels potentialtheoretischem Ansatz nach Czibere optimiert, Alternative zur 1D-Auslegung
- Profillängen lt. Konstruktionsanhalten von Sievo und Lugaresi
- Auffädung der Profile in deren Schwerpunkten in radialer Richtung
- Laufschaufelwinkel -6, -3, 0, 3, 6 und 12 [°]
- strukturiertes Laufradgitter aus 6 einzelnen Strömungskanälen
- Randschichtlayer an den Wänden
- Knotenverdichtung an den Eintrittskanten (stark gekrümmte Flächen)

strukturiertes Laufradgitter, 200 700 Knoten



Flächenmodell und Gitter: TASCGrid

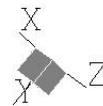
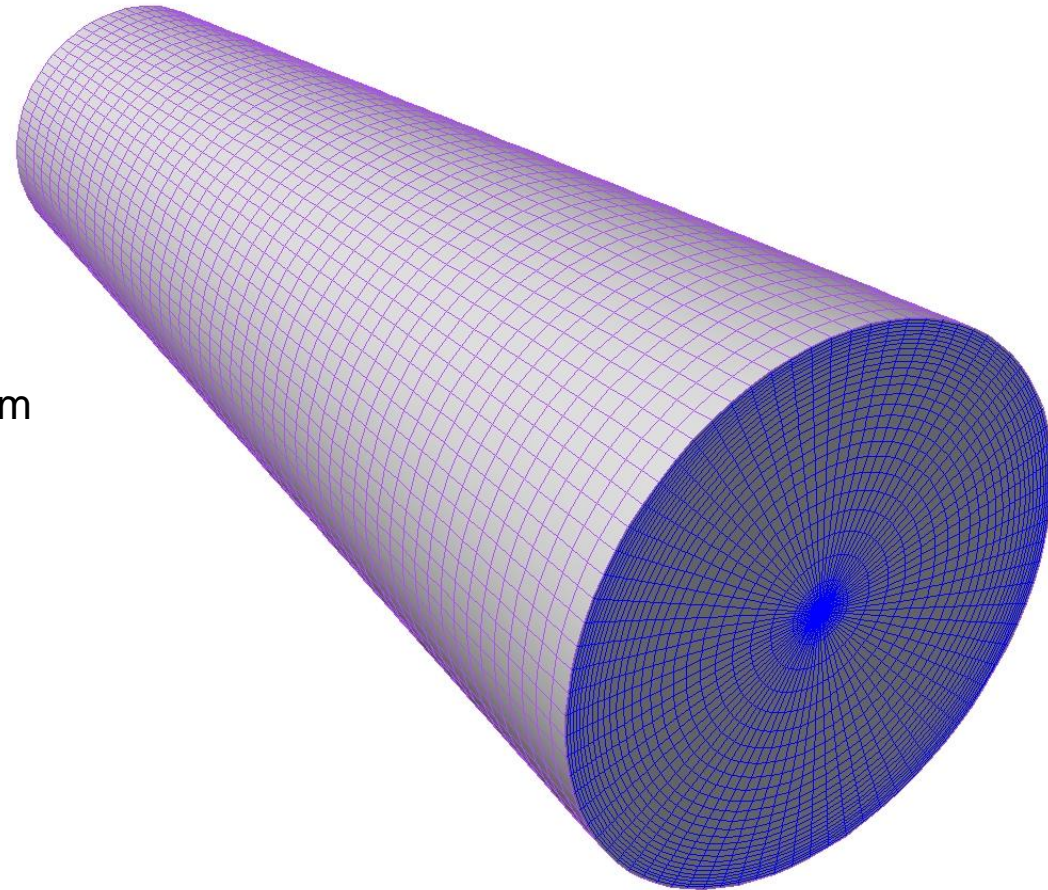


3. NACA-Auslegeverfahren für Axialmaschinen

- Auslegung und Rechengitter des Saugrohres:
- Eintritts $\Phi = 621$ [mm]
- Austritts $\Phi = 1300$ [mm]
- Saugrohlänge $l = 2890$ [mm]
- Halber Öffnungswinkel $\alpha = 6.7$ [°]

- strukturiertes Gitter – mit großem Rohr am Austritt zur Verbesserung der Rechenergebnisse ($l = 8190$ [mm], $\Phi = 2600$ [mm])
- Randschichtlayer an den Wänden

strukturiertes Saugrohr gitter, 144 891 Knoten

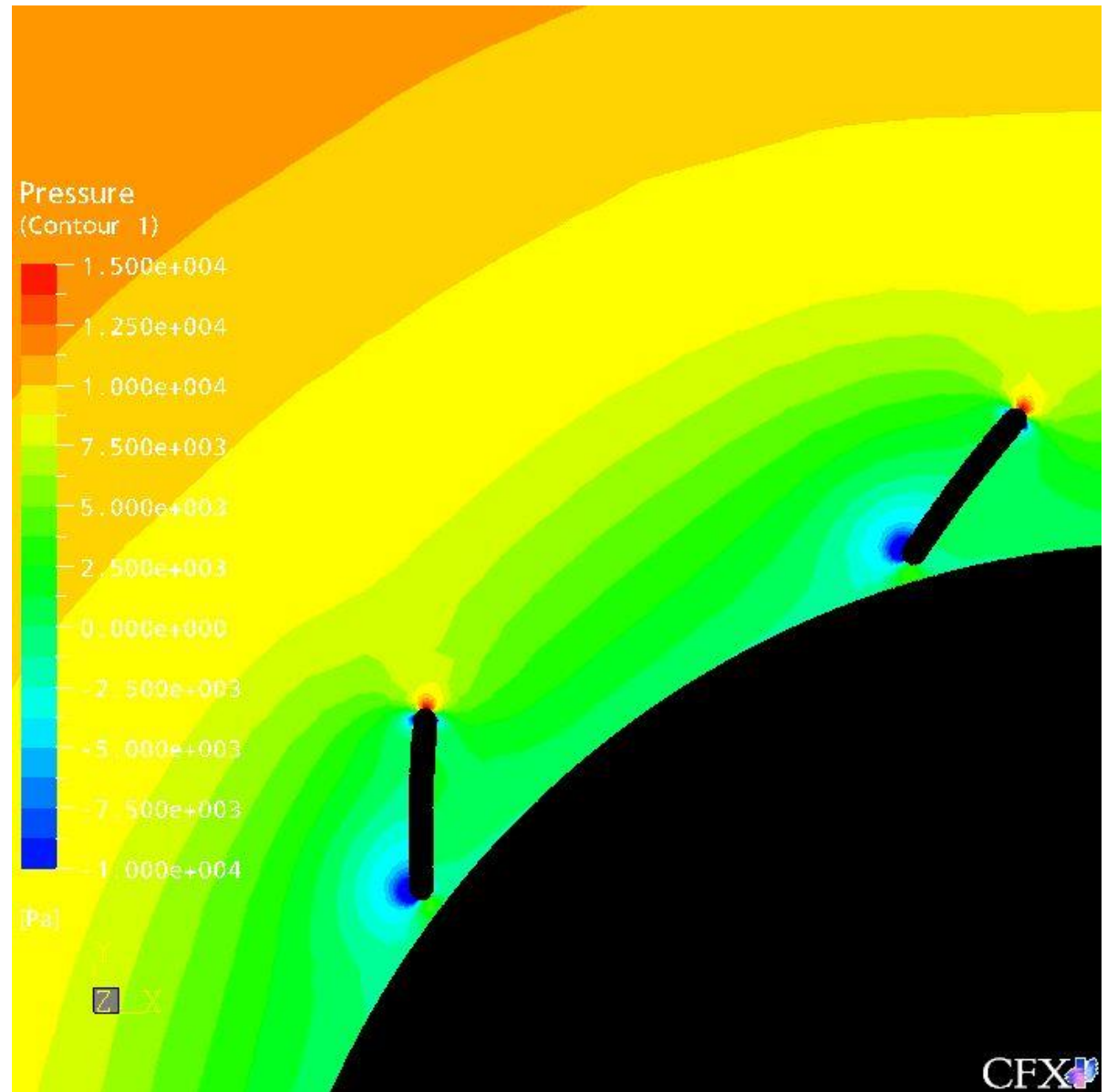


Flächenmodell und Gitter: TASCGrid

CFX

3. NACA-Auslegeverfahren für Axialmaschinen

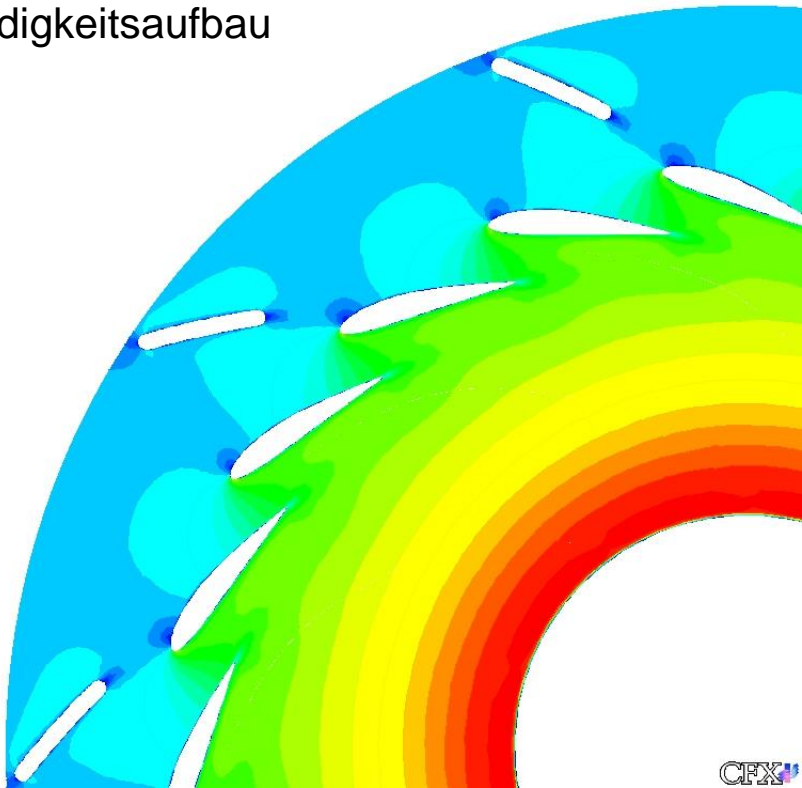
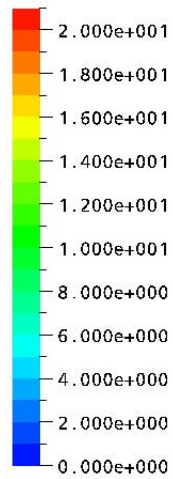
- konstantes c_m und c_u am gesamten Umfang
- stoßfreie Anströmung der Stützschaufeln am ganzen Umfang
- kreissymmetrischer Geschwindigkeitsaufbau
- Verlustbeiwert $\xi = 0.65657$ [-] (bezogen auf Geschwindigkeit im Spiraleintritt)
 $A_{\text{Eintritt}} = 0.9677$ [m²]



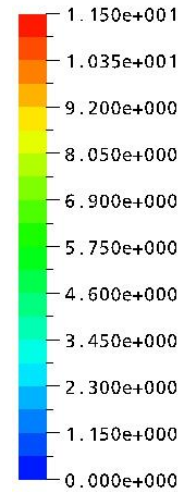
3. NACA-Auslegeverfahren für Axialmaschinen

- großer Nasenradius der Leitschaufeln
- „bauchige“ Tropfenform – dadurch gutmütig gegen Falschanströmung in Teil- bzw. Überlast
- Leitschaufelöffnungswinkel von 52 [°] bis 68 [°] (gegen die radiale Richtung)
- kreissymmetrischer Geschwindigkeitsaufbau

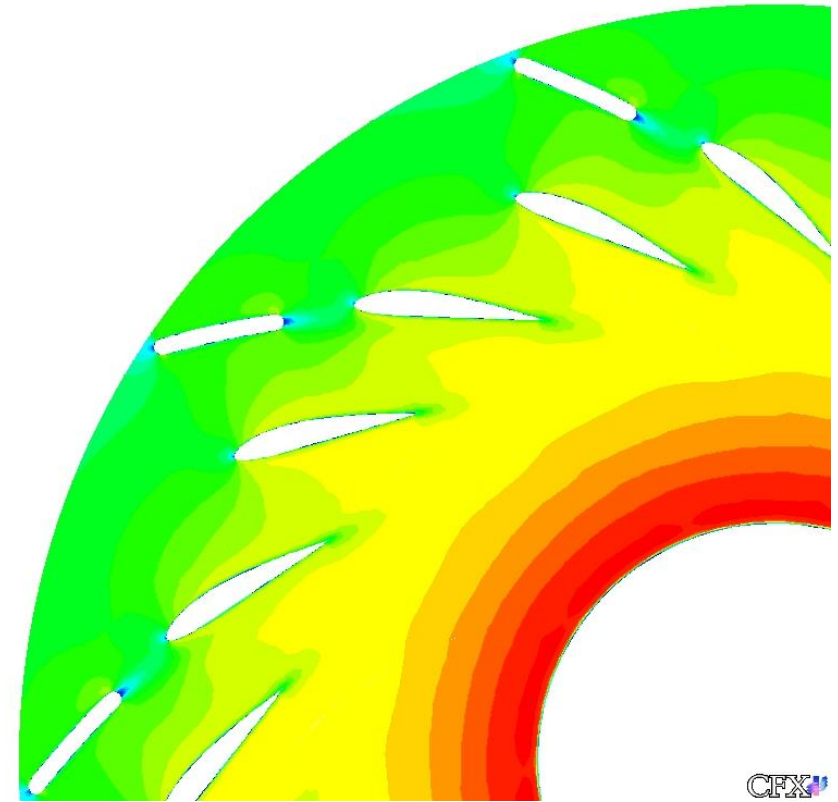
Velocity
(Contour 1)



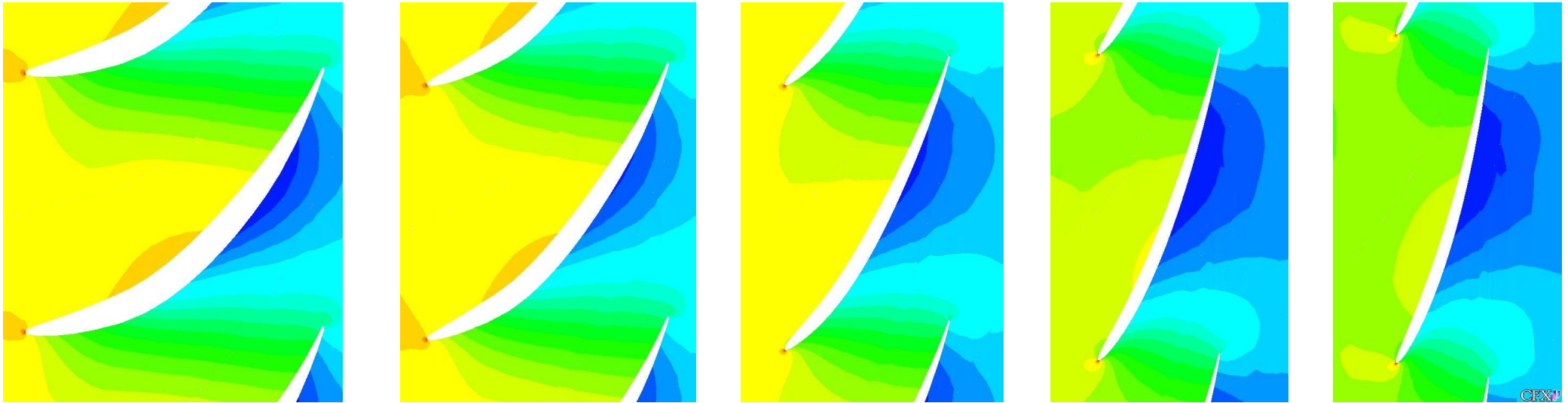
Velocity
(Contour 1)



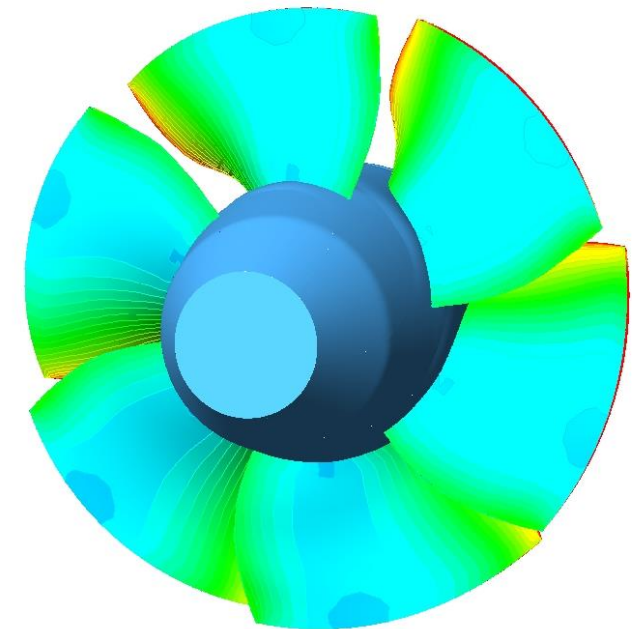
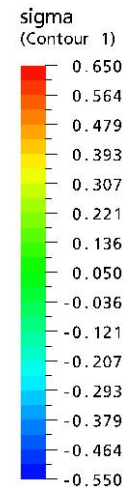
Z_X
Y



3. NACA-Auslegeverfahren für Axialmaschinen



- stoßfreie Anströmung bei Leitschaufelwinkel 60 [°] und Laufschaufelwinkel 0 [°] an der gesamten Eintrittskante
- kontinuierlicher Druckabbau entlang der Laufschaufellänge
- sehr kleine Gebiete mit niedermem Druck – geringe Kavitationsneigung
- starke Umlenkung an den nabenseitigen Profilen
- dicke nabenseitige Profile für mech. Festigkeit
- Drehung der Laufschaufel um –6 bis +12 [°]

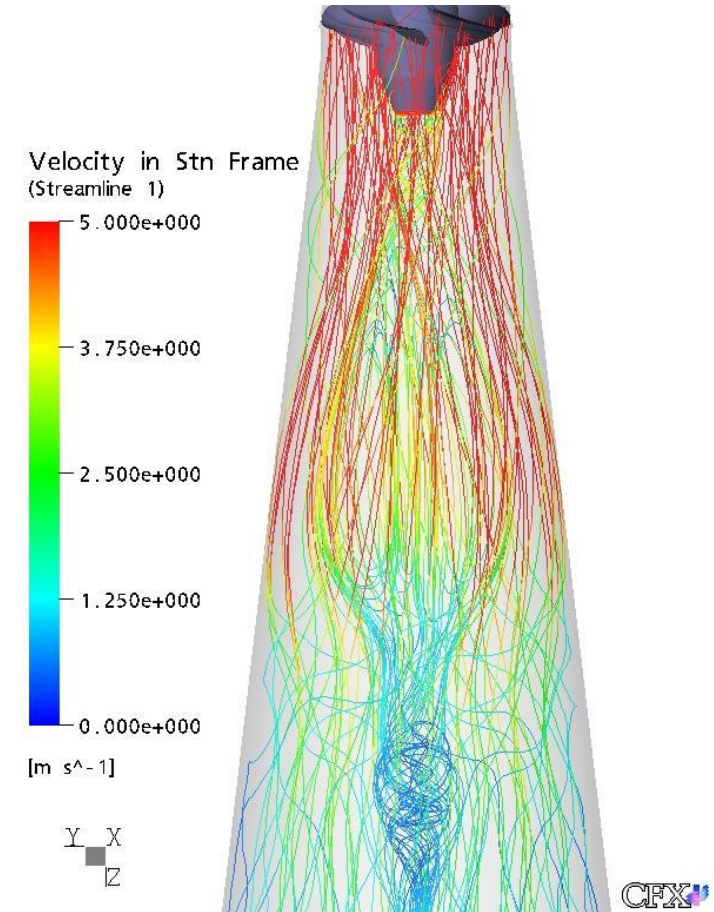
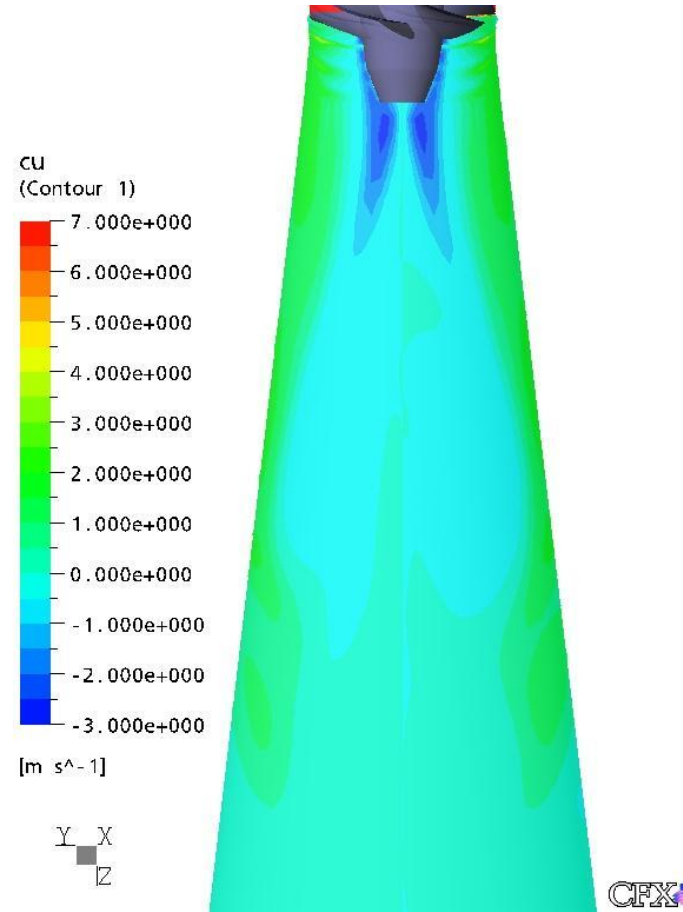
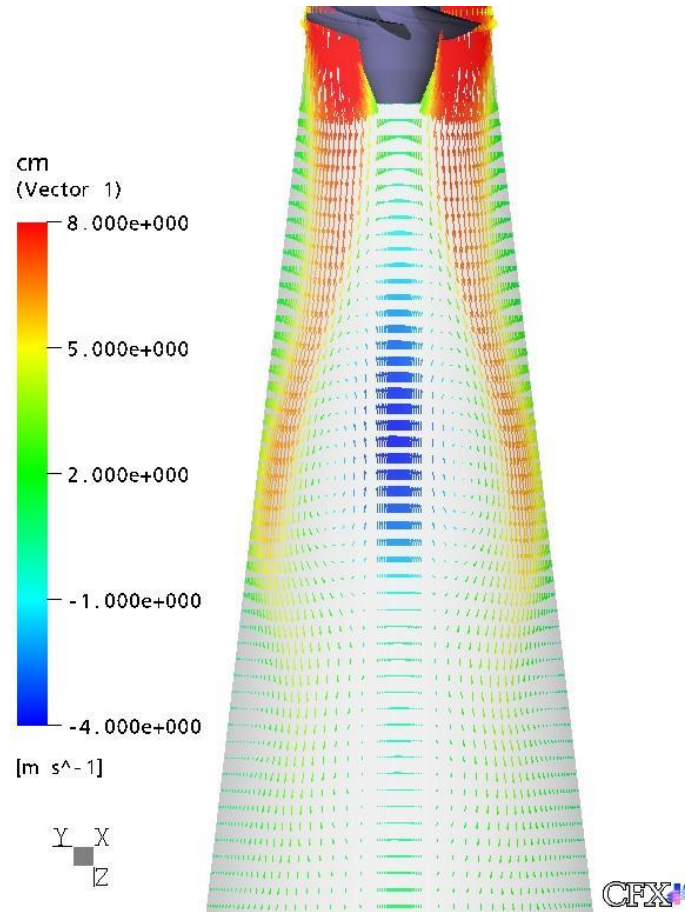


$$\sigma = \frac{p - p_{t2}(SR-ENDE)}{\rho_{\text{Wasser}} \cdot g \cdot H}$$

CFX

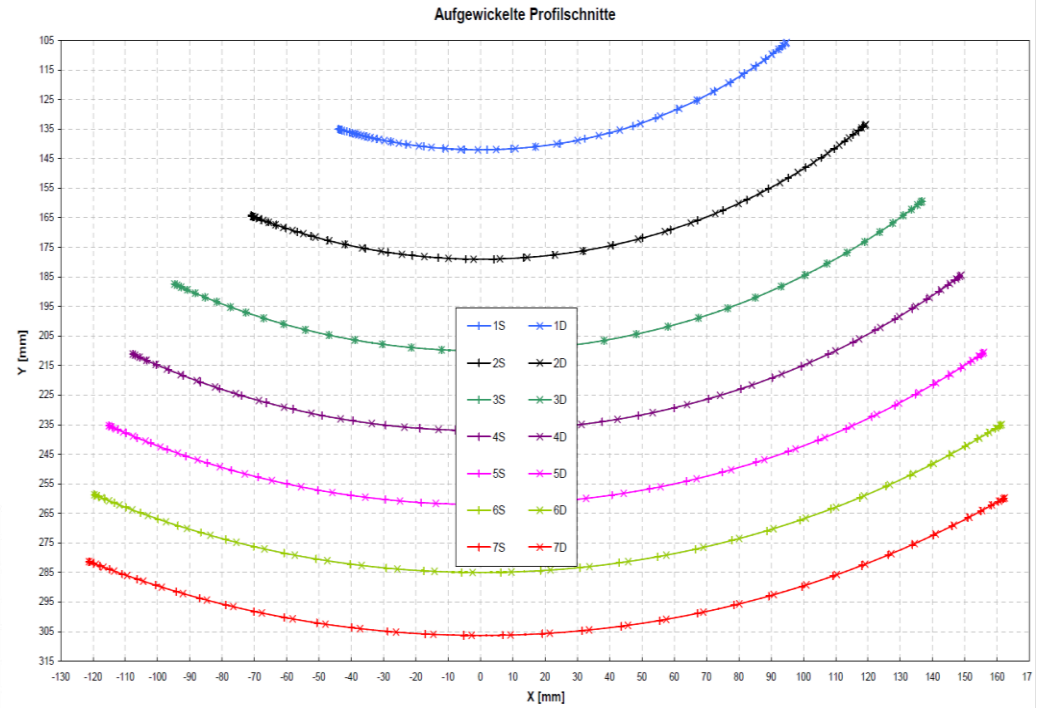
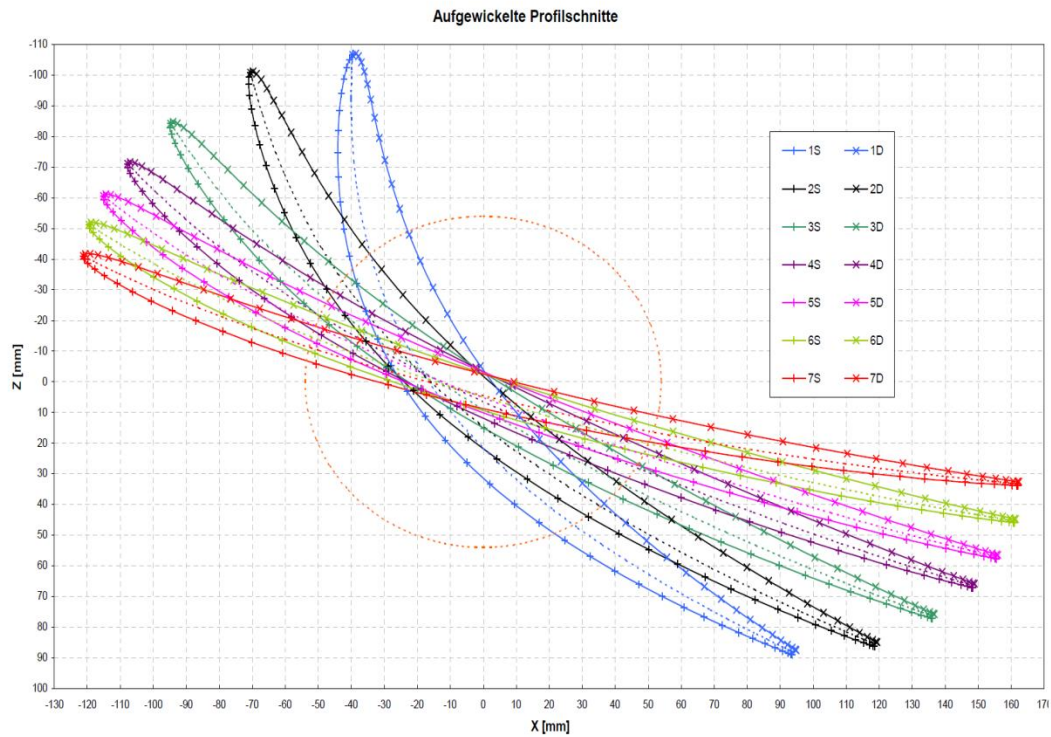
3. NACA-Auslegeverfahren für Axialmaschinen

- Restdrall auf äußeren Stromflächen wird abgebaut
- drallfreie, stabile Saugrohrströmung nach ca. 2/3 der Saugrohlänge
- Rückströmgebiet nach der Laufradnabe
- keine Strömungsablösungen am Saugrohrmantel



3. NACA-Auslegeverfahren für Axialmaschinen

Aufpunkte der Laufschaufelprofile:



4. Kräfte in hydraulischen Strömungsmaschinen

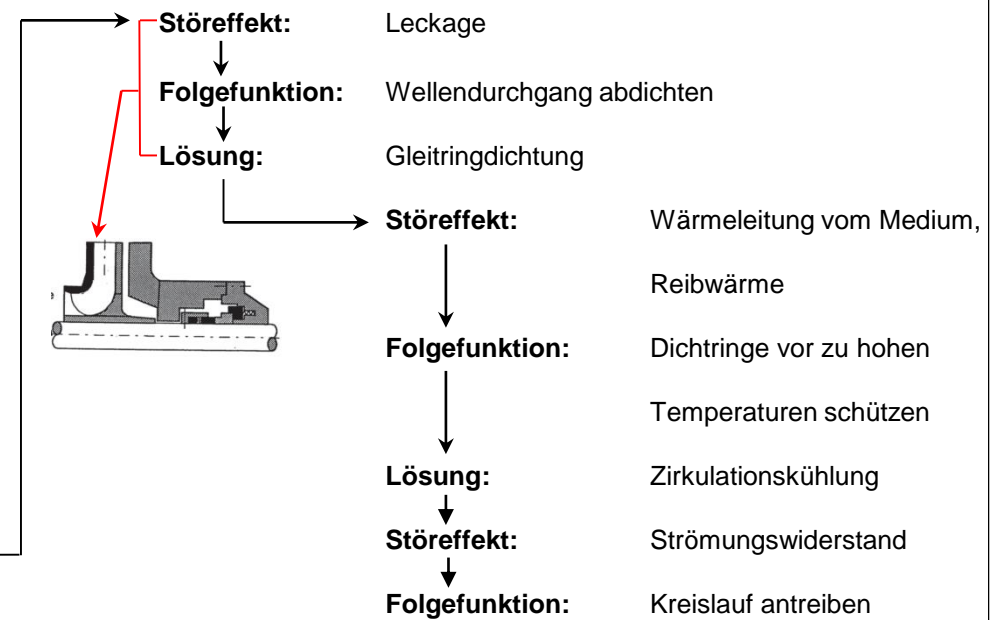
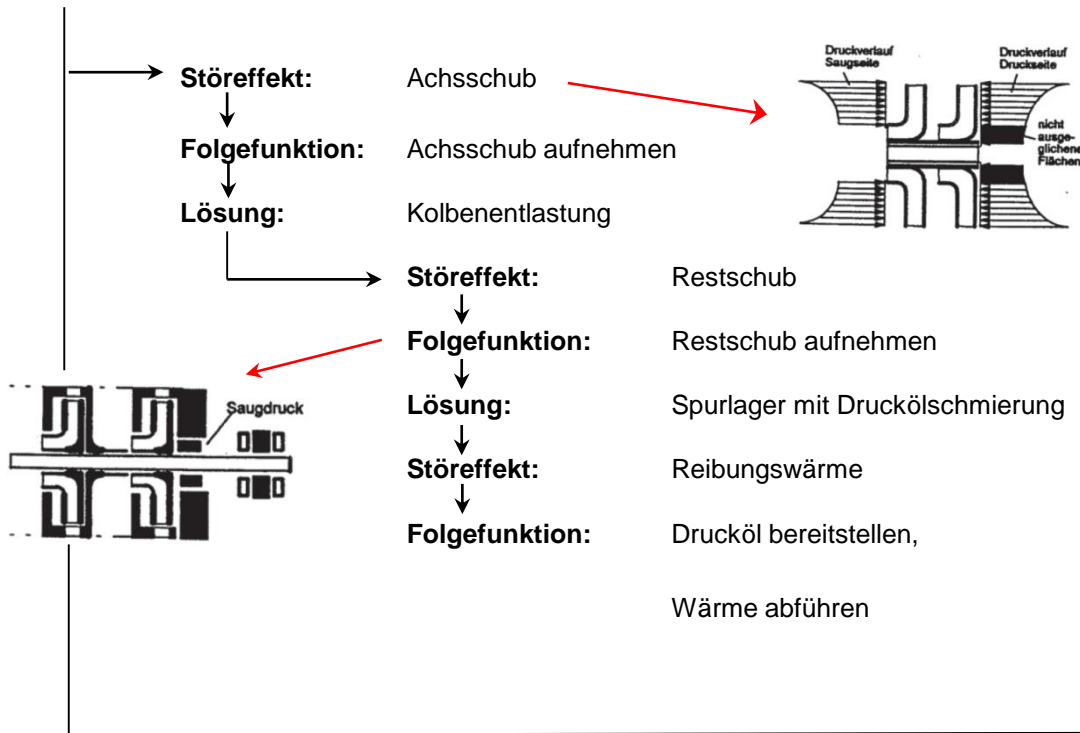
Axialkraft und Ausgleichsmöglichkeiten bei Pumpen und Turbinen
Drosselspalte, Spaltstrom und volumetrische Verluste
Radialkraft und Ausgleichsmöglichkeiten bei Pumpen und Turbinen
Rotordynamik

4. Kräfte in hydraulischen Strömungsmaschinen

Rekursives Vorgehen beim Abarbeiten von Folgefunktionen von Störeffekten

Hauptfunktion: Pumpe → Druck erhöhen
 Turbine → Wellenenergie

Beispiel-Lösung: Mehrstufige Kreiselpumpe



4. Kräfte in hydraulischen Strömungsmaschinen

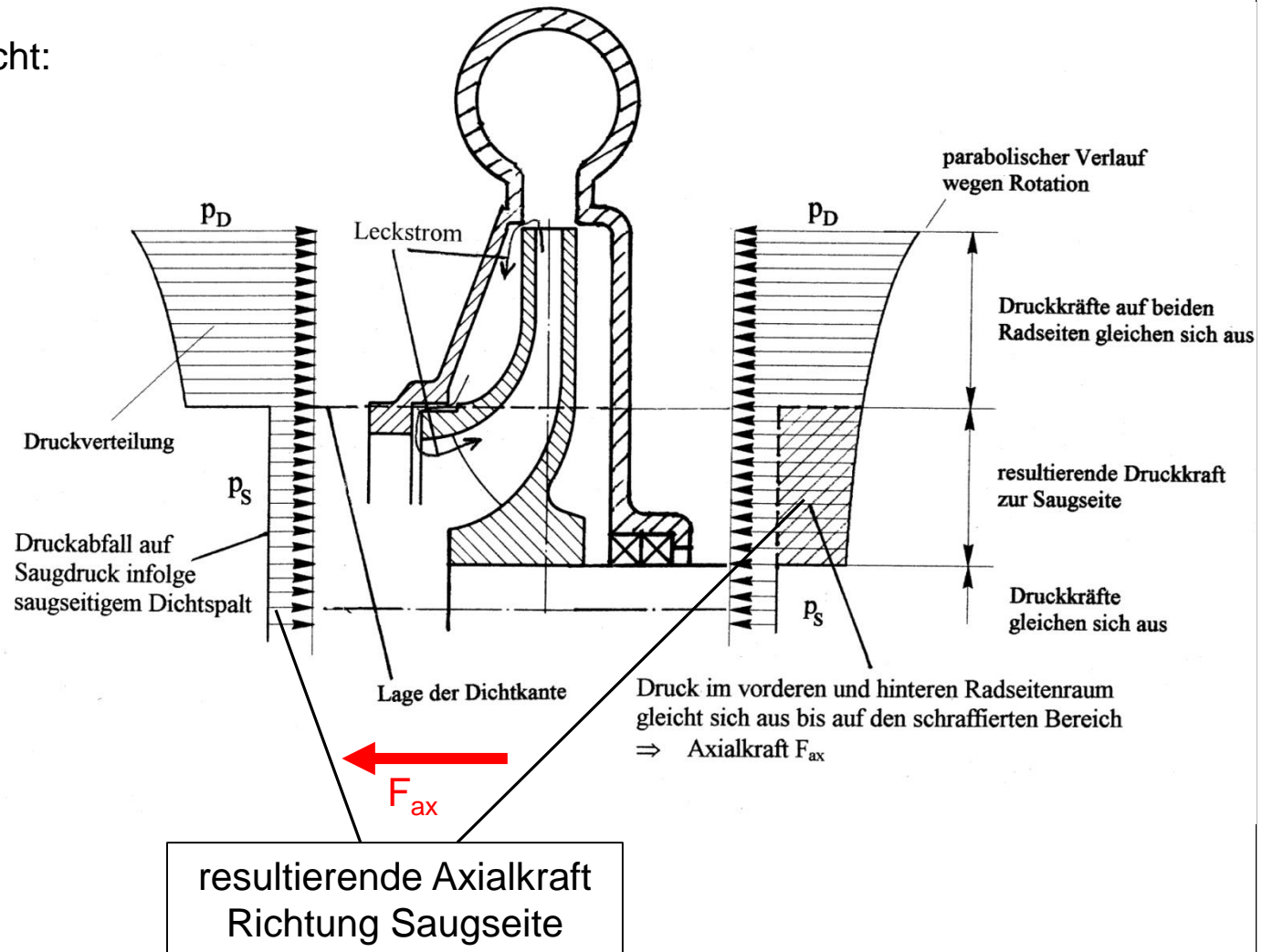
Kräfte

Die Druckverteilung am Laufrad verursacht:

- Axialkraft
- Radialkraft

1. Axialkraft

- Druckkräfte am Laufrad (Hauptanteil)
- Impulskraft
- Druckkräfte an Wellendichtung
- Rotorgewicht
- Magnetischer Zug



Zur Steigerung der Lager-Lebensdauer muss die Axialkraft ausgeglichen werden.

Quelle: HFM

4. Kräfte in hydraulischen Strömungsmaschinen

Laufradkraft/Pumpen

Berechnungsformel:

$$F_{ax} = \alpha \cdot \rho \cdot g \cdot H \cdot \frac{D_{2m}^2 \pi}{4}$$

Für geschlossene **Radial-/Halbaxialräder**:

$$\alpha = 0,5 \cdot \left(\frac{D_{sp}}{D_{2m}} \right)^3 + 0,09$$

Gültigkeitsbereich:

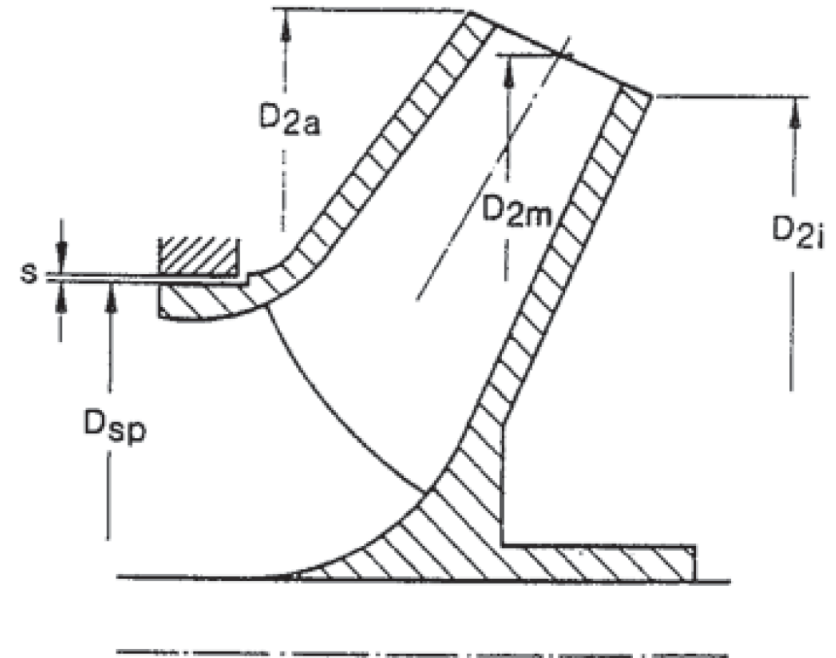
$$n_q = 6 - 130$$

$$Q = 0,8 \cdot Q_{opt} - 1,0 \cdot Q_{opt}$$

$$s = 0,1 \text{ mm}$$

$$s = 0,2 \text{ mm: } \alpha(s = 0,2) = 1,08 \cdot \alpha(s = 0,1)$$

- F_{ax} ist bei Leitradpumpen sehr stark von der axialen Position des Laufrades relativ zum Leitrad abhängig
- Offene Laufräder (ANSI-Norm) besitzen erheblich niedrigere F_{ax}



Unentlastetes Laufrad mit kegelter Austrittsfläche

Quelle: HFM

4. Kräfte in hydraulischen Strömungsmaschinen

Axialräder/Pumpen

Berechnungsformel:

$$F_{ax} \approx 0,8 \cdot \rho \cdot g \cdot H \cdot \frac{D_A^2 \pi}{4}$$

$\alpha \approx r$ r ...Reaktionsgrad, bei Axialturbinen hoch $r \approx 0,8$

Auswirkung der Drücke auf die Axialkraft

$$P_I - P_{II} \sim n^2 \cdot \rho \cdot D_2^4$$

- Die Druckkräfte sind während des Anlaufvorgangs größer, weil das Medium in den Radseitenräumen erst allmählich in Rotation gerät.
- Die beschleunigende/bremsende Wirkung der Wände ist zu berücksichtigen.

4. Kräfte in hydraulischen Strömungsmaschinen

Einfluss des Spaltstromes

saugseitiger Radseitenraum:

Richtung Welle strömender Spaltstrom beschleunigt Rotation über $\frac{\omega}{2}$

→ Druck sinkt (weil Druck an äußerem Raddurchmesser gegeben)

druckseitiger Radseitenraum:

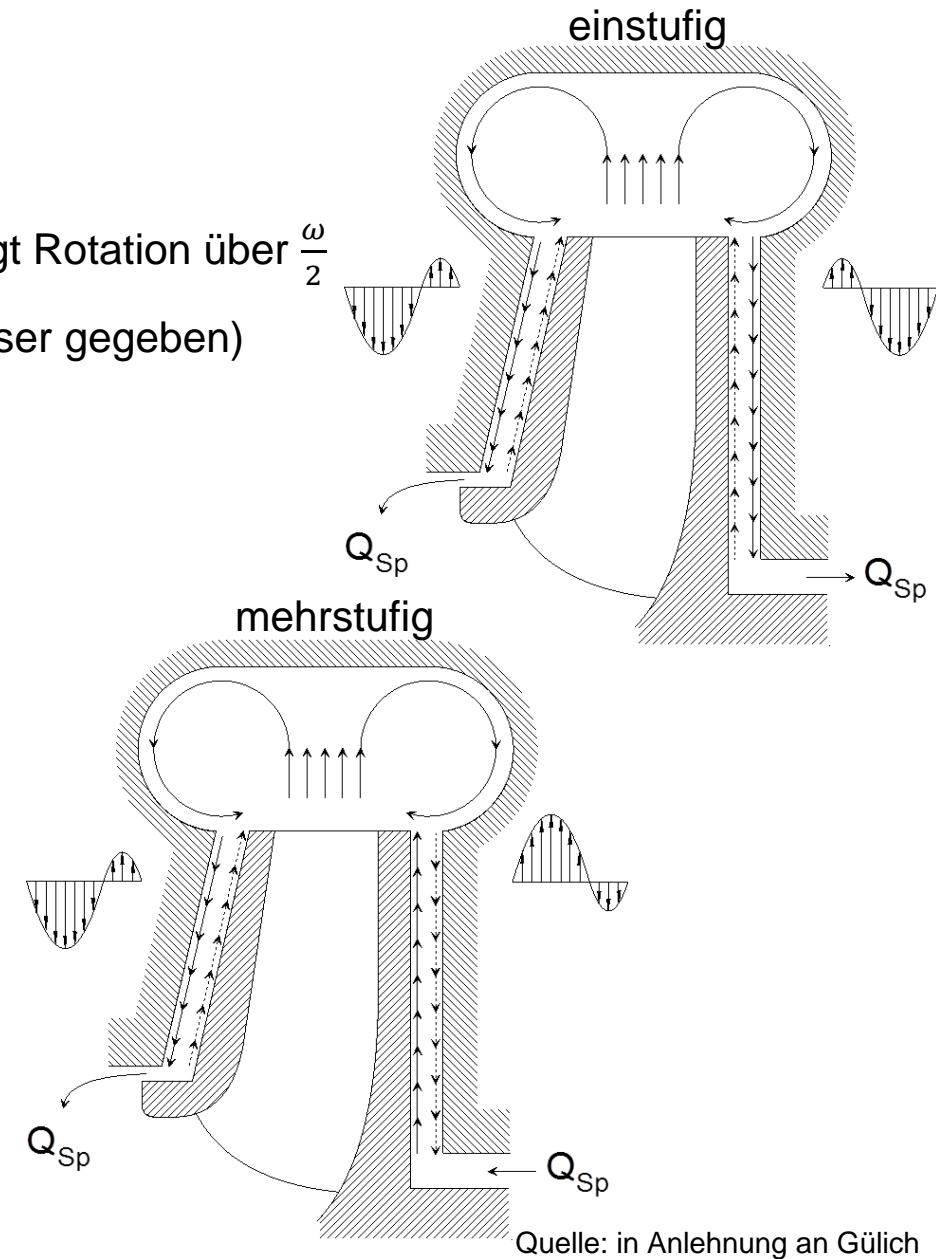
bei einstufiger Pumpe:

Richtung Welle strömender Spaltstrom beschleunigt Rotation über $\frac{\omega}{2}$

→ Einfluss Axialkraftausgleich , zusätzlich beachten (Drosselspalt , Rückenschaufeln , andere)

bei mehrstufiger Pumpe:

→ bei mehrstufigen Pumpen ohne Entlastung strömt Spaltstrom Richtung Laufrad Außendurchmesser, bremst Rotation unter $\frac{\omega}{2}$ und erhöht somit die Axialkraft.



4. Kräfte in hydraulischen Strömungsmaschinen

Erläuterung :

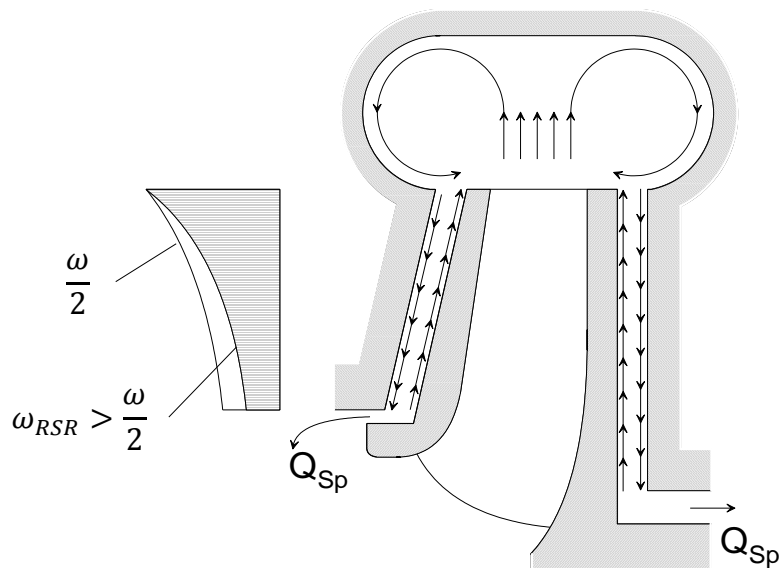
Nicht durchströmter RSR : $\omega_{RSR} = \frac{\omega}{2}$

Rotierende Strömung → Fliehkraft → Druckabnahme im RSR vom Laufrad Außenspalt in Richtung Welle
(siehe Ausbildung der Axialkraft)

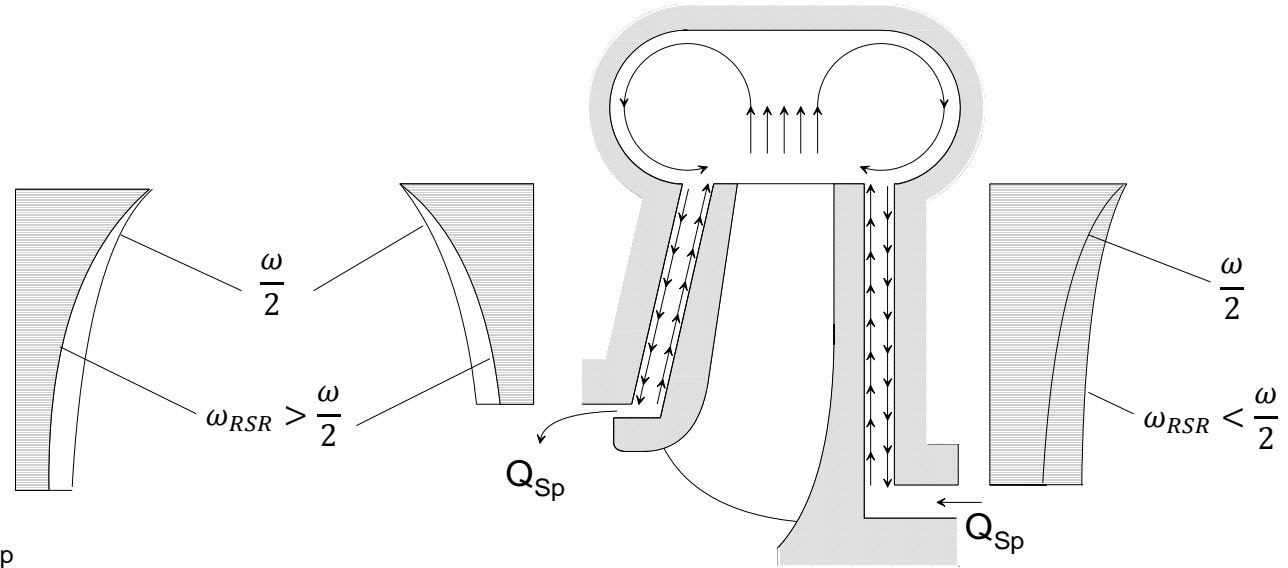
Richtung Welle durchströmter RSR : $\omega_{RSR} > \frac{\omega}{2}$

Richtung Laufrad Außendurchmesser durchströmter RSR $\omega_{RSR} < \frac{\omega}{2}$

Starker Einfluß auf die Axialkraft
einstufig



mehrstufig

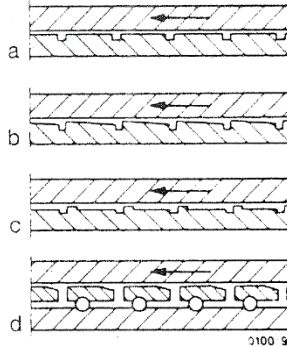


4. Kräfte in hydraulischen Strömungsmaschinen

Axialschubausgleich

Möglichkeiten:

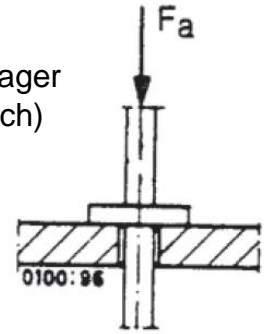
- Vollständige Aufnahme des Axialschub durch
 - Axiallager-Lagerring (a)
 - Keilflächen (b)
 - Stauspalt (c)
 - Kippsegmente (d)



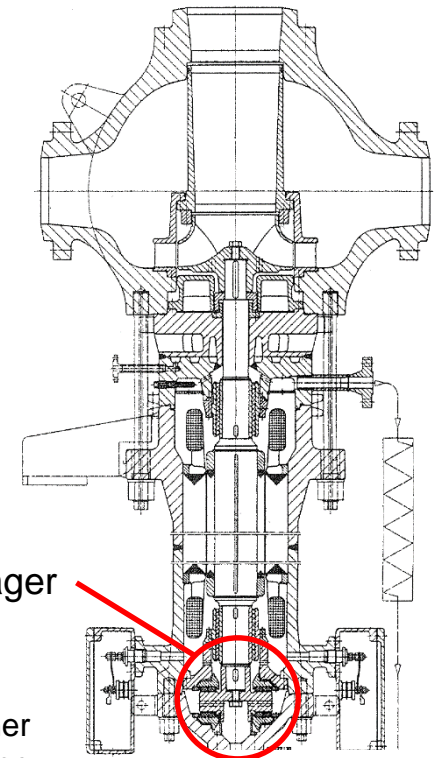
- in
- hydrodynamischer
 - hydrostatischer
 - kombinierter

rechts:

Axial-Gleitlager
(schematisch)



Ausführung



rechts:

Gleitlagerung der Pumpenwelle einer stopfbuchlosen Kesselumwälzpumpe

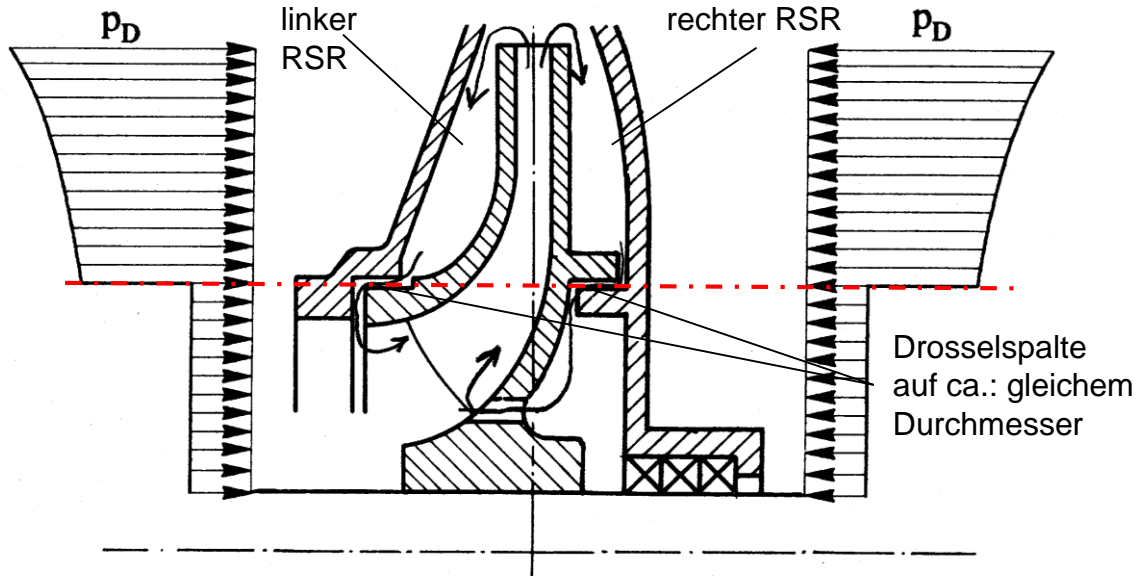
Quelle: KSB

- Minimaler axialer Bewegungsspielraum für Schmierfilm wegen Belastung, Zähigkeit und Gleitgeschwindigkeit
- Die Lager sind fast immer fördermediumgeschmiert, können Wirkungsgrad kosten und Zusatzeinrichtungen erfordern
- Wälzlager sind für den Wirkungsgrad am besten

4. Kräfte in hydraulischen Strömungsmaschinen

Axialschubausgleich

Möglichkeit 1: Drosselstelle/Ausgleichsbohrung

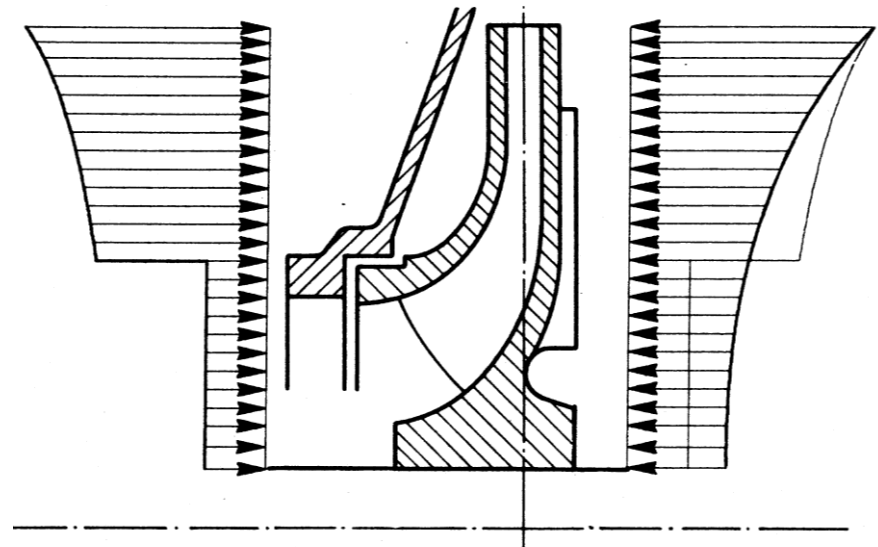


- Drosselstelle an hinterer Deckscheibe
- Druckausgleichsbohrung

Einsatz:

- einstufige Pumpen
- mehrstufige Serienpumpen
- nicht-abrasive Medien

Möglichkeit 2: Rückenschaufeln



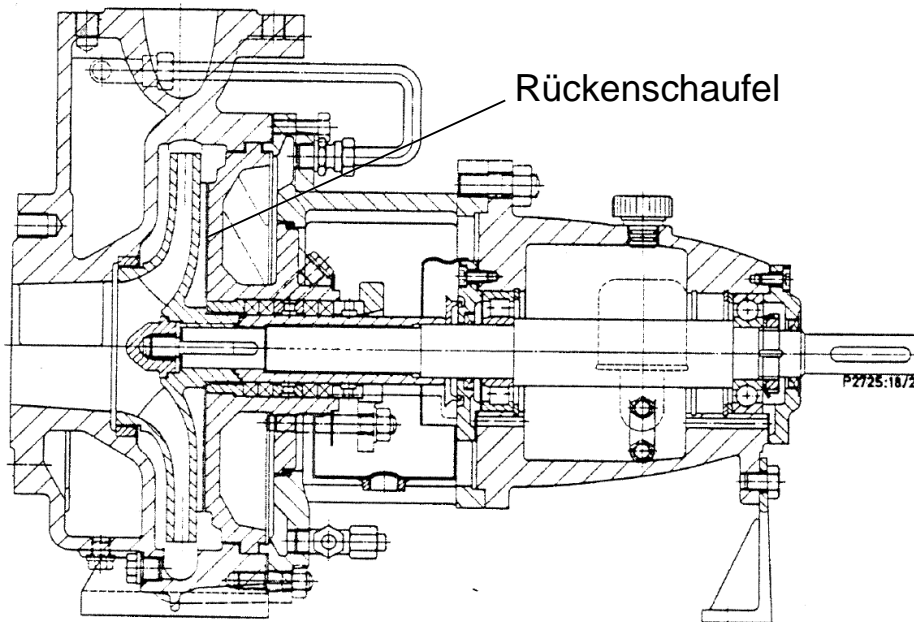
- Rückenschaufeln beschleunigen die Radseitenraumströmung und reduzieren den statischen Druck
- Nachteil: Rückenschaufeln ziehen viel Leistung

Einsatz:

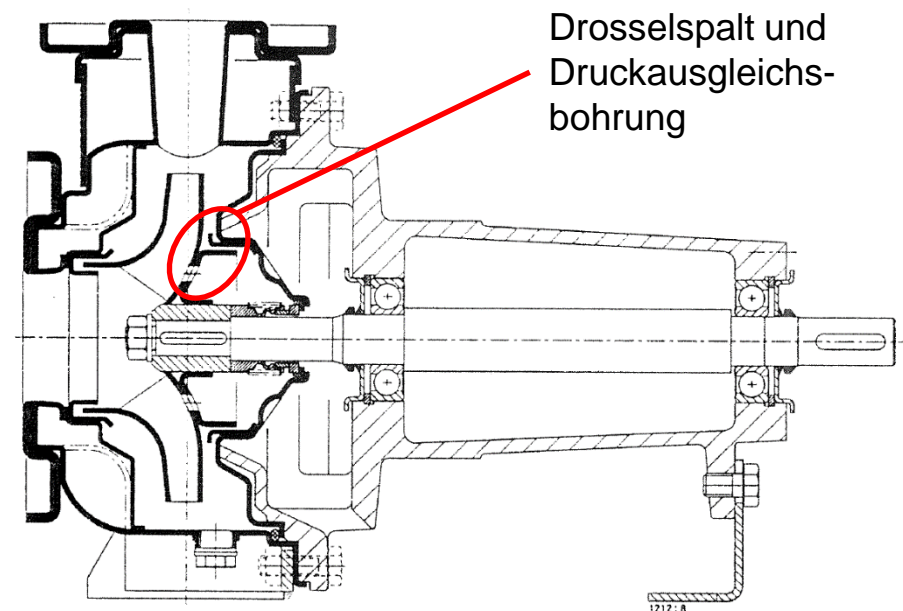
- einstufige Pumpen
- abrasive Medien

4. Kräfte in hydraulischen Strömungsmaschinen

- Rückenschaufeln kosten ca. 3 Prozentpunkte Wirkungsgrad. Sie verhalten sich hydraulisch gesehen wie eine Pumpe bei $Q=0$ und ziehen entsprechend Leistung.
- Einwärts gerichteter Entlastungsstrom erhöht aufgrund der Coriolis-Beschleunigung die Winkelgeschwindigkeit und senkt dadurch das Druckniveau. Der Entlastungsstrom ist allerdings relativ hoch.
- Entlastung nach Punkt 3 wirkt nur bei einem bestimmten Förderstrom. Außerhalb dieses Betriebspunktes müssen Restkräfte vom Axiallager aufgenommen werden.



Chemienormpumpe, saug- und druckseitig heizbar, KSB



Kreiselpumpe mit Gehäuse aus gezogenem Chromnickelstahl, KSB

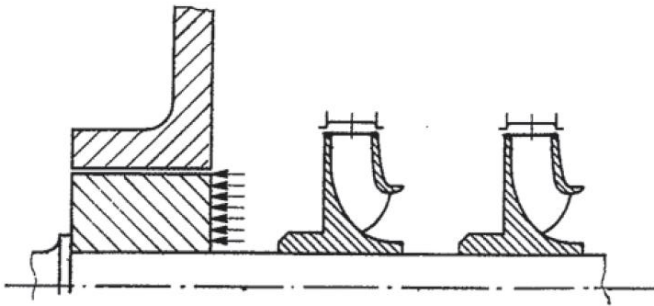
4. Kräfte in hydraulischen Strömungsmaschinen

Axialschubausgleich

Möglichkeit 3: zusätzliche Einbaumaßnahmen

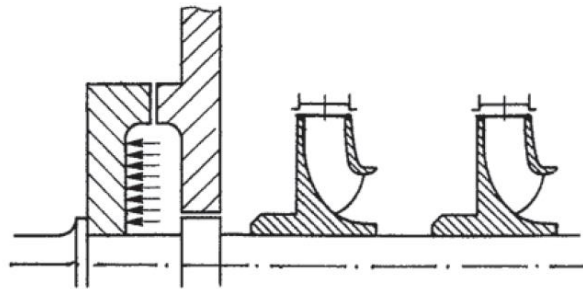
KOLBEN

- axial fixierter Läufer



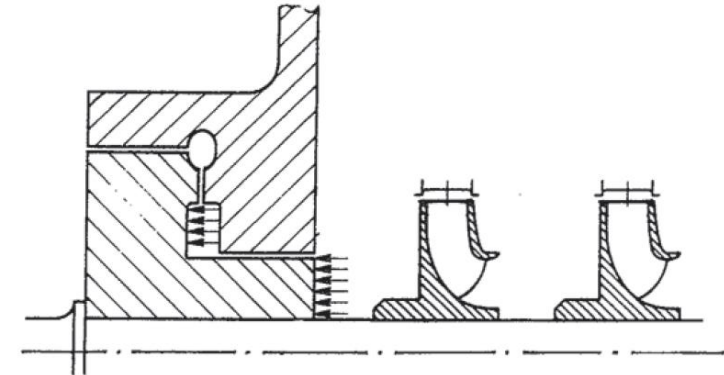
SCHEIBE

- steile Steuercharakteristik



STUFENKOLBEN

- flache Steuercharakteristik



Ausgleichsscheiben und -stufenkolben erfordern einen axial beweglichen Läufer

Funktionsweise der Ausgleichsscheibe:

Dem eigentlichen, hier radialen Dichtungsspalt ist ein axialer Drosselspalt vorgeschaltet. Vergrößert sich aus irgendeinem Grund der Achsschub, so bewegt sich der Läufer nach rechts, die Spaltweite s und mit ihr der Spaltstrom wird kleiner. Dadurch wird auch die Drosselwirkung am Axialspalt geringer, und der nun höhere auf der Ausgleichsscheibe lastende Druck bildet die dem erhöhten Axialschub entsprechende Gegenkraft.

Quelle: Menny

Der Stufenkolben kombiniert die Funktion von Ausgleichkolben und -scheibe. Die Funktionsweise ist identisch mit der der Scheibe, wobei sich aber eine flachere Steuercharakteristik einstellt.

Einsatz: Hoch-/Höchstdruckpumpen

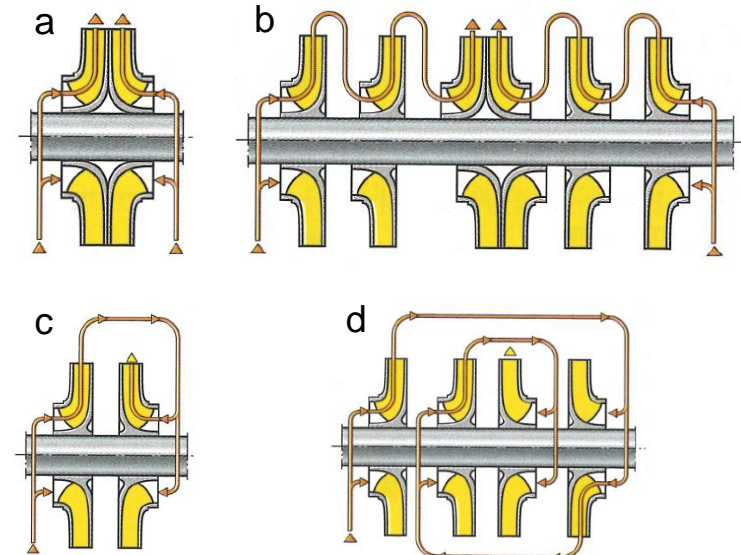
4. Kräfte in hydraulischen Strömungsmaschinen

Axialschubausgleich

Möglichkeit 4: gegenläufige Anordnung von Laufrädern und Stufen

- Restschub ist für stabile Tragfähigkeit erforderlich und geht in Axiallager
- Bei Kavitation kann die Förderhöhe einer Stufe u.U. völlig zusammenbrechen und damit der Axialschub dieser Stufe ausfallen.

Der dann unausgeglichene Schub muss vom Axiallager aufgenommen werden.

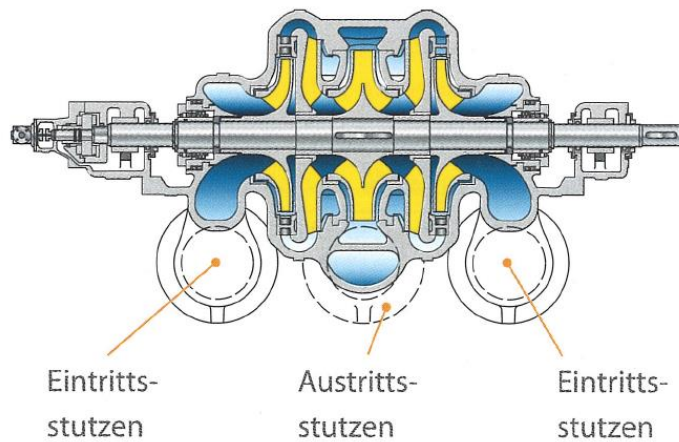


a: 2-flutig, 1-stufig

b: 1-flutig, 2-stufig

c: 2-flutig, 3-stufig

d: 4-stufig (crossover)



Eintrittsstutzen

Austrittsstutzen

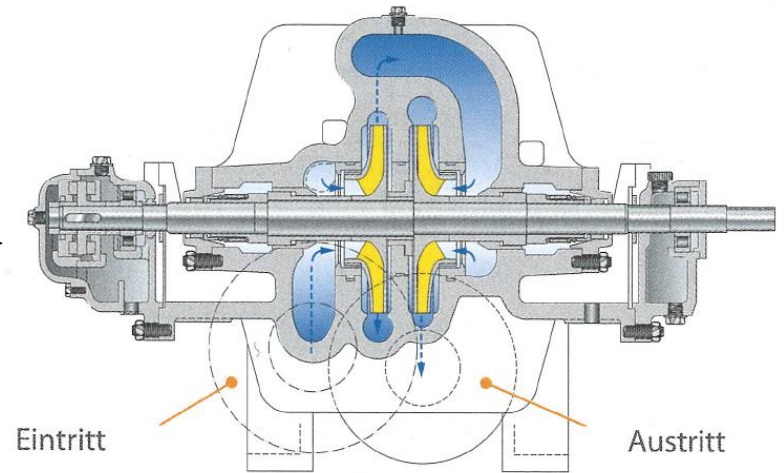
Eintrittsstutzen

Links:

2-flutige, 2-stufige
Spiralgehäusepumpe für
Wasserversorgung

Rechts:

1-flutig, 2-stufige
Pipelinepumpe mit
Umführungskanälen und
längsgeteiltem Gehäuse



Eintritt

Austritt

Quelle: alles KSB

4. Kräfte in hydraulischen Strömungsmaschinen

Volumetrische Verluste

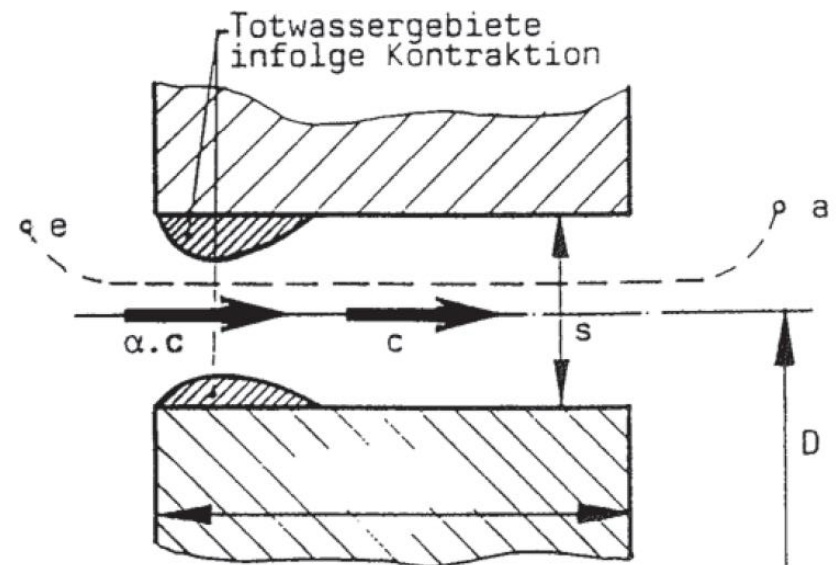
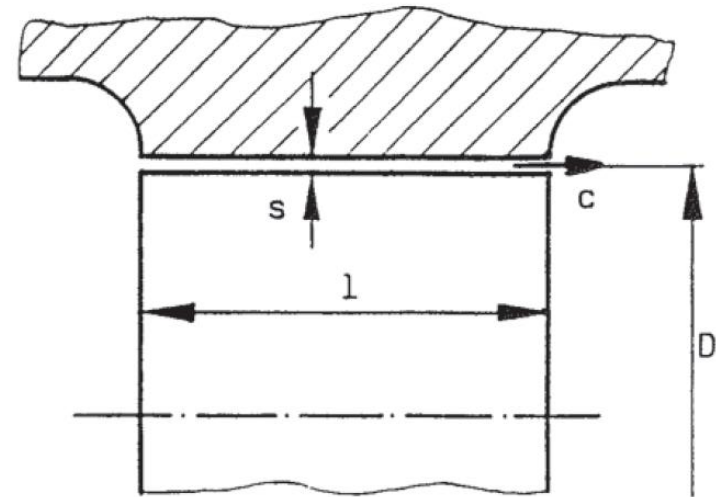
Stammen aus Leckverlusten durch Dichtspalte

Dichtspalte:

- Wegen niedriger Reibung erforderlich
- Berührungen unbedingt vermeiden
- Materialpaarung sorgfältig wählen

im Gegensatz zu berührenden Dichtungen:

- statische Dichtungen
- Packungen
- Gleitringdichtungen
- Wellendichtringe



Quelle: HFM

4. Kräfte in hydraulischen Strömungsmaschinen

Leckverlust, Druckabfall und Reibungsbeiwert eines Dichtspaltes...

...hängen eng zusammen

...können durch die Energiebilanz vom Eintritt „e“ bis zum Austritt „a“ mehr oder weniger genau berechnet werden

Reibungsbeiwert λ kann nach Prandtl-Colebrook bestimmt werden...

...mit dem äquivalenten hydraulischen Durchmesser

...und bei genauer Betrachtung unter Berücksichtigung der Rotation (Stampa, Yamada)

$$\frac{p_e}{\rho \cdot g} + \frac{c_e^2}{2 \cdot g} = \frac{p_a}{\rho \cdot g} + \frac{c_a^2}{2 \cdot g} + h_v$$

$$\frac{c_e^2}{2 \cdot g}, \frac{c_a^2}{2 \cdot g} \dots \text{werden vernachlässigt} \rightarrow h_v = \frac{\Delta p}{\rho \cdot g}$$

Δp berücksichtigt: Eintritt, Kontraktion, Reibung im Spalt, Verwirbelung und Austritt

4. Kräfte in hydraulischen Strömungsmaschinen

$$h_v = \frac{\Delta p}{\rho \cdot g} = \sum \zeta \cdot \frac{c^2}{2 \cdot g} = \underbrace{\mu \cdot \frac{c^2}{2 \cdot g}}_{\substack{\text{Eintritt,} \\ \text{Kontraktion} \\ \approx 0,5}} + \underbrace{\lambda \cdot \frac{l}{2 \cdot s} \cdot \frac{c^2}{2 \cdot g}}_{\substack{\text{Reibungs-} \\ \text{wirbel}}} + \underbrace{1 \cdot \frac{c^2}{2 \cdot g}}_{\text{Austritt}} = \left(1,5 + \lambda \cdot \frac{l}{2 \cdot s} \right) \cdot \frac{c^2}{2 \cdot g}$$

Durchflussgeschwindigkeit:

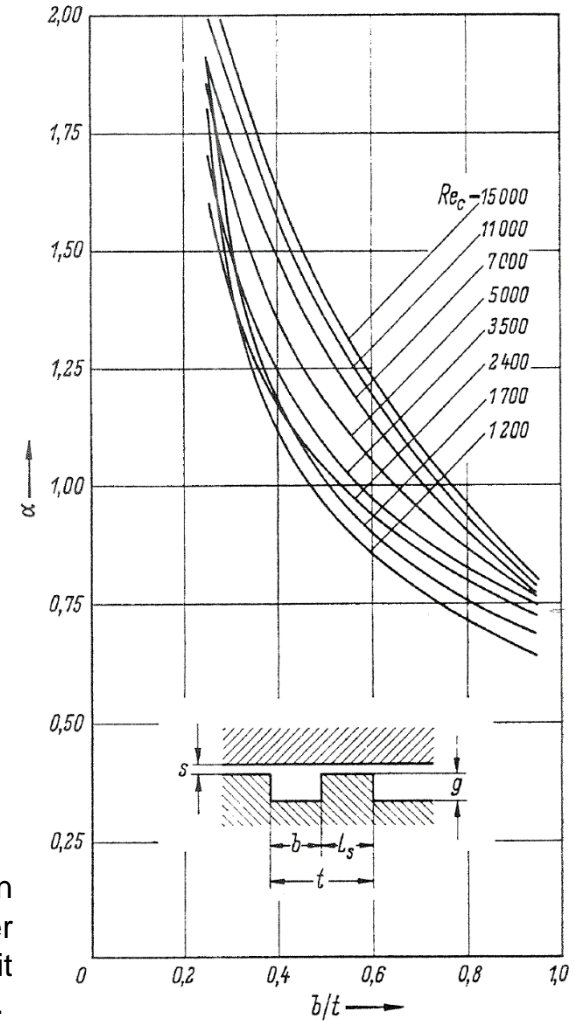
$$c = \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho} \cdot \frac{1}{1,5 + \lambda \cdot \frac{l}{2 \cdot s}}}$$

bei mehreren Dichtspalten:

$$c = \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho} \cdot \frac{1}{\frac{z}{\alpha^2} + \lambda \cdot \frac{l}{2 \cdot s}}}$$

z Anzahl Dichtspalte
 Δp aus Druck vor und hinter
 dem Spalt gegeben

Rechts:
 Beiwert α für den
 mittleren Teil einer
 Spaltdichtung mit
 mehreren Dichtspalten.



4. Kräfte in hydraulischen Strömungsmaschinen

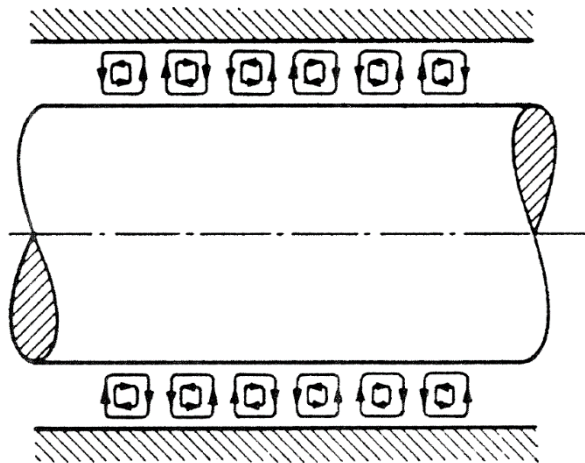
Die Rotation bewirkt das Entstehen von Taylor-Wirbeln und verschiebt den Umschlag laminar-turbulent zu höheren Reynolds-Zahlen (gebildet mit u oder c)

$$Ta = \frac{u_i \cdot d}{\nu} \cdot \sqrt{\frac{d}{R_i}}$$

$Ta = 41,3$: Couette-Strömung

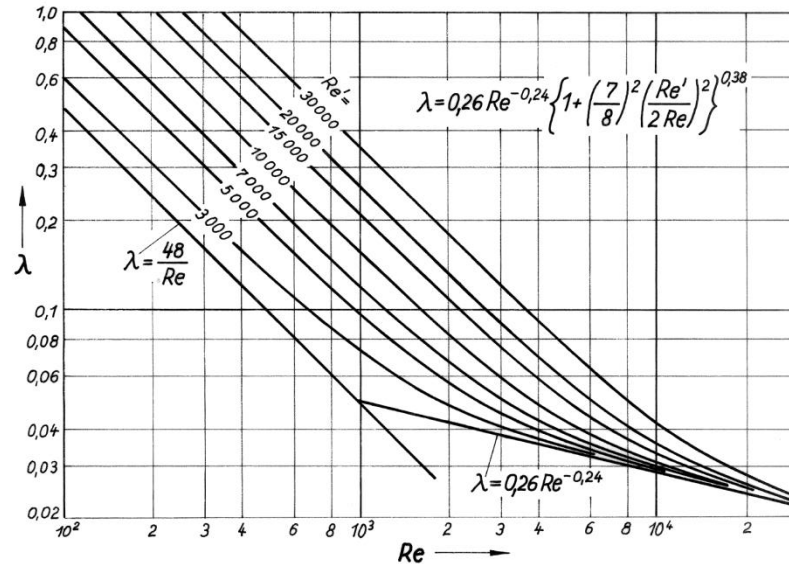
$41,3 \leq Ta < 400$: laminare Taylor-Wirbel

$Ta > 400$: turbulente Taylor-Wirbel



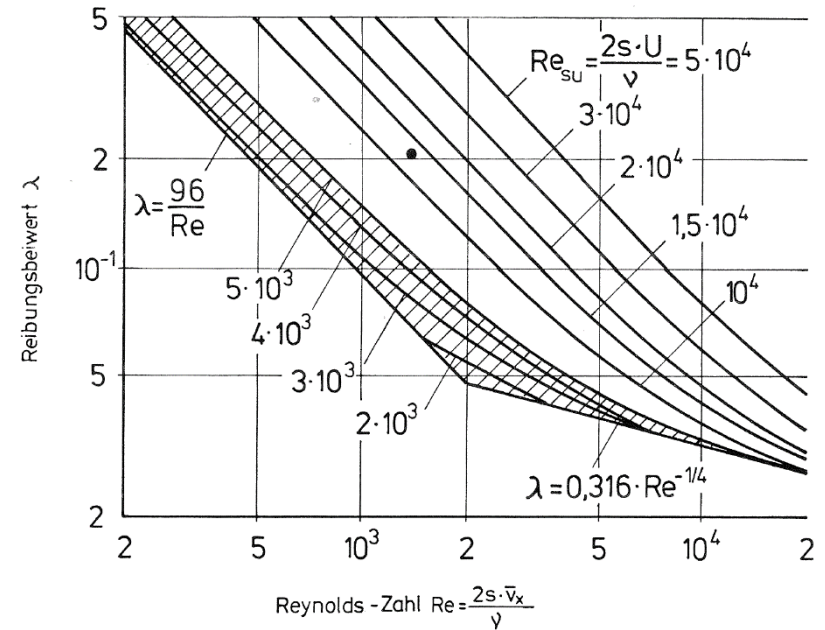
Rechts:

Taylor-Wirbel in einem zylindrischen Ringspalt



Links:

Widerstandsbeiwert λ für den axialen Durchfluss zwischen konzentrischen Zylindern in Abhängigkeit von Rotation und axialem Durchfluss (nach Yamada)



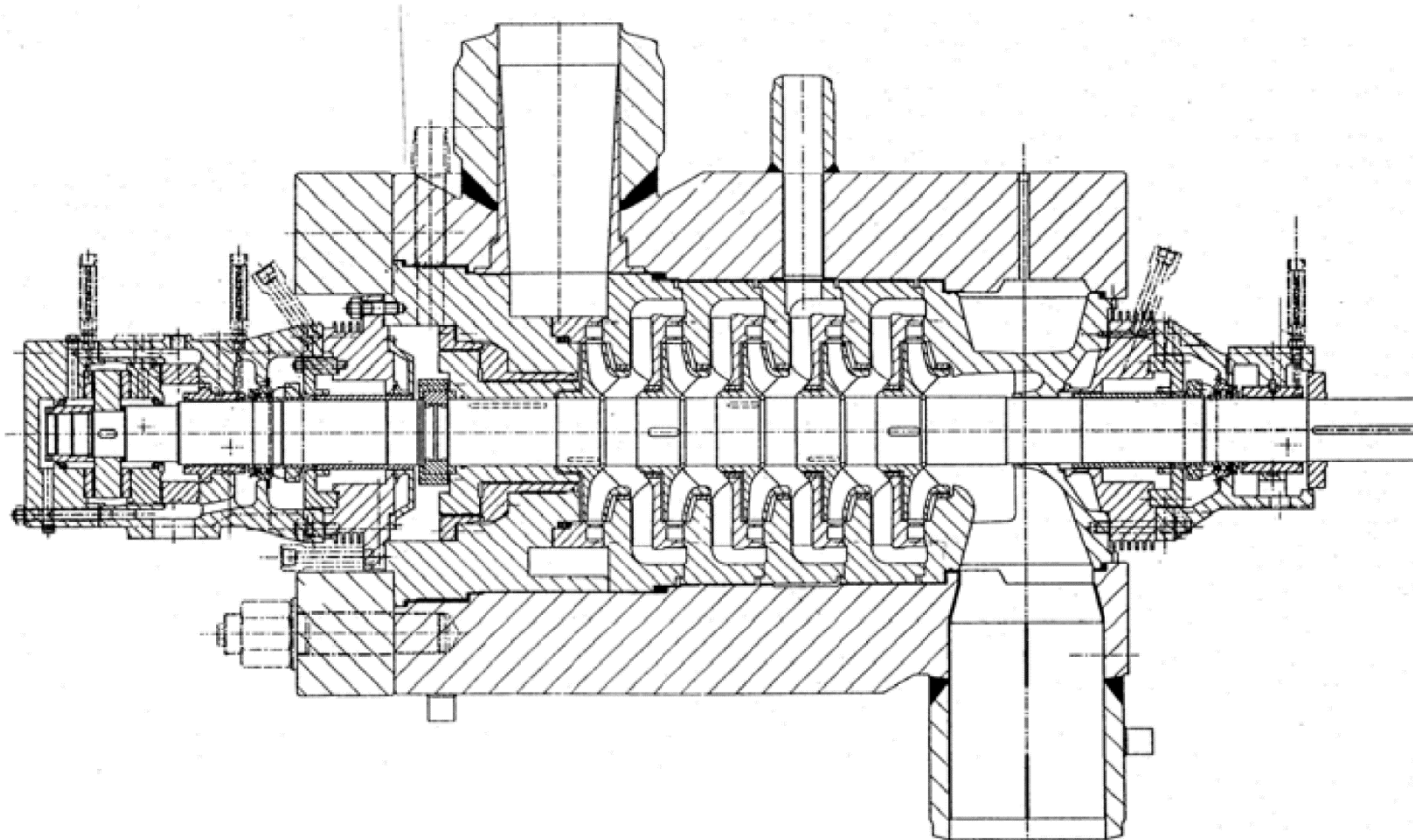
Messergebnisse $\lambda = \lambda(Re)$ nach Stampa,

Quelle: Neumaier

4. Kräfte in hydraulischen Strömungsmaschinen

Axialdurchflossene Spalte sind unregelmäßig profiliert:

- Reduktion Spaltstrom
- Vermeidung stehender Wellen

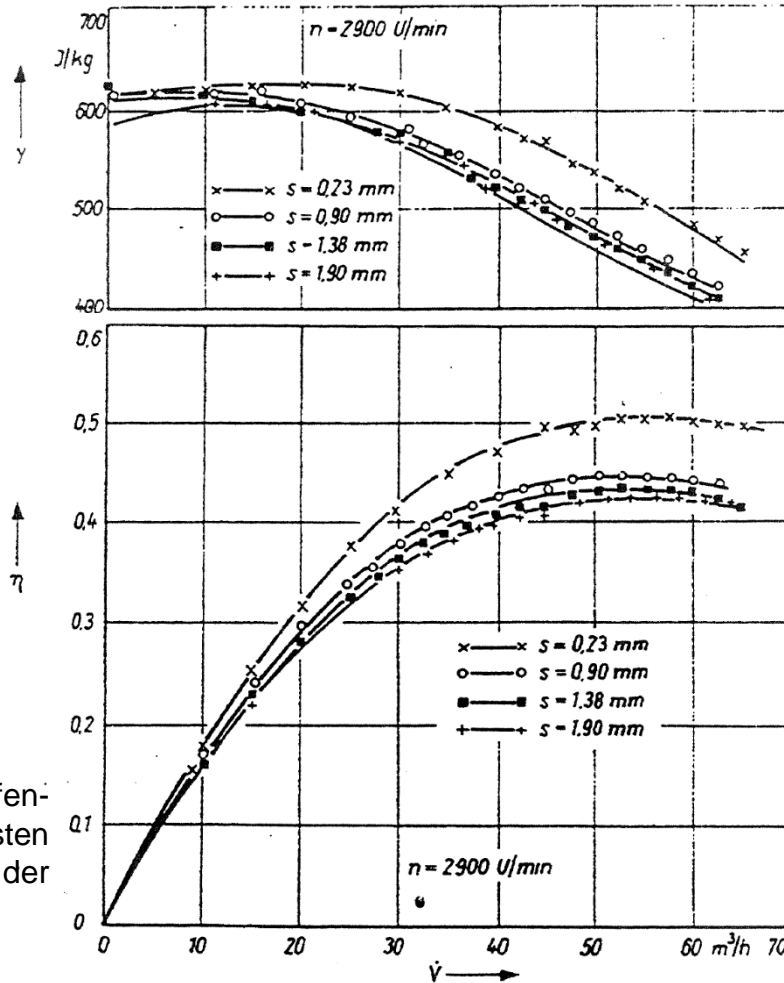


Kesselspeisepumpe in Topfgehäusebauart mit Anzapfstufe, KSB

4. Kräfte in hydraulischen Strömungsmaschinen

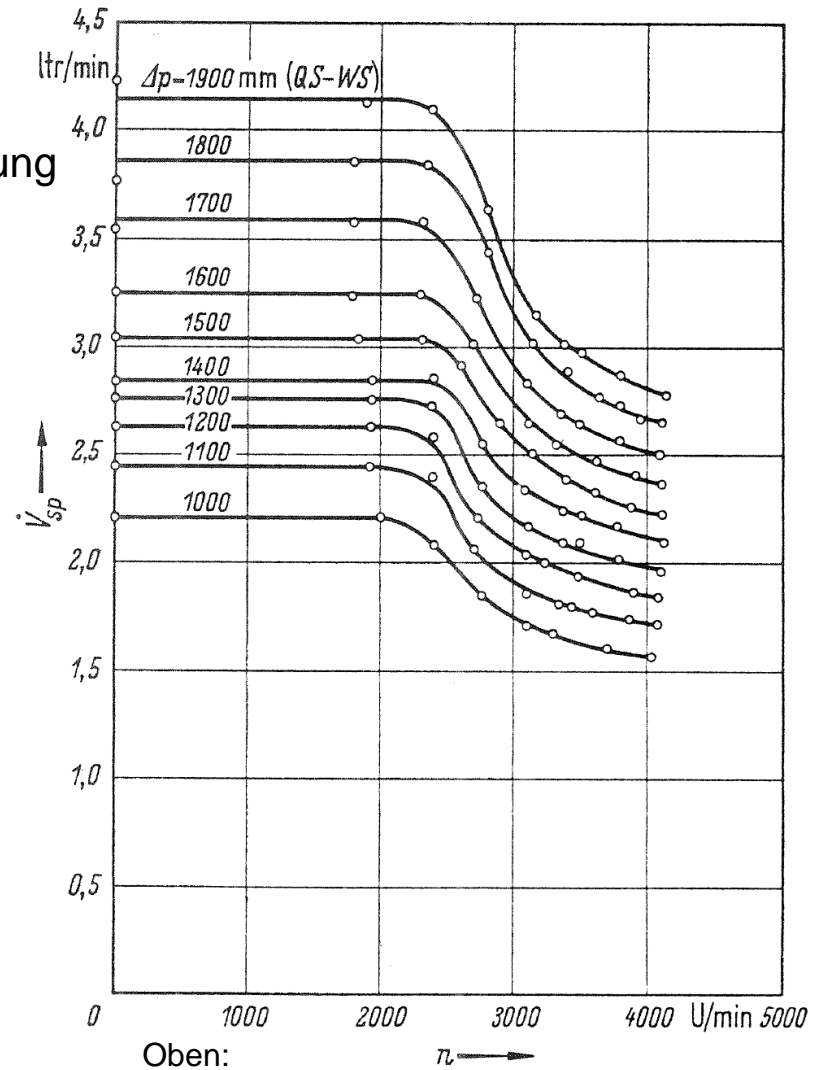
Anwendung:

- Berechnung von Leckstrom, Druckabfall, Axialkraft, Tragwirkung
- Ermittlung der Steuercharakteristik, Rotordynamik



Rechts:

Kennlinien und Stufenwirkungswerte der ersten Stufe in Abhängigkeit der Spaltweite



Ober:
 Spaltstrom V_{Sp} in Abhängigkeit der Wellendrehzahl n und der Druckdifferenz Δp an einem zylindrischen Ringspalt mit $L_s = 110 \text{ mm}$; $D_{Sp} = 85 \text{ mm}$ und $s = 0,11 \text{ mm}$

4. Kräfte in hydraulischen Strömungsmaschinen

Axialkraft und Ausgleich bei Turbinen

FRANCIS-Turbine

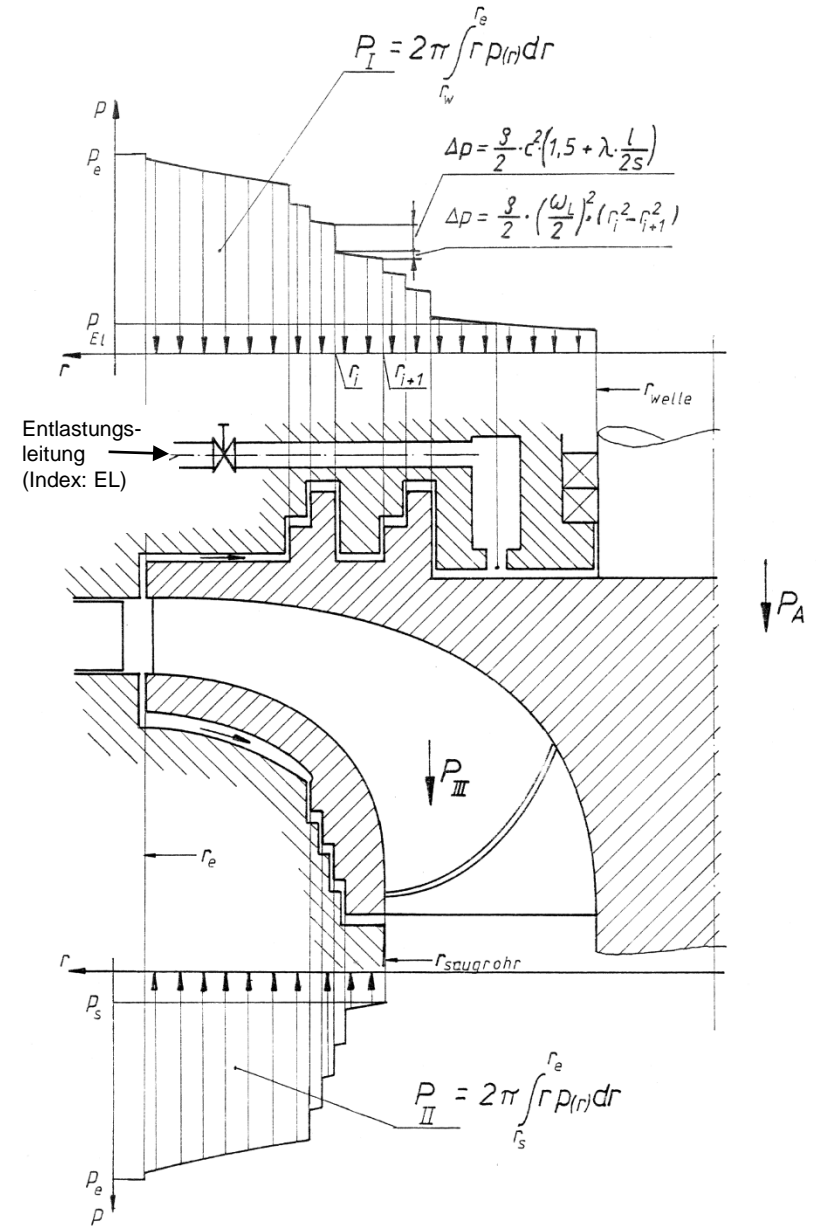
Resultierende Axialkraft:

- Druckkraft auf hintere Deckscheibe/Laufradboden: P_I
- Druckkraft auf vordere Deckscheibe/Außenkranz : P_{II}
- Druckkräfte im Laufradkanal / nur bei großen Maschinen : P_{III}

Druckkräfte P_I, P_{II}

$$P_I = \int_A p(r, \varphi) dA$$

- Näherung: Rotationssymmetrie
- Bei Unstetigkeiten: abschnittsweise Berechnung



Quelle: HFM, Ziegler

4. Kräfte in hydraulischen Strömungsmaschinen

Druckverlauf zwischen Unstetigkeitsstellen/Drosselstellen

Rotierendes Medium steht unter Fliehkraft:

→ radialer Druckanstieg

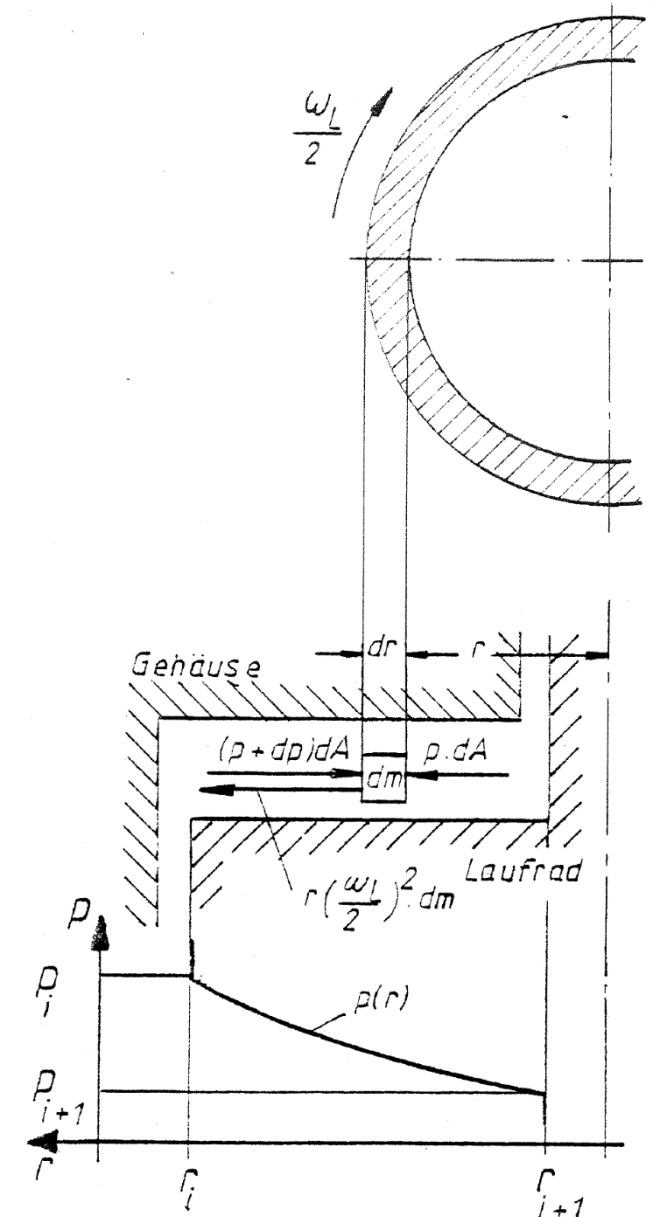
Kräftegleichgewicht am Kontrollvolumen:

$$r \left(\frac{\omega}{2} \right)^2 dm + p dA - (p + dp) dA = 0$$

$$dp = \rho \left(\frac{\omega}{2} \right)^2 r dr$$

$$p_i - p(r) = \left(\frac{\omega}{2} \right)^2 \frac{\rho}{2} [r_i^2 - r^2]$$

Damit ist die abschnittsweise Integration möglich, wenn jeweils p_i und r_i bekannt sind.



4. Kräfte in hydraulischen Strömungsmaschinen

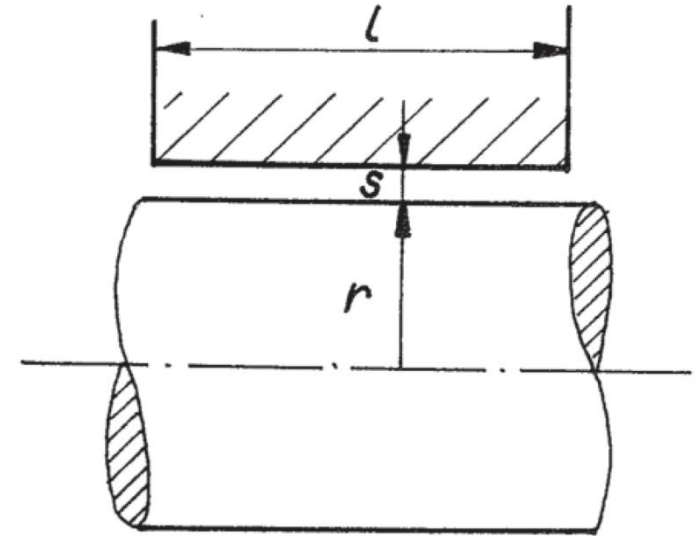
Drosselspalte

1. Druckdifferenz im achsparallelen Spalt:

$$\Delta p = \frac{\rho}{2} \cdot c_{Sp}^2 \cdot \left(1,5 + \lambda \frac{l}{2s}\right)$$

$$c_{Sp} = \frac{Q}{A} = \frac{Q_{Sp}}{(2r+s) \cdot \pi \cdot s}$$

λ ...Widerstandsbeiwert, der von Q abhängt: **Iteration**



Quelle: HFM

2. Spaltwasser:

Annahme: Drosselung nur im achsparallelen Spalt

$$\begin{aligned} p_e - p_{EL} &= \sum \Delta p = \sum_i \frac{\rho}{2} \cdot \left[\frac{Q^2}{A^2} \cdot \left(1,5 + \lambda \cdot \frac{l}{2 \cdot s}\right) \right]_{i \text{ Spalte}} + \sum_j \frac{\rho}{2} \cdot \left[\left(\frac{\omega}{2}\right)^2 \cdot (r_e^2 - r_i^2) \right]_{j \text{ Hohlräume}} \\ &= \sum \Delta p_{Sp} + \frac{\rho}{2} \cdot \left[\left(\frac{\omega}{2}\right)^2 \cdot (r_e^2 - r_{EL}^2) \right] \end{aligned}$$

Da p_e und p_{EL} bekannt sind, können λ und Q iterativ bestimmt werden.

4. Kräfte in hydraulischen Strömungsmaschinen

Druckkräfte im Laufradkanal P_{III}

$$\Delta \dot{I}_z = \sum F_z$$

$$\Delta \dot{I}_z = \dot{I}_{z,aus} - \dot{I}_{z,ein} = 0 - (-c_s) \cdot \dot{m}$$

$$\begin{aligned} \sum F_z &= \text{Schwerkraft} + \text{freie Druckkraft} + \text{gebundene Druckkraft} \\ &= m_w \cdot g - p_s \cdot A_s + F_{III} \end{aligned}$$

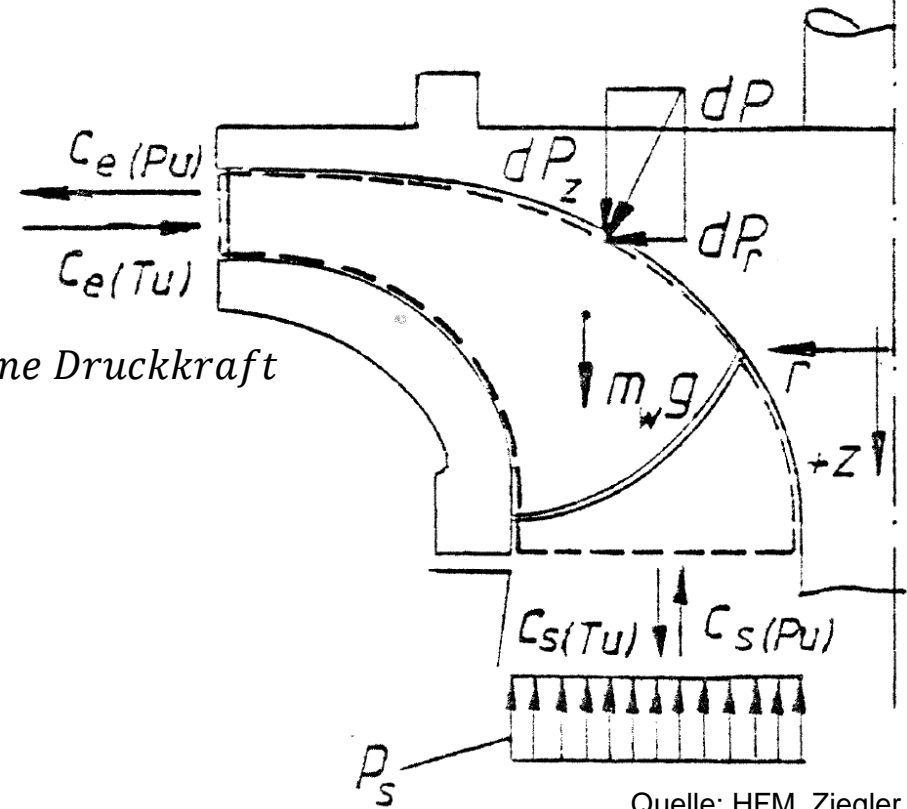
$$F_{III} = -P_{III}$$

$$\rightarrow P_{III} = m_w \cdot g - p_s \cdot A_s - c_s \cdot \dot{m} \cong -p_s \cdot A_s - c_s \cdot \dot{m}$$

$$P_{Ax} = P_I + P_{II} + P_{III} = P_I + P_{II} - p_s \cdot A_s - c_s \cdot \dot{m}$$

P_{ax} wird in Richtung Saugseite positiv gezählt

- Achsschub muss für alle Betriebspunkte ermittelt werden
- Einfluss von Spaltweitenänderungen (Toleranzen, Dehnungen, Abrieb) untersuchen



4. Kräfte in hydraulischen Strömungsmaschinen

Axialschub

Ist entscheidend für die Dimensionierung des Spurlagers/Axiallagers

Aus Sicherheitsgründen: experimentelle Überprüfung der Axialkraft unerlässlich

Möglichkeiten:

1. Untersuchung an einer Modellmaschine:

Je nach Spaltanordnung mehr oder weniger fehlerbehaftet, weil die Übertragung der Spaltgeometrie auf die Großmaschine problematisch.

2. Untersuchung an der Großmaschine:

Messung der Drücke in den vorderen und hinteren Radseitenräumen.
Fehlerquelle: Druck über Saugrohrquerschnitt

Axialschub kann durch Drosselorgane in Entlastungsleitung (wenn vorhanden) stark beeinflusst werden.

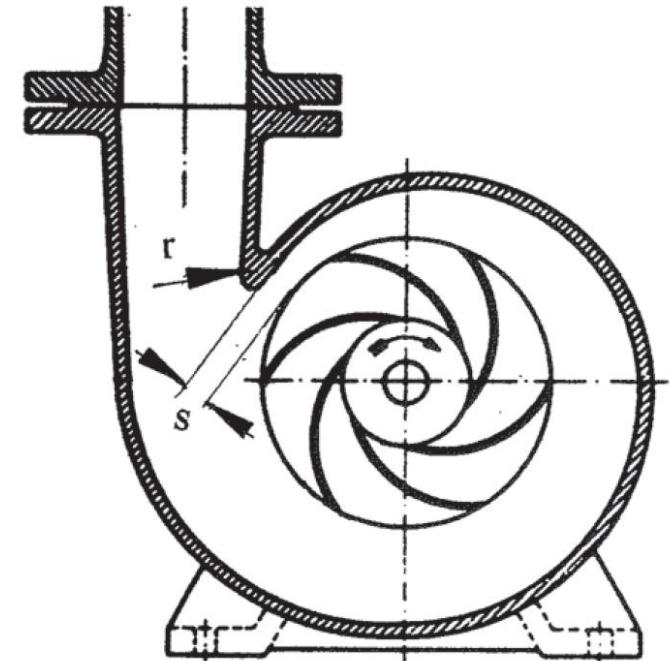
Grenze: Lagertemperatur

4. Kräfte in hydraulischen Strömungsmaschinen

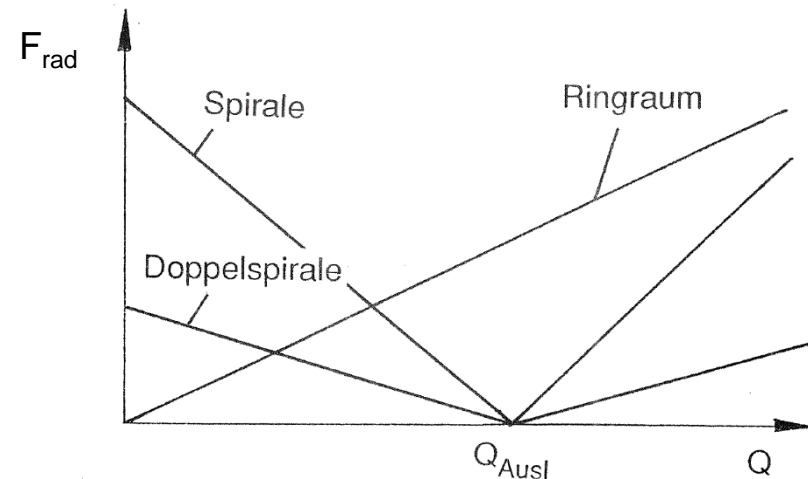
2. Radialkräfte

Entstehen durch ungleiche Druckverteilung über den Umfang des Laufrades

- Im Auslegungspunkt wird die Spirale so ausgelegt, dass über den Umfang gleiche Strömungsgeschwindigkeit (und somit gleicher Druck) herrscht $\rightarrow F_{\text{rad}} = 0$
- Durch die Form des Sporns (r und s) kann F_{rad} quantitativ beeinflusst werden
- Bei großen Durchsätzen: Doppelspirale



Quelle: HFM, Ziegler



4. Kräfte in hydraulischen Strömungsmaschinen

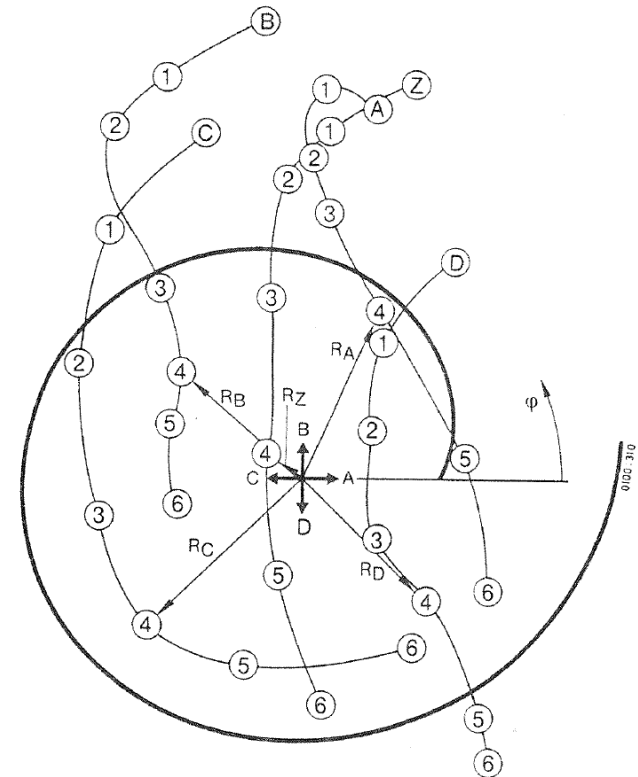
Radialkraft

- Besteht aus stationärem und instationärem Anteil
- Entsteht aus Wechselwirkung Laufrad mit Spirale, Leitrad oder Ringraum

- Mehrstufige Leitradpumpen: keine Radialkraft bei zentrischem Laufrad

Einstufige Leitradpumpen mit Spirale:
Radialkraft analog Spirale allein

- Exzentrische Laufradstellung in Spirale: u.U. erhebliche Radialkräfte im Auslegepunkt, **Fehlerquelle**



Ortskurven der Radialkraftvektoren R bei zentrischer und exzentrischer Position des Laufrades im Spiralgehäuse. Die Parameter bedeuten:

Ⓐ, Ⓑ, Ⓒ, Ⓓ Beginn der Ortskurven mit $q = 0$ bei zentrischer Lage des Laufrades

Ⓐ, Ⓑ, Ⓒ, Ⓓ Beginn der Ortskurven mit $q = 0$ bei einer Exzentrizität von 2% des Laufradradius in Richtung A, B, C bzw. D (siehe Achsenkreuz)

① $q = 0,25$ ② $q = 0,5$ ③ $q = 0,75$ ④ $q = 1,0$

⑤ $q = 1,25$ ⑥ $q = 1,5$

Quelle: KSB Pumpenlexikon

4. Kräfte in hydraulischen Strömungsmaschinen

Radialkraft:

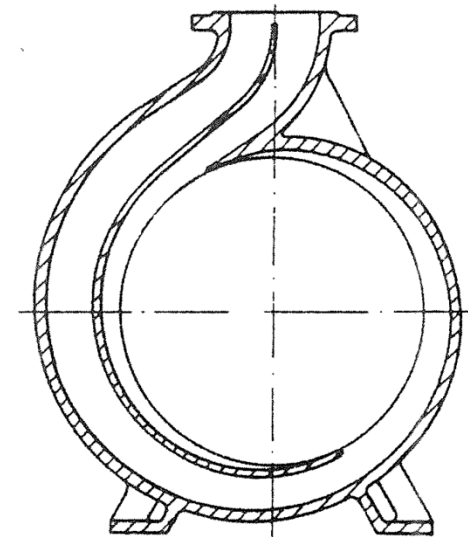
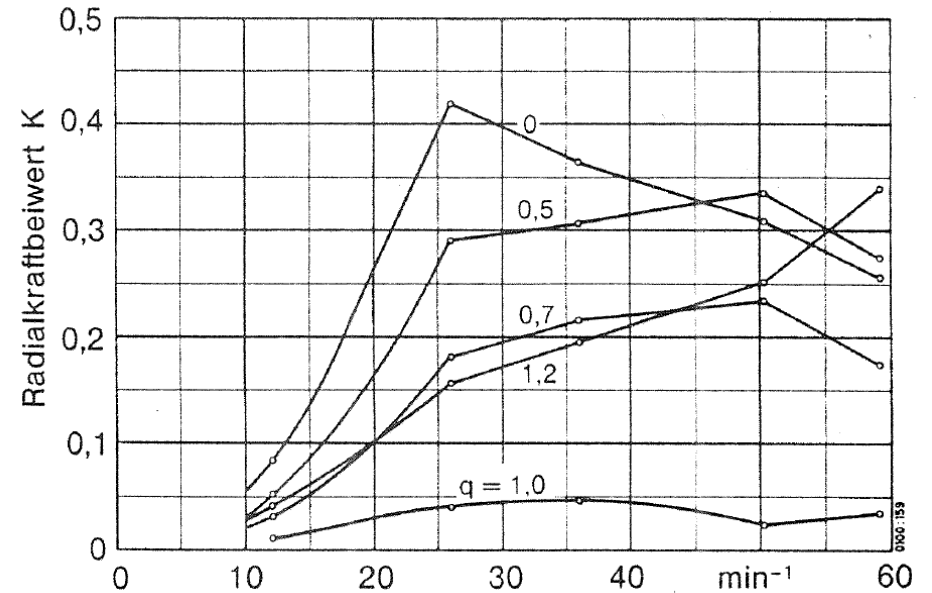
Berechnungsformel

$$F_{rad} = K \cdot \rho \cdot g \cdot H \cdot D \cdot B$$

Faktor K hängt von der Bauform (n_q) und dem relativen Durchsatz $q = Q/Q_{opt}$

Instationäre Kräfte

- Zum Teil umlaufend
- Häufigste Ursache Laufrad/Leitrad-Interaktion
→ Umlaufend mit Drehfrequenz mal Schaufelzahl



Spiralgehäuse mit Doppelspirale

Quelle: Gülich

4. Kräfte in hydraulischen Strömungsmaschinen

Radialkräfte bei Turbinen

- Entstehen bei nicht-rotationssymmetrischer Druckverteilung / wie bei Pumpen und werden ebenso berechnet
- Sind mitentscheidend bei der Bemessung der Welle, der Führungslager, des Spaltspiels
- Können mit Dehnmessstreifen auf der Welle (einer Modellmaschine) gut gemessen werden, allerdings werden dadurch alle Kräfte auf die Welle gemessen, nicht nur die hydraulischen Kräfte auf das Laufrad:

- Abhilfe:**
- Kalibrierung bei exakt bekanntem Betriebszustand
 - Ist sehr vom Einzelfall abhängig

4. Kräfte in hydraulischen Strömungsmaschinen

Rotordynamik

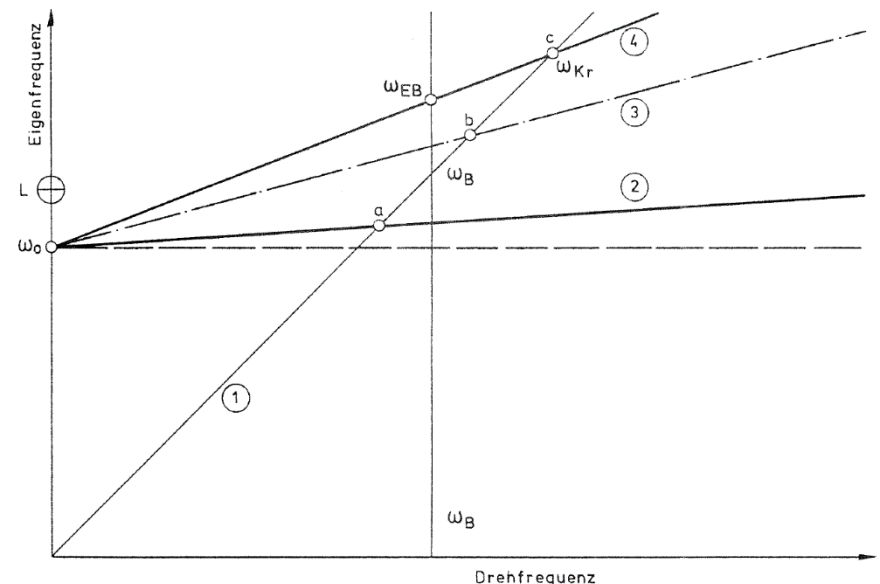
Biegeschwingungen: kritische Drehzahl – ist definiert als: Drehfrequenz = Biegeeigenfrequenz

besonders bei Hochdruckpumpen ist eine sorgfältige Schwingungsanalyse mit Rechenprogrammen erforderlich

- Einflüsse:
- Lager (gleit-, Wälz-): Tragwirkung erhöht Eigenfrequenz
 - Wellengeometrie und –material
 - Labyrinth
 - Entlastungseinrichtung
 - Radialkräfte

Eigenfrequenz bei Betriebsdrehzahl:

einfach zu ermitteln; liegt näher an
Betriebsdrehzahl als kritische Drehzahl



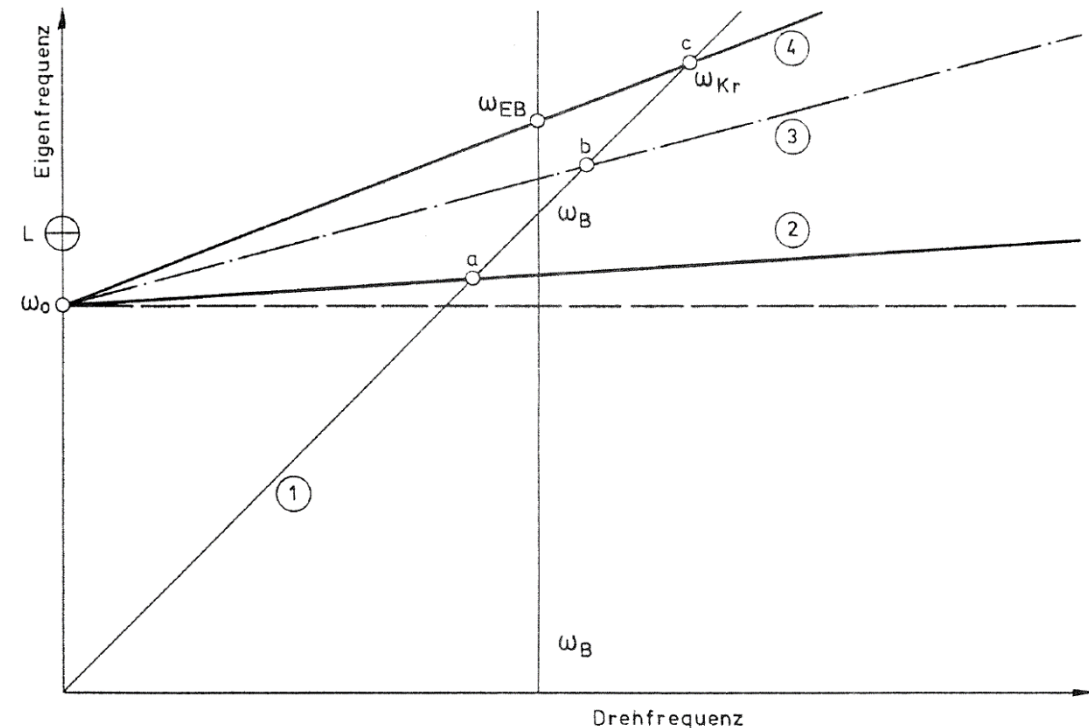
Eigenfrequenzen der Welle einer mehrstufigen Pumpe in Funktion der Betriebsdrehzahl in Luft und Wasser sowie variablen Labyrinthspielen.

4. Kräfte in hydraulischen Strömungsmaschinen

Rotordynamik

In nebenstehender Abbildung sind die Eigenfrequenzen des Rotors über der Drehfrequenz (oder Drehzahl) aufgetragen. Punkt L entspricht der Eigenfrequenz des Rotors in Luft. Der nichtdrehende Rotor hat in Wasser eine etwas tiefere Eigenfrequenz, weil das Wasser wie eine zusätzliche Masse wirkt (Punkt ω_0). Mit zunehmender Drehzahl steigt die Druckdifferenz über die Labyrinth und den Entlastungskolben, wodurch die erwähnten Rückstellkräfte sich aufbauen und die Eigenfrequenz, die dann drehzahlabhängig wird, erhöhen. Linie 4 entspricht dem Neuspiel der Labyrinth, Linie 3 entspricht vergrößertem Spiel und Linie 2 würde bei „unendlich“ großen Spielen erreicht. Linie 2 verläuft nicht parallel zur Abszisse, weil auch die Lagersteifigkeiten drehzahlabhängig sind. Die Schnittpunkte a bis c dieser Linien mit dem Anfahrstrahl (Linie 1) sind die kritischen Drehzahlen des Rotors, die also mit zunehmender Abnutzung der Labyrinth niedriger werden. Berechnet man die Eigenfrequenzen bei Betriebsdrehzahl (das ist die Frequenz mit welcher der drehende Rotor schwingt, wenn er durch einen Schlag zu Biegeschwingungen erregt wird), so liegen diese näher an der Betriebsdrehzahl als die kritischen Drehzahlen:

$$\frac{\omega_{EB}}{\omega_B} < \frac{\omega_{kr}}{\omega_B}$$



Eigenfrequenzen der Welle einer mehrstufigen Pumpe in Funktion der Betriebsdrehzahl in Luft und Wasser sowie variablen Labyrinthspielen.

Quelle: Sulzer, Kreiselpumpen Handbuch

4. Kräfte in hydraulischen Strömungsmaschinen

Schwingungen...

...sollten permanent überwacht werden: - Betriebssicherheit
- Zustandsüberwachung

...sollten gemessen werden: - Gehäuseschwingungen
- Wellenbahn

Systemfehler	Pumpenfehler
Dynamik von Fundamenten, Leitungen	mechanische Unwuchten
Kupplungsanregung, Falschachsrichtung	Spiele (Alterung) in Dichtspalten und Lagern
Zulaufdrall, Kavitation	hydraulische Kräfte
Druckpulsationen	defekte Wälzlager

4. Kräfte in hydraulischen Strömungsmaschinen

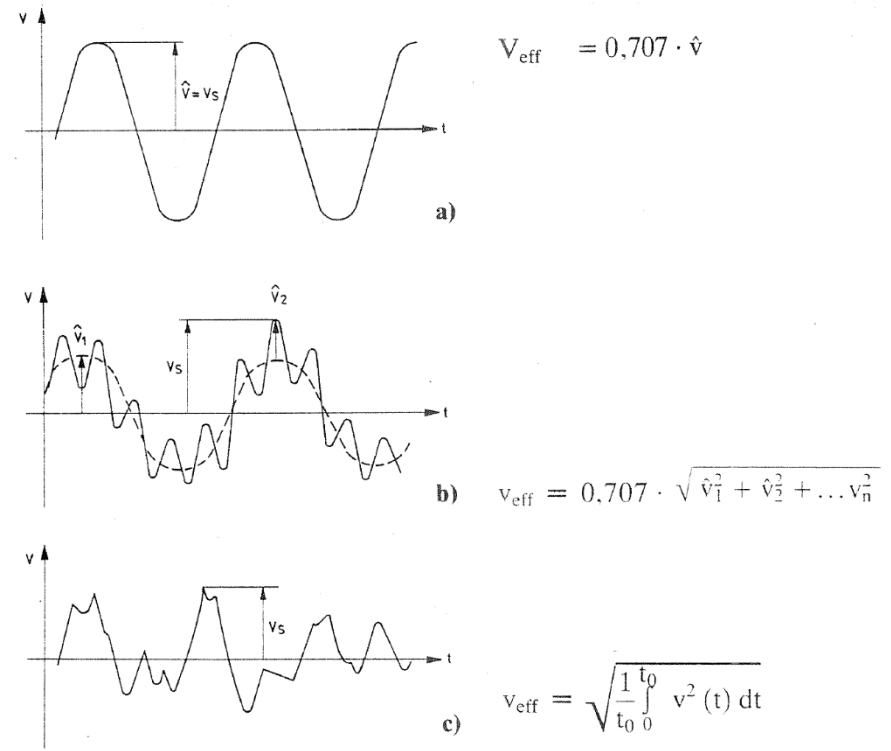
Beurteilung des Laufverhaltens: Schwinggeschwindigkeit am Lager

Dokumentation:

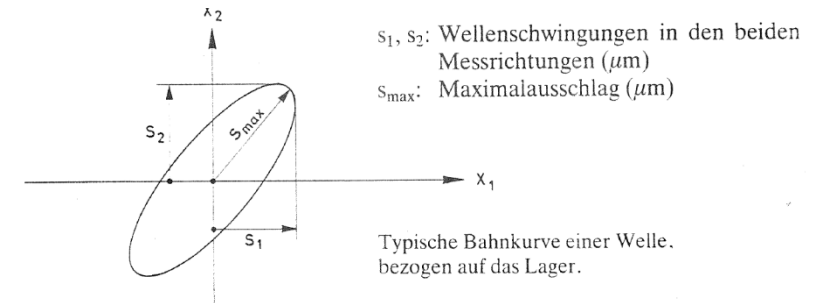
- Maschinentyp
- Betriebszustand
- Messorte
- Messgrößen
- Messgeräte

Die damit ermittelte Schwinggeschwindigkeit wird in folgenden Regelwerken zur Beurteilung der Maschinenschwingungen herangezogen:

- DIN ISO 10816-3: gilt allg. für Maschinen ab einer Nennleistung >15kW und einem Drehzahlbereich von 120 – 15.000 U/min
- DIN ISO 10816-7: kommt speziell bei der Bewertung von Schwingungen an Kreiselpumpen zum Einsatz
- API 610 – 11th edition: v.a. in der Petroindustrie



Zeitverläufe der Schwinggeschwindigkeit.



4. Kräfte in hydraulischen Strömungsmaschinen

DIN ISO 10816-3: Maschinen allgemein

Vorgehensweise:

- Einordnung des Maschinensystems (Gruppe 1 – Gruppe 2)
- Schwingungsgrenzwerte
- Festlegung der Messfrequenzen in Abhängigkeit von der Maschine
- Messung der Schwinggeschwindigkeit – horizontal, vertikal & evtl. axial
- Beurteilung des Maschinensystems

Durch regelmäßige Messungen lassen sich damit Tendenzen erkennen, welche zur Beurteilung der Maschine herangezogen werden, und damit dem Instandhaltungspersonal als Grundlage für die weitere Vorgehensweise dienen.

DIN ISO 10816-3	Gruppe 1		Gruppe 2									
Maschinentyp	Große Maschinen 300 kW < P < 50 MW		Mittelgroße Maschinen 15 kW < P < 300 kW									
	Motor H > 315 mm		Motor 160 mm < H < 315 mm									
Fundament	weich	starr	weich	starr								
Geschwindigkeit v_{eff} mm/s rms	11,0	D	D	D								
					7,1	C	D					
	4,5	B	D									
				3,5	B	D						
	2,8	B	D									
				2,3	B	D						
	1,4	A	D									
				©PRÜFTECHNIK AG								
<table style="width: 100%; border: none;"> <tr> <td style="text-align: center;">A</td> <td>neu in Betrieb gesetzte Maschinen</td> <td style="text-align: center;">B</td> <td>uneingeschränkter Dauerbetrieb</td> <td style="text-align: center;">C</td> <td>begrenzte Fortsetzung des Betriebs</td> <td style="text-align: center;">D</td> <td>Risiko eines Maschinenschadens</td> </tr> </table>					A	neu in Betrieb gesetzte Maschinen	B	uneingeschränkter Dauerbetrieb	C	begrenzte Fortsetzung des Betriebs	D	Risiko eines Maschinenschadens
A	neu in Betrieb gesetzte Maschinen	B	uneingeschränkter Dauerbetrieb	C	begrenzte Fortsetzung des Betriebs	D	Risiko eines Maschinenschadens					

Quelle: db-Prüftechnik / Auszug aus Norm

4. Kräfte in hydraulischen Strömungsmaschinen

DIN ISO 10816-7: Kreiselpumpen

Vorgehensweise:

- Einordnung der Pumpe:

<u>Anforderungen</u>	<u>Leistung</u>	
– Hohe Anforderungen	}	< 200kW
– Allgemeiner Einsatz		

→ Schwingungsgrenzwerte

- Festlegung der Messfrequenzen in Abhängigkeit von der Maschine
- Messung der Schwinggeschwindigkeit – horizontal, vertikal & evtl. axial

→ Beurteilung des Maschinensystems

DIN ISO 10816-7	Kategorie 1		Kategorie 2		
Pumpentyp	Pumpen mit hoher Anforderung an die Zuverlässigkeit, Verfügbarkeit oder Sicherheit		Pumpen für den allgemeinen oder weniger kritischen Einsatz		n < 600 min ⁻¹ beim 0.5-1.0-2.0-fachen der Drehzahl
Leistung	< 200 kW	> 200 kW	< 200 kW	> 200 kW	
Geschwindigkeit v _{eff}	7,6	D		D	Schwingweg s _{p-p}
	6,5				
	5,0	C		C	
	4,0				
	3,5	B		B	
	2,5				
mm/s rms		A		A	130
10–1000 Hz n > 600 min ⁻¹	9,5				80
	8,5				
	6,1	C		C	
	5,1				
	4,2	B		B	
	3,2				
mm/s rms		A		A	50

A neu in Betrieb gesetzte Maschinen im bevorzugten Arbeitsbereich

B uneingeschränkter Dauerbetrieb im zulässigen Arbeitsbereich

C begrenzte Fortsetzung des Betriebs

D Risiko eines Maschinenschadens

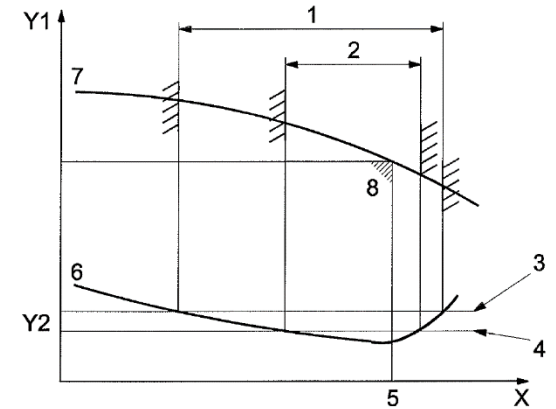
Quelle: db-Prüftechnik / Auszug aus Norm

4. Kräfte in hydraulischen Strömungsmaschinen

API 610 – 11th edition

Vorgehensweise analog zu DIN ISO 10816 – Einteilung nach Bauart:

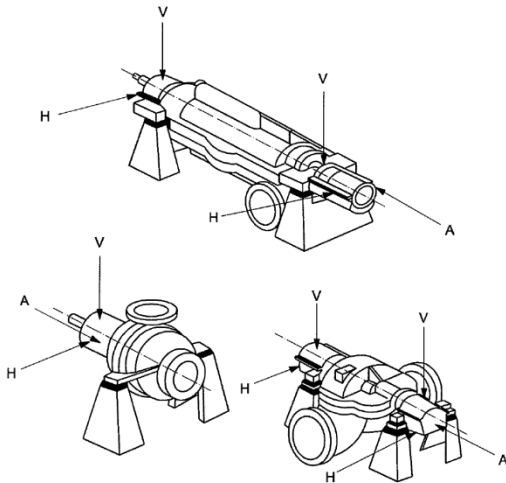
- „Overhung (OH) and Between Bearings (BB)“ Pumps
- Vertically suspended pumps (VS)
- Vertical in-line (OH3) and high speed integrally geared (OH6) pumps



- Key**
 X flowrate
 Y1 head
 Y2 vibration
- 1 allowable operating region of flow
 - 2 preferred operating region of flow
 - 3 maximum allowable vibration limit at flow limits
 - 4 basic vibration limit
 - 5 best efficiency point, flowrate
 - 6 typical vibration vs. flowrate curve showing maximum allowable vibration
 - 7 head-flowrate curve
 - 8 best efficiency point, head and flowrate

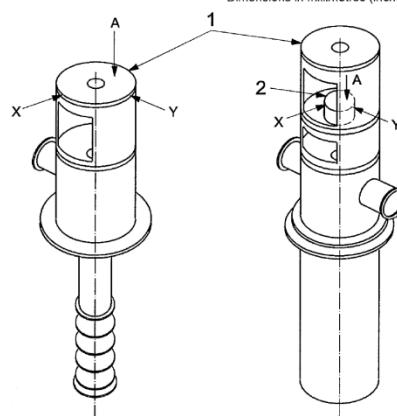
Dimensions in millimetres (inches), unless otherwise specified

Dimensions in millimetres (inches), unless otherwise specified



- Key**
- 1 dimple (see 6.10.2.9)
 - 2 optional arrangement for mounting vibration-measuring equipment (see 6.10.2.10)
- A axial
 H horizontal
 V vertical

Locations for taking vibration readings on OH and BB type pumps

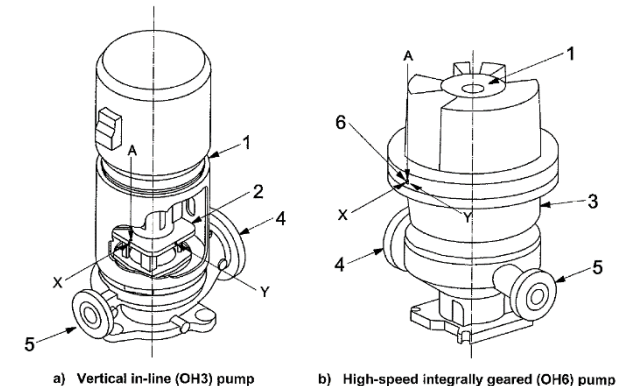


- Key**
- 1 driver mounting surface
 - 2 pump bearing housing
 - 3 dimple (see 6.10.2.9)
 - 4 optional arrangement for mounting vibration-measuring equipment (see 6.10.2.10)
- A axial

Locations for taking vibration readings on vertically suspended (VS) pumps

Relationship between flow and vibration

Dimensions in millimetres (inches), unless otherwise specified



- Key**
- 1 driver mounting surface
 - 2 pump bearing housing
 - 3 gearbox housing
 - 4 suction flange
 - 5 discharge flange
 - 6 threaded connection for stud-mounting vibration sensor
- A axial

Locations for taking vibration readings on [a] vertical in-line (OH3) and [b] high-speed integrally geared (OH6) pumps

4. Kräfte in hydraulischen Strömungsmaschinen

API 610 – 11th edition

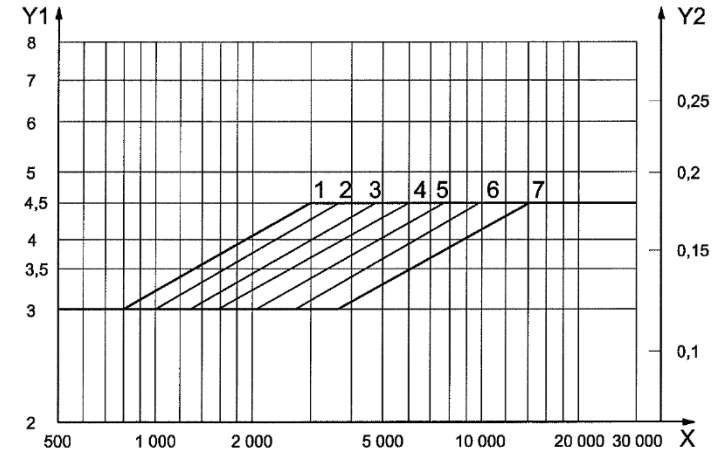
→ Vibration limits depending on pump-type

- Key**
- X rotational speed, expressed in revolutions per minute
 - Y1 vibrational velocity, expressed in millimetres per second, RMS
 - Y2 vibrational velocity, expressed in inches per second, RMS
- 1 $P \geq 3\,000$ kW/stage
 - 2 $P = 2\,000$ kW/stage
 - 3 $P = 1\,500$ kW/stage
 - 4 $P = 1\,000$ kW/stage
 - 5 $P = 700$ kW/stage
 - 6 $P = 500$ kW/stage
 - 7 $P \leq 300$ kW/stage

NOTE 1 The equation for transition from 3,0 mm/s to 4,5 mm/s is $v_u = 3,0 \cdot n/3\,600^{0,30} [P/300]^{0,21}$.

NOTE 2 The vibration limit for $v_f < 0,67v_u$ allowable from Figure 34.

Vibration limits for horizontal pumps running above 3 600 r/min or absorbing more than 300 kW (400 hp) per stage



Vibration limits for overhung and between-bearings pumps

Criteria	Location of vibration measurement	
	Bearing housing (see Figures 31 and 33)	Pump shaft (adjacent to bearing)
	Pump bearing type	
	All	Hydrodynamic journal bearings
	Vibration at any flowrate within the pump's preferred operating region	
Overall	For pumps running at up to 3 600 r/min and absorbing up to 300 kW (400 hp) per stage: $v_u < 3,0$ mm/s RMS (0,12 in/s RMS) For pumps running above 3 600 r/min or absorbing more than 300 kW (400 hp) per stage: see Figure 34	$A_u < (5,2 \times 10^6/n)^{0,5}$ μ m peak-to-peak [(8 000/n) ^{0,5} mils peak-to-peak] Not to exceed: $A_u < 50$ μ m peak-to-peak (2,0 mils peak-to-peak)
Discrete frequencies	$v_f < 2,0$ mm/s RMS (0,08 in/s RMS)	for $f < n$: $A_f < 0,33A_u$
Allowable increase in vibration at flows outside the preferred operating region but within the allowable operating region	30 %	30 %
Power calculated for BEP of rated impeller with liquid relative density (specific gravity) equal to 1,0. Vibration velocity and amplitude values calculated from the basic limits shall be rounded off to two significant figures where v_u is the measured overall velocity; v_f is the discrete frequency velocity, measured with a FFT spectrum using a Hanning window and a minimum frequency resolution of 400 lines; A_u is the amplitude of measured overall displacement; A_f is the amplitude of displacement at discrete frequencies, measured with a FFT spectrum using a Hanning window and a minimum frequency resolution of 400 lines; f is the frequency; n is the rotational speed, expressed in revolutions per minute.		

Vibration limits for vertically-suspended pumps

Criteria	Location of vibration measurement	
	Pump thrust bearing housing or motor mounting flange (see Figure 32)	Pump shaft (adjacent to bearing)
	Pump bearing type	
	All	Hydrodynamic guide bearing adjacent to accessible region of shaft
	Vibration at any flow within the pump's preferred operating region	
Overall	$v_u < 5,0$ mm/s RMS (0,20 in/s RMS)	$A_u < (6,2 \times 10^6/n)^{0,5}$ μ m peak-to-peak [(10 000/n) ^{0,5} mils peak-to-peak] Not to exceed: $A_u < 100$ μ m peak-to-peak (4,0 mils peak-to-peak)
Discrete frequencies	$v_f < 3,4$ mm/s RMS (0,13 in/s RMS)	For $f < n$: $A_f < 0,33A_u$
Allowable increase in vibration at flows outside the preferred operating region but within the allowable operating region	30 %	30 %
Vibration velocity and amplitude values calculated from the basic limits shall be rounded off to two significant figures where v_u is the measured overall velocity; v_f is the discrete frequency velocity; A_u is the amplitude of measured overall displacement; A_f is the amplitude of displacement at discrete frequencies, measured with a FFT spectrum using a Hanning window and a minimum frequency resolution of 400 lines; n is the rotational speed, expressed in r/min.		

5. Gleitringdichtungen

Arten der Wellenabdichtungen

Aufgabe und Funktionsweise der Gleitringdichtung

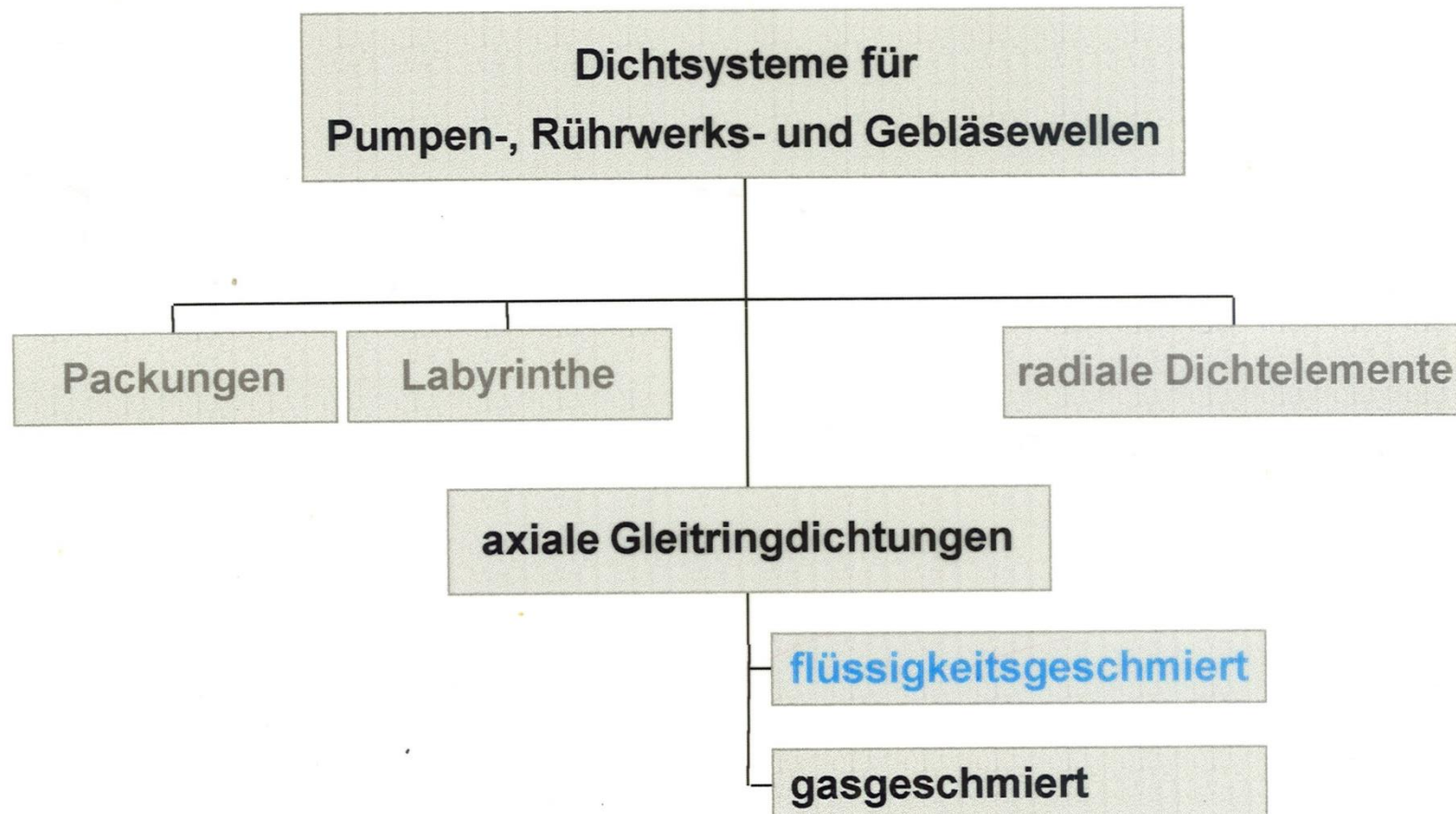
Einteilung / Bauarten von Gleitringdichtungen

Flüssigkeits- / Gasgeschmierte Gleitringdichtungen

Betriebskostenbetrachtung

5. Gleitringdichtungen

Arten der Wellenabdichtung



Quelle: Burgmann

5. Gleitringdichtungen

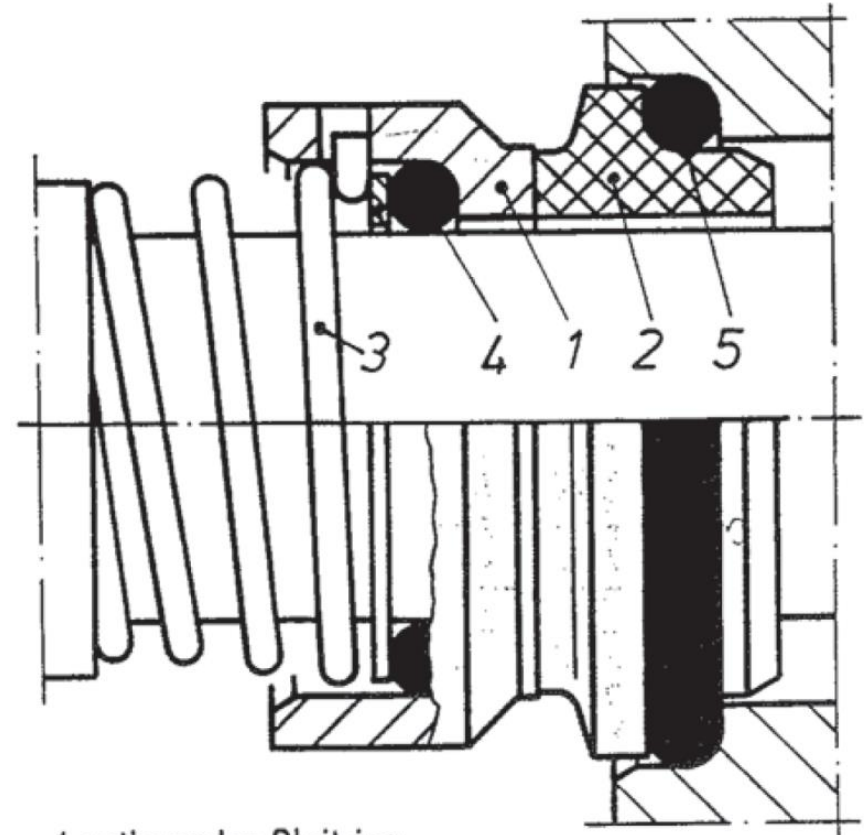
Aufgabe: Dichten einer rotierenden Welle gegen eine stehende Wand

Grundsätzlicher Aufbau:

- | | | | |
|---|-----|--------------------|-------------------------|
| 1 | } 1 | Primärdichtung | Gleitring federbelastet |
| 2 | | | Gegenring axial fixiert |
| 4 | } 2 | Sekundärdichtungen | |
| 5 | | | |

Gleiten erfordert **Schmierung**

GLRD sind also **nie** völlig dicht!



- 1 rotierender Gleitring
- 2 stationärer Gegenring
- 3 Druckfeder
- 4 Dichtring
- 5 Lagerring

5. Gleitringdichtungen

Auswahl der Gleitringdichtungen

1. $\Delta p \leq 16 \text{ bar}$ (in Ausnahmen bis 50bar – nach Angabe des Herstellers)

Höhere Drücke können über mehrfache GLRD abgebaut werden

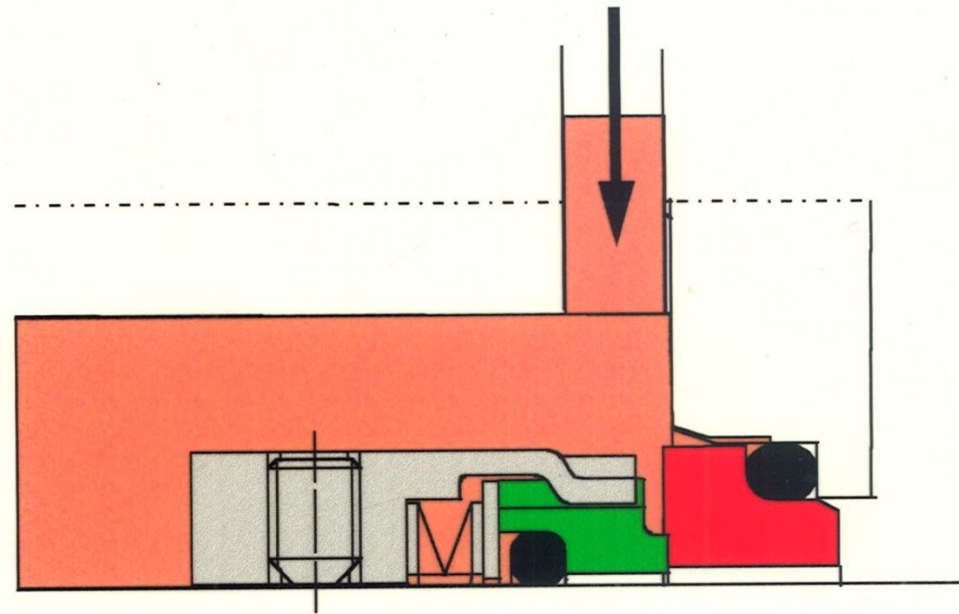
Hoher Druck des Fördermediums kann durch Gegendruck einer Sperrflüssigkeit begrenzt werden.

2. Die fördermedienberührten Teile legen die Materialien fest

Einfachwirkende GLRD

Einfachdichtung

- Nur ein Dichtspalt
- Medium
 - Gute Schmiereigenschaften
 - Nicht Umweltgefährlich
 - Unterhalb des Siedepunktes
 - Oberhalb des Dampfdruckes
- 90% aller Dichtungen



Quelle: Burgmann

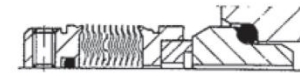
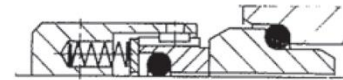
5. Gleitringdichtungen

Verschiedene Bauformen **einfachwirkender** Gleitringdichtungen

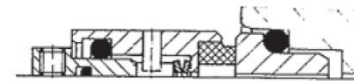
- Standard-GLRD / unproblematische Medien
 - gut geeignet für Hoch-/Tieftemperatur
- Mit Schutz gegen abrasive Medien
- Metallfaltenbalg, wie Feder
 - Schutz gegen Verschmutzung/Ablagerungen
- Elastomer-Faltenbalg
- Rotierende Gegenringe, wenn stehendes Teil axial verschiebbar

Innenanordnung, außenbeaufschlagt

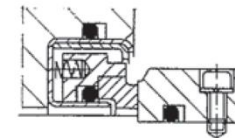
Gegenring stationär
Befederung produktberührt



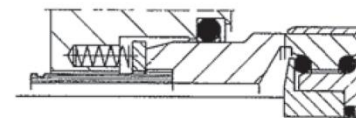
Befederung produktabgewandt



Gegenring rotierend
Befederung produktberührt

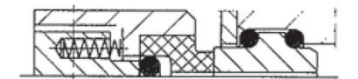


Befederung produktabgewandt

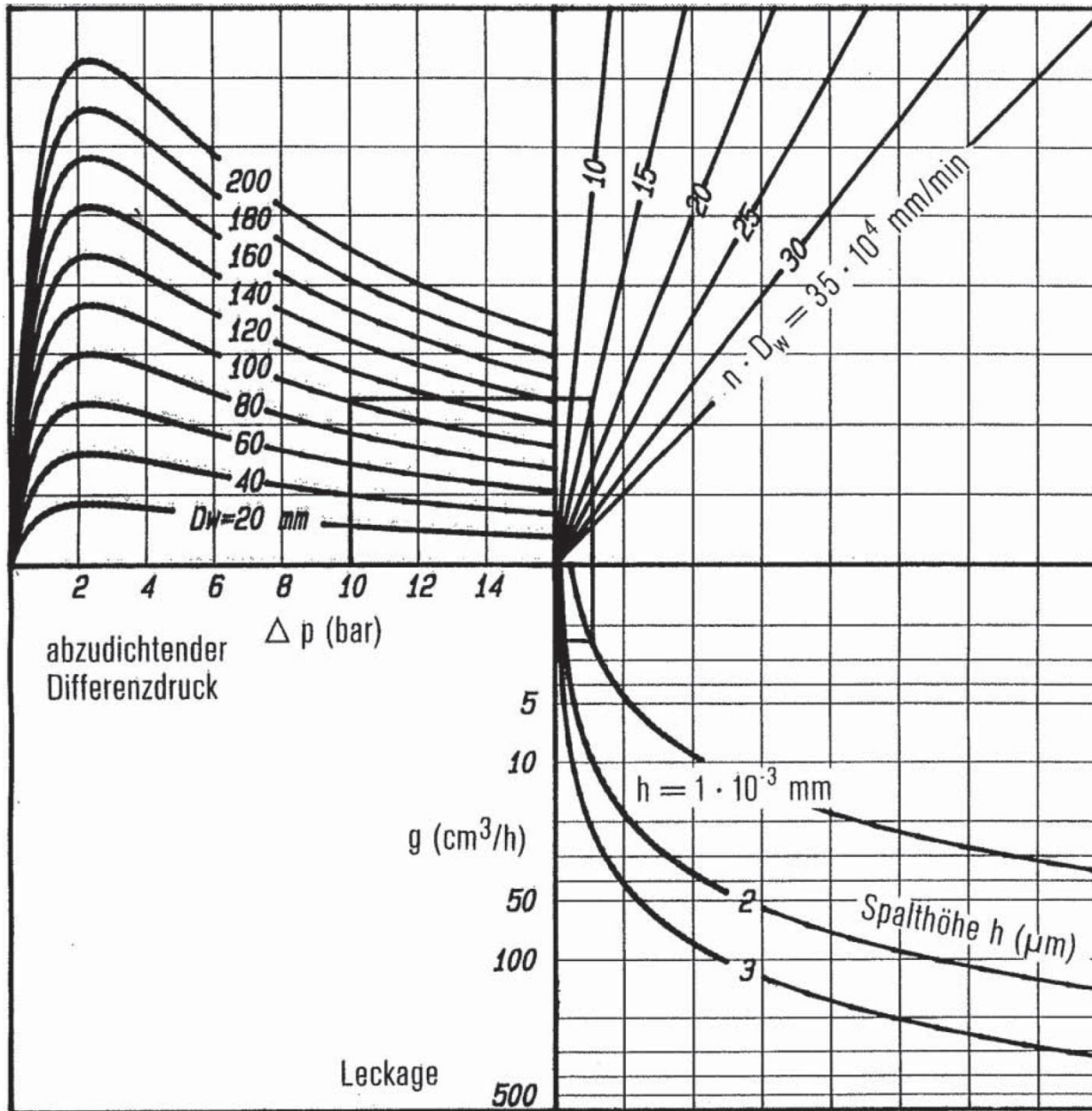


Außenanordnung, innenbeaufschlagt

Gegenring stationär
Befederung produktabgewandt



5. Gleitringdichtungen



Ablesebeispiel
 $D_w = 100$ mm
 $\Delta p = 10$ bar
 $n = 1500$ min⁻¹
 $h = 1$ μ m
 $Q = 2,5$ cm³/h

Einzelichtung mit Quench

- **Quench**



Atmosphärisches Beaufschlagen der Dichtung mit einem Fremdmedium (Flüssigkeit, Dampf, Gas) zur Funktionsunterstützung

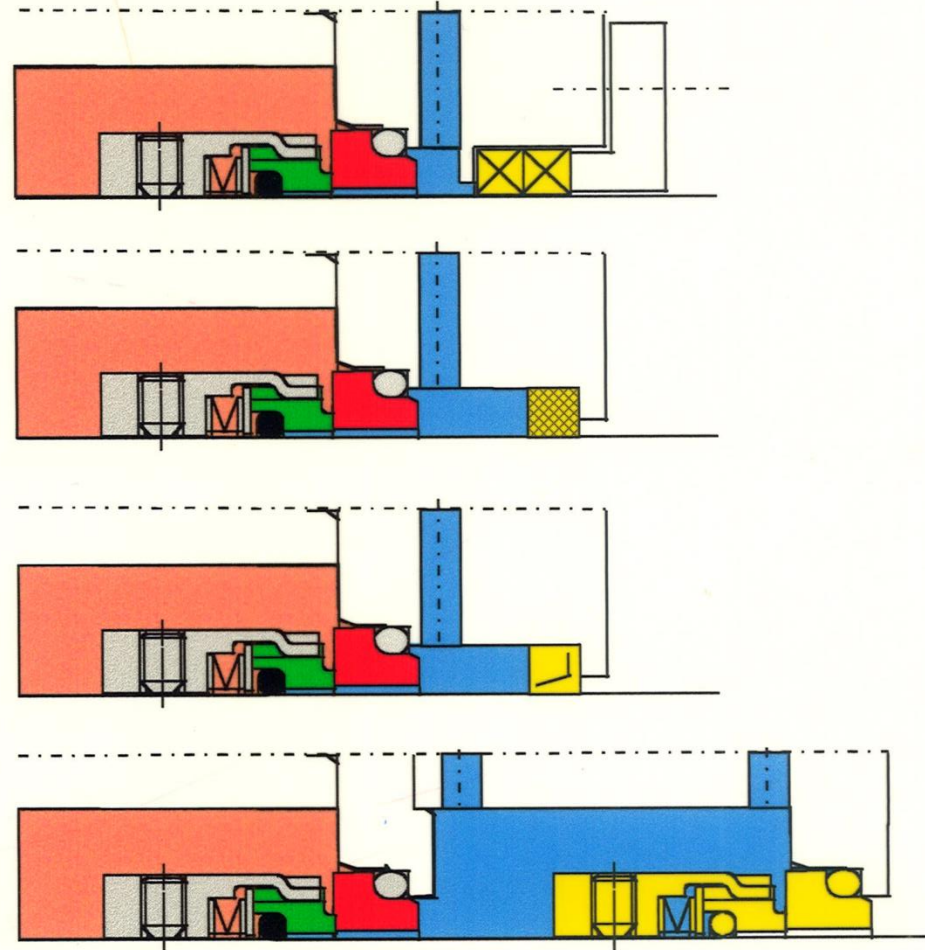
- Aufnahme oder Abfuhr der Leckage
- Luftabschluß
- Kühlung, Heizung
- Zusatzschmierung
- Vereisungsschutz
- Vaccuumbetrieb
- Leckageüberwachung

Quelle: Burgmann

5. Gleitringdichtungen

Quenchabdichtung

- Stopfbuchse
- Drosselbuchse
- Radialdichtring
- Gleitringdichtung
(= Tandemanordnung)

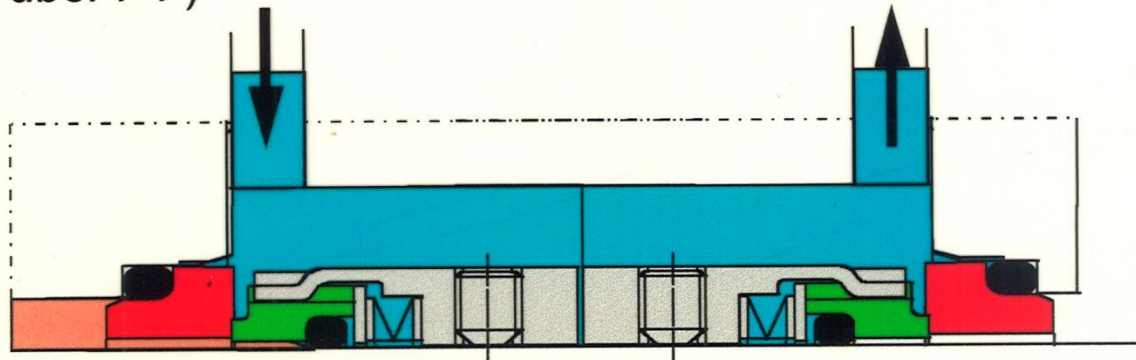


Quelle: Burgmann

Doppeltwirkende Anordnung

Doppeldichtung

- Mehrfachdichtung
- Sperrflüssigkeitsgeschmierte Gleitflächen
- Back to back oder face to face
- Druckbeaufschlagte Sperrflüssigkeit ($P_1 + 2..3 \text{ bar}$ bzw. $+10\%$ über P_1)
- Keine Produktleckage
- Für aggressive Medien geeignet
- Für feststoffbeladene Medien
- Für polymerisierende, klebende Medien
- Umweltsicherer Betrieb



Quelle: Burgmann

5. Gleitringdichtungen

Verschiedene Bauformen **doppeltwirkender** Gleitringdichtungen:

„back-to-back“

Doppeltwirkende GLRD machen im Allgemeinen nur Sinn, wenn diese zusammen mit einer Sperrflüssigkeit verwendet werden:

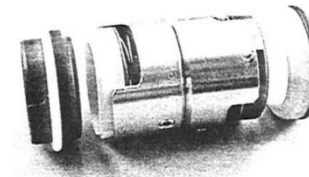
- Sehr hohe Drücke
- Medium darf nicht nach außen
- Teure Anwendung

Kosten entsprechen:

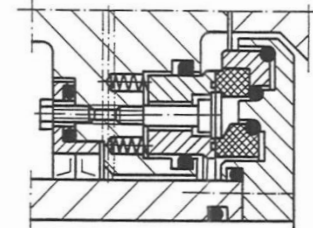
Spaltrohrmotor

Magnetkupplung

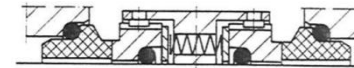
axiale Anordnung
Gegenring stationär
Back-to-back-Anordnung
außenbeaufschlagt



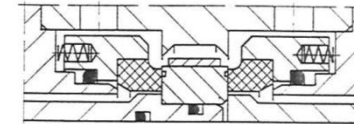
koaxiale Anordnung
Gegenring rotierend
produktseitige GLRD innen-, atmosphären-
seitige GLRD außenbeaufschlagt.



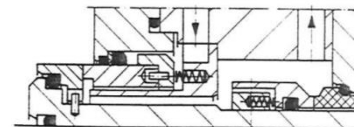
Gemeinsamer Mitnehmer
außenbeaufschlagt



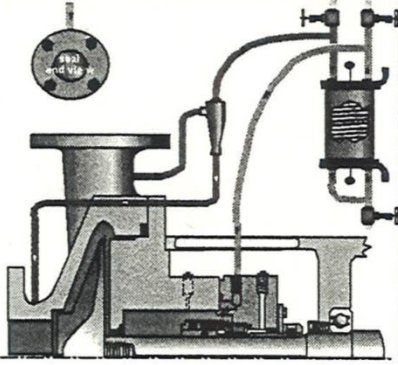
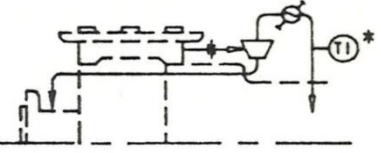
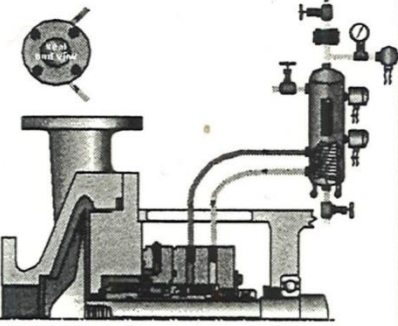
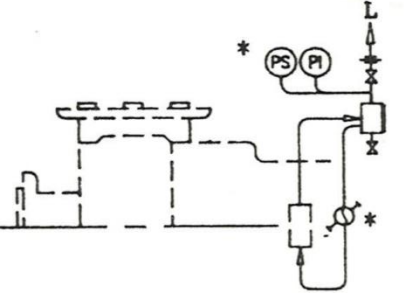
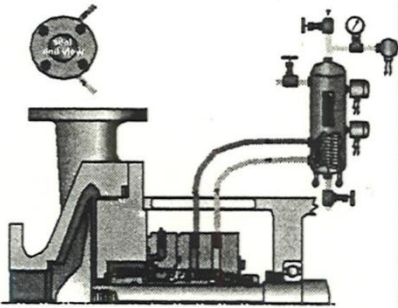
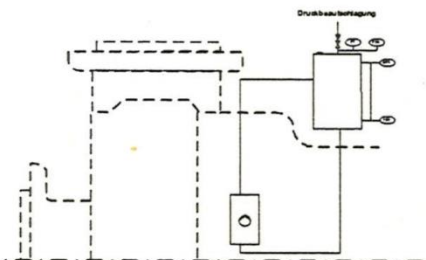
Gegenring rotierend
face to face Anordnung
außenbeaufschlagt



je ein Gegenring rotierend/stationär
Kombination von 2 verschiedenen Einzel-
GLRD; produktseitige GLRD innen-, atmo-
sphärenseitige GLRD außenbeaufschlagt.

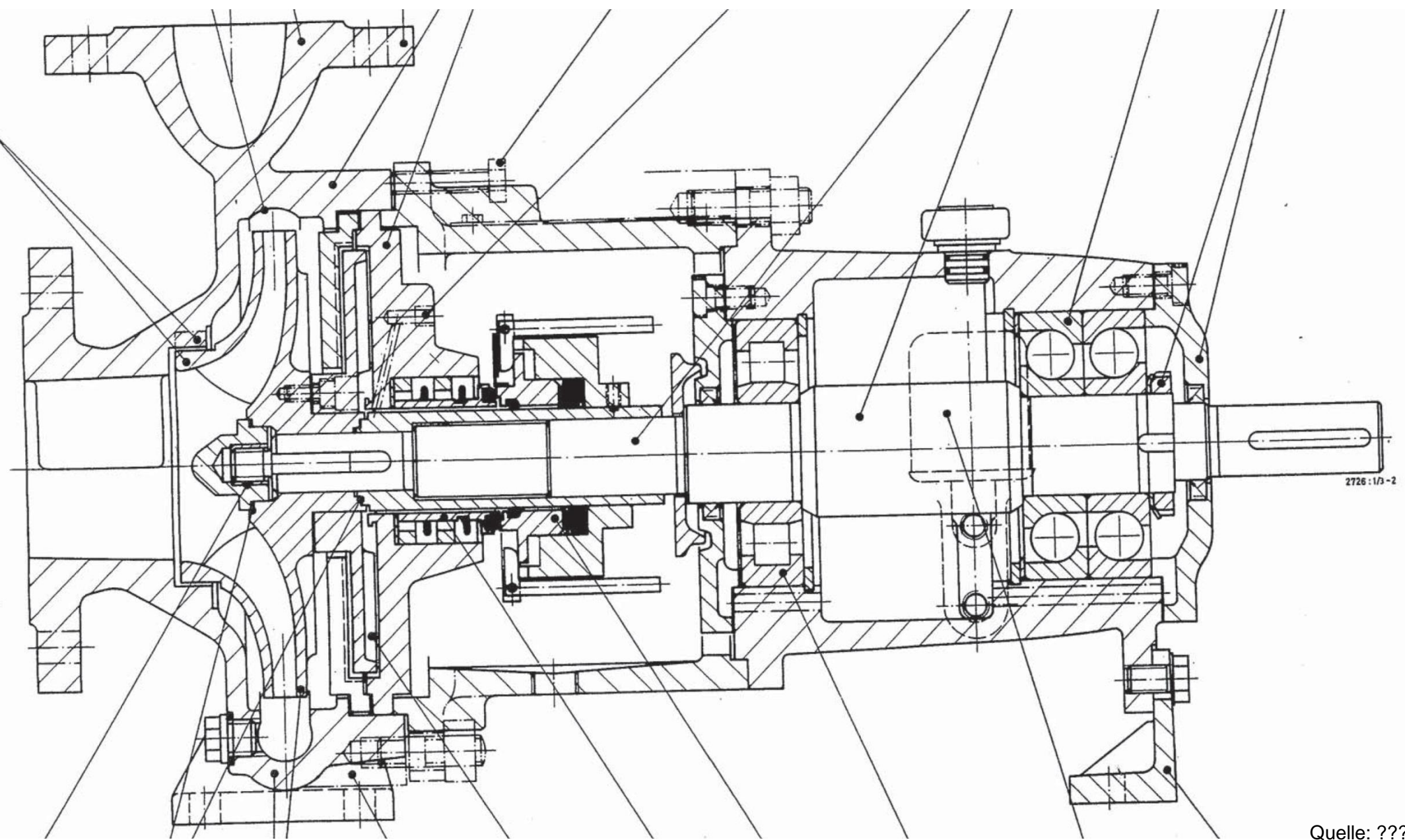


5. Gleitringdichtungen

Darstellung	Schema	Beschreibung	API 682	DIN ISO 5199	VDMA 24297
		Zirkulation des Fördermediums vom Druckstutzen über einen Zyklon und Wärmetauscher zum Dichtungsraum	Plan-Nr.41		
		Zirkulation eines Quench über einem TS-Behälter. Umlauf durch den Naturumlauf und/oder mittels integrierter Pumpeinrichtung	Plan-Nr.52	Plan-Nr.10	
		Zirkulation eines Spermediums über einen druckbeaufschlagten TS-Behälter zur doppelten Gleitringdichtung und zurück. Umlauf durch den Naturumlauf und/oder mittels integrierter Pumpeinrichtung	Plan-Nr.53A	Plan-Nr.11	

Quelle: Kurt Lüdemann/BP Gelsenkirchen

5. Gleitringdichtungen

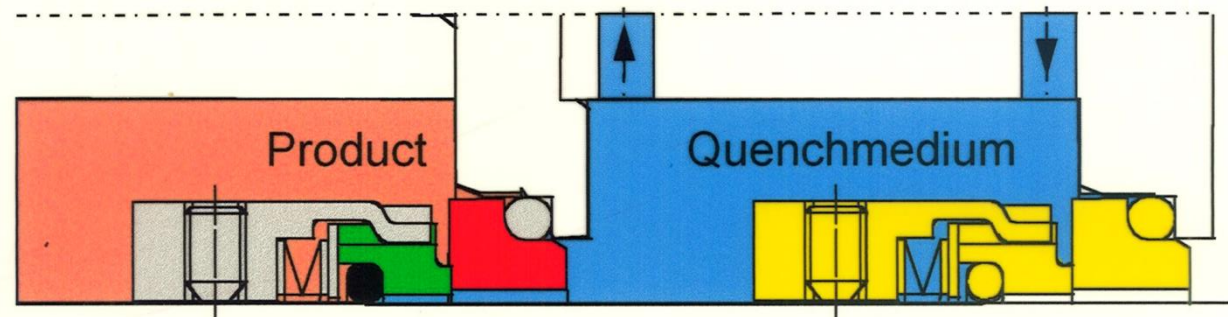


Quelle: ???

Tandemanordnung

Tandemdichtung

- Mehrfachdichtung
- arbeitet wie einfachwirkende GLRD mit Sicherheitsdichtung
- Quenchmedium drucklos (Standard)
- Überwachungsmöglichkeit für die Dichtung
- Leckagekontrolle und Abfuhr



Quelle: Burgmann

5. Gleitringdichtungen

Verschiedene Bauformen **doppeltwirkender** Gleitringdichtungen:

„Tandem-Anordnung“

Zwischenlösung zwischen einfachwirkender und back-to-back:

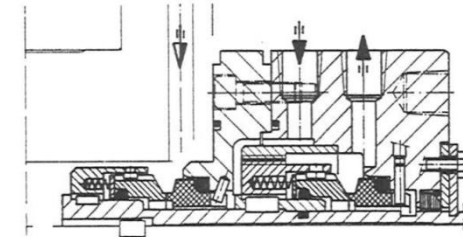
- Leckageüberwachung
- Schmierung/Kühlung
- Luftabschluß
- Dampfquench zur Beheizung

„face-to-face“

im Allgemeinen gemeinsamer Gegenring und häufig bei schnelllaufender GLDR im Einsatz

Kombinationen

Tandemanordnung



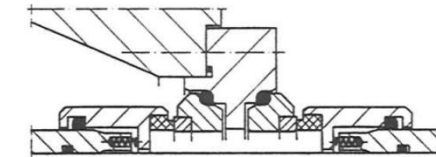
produktseitige
GLRD

- innenliegend
- außenbeaufschlagt
- Gegenring stationär
- Befederung produktberührt

atmosphärensseitige
GLRD

- innenliegend
- außenbeaufschlagt
- stationär
- quenchmedienberührt

Doppeltwirkend face to face



produktseitige
GLRD

- innenliegend
- außenbeaufschlagt
- Gegenring stationär
- Befederung quenchmedienberührt

atmosphärensseitige
GLRD

- außenliegend
- innenbeaufschlagt
- stationär
- quenchmedienberührt

5. Gleitringdichtungen

Einzeldichtung:

Einzeldichtung

Benennung	Kurzbezeichnung	Stelle																	
		1	2	3	4	5													
<p>N = Normalausführung mit l_{1N} K = Kurzausführung mit l_{1K} C = Ausführung C</p> <p>U = ohne Wellenabsatz B = mit Wellenabsatz C = 0</p> <p> Nenndurchmesser d_1 bzw. d_{10} der Gleitringdichtung Durchmesser der Welle / Wellenhülse grundsätzlich dreistellig unter dem Gegenring bei Bauform U und B</p> <p style="text-align: center;">Drehsinn der Gleitringdichtung</p> <table border="1" style="width: 100%;"> <tr> <td style="width: 50%;"> Ausführung N und K (gleichzeitig Wickelsinn der Feder) </td> <td style="width: 50%;"> Ausführung C </td> </tr> <tr> <td colspan="2" style="text-align: center;">R = rechtsdrehend</td> </tr> <tr> <td style="width: 50%;"> vom Gegenring auf den Gleitring gesehen bei im Uhrzeigersinn rotierendem Gleitring </td> <td style="width: 50%;"> aus Richtung des Antriebs gesehen bei im Uhrzeigersinn rotierender Welle </td> </tr> <tr> <td colspan="2" style="text-align: center;">L = linksdrehend</td> </tr> <tr> <td style="width: 50%;"> vom Gegenring auf den Gleitring gesehen bei entgegen dem Uhrzeigersinn rotierendem Gleitring </td> <td style="width: 50%;"> aus Richtung des Antriebs gesehen bei entgegen dem Uhrzeigersinn rotierender Welle </td> </tr> <tr> <td colspan="2" style="text-align: center;">S = drehrichtungsunabhängig</td> </tr> <tr> <td colspan="2"> Federart (Einzel- oder Gruppenfeder bei der Bestellung näher bezeichnen) </td> </tr> </table> <p>Sicherung des Gegenrings gegen Verdrehen 0 = ohne Sicherung 1 = mit Sicherung 2 = bei Ausführung C</p> <p>Werkstoffe (Werkstoffschlüssel siehe Ausklappseite am Ende des Katalogs)</p>	Ausführung N und K (gleichzeitig Wickelsinn der Feder)	Ausführung C	R = rechtsdrehend		vom Gegenring auf den Gleitring gesehen bei im Uhrzeigersinn rotierendem Gleitring	aus Richtung des Antriebs gesehen bei im Uhrzeigersinn rotierender Welle	L = linksdrehend		vom Gegenring auf den Gleitring gesehen bei entgegen dem Uhrzeigersinn rotierendem Gleitring	aus Richtung des Antriebs gesehen bei entgegen dem Uhrzeigersinn rotierender Welle	S = drehrichtungsunabhängig		Federart (Einzel- oder Gruppenfeder bei der Bestellung näher bezeichnen)		Gleitring	Gegenring	Nebendichtungen	Feder	Sonstige Konstruktionsteile (außer Dichtungsdeckel und Wellenhülse)
Ausführung N und K (gleichzeitig Wickelsinn der Feder)	Ausführung C																		
R = rechtsdrehend																			
vom Gegenring auf den Gleitring gesehen bei im Uhrzeigersinn rotierendem Gleitring	aus Richtung des Antriebs gesehen bei im Uhrzeigersinn rotierender Welle																		
L = linksdrehend																			
vom Gegenring auf den Gleitring gesehen bei entgegen dem Uhrzeigersinn rotierendem Gleitring	aus Richtung des Antriebs gesehen bei entgegen dem Uhrzeigersinn rotierender Welle																		
S = drehrichtungsunabhängig																			
Federart (Einzel- oder Gruppenfeder bei der Bestellung näher bezeichnen)																			

5. Gleitringdichtungen

Doppeldichtung

Doppeldichtung:

Benennung

Kurzbezeichnung

Stelle

		1	2	3	4	5	1	2	3	
		<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	
U = ohne Wellenabsatz B = mit Wellenabsatz C = Ausführung C		} produktseitig								
U = ohne Wellenabsatz B = mit Wellenabsatz C = Ausführung C		} atmosphärenseitig								
Nenndurchmesser d₁ bzw. d₁₀ (grundsätzlich dreistellig)										
Drehsinn (siehe Einzeldichtung)										
Sicherung des atmosphärenseitigen und / oder produktseitigen Gegenrings gegen Verdrehen 0 = ohne Sicherung 1 = mit Sicherung des atmosphärenseitigen Gegenrings 2 = mit Sicherung des produktseitigen Gegenrings 3 = mit Sicherung des atmosphären- und produktseitigen Gegenrings 4 = bei Ausführung C										
Sicherung des produktseitigen Gegenrings gegen axiales Verschieben 0 = ohne Sicherung D = mit Sicherung E = bei Ausführung C										
Werkstoffe (Werkstoffschlüssel siehe Ausklappseite am Ende des Katalogs)										
		Produktseitiger Gleitring	Produktseitiger Gegenring	Produktseitige Nebendichtungen	Feder	Sonstige Konstruktionsteile	Atmosphärenseitiger Gleitring	Atmosphärenseitiger Gegenring	Atmosphärenseitige Nebendichtungen	

5. Gleitringdichtungen

Werkstoffschlüssel:

Bezeichnung	Beschreibung
¹⁾ DIN 24960 BURGMANN	

Gleitwerkstoffe (Stelle 1/Stelle 2)

Synthetische Kohlen

▶ A	Buko 03	Kohlegrafit, antimonimprägn.
▶ B	Buko 1	Kohlegrafit, kunstharzprägn. lebensmittelzugelassen
B ₃	Buko 02	Kohlegrafit, kunstharzprägn.
B ₅	Buko 34	Kohle, kunstharzgebunden
C	Buko 22	Elektrografit, antimonimprägn.

Metalle

▶ E	Bume 20	Cr-Stahl
G	Bume 17	CrNiMo-Stahl
▶ S	Bume 5	Sonder-Chrommolybdänguß

Karbide

U = Wolframkarbide

▶ U ₁	Buka 1 gelötet	Wolframkarbid, Co-gebunden
▶ U ₂	Buka 16 massiv	Wolframkarbid, Ni-gebunden
▶ U ₂₂	Buka 16 geschr.	Wolframkarbid, Ni-gebunden
U ₃	Buka 15 massiv	Wolframkarbid, NiCrMo-gebund.
U ₃₇	Buka 15 geschr.	Wolframkarbid, NiCrMo-gebund.
U ₇	Buka 17 massiv	Wolframkarbid, binderfrei

Q = Siliziumkarbide

▶ Q ₁	Buka 22 massiv	SiC, Siliziumkarbid, drucklos gesintert
▶ Q ₁₂	Buka 22 geschr.	SiC, drucklos gesintert
▶ Q ₂	Buka 20 massiv	SiC-Si, reaktionsgebunden
▶ Q ₂₂	Buka 20 geschr.	SiC-Si, reaktionsgebunden
Q ₃	Buka 30 massiv	SiC-C-Si, Kohle siliziumimprägn.
Q ₃₂	Buka 30 geschr.	SiC-C-Si, Kohle siliziumimprägn.
Q ₄	Buka 24 massiv	C-SiC, Kohle oberflächensiliziiert

▶ Vorzugswerkstoffe

¹⁾ In Anlehnung an DIN 24960, Juni 1992

²⁾ Kurzzeichen gem. DIN ISO 1629

Bezeichnung	Beschreibung
¹⁾ DIN 24960 BURGMANN	

Metalloxide (Keramik)

▶ V	Buke 5	Al-Oxid 99,5%
V ₂	Buke 3	Al-Oxid 97,5%

Kunststoffe

▶ Y ₁	Buku 2	PTFE, glasfaserverstärkt
Y ₂	Buku 3	PTFE, kohleverstärkt

Nebendichtungen (Stelle 3)

Elastomere, nicht ummantelt

B	B	Butyl-Kautschuk (IIR ²⁾)
▶ E	E	Ethylen-Propylen-Dien-Kautschuk (EPDM ²⁾), z. B. Nordel [®]
K	K	Perfluor-Kautschuk, z. B. Kalrez [®] Chemraz [®]
N	N	Chloropren-Kautschuk (CR ²⁾) z. B. Neopren [®]
▶ P	P	Nitril-Butadien-Kautschuk (NBR ²⁾) z. B. Perbunan [®]
S	S	Silikon-Kautschuk (MVQ ²⁾), z. B. Silopren [®]
▶ V	V	Fluor-Kautschuk (FPM ²⁾), z. B. Viton [®]

Elastomere, ummantelt

▶ M ₁	TTV	FPM, doppelt PTFE-ummantelt
▶ M ₂	TTE	EPDM, doppelt PTFE-ummantelt
M ₃	TTS	MVQ, doppelt PTFE-ummantelt
M ₄	TTN	CR, doppelt PTFE-ummantelt
M ₅	FEP	FPM, FEP-ummantelt
M ₇	TTV/T	FPM, doppelt PTFE-ummantelt / PTFE, massiv

Unterschiedliche Werkstoffe

U ₁	K/T	Perfluor-Kautschuk / PTFE
----------------	-----	---------------------------

Bezeichnung	Beschreibung
¹⁾ DIN 24960 BURGMANN	

Nicht-Elastomere

G	Statotherm [®]	Reingrafit
T	T	PTFE (Polytetrafluorethylen)
T ₂	T ₂	PTFE, glasfaserverstärkt
T ₃	T ₃	PTFE, kohleverstärkt
T ₁₂	T ₁₂	PTFE, kohle-grafit-verstärkt
Y ₁	Burasil [®]	Flachdichtung asbestfrei

Feder- u. Bauwerkstoffe (Stelle 4/Stelle 5)

Federwerkstoffe

▶ G	1.4571	CrNiMo-Stahl
▶ M	Hast. C4	Hastelloy [®] C-4 (2.4610) Hoch-Nickel-Legierung

Bauwerkstoffe

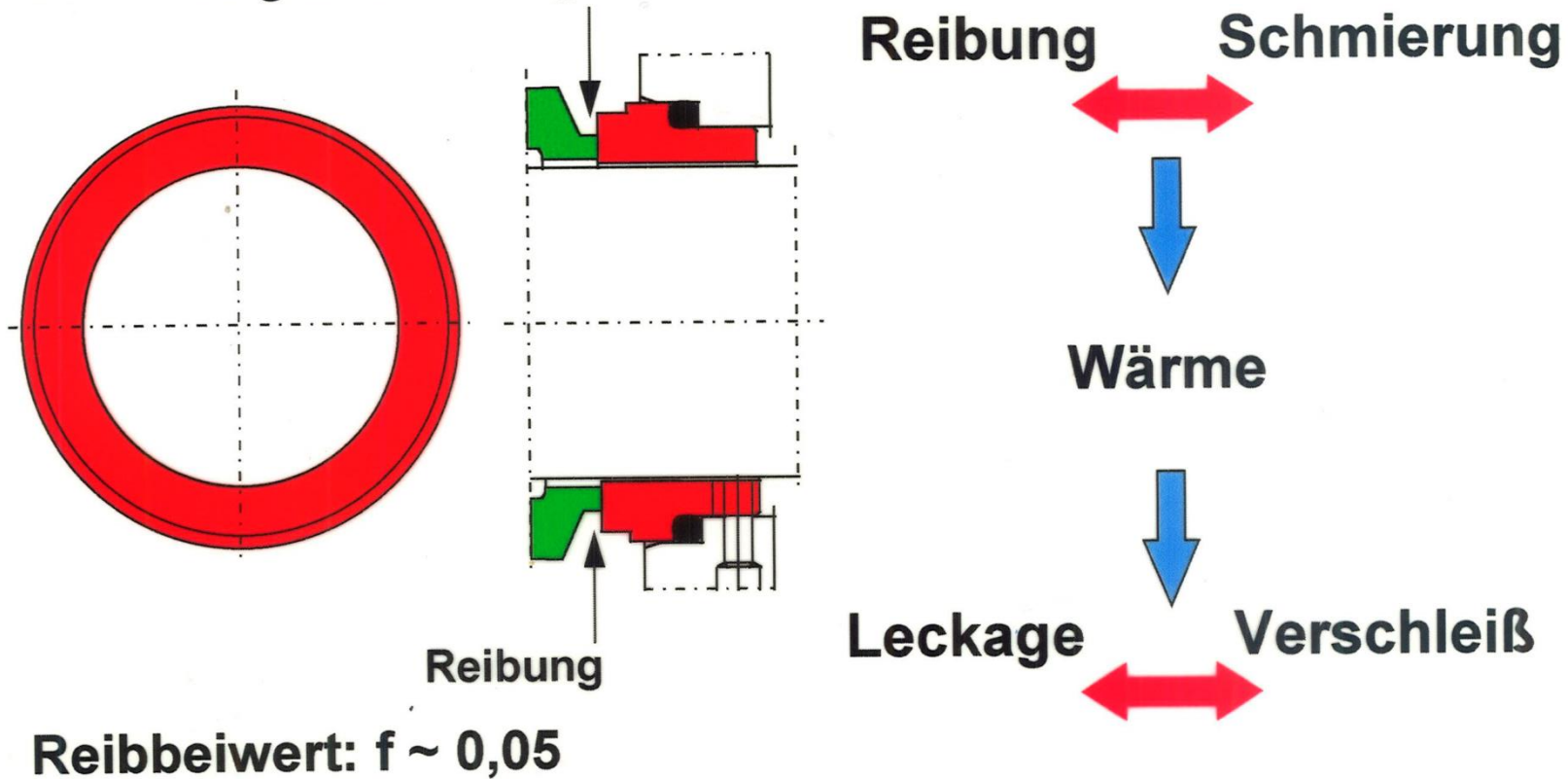
D	St	C-Stahl
▶ E	1.4122	Cr-Stahl
F	1.4301	CrNi-Stahl
F	1.4308	CrNi-Stahlguß
F ₁	1.4313	spez. CrNi-Stahlguß
▶ G	1.4401	CrNiMo-Stahl
▶ G	1.4571	CrNiMo-Stahl
G	1.4581	CrNiMo-Stahlguß
▶ G ₁	1.4462	CrNiMo-Stahl
G ₂	1.4439	CrNiMo-Stahl
G ₃	1.4539	CrNiMo-Stahl
M = Hoch-Nickel-Legierung		
▶ M	Hast. C4	Hastelloy [®] C-4 (2.4610)
M ₁	Hast. B2	Hastelloy [®] B-2 (2.4617)
M ₃	Carp.	Carpenter [®] 20 Cb3 (2.4660)
M ₄	Monel K500	Monel [®] alloy K 500 (2.4375)
M ₅	Hast. C-276	Hastelloy [®] C-276 (2.4819)
M ₆	2.4668	Inconel [®] 718
T = Sonstige Werkstoffe		
T ₁	1.4505	CrNiMoCuNb-Stahl
T ₂	Titan	Rein-Titan (3.7035)
T ₃	Inc. 625	Inconel [®] 625 (2.4856)
T ₄	Carp. 42	Carpenter [®] 42 (1.3917)
T ₅	Inc. 800	Incoloy [®] 800 (1.4876)
T ₆	AM 350	Sonderlegierung

5. Gleitringdichtungen

Allgemeines Funktionsprinzip: Flüssigkeitsgeschmierte GLRD

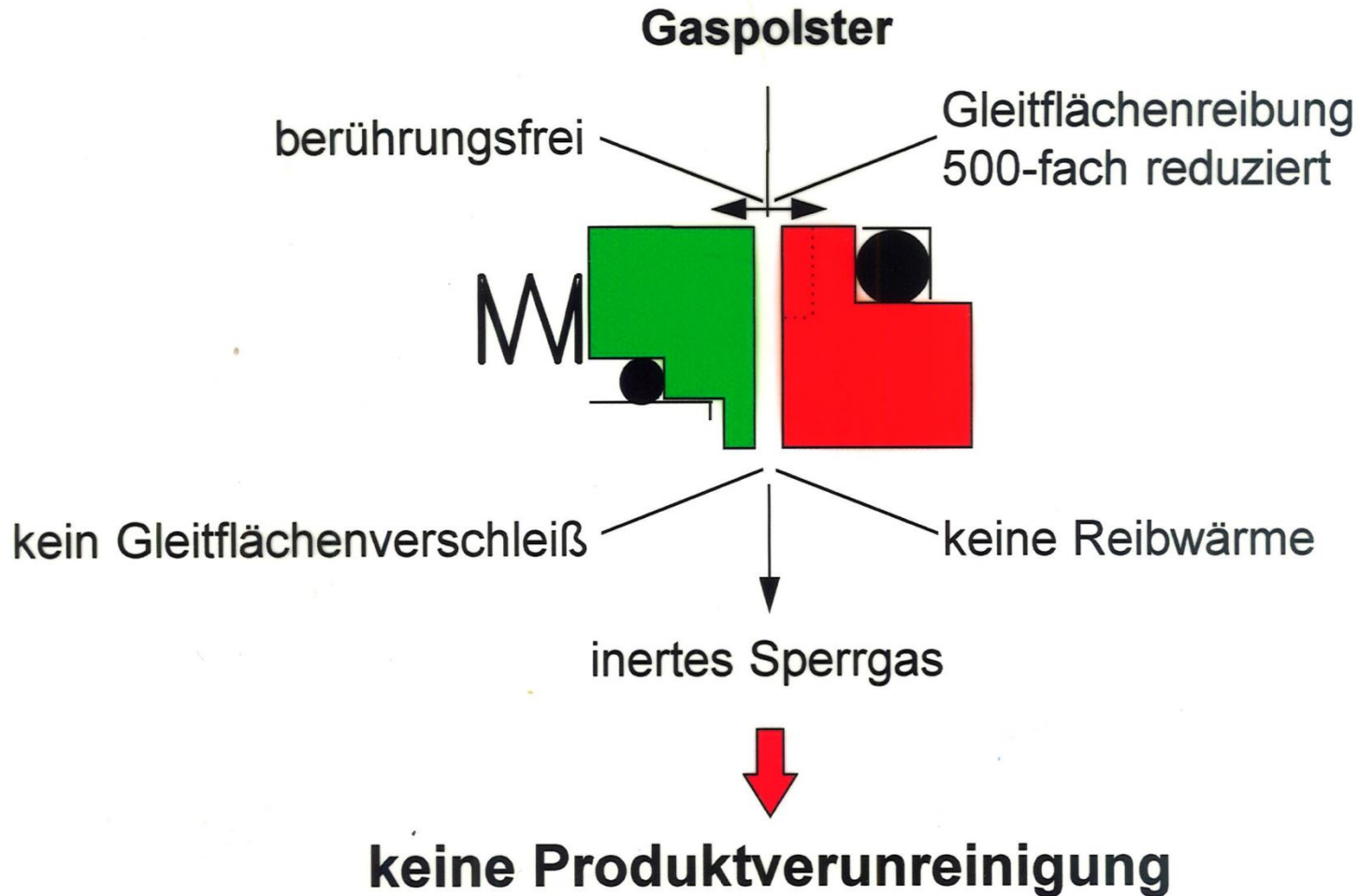
Flüssigkeitsgeschmierte Gleitringdichtung

Schmierung durch flüssiges Medium



Quelle: Burgmann

Merkmale der gasgeschmierten Gleitringdichtung

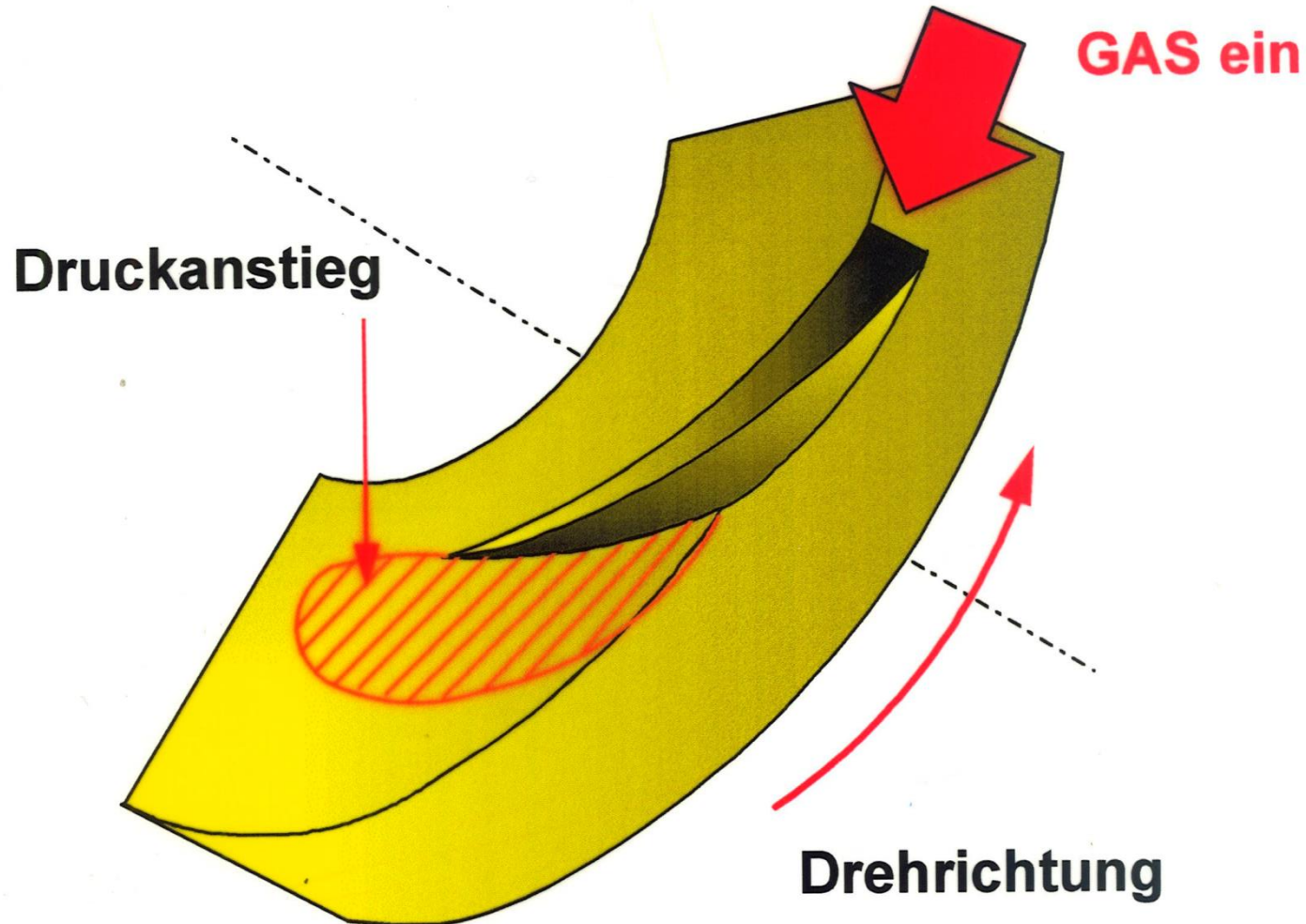


Quelle: Burgmann

5. Gleitringdichtungen

BURGMANN

Allgemeines Funktionsprinzip Nutformen



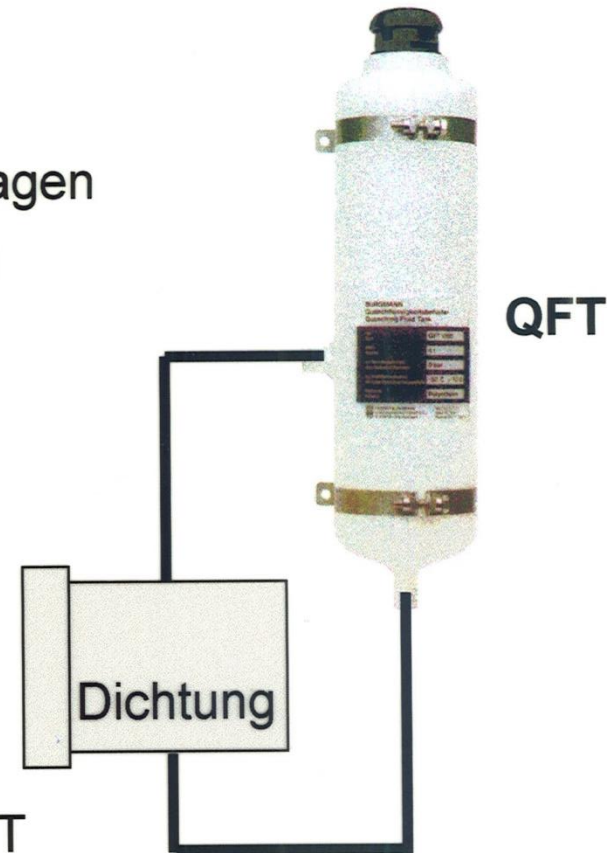
Quelle: Burgmann

Quenchflüssigkeitsbehälter

Einsatz bei Einzeldichtungen mit Quench und Tandemanordnungen

Aufgaben

- Aufnahme und Überwachung von Leckagen
- Kühlung der (zweiten) Gleitringdichtung (bei Tandemanordnung)
- Vereisungsschutz
- Schmierfilmstabilisierung
- Luftabschluß von Medien
- Trockenlaufschutz
- API plan 62
- Burgmann Behälter der Baureihe QFT



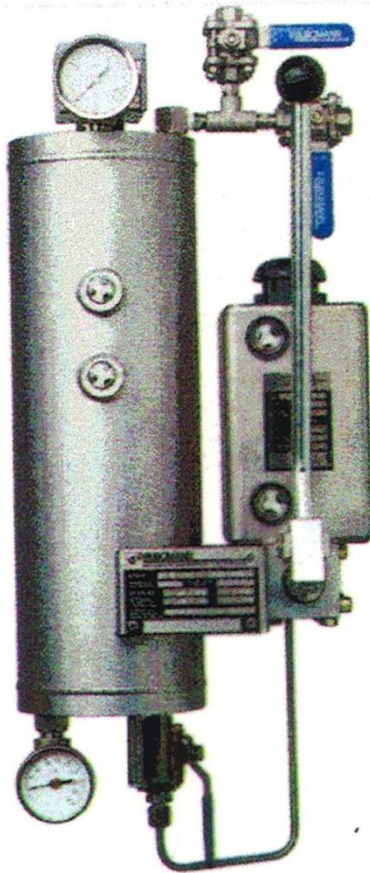
Quelle: Burgmann

5. Gleitringdichtungen

BURGMANN

Thermosyphonbehälter Baureihe TS

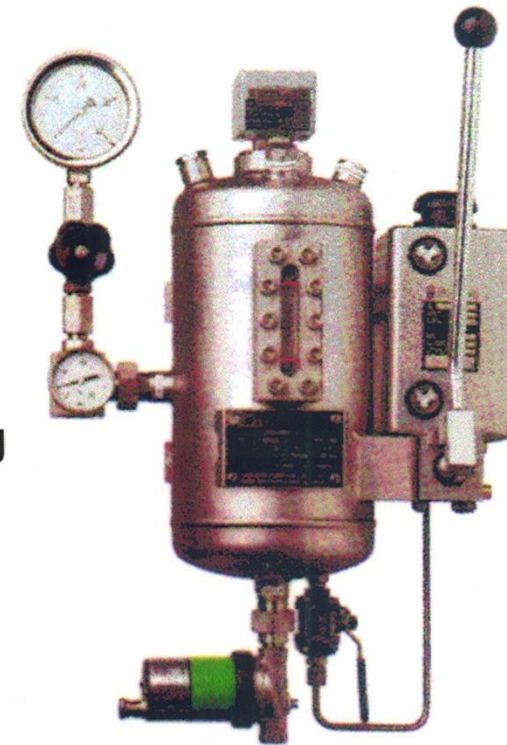
TS 1016



Aufgaben

- Leckageausgleich
- Kühlung / Heizung
- Druckbeaufschlagung
- Sperrmediumsbevorratung

TS 2000



Quelle: Burgmann

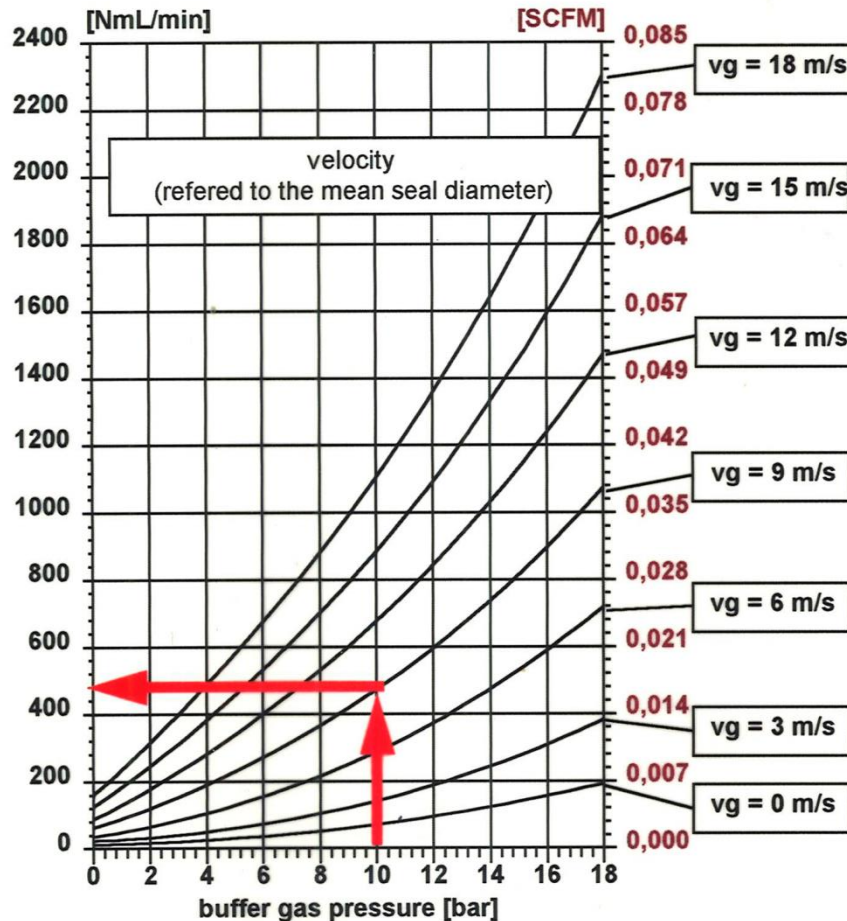
5. Gleitringdichtungen

Gasgeschmierte Doppeldichtungen Sperrgasverbrauch



Buffer Gas Consumption

guide curve; bidirectional; air; p3 - p1 = 2 bar ; t = 50°C



Berechnungsbeispiel bei:

Sperrdruck: **10 bar**

Nenn Durchmesser: **50 mm**

Drehzahl: **3000 min⁻¹**

==> vg = 9 m/s

Sperrgasverbrauch: **0,5 NI/min**

x 60 = 30 l/h

x 8000 h = 240000 l/a

==> 240 m³/a

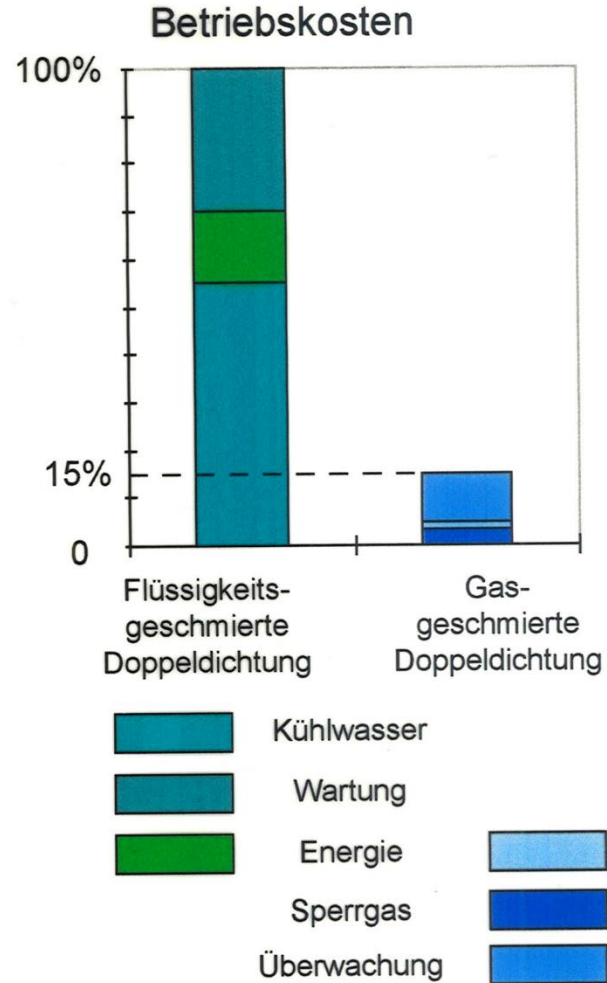
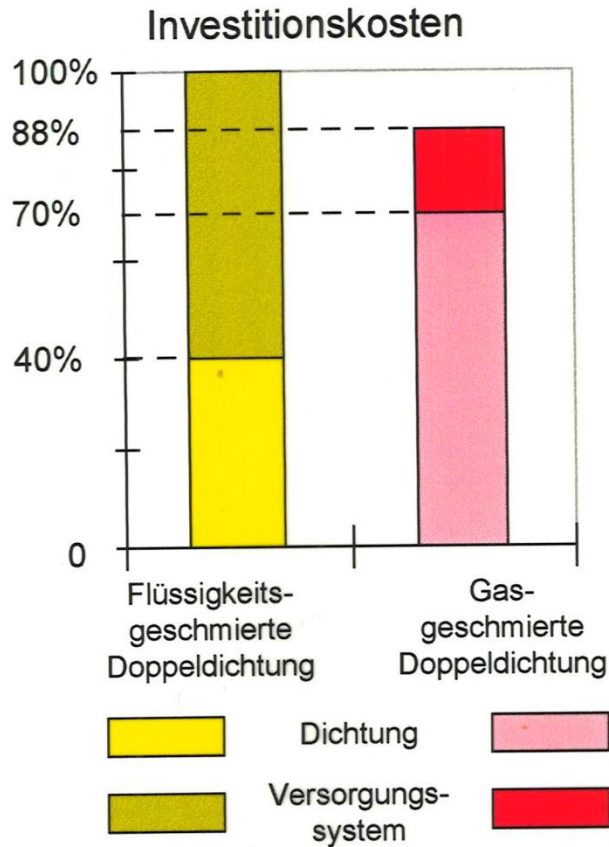
1 m³ kostet **0,10 € (Industrie)**

→ 24€/a

Quelle: Burgmann

5. Gleitringdichtungen

Betriebskostenbetrachtung



Quelle: Burgmann

6. Abschluss der Auslegung

Projekt- / Zeitplan und Konstruktionsprozess

Wellenberechnung, Schwingungsanalyse und Festigkeitsberechnung

Hilfsaggregate und Überwachungseinrichtungen

Versuchsplanung

6. Abschluss der Auslegung

Bisher erledigt:

hydraulische Auslegung

- Betriebspunkt, Fahrbereich, Schnellläufigkeit
- Laufrad
- Leitrad/Spirale
- Kraftberechnung
- Wellendichtung

Noch zu erledigen:

- Welle
- Lager
- Gehäusefestigkeit, Schaufelfestigkeit
- Hilfsaggregate
- Versuchsplanung
- Fertigungsplanung
- Vertriebsplanung

6. Abschluss der Auslegung

Grob-Projektplan

Pumpentyp:

Projekttitel:

Entscheidung in Monaten

	M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8	M9	M10	M11	M12	M13	M14	M15	M16	M17	M18	M19	M20	M21	M22	M23	M24	M25	M26	M27	M28	M29	M30
Teambenennung																														
Funktionslastenheft																														
Grundsatzversuche inkl. QFD/FMEA																														
Vermarktungskonzept																														
Kooperationspartner																														
Lieferanten																														
Grobkonstruktion																														
Detailkonstruktion																														
Werkzeuge																														
Ausfallmuster																														
Werkzeug -Check up																														
Praxiserprobung																														
PA-Zeichen																														
Werkzeugänderung																														
2. Werkzeug - Check up																														
Produktionsanlauf - FMEA																														
Erstbevorratung																														
Betriebsanleitung inkl. Ersatzteile																														
Marktuntersuchung																														
Markteinführung																														

6. Abschluss der Auslegung

Grob-Projektplan

Pumpentyp:

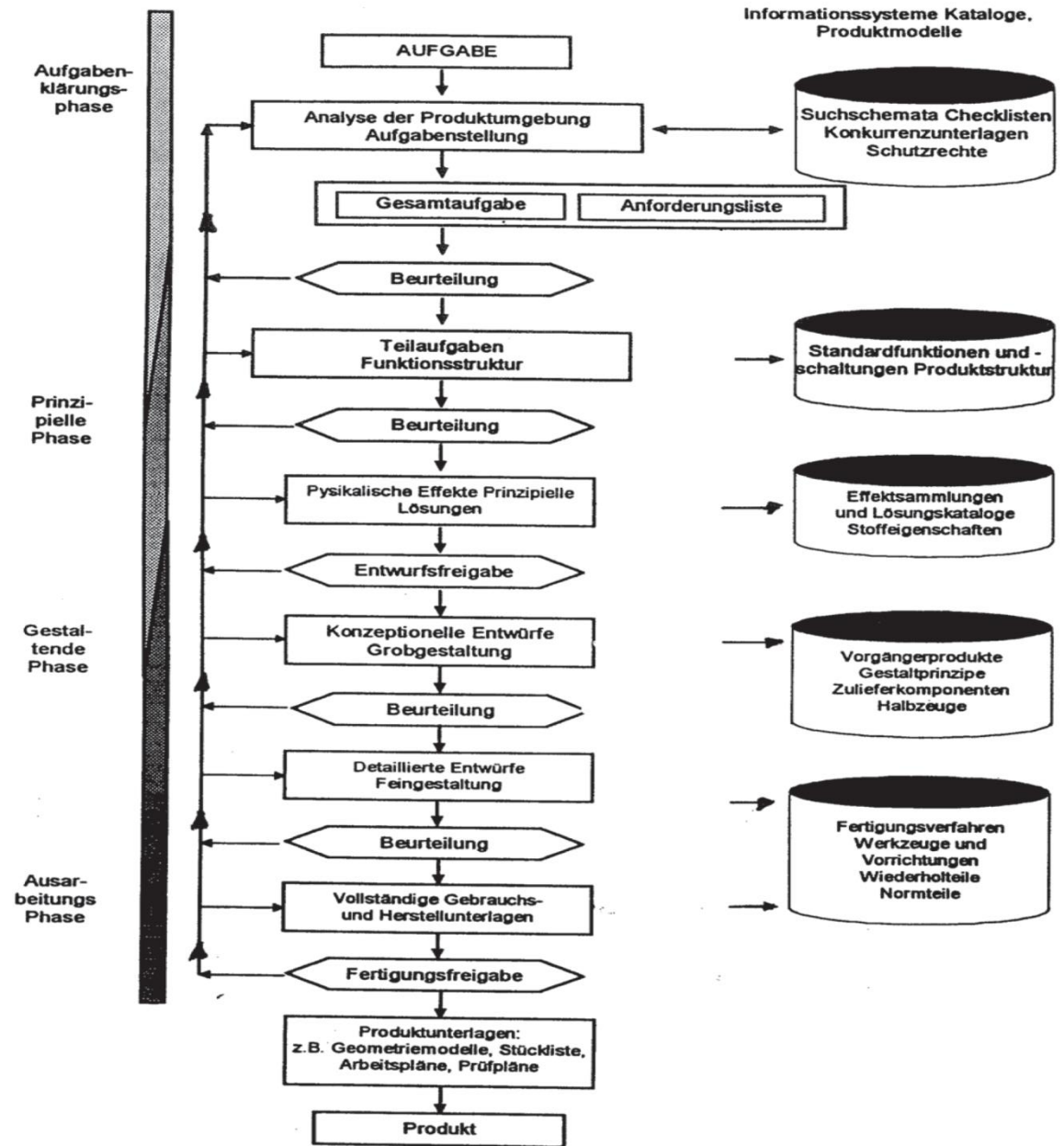
Projekttitel:

Entscheidung in Monaten

	M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8	M9	M10	M11	M12	M13	M14	M15	M16	M17	M18	M19	M20	M21	M22	M23	M24	M25	M26	M27	M28	M29	M30
Teambenennung	■																													
Funktionslastenheft	■	■																												
Grundsatzversuche inkl. QFD/FMEA	■	■	■																											
Vermarktungskonzept	■	■	■	■																										
Kooperationspartner	■	■	■	■																										
Lieferanten	■	■	■	■																										
Grobkonstruktion		■	■	■	■																									
Detailkonstruktion				■	■	■	■	■	■	■	■																			
Werkzeuge					■	■	■	■	■	■	■	■																		
Ausfallmuster											■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■
Werkzeug - Check up												■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■
Praxiserprobung			■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■
PA-Zeichen												■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■
Werkzeugänderung												■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■
2. Werkzeug - Check up																■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■
Produktionsanlauf - FMEA				■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■
Erstbevorratung													■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■
Betriebsanleitung inkl. Ersatzteile												■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■
Marktuntersuchung	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■
Markteinführung																■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■

6. Abschluss der Auslegung

Der Ablauf des Konstruktionsprozesses

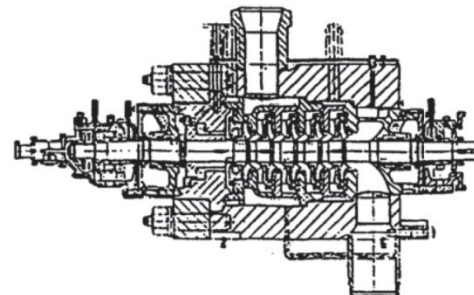
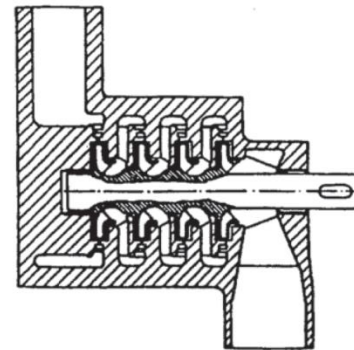
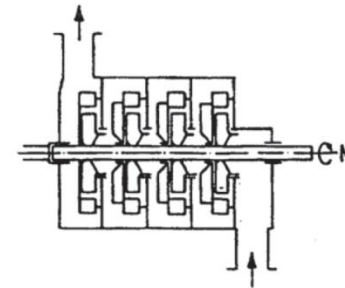
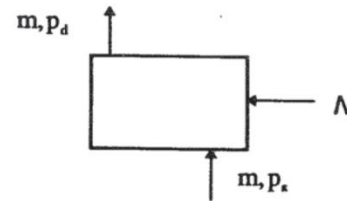


6. Abschluss der Auslegung

Informationsinhalt

am Beispiel einer Kesselspeisepumpe (12MW)

für ein 770MW-Kraftwerk



Hauptaufgabe:

Druck erhöhen $p_s \rightarrow p_d$
Massenstrom zu- und ableiten
Leistung zuführen

Information: 0,05 kBytes

Lösungsprinzip:

Kreiselpumpenprinzip
4 Radialstufen gleichsinnig in Reihe
Saug- und Druckstutzenanordnung
Mechanischer Antrieb $N = M \cdot \omega$

Information: 0,2 kBytes

Entwurf der Hauptfunktionen:

Anordnung und Bemessung der 4
Radialstufen
Hydraulische Gestaltung
Festlegung der Drehzahl
Grobgestaltung und Bemessung der
Druckhülle
Bemessung der Stutzen
Grobgestalt und Bemessung des Rotors

Information: 2 kBytes

Gesamtzeichnung:

Kesselspeisepumpe komplett,
detaillierungsfähiger Entwurf

Information: 500 kBytes

(gemessen als Speicherbedarf einer CAD -
Konserven)

6. Abschluss der Auslegung

Reales Produkt

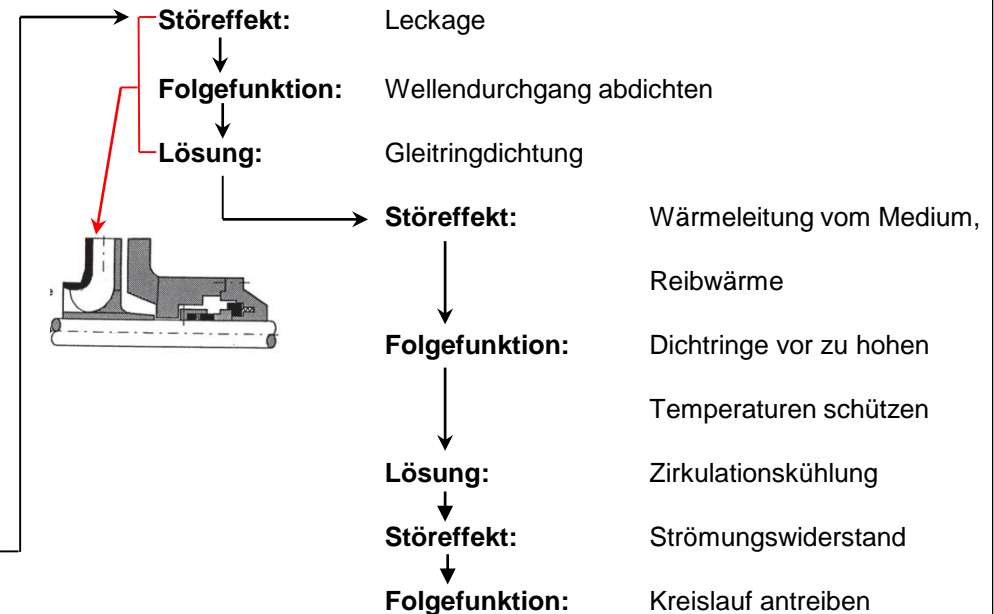
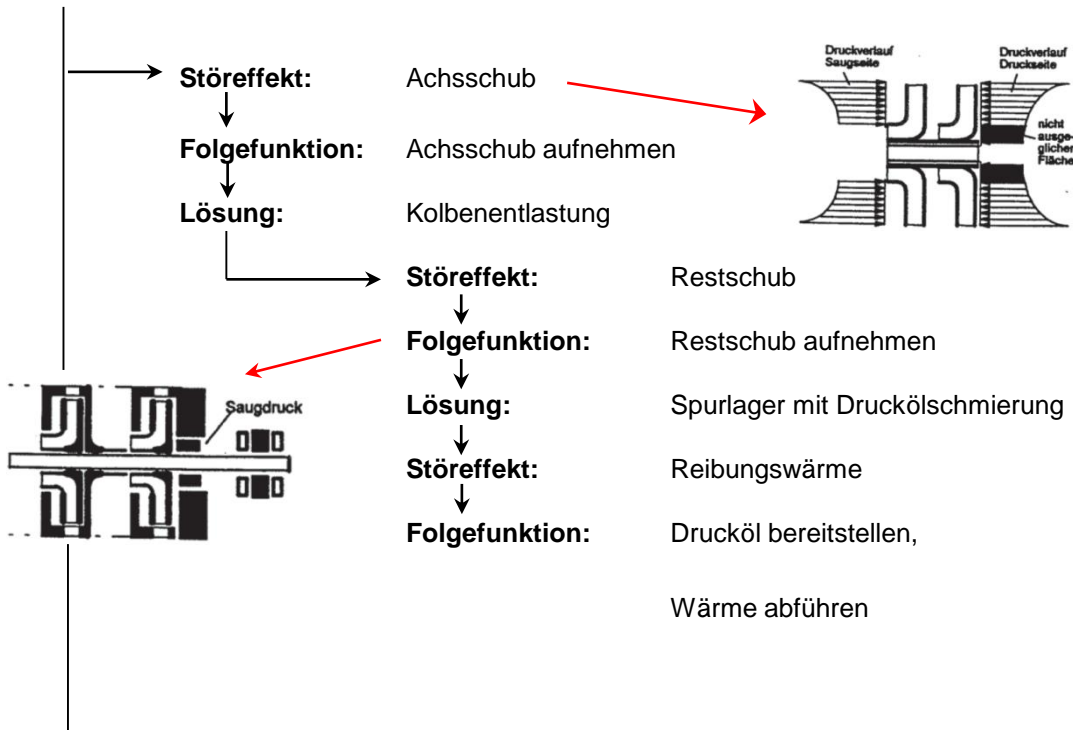
Stückliste: ca. 2000 Positionen	ca. 1 MByte
ca. 300 Zeichnungen:	ca. 120 MByte
ca. 100 Pläne (Aufstellungs-, Rohrleitungs-, Verriegelungs-, Instrumentierungs-, Schweiß-, Prüf-, und Qualitätskontrollpläne...):	ca. 20 MByte
ca. 500 Normen:	ca. 200 MByte
ca. 20 Aktenordner Entwicklungsdokumentation:	ca. 80 MByte
Betriebsanleitung, Wartungs- und Montageanleitung, Beschreibungshefte für eigenen Verkauf:	ca. 40 MByte
Produktbezogene Daten in Einkauf, Verkauf, Fertigung, Kalkulation, Controlling:	ca. 200 MByte
	<hr/> <hr/> ca. 600 Mbyte
Müßte diese Datenmenge per Hand eingegeben werden, so bräuchte eine geübte Schreibkraft dafür	ca. 120 Jahre
Die Kosten hierfür betragen	ca. 4.2 Mio Euro
Die Maschine kostet dabei real	ca. 0.4 Mio Euro

6. Abschluss der Auslegung

Systematisches Vorgehen beim Konstruktionsprozess

Hauptfunktion: Pumpe → Druck erhöhen
 Turbine → Wellenenergie

Beispiel-Lösung: Mehrstufige Kreiselpumpe



Rekursives Vorgehen beim Abarbeiten von Folgefunktionen von Störeffekten

6. Abschluss der Auslegung

Funktionslastenheft:

Folgende Aufwendungen sind für die Neukonstruktion der neuartigen Pumpe einzuplanen

		Konstruktion	Berechnung hydraulisch	Berechnung mechanisch	Versuch	Zukauf Baumusterprüfung Spezifikationen
Hydraulik	Lufteinrichtung	x	x		x	
	Hydraulik der Wettbewerber				x	
	Axialschubausgleich	x	x		x	
Konstruktion	Schleissplattenverstellung	x		x		
	Schnellverbindung					x
	Vorderer Motordeckel	x		x		
	Hinterer Motordeckel	x		x		
	Axiallager	x		x		x
	Radiallager	x		x		x
Elektrik	Frequenzumformer					x
	Rotor					x
	Stator					x
	Anlaufwicklung					x
Filter / Sonstiges	Filter	x		x	x	
	Stopfbuchse					
	Schaukel Druckleitung					
Hydraulik	Spiralgehäuse	x	x	x	x	x
	Lauftradhydraulik	x	x	x	x	x

Es sind Konstruktions-, mechanische und hydraulische Berechnungs-, Versuchs- und Zukauf/Spezifikationsaufgaben zu bewältigen

6. Abschluss der Auslegung

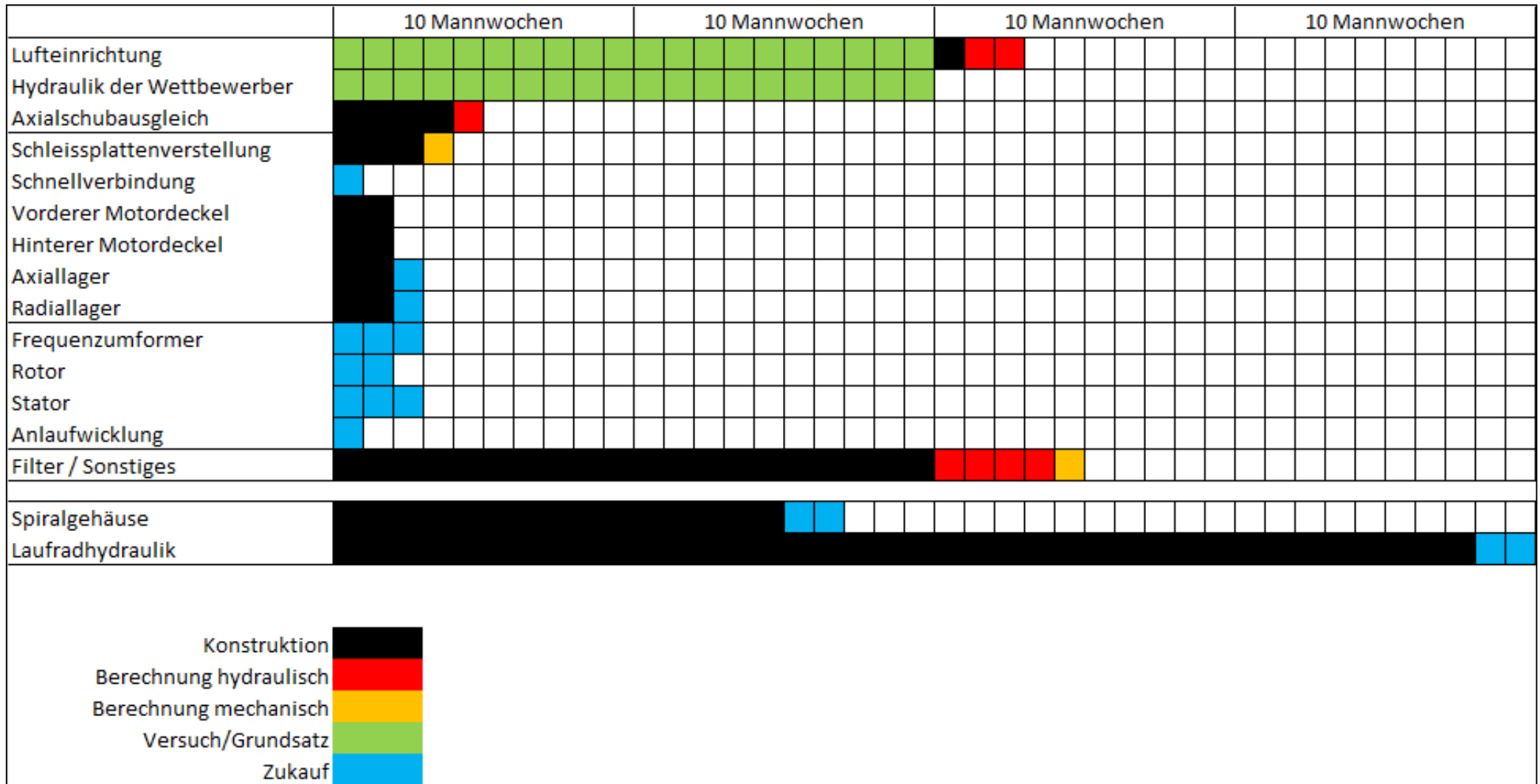
Entwicklungsaufwand:

Die Abschätzung des Zeitaufwandes [Mannstunden] liefert mit bestehender Hydraulik 4900 [Mh] und mit neuer Entwicklung 7750 [Mh] was etwa 5 [Mannjahren] entspricht.

		Konstruktion	Berechnung hydraulisch	Berechnung mechanisch	Versuch	Zukauf Baumusterprüfung Spezifikationen	SUMME	
Hydraulik	Lufteinrichtung	100	50		1000		1150	2400
	Hydraulik der Wettbewerber				1000		1000	
	Axialschubausgleich	200	50				250	
Konstruktion	Schleissplattenverstellung	150		50			200	750
	Schnellverbindung					50	50	
	Vorderer Motordeckel	50		50			100	
	Hinterer Motordeckel	50		50			100	
	Axiallager	50		50		50	150	
	Radiallager	50		50		50	150	
Elektrik	Frequenzumformer					150	150	450
	Rotor					100	100	
	Stator					150	150	
	Anlaufwicklung					50	50	
Filter / Sonstiges	Stopfbuchse						1300	1300
	Filter	200		100	1000		0	
	Schaukel Druckleitung						0	
mit bestehender Hydraulik --> SUMME:		850	100	350	3000	600	4900	
Hydraulik	Spiralgehäuse	150	150	150	300	100	850	2850
	Lauftradhydraulik	150	150	150	1450	100	2000	
mit neuer Hydraulik --> SUMME:		1150	400	650	4750	800	7750	

6. Abschluss der Auslegung

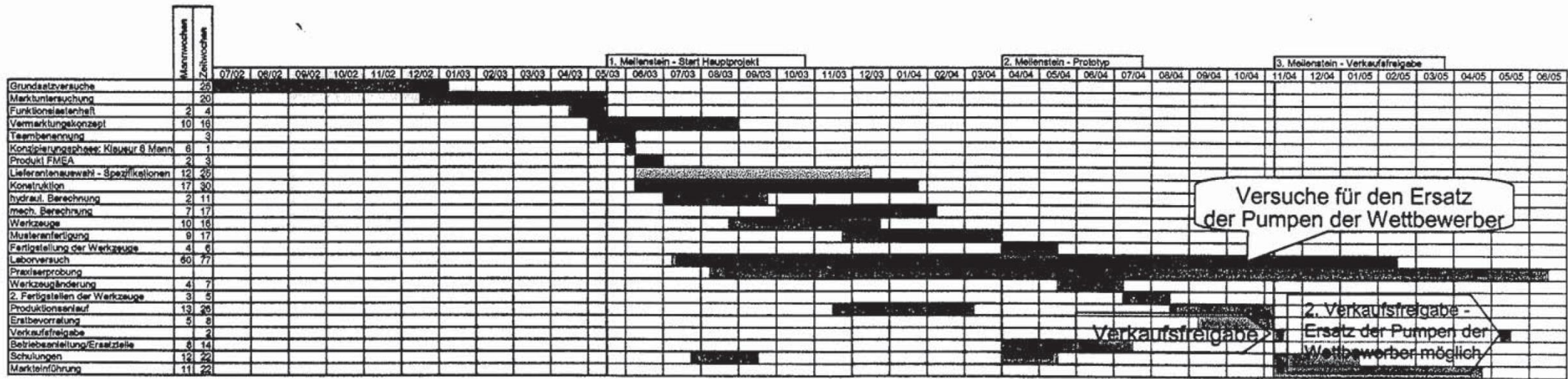
Entwicklungsaufwand:



6. Abschluss der Auslegung

Zeitplan:

Meilensteinplan: „Pumpenneuentwicklung“ für einen Industriebetrieb



Basis für diesen Zeitplan ist die Abschätzung des Zeitaufwandes für die Entwicklung einer neuartigen Pumpe bei Verwendung einer bestehenden Hydraulik.

Berechnungsverfahren: Der Bedarf in Mannwochen wird mit dem doppelten Zeitbedarf in den Zeitplan übertragen, weil angenommen wird, dass der betreffende Sachbearbeiter nicht zu 100% an diesem Projekt arbeitet, sondern es neben seinen Tätigkeiten mitbetreibt.

6. Abschluss der Auslegung

Wellenberechnung:

- Festigkeit: Drehmomentübertragung
- Durchbiegung: maximale Durchbiegung des ruhenden Läufers
- Kritische Drehzahl: $n_{Betrieb} < n_{krit}$ ← ist das entscheidende Kriterium

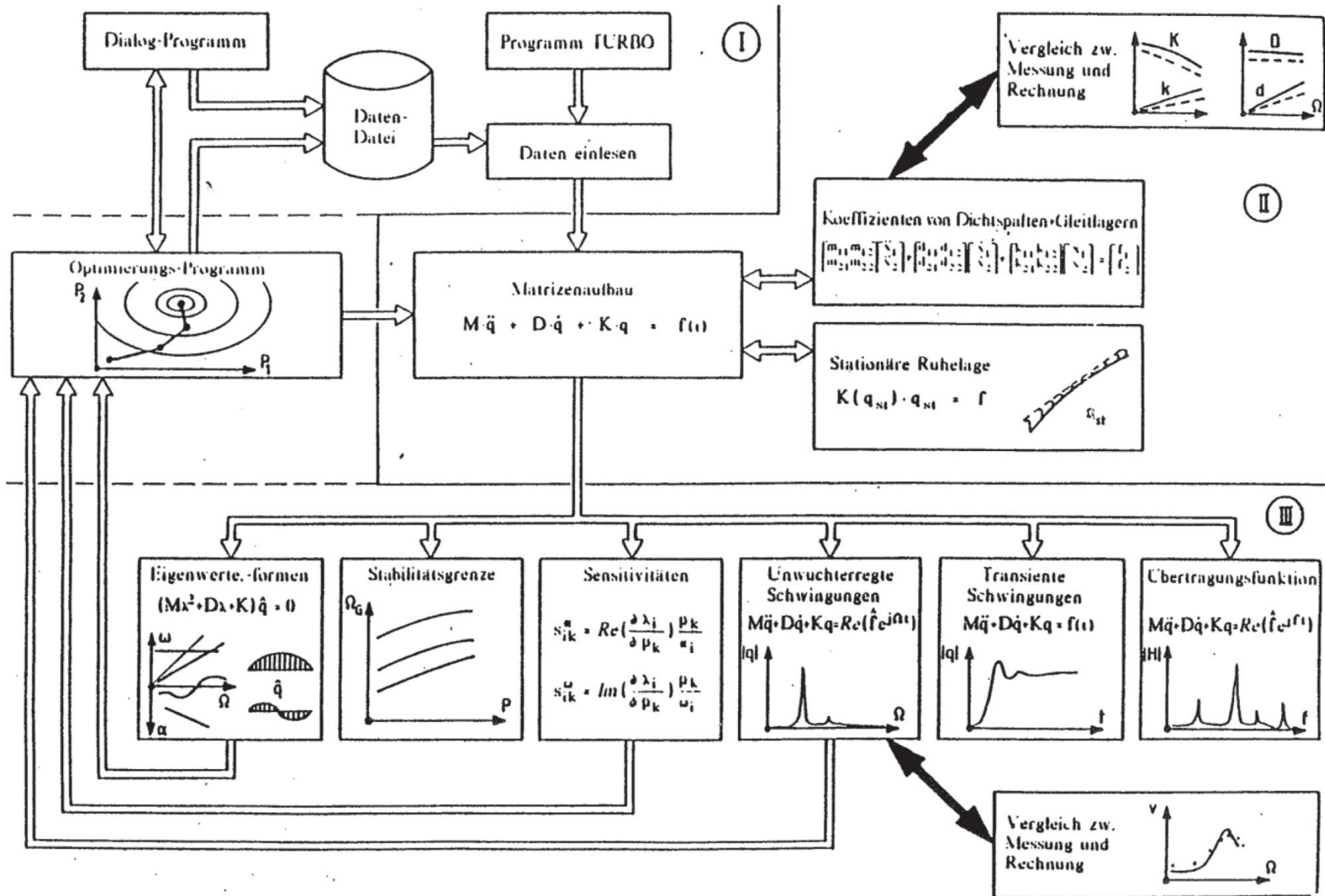
Einflüsse:

- Wellengeometrie
- (Gleit-)Lager
- Unwuchten
- La/Le Interaktionen

$n_{Betrieb} > n_{krit}$ bei hydraulischen Maschinen unüblich wegen der engen Spalte

- Gegebenenfalls Wellenschutz vorsehen: Welle nicht vom Fördermedium berührt
Verschleiß bei Stopfbuchsen

6. Abschluss der Auslegung



6. Abschluss der Auslegung

Schwingungsanalyse einer Maschinenwelle mit FEM (überzeichnet dargestellt):

DISPLACEMENT

STEP=1

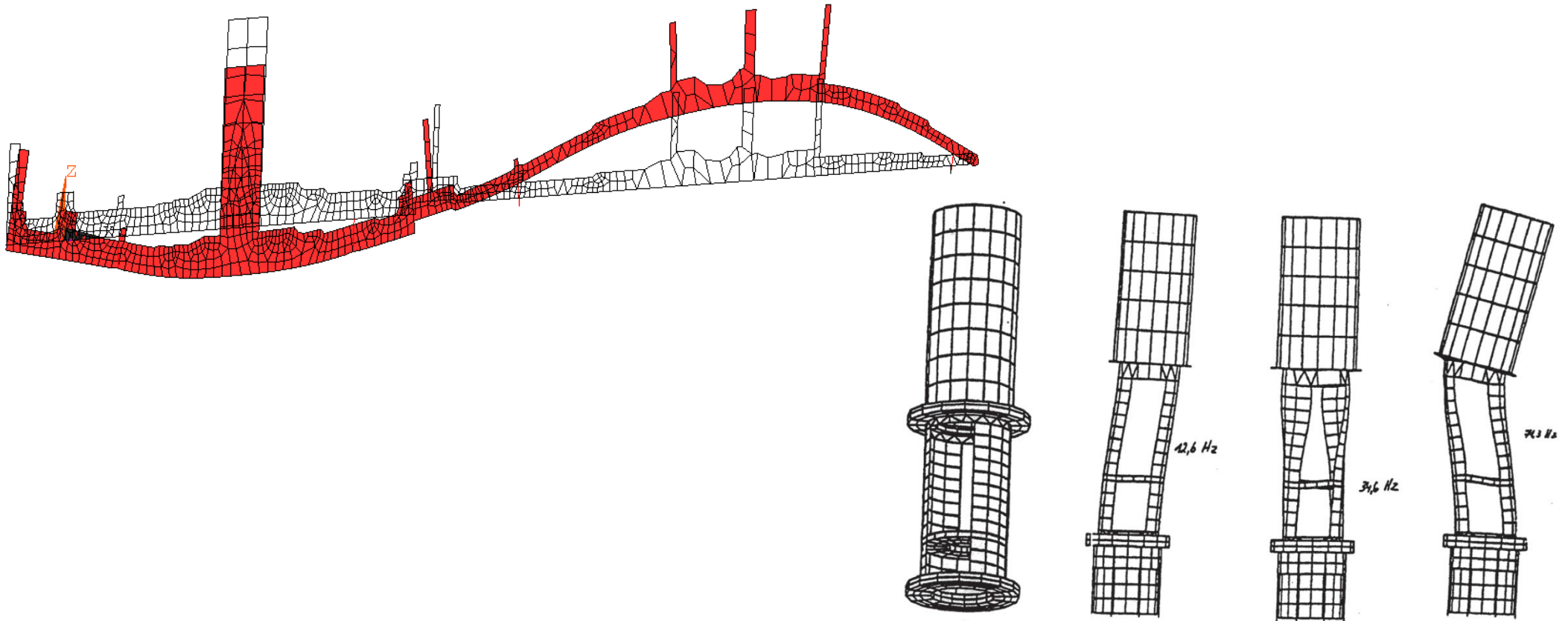
SUB =2

FREQ=16.4183

DMX =.00377

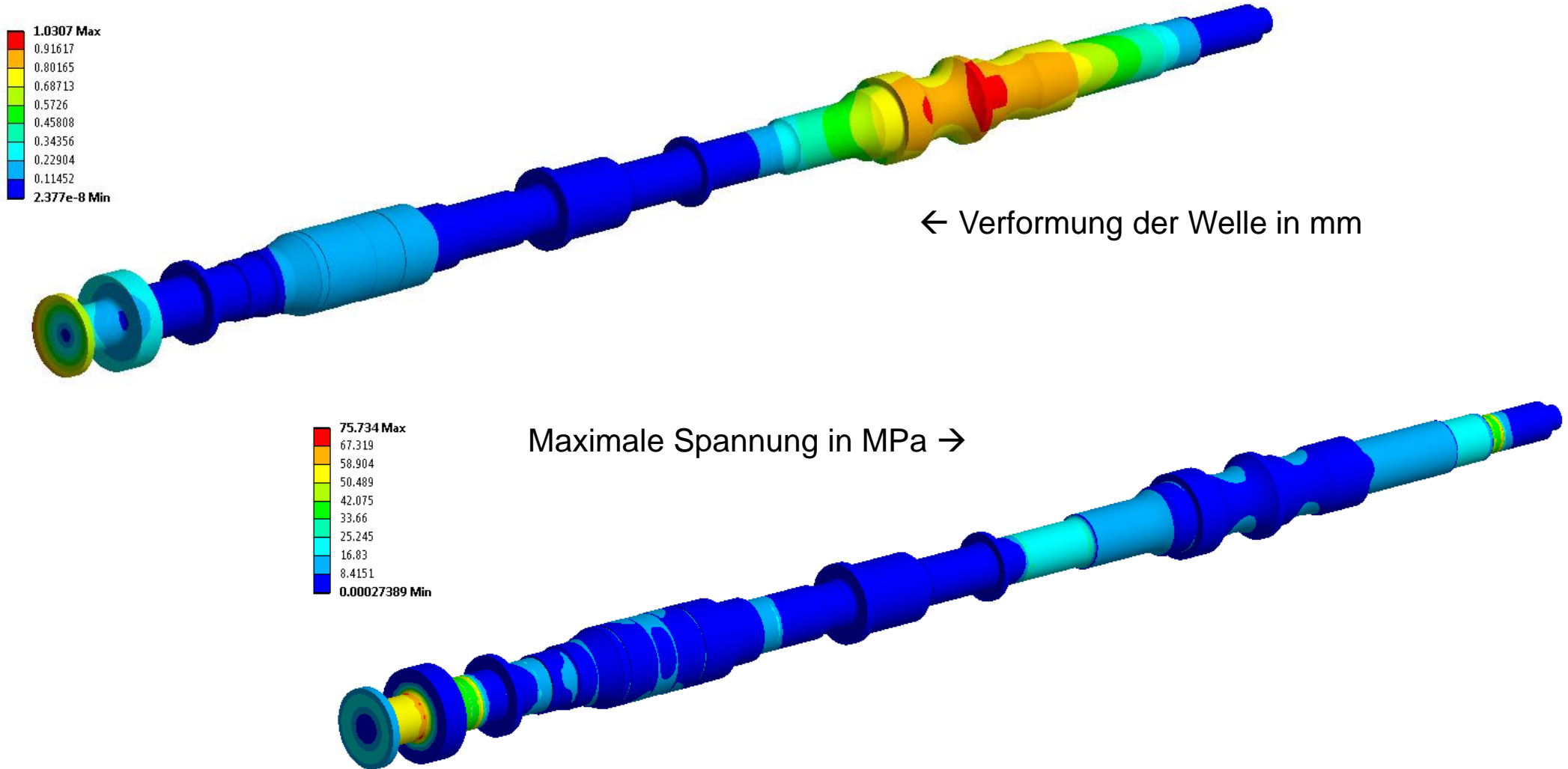
NOV 15 2011

09:04:20



6. Abschluss der Auslegung

Festigkeitsanalyse einer Maschinenwelle mit FEM:



6. Abschluss der Auslegung

Lagerdimensionierung:

Eng gekoppelt mit der Wellenberechnung

- Üblich:
- Gleitlager → große Maschinen (Turbinen, Pumpen)
 - Wälzlager (Gleitlager sekundär) → kleine Maschinen

Tragwirkung/Dämpfungsverhalten berechnen: → nach Sommerfeld, Childs

Praxis: Wellendurchbiegung i.a. größer als Spaltweite

- weil:
- Spalte zur Begrenzung der Leckverluste eng dimensioniert
 - Fördermedium schmiert und kühlt
 - Betriebszeit im Bereich Haftreibung/Mischreibung begrenzen

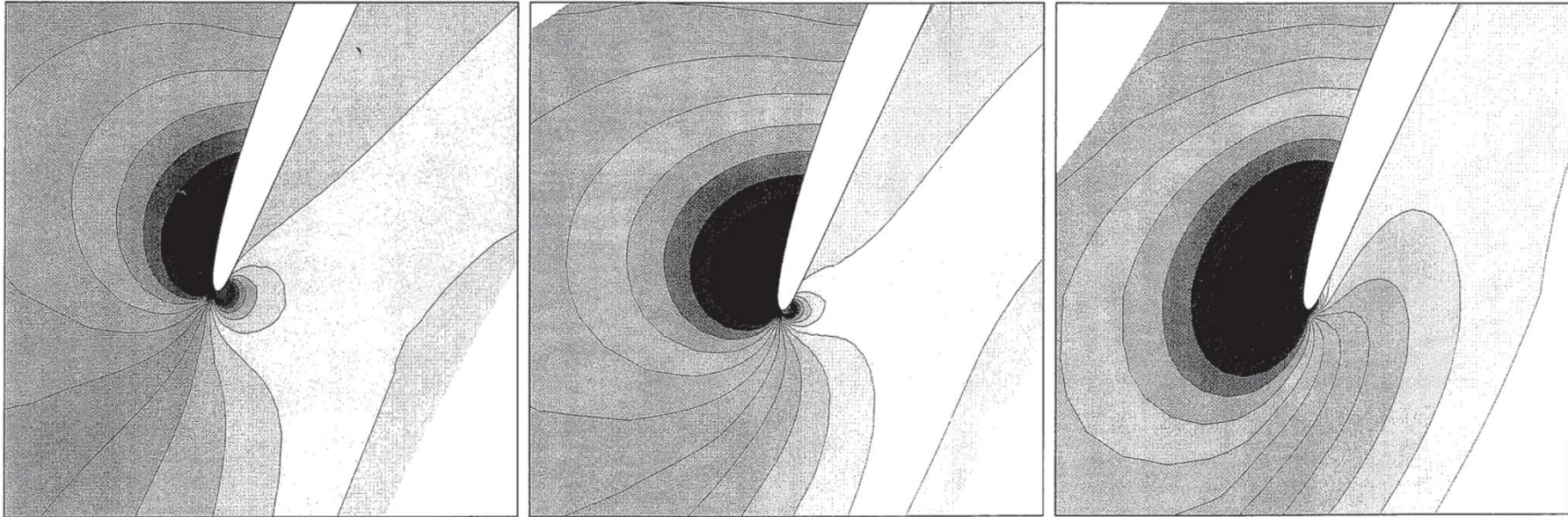
6. Abschluss der Auslegung

Vergleich der Festigkeit von gefeiltten und ungefeiltten Schaufeln in axialen hydraulischen Turbomaschinen:

vorwärts gefeilt

ungefeilt

rückwärts gefeilt



β [°] 15 16 17 18 19 20 21 22 23 24 25 26 27 28 29 30 31 32 33 34 35

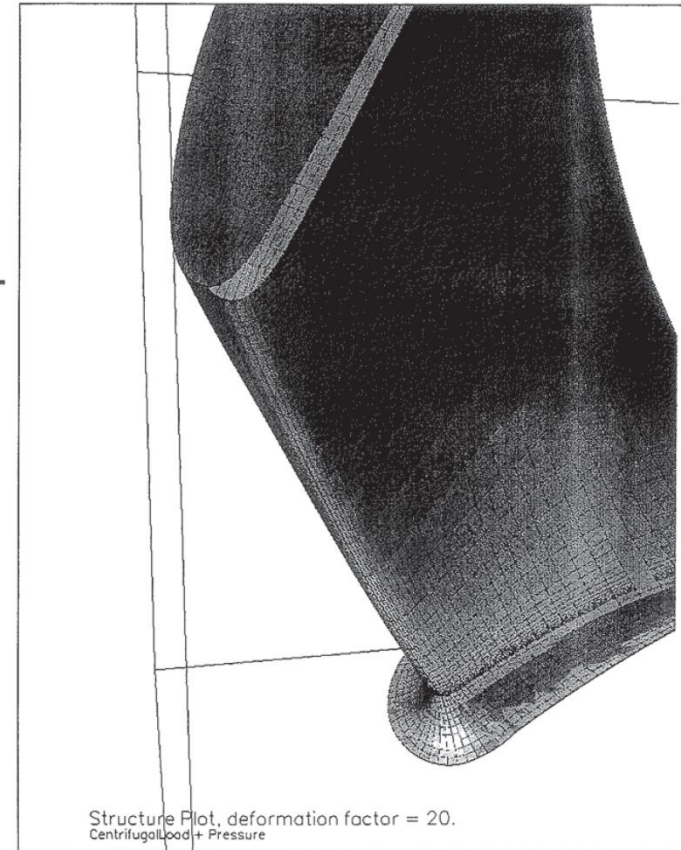
Veränderung der Zuströmung im Ausschnitt
 $r = 130\text{mm}$, $h_{\text{rel}} = 0.85$

6. Abschluss der Auslegung

Vergleich der Festigkeit von gepfeilten und ungepfeilten Schaufeln in axialen hydraulischen Turbomaschinen:

Finite-Element Modellierung

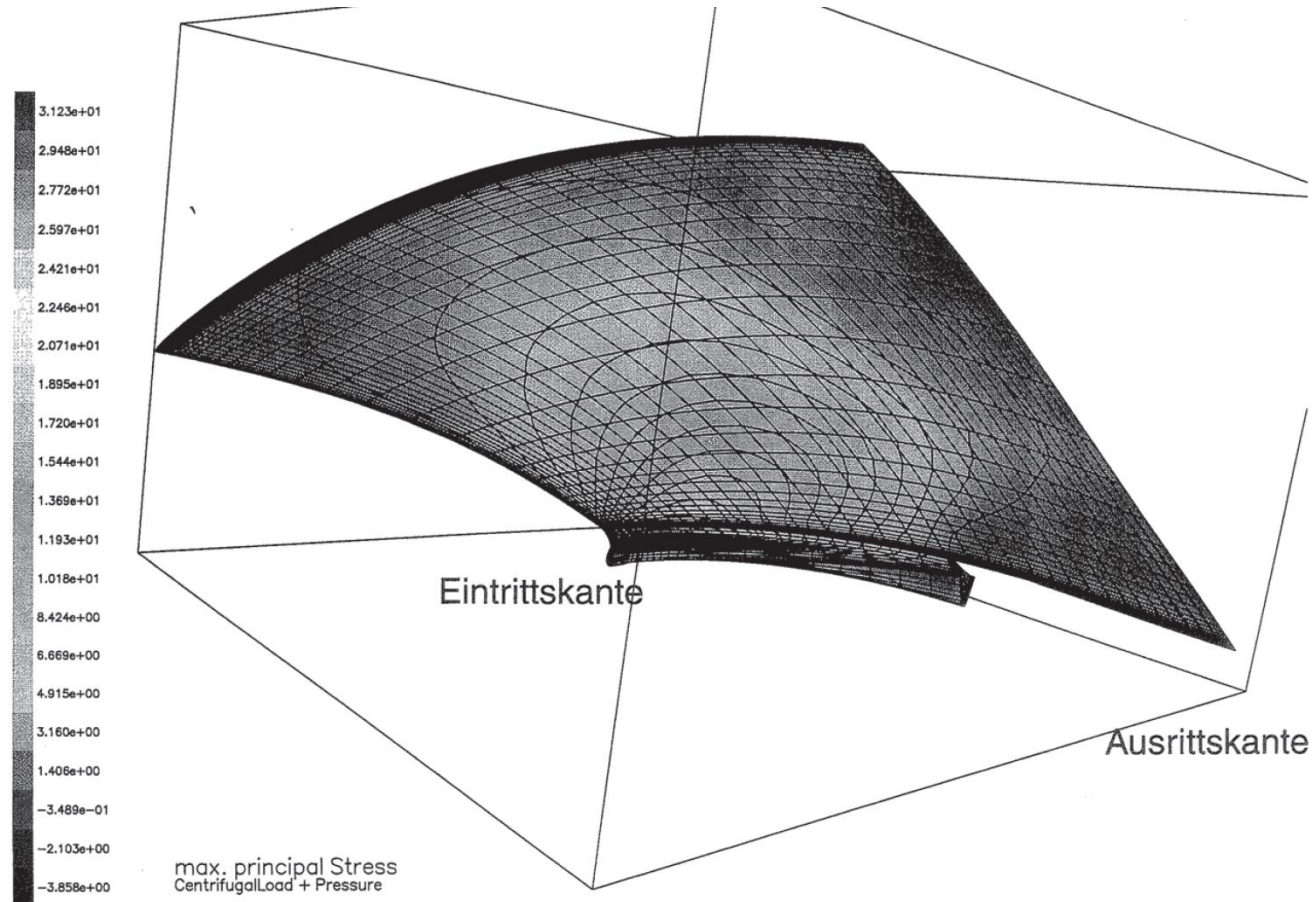
- hybrides Netz mit linearen Quader- und Prismen-
elementen
- Verschiebungsansatz
- lineares Materialmodell
- Ausgabemöglichkeiten:
 - Deformation
 - Spannungskomponenten
 - Hauptspannungen



Festigkeitsrechnung mit Finiten Elementen

6. Abschluss der Auslegung

Vergleich der Festigkeit von gepfeilten und ungepfeilten Schaufeln in axialen hydraulischen Turbomaschinen:



druckseitige Zugspannungsverteilung der vorwärts gepfeilten
Schaufel – Unterlast $Q = 0.8 \cdot Q_{opt}$

6. Abschluss der Auslegung

Hilfsaggregate:

Hauptfunktion: Wellenenergie erzeugen

Lösung: Francis-Turbine

Störeffekt: schlechter Wirkungsgrad außerhalb des Auslegungspunktes



Folgefunktion: Regelbarkeit



Lösung: verstellbare Leiträder



Störeffekt: Leitradmomente, Leitrad beweglich



Folgefunktion: Leitradmomente aufnehmen



Lösung: Leitradlagerung



Folgefunktion: Leitrad antreiben



Lösung: Servomotor



Störeffekt: Antrieb für Servomotor (Hydrauliköl)

6. Abschluss der Auslegung

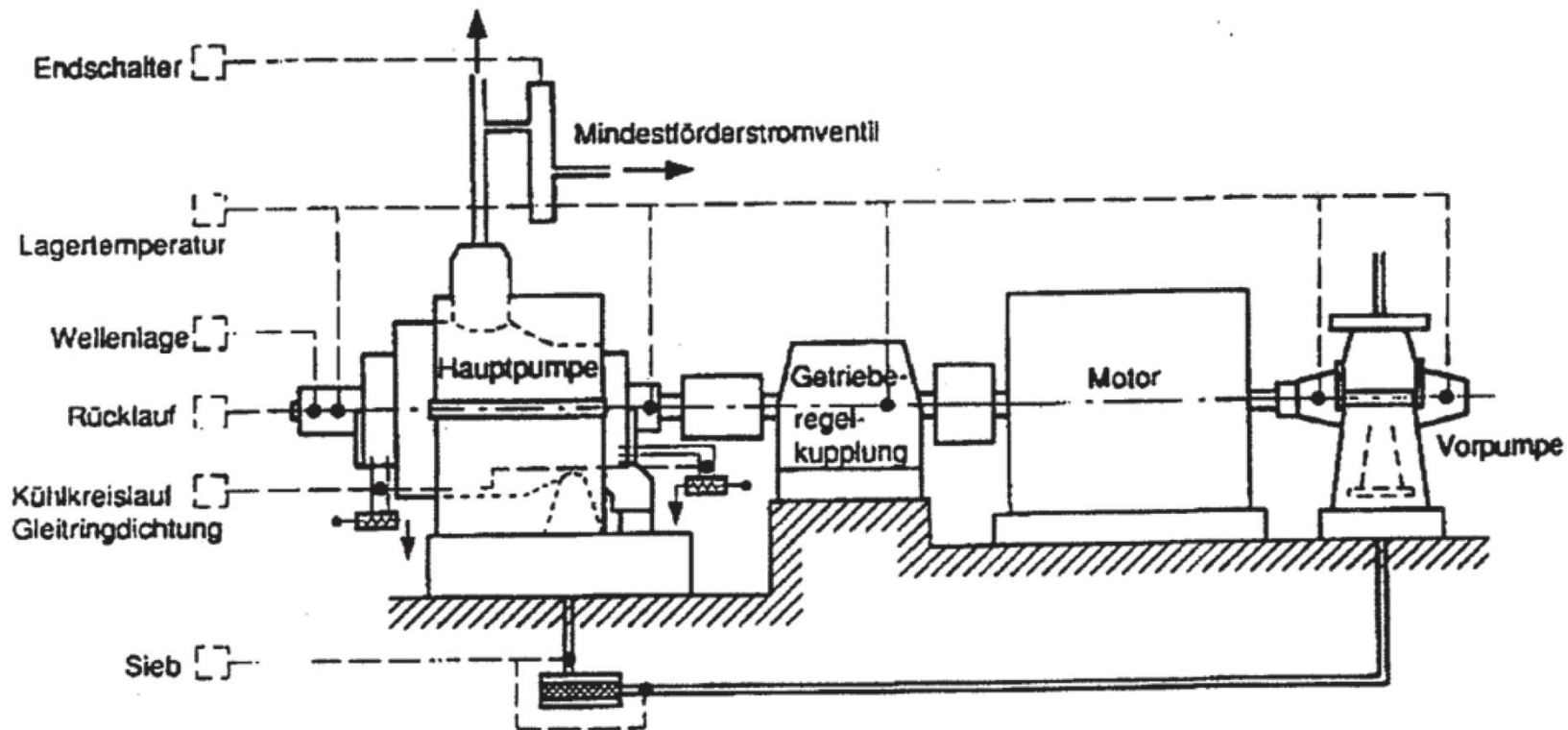
Andere Hilfsaggregate:

- Lagerölversorgung (Kippsegment-Lager, Drucklager) für Kühlung, Tragwirkung mit Drucklager
- Sperrflüssigkeit für doppelwirkende Gleitringdichtungen mit Druckbeaufschlagung und Dosierpumpen
- Ölkühler oder Quenchkühler
- Überwachungseinrichtungen

6. Abschluss der Auslegung

Überwachungseinrichtungen:

1. Bedienschutz
2. Verriegelung des Anfahrens eines technischen Systems aus unzulässigen Betriebszuständen
3. Abschalten oder Herausfahren eines Systems aus unzulässigen oder gefährlichen Betriebszuständen



Überwachungsstellen zum Schutz einer Pumpe: Bei einer Gefährdungsmeldung von einer der gekennzeichneten Stellen wird die Maschine abgeschaltet, oder es wird verhindert, dass sie in Betrieb gehen kann.

6. Abschluss der Auslegung

Versuchsplanung:

- Grundsatzversuche zur Ermittlung des Lösungskonzeptes
- Prototypversuche zur Überprüfung der Auslegung

└───> Laborversuche

└───> Praxisversuche

Gegebenenfalls im Modellmaßstab → Aufwerteproblematik

- Serienversuche zur Qualitätssicherung

└───> Stichprüfung oder 100% - Prüfung

- Abnahmeversuch

└───> in der Anlage

└───> im Labor beim Hersteller

7.1 Pelton-Turbine

Prinzipieller Aufbau und konstruktive Details der Pelton turbine

Berechnung der Hauptabmessungen

Betriebsverhalten und Kennfelder

Off-Design-Verhalten und Regelungsmöglichkeiten

7.1 Pelton-Turbine

Charakteristika:

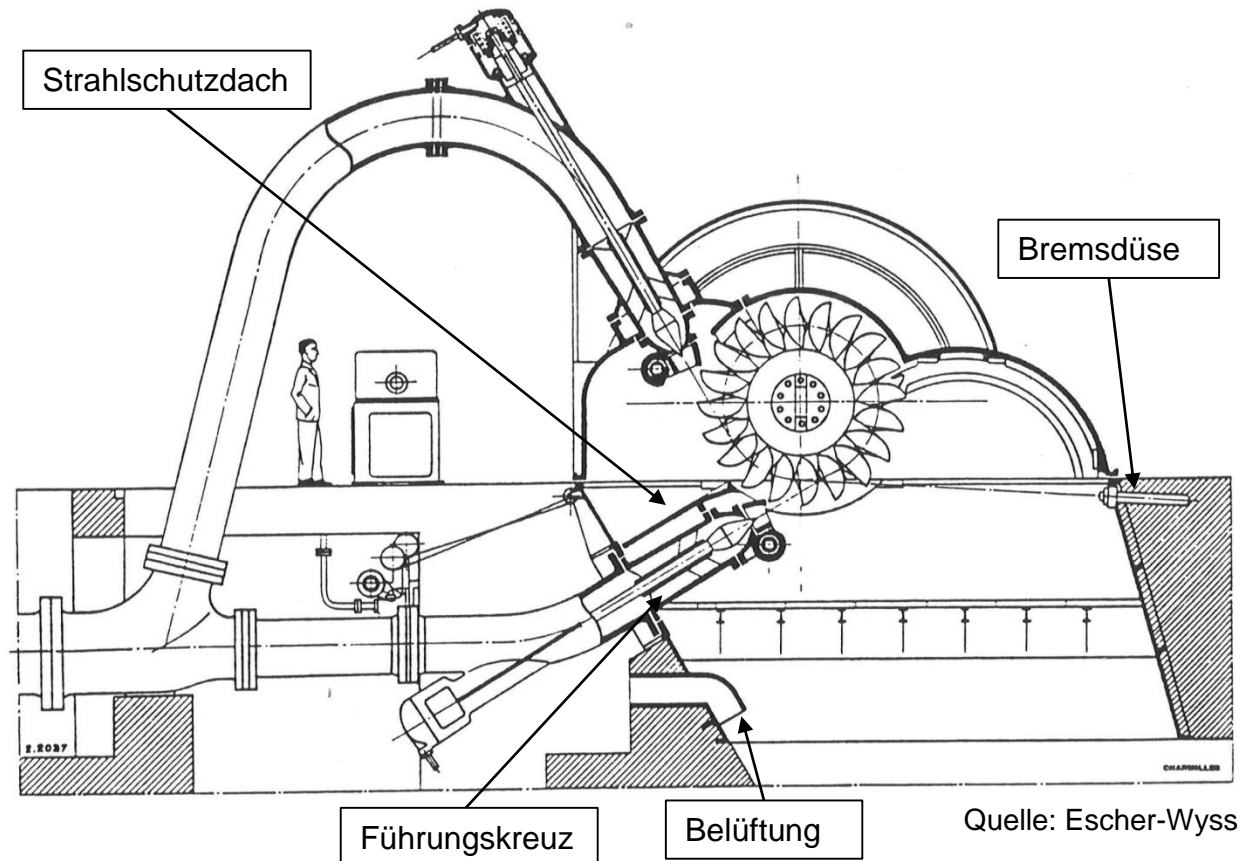
- Kleinste spezifische Drehzahlen

$$n_q = n \cdot \frac{\sqrt{Q}}{H^{3/4}}$$

→ kleine Q, große

- Grenzen: Laufradfestigkeit
- Bauteile:

- Einlauf mit Düse(n)
- Gehäuse mit Bremsdüse und Belüftung
- Laufrad mit Welle und Lagerung oft gemeinsam mit Generator (rostfreier Stahl)

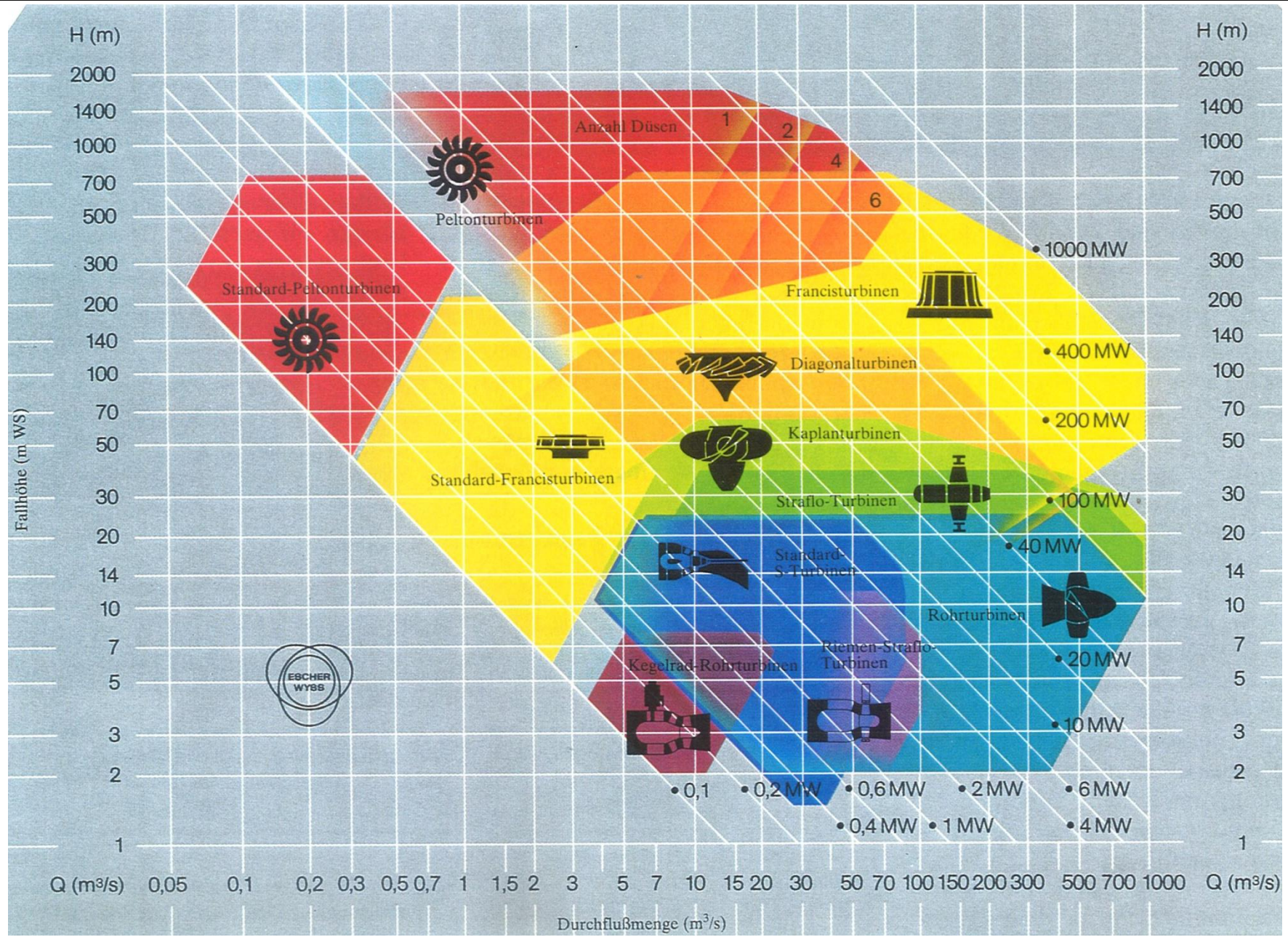


Quelle: Escher-Wyss

Belastung: **statisch:** Fliehkraft und zusätzlich **schwellend:** Strahlkraft
Düsenkraft als Belastung am Betonfuß

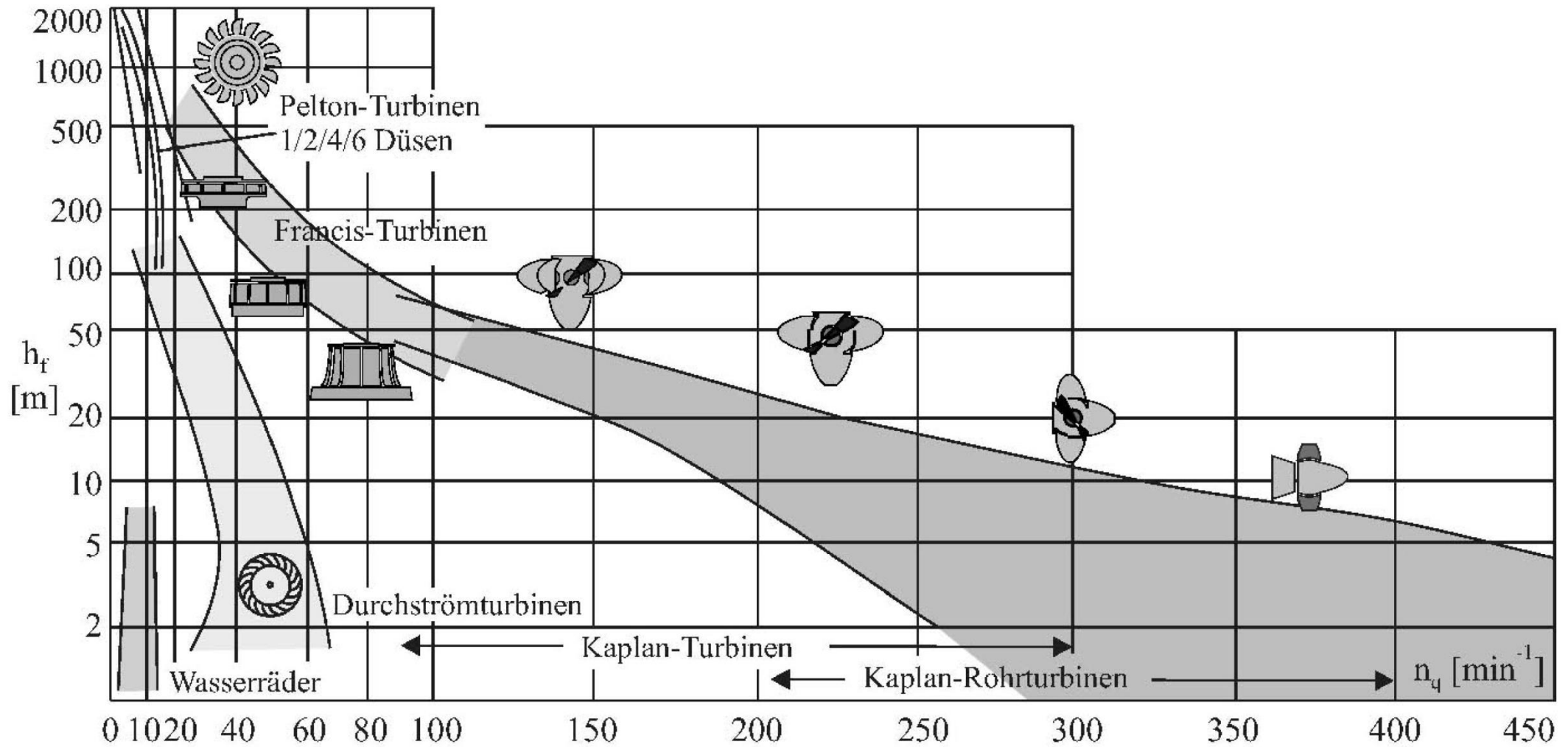
7.1 Pelton-Turbine

Einsatzbereiche von Wasserturbinen



Quelle: Escher-Wyss

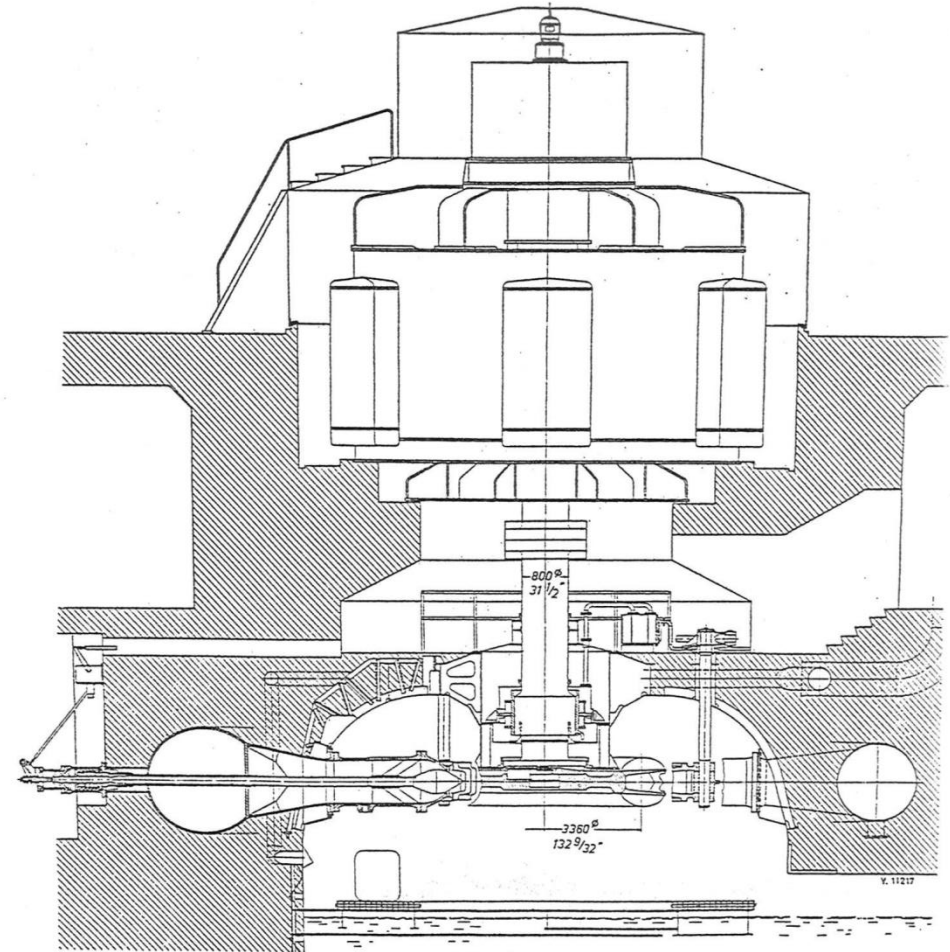
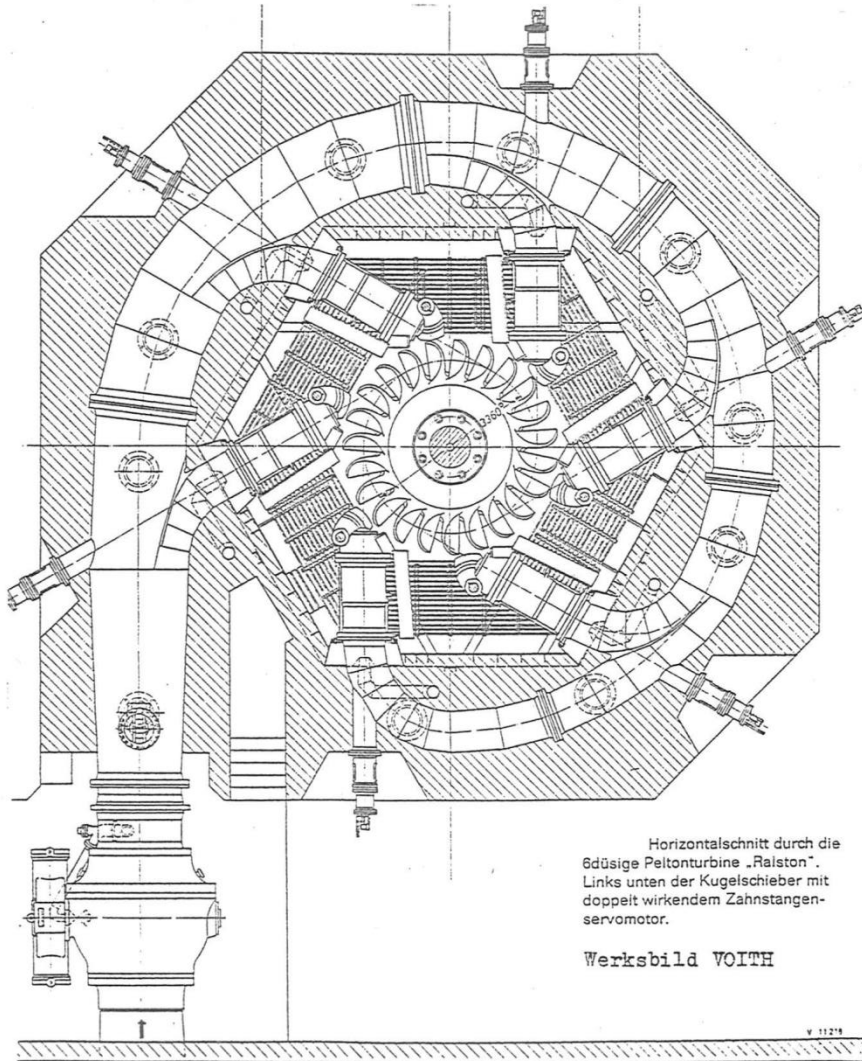
7.1 Pelton-Turbine



Einsatzbereiche unterschiedlicher Wasserturbinen in Abhängigkeit der Fallhöhe und der spezifischen Drehzahl n_q

Quelle: Sulzer-Hydro

7.1 Pelton-Turbine



6-düsige Pelton turbine "Ralston", Voith

Quelle: Voith

7.1 Pelton-Turbine

Technische Daten:

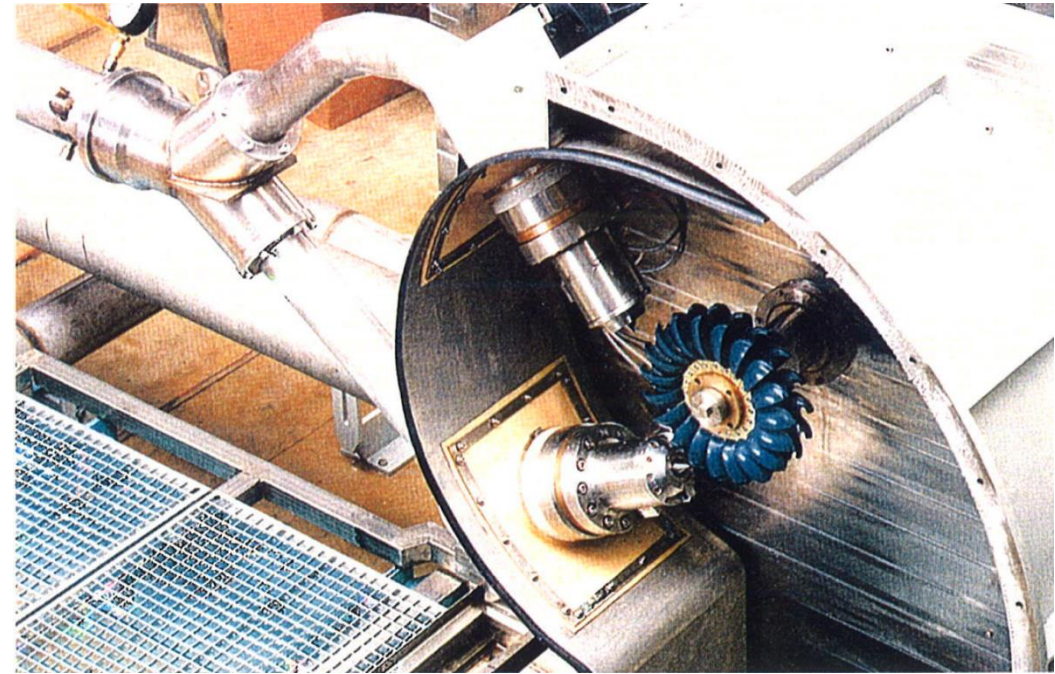
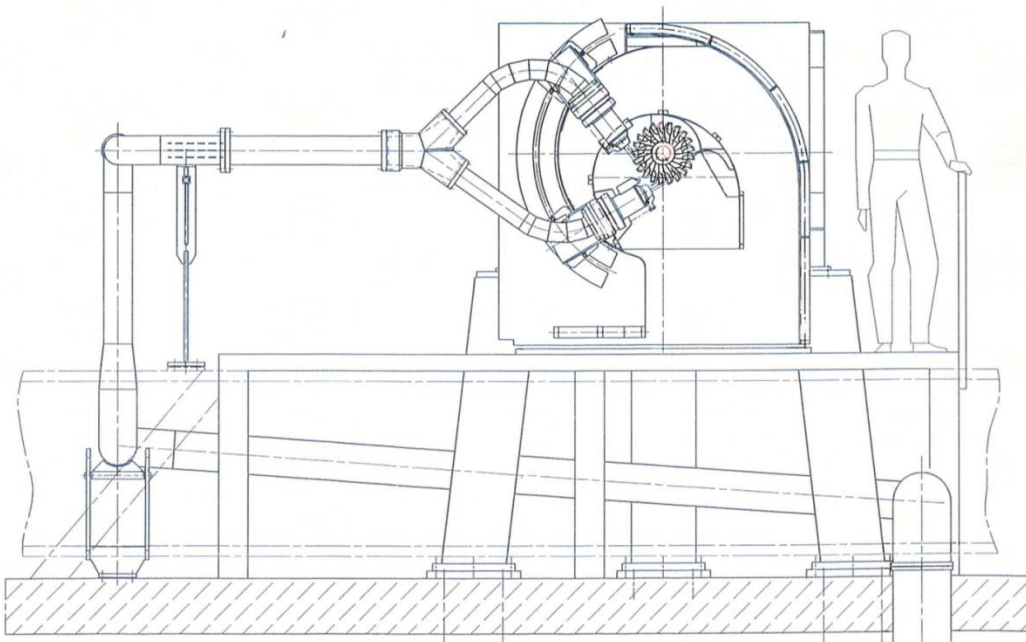
Leistung:	3.270	kW
Fallhöhe:	190,3	m
Drehzahl:	375	UpM
Laufraddurchmesser:	1.480	mm

Quelle: MCE



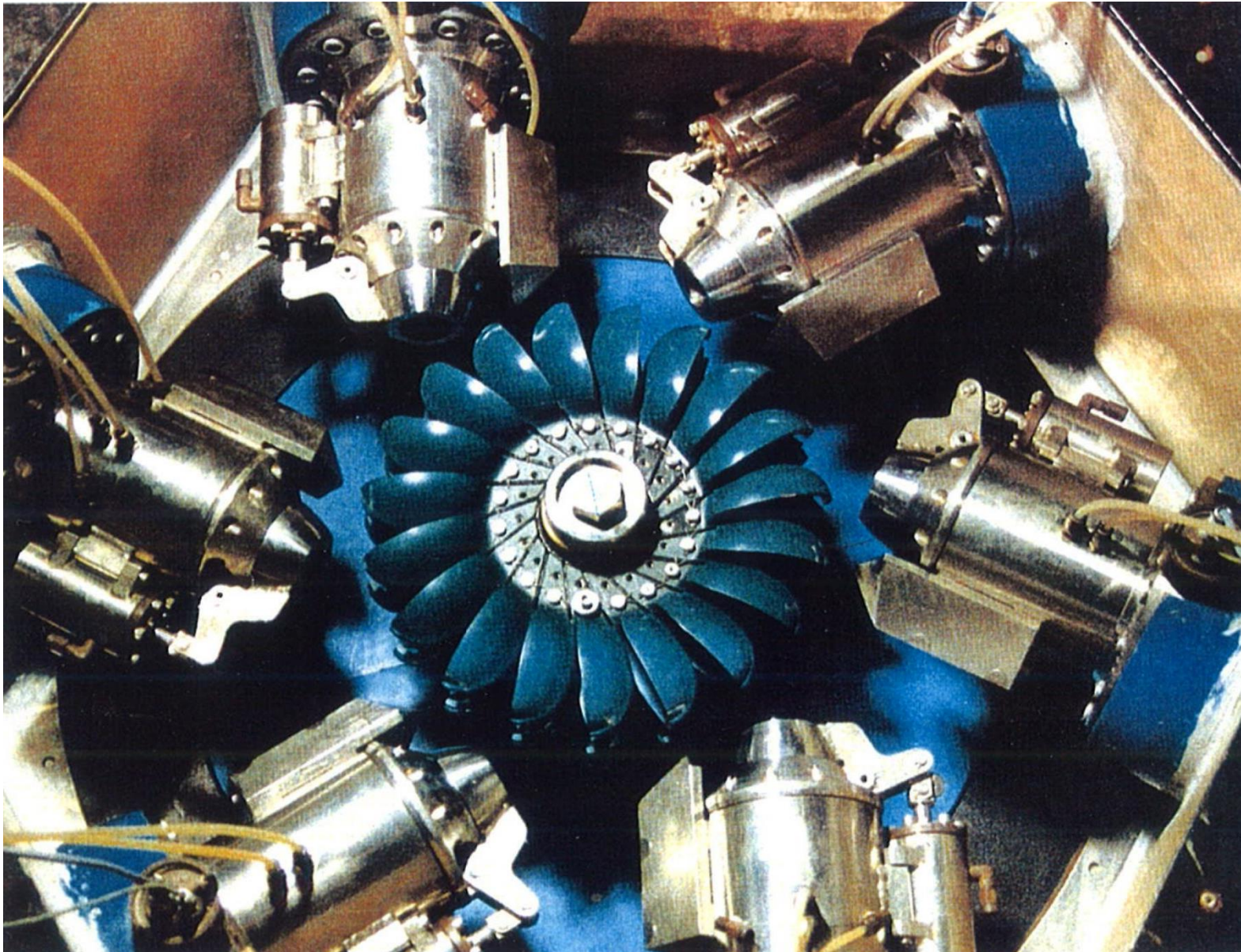
7.1 Pelton-Turbine

Prüfstand für eine 2-düsige PELTON-Turbine mit
horizontaler Achse



Modellversuch 2-düsige PELTON-Turbine mit
horizontaler Achse

7.1 Pelton-Turbine



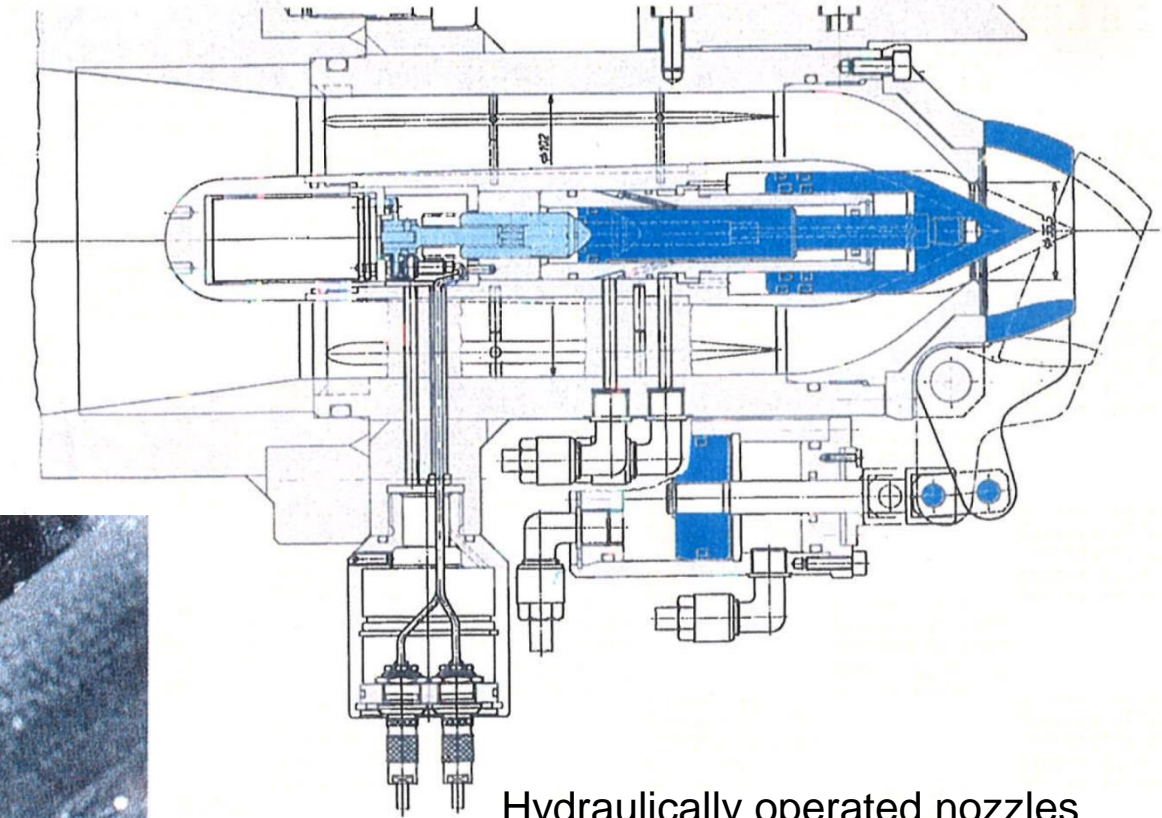
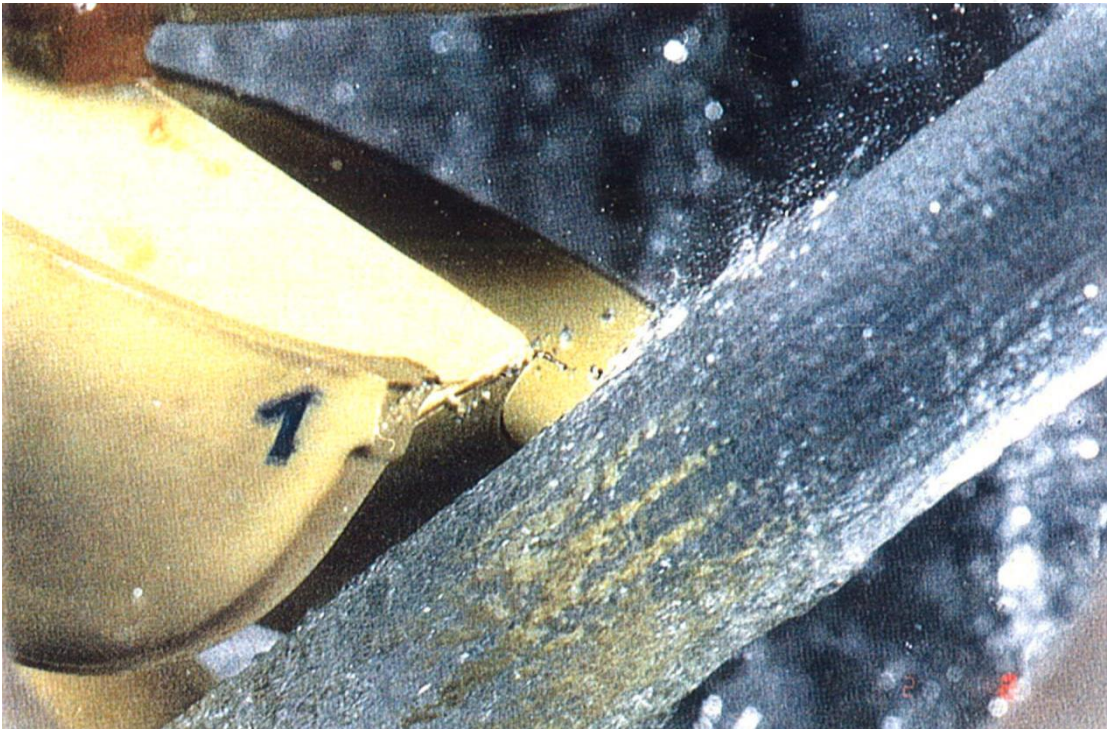
Modellversuch 6-düsige PELTON-Turbine mit vertikaler Achse

Quelle: ???

7.1 Pelton-Turbine

Flow observations

Thanks to a transparent casing, observations of the flow in and around the bucket are possible during the different stages of penetration of the jet and of the discharging of the water



Hydraulically operated nozzles

On both test rigs, the nozzles can be manoeuvred by oil pressure to the desired opening. This is ensured by positioners actuated by DC electric motors in the interior of the nozzles. The position of the needles is detected by an optical encoder.

7.1 Pelton-Turbine

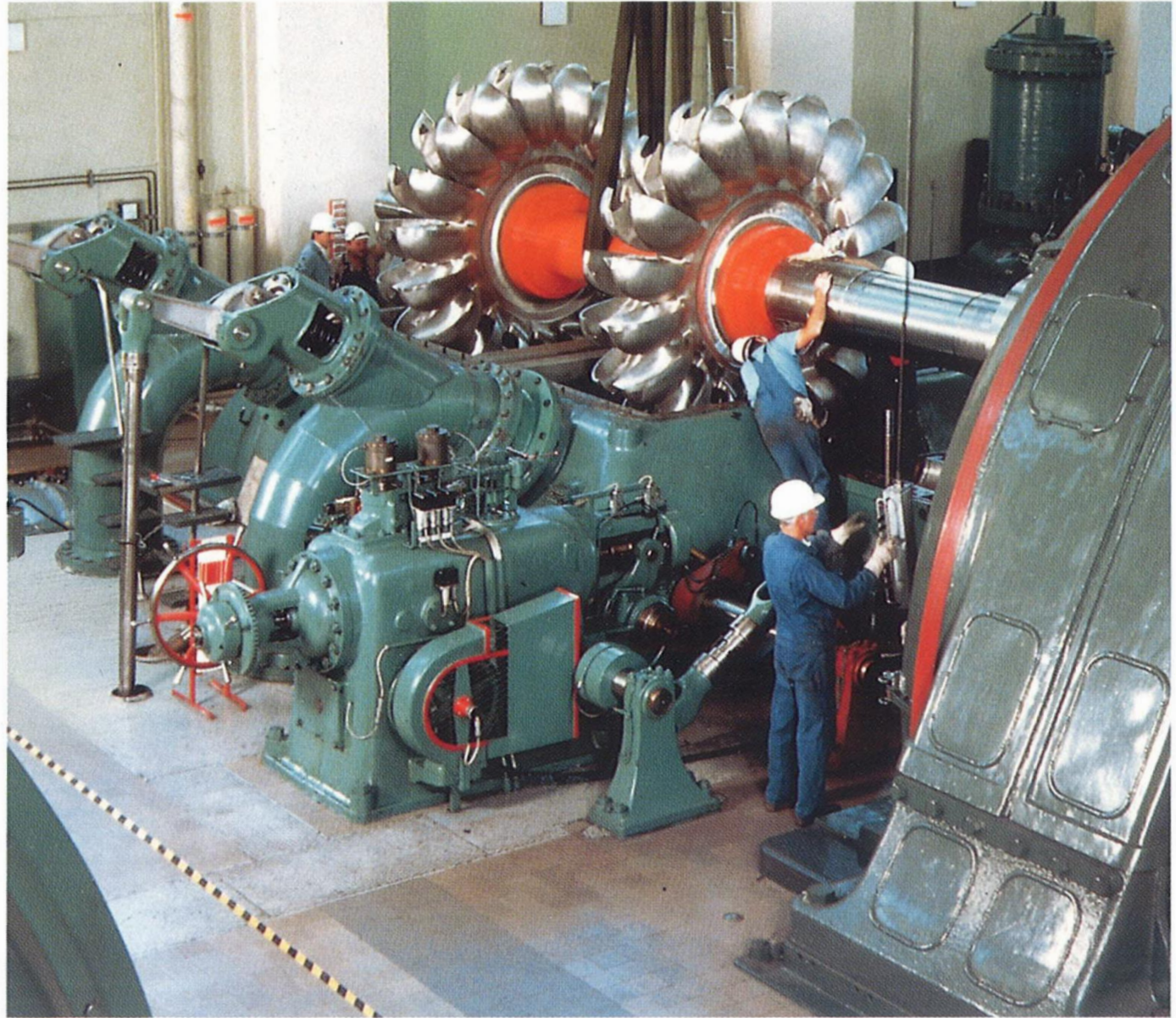
Walchensee- werk

Bayernwerk AG, München, Deutschland.

4 Maschinensätze, bestehend aus je 2 Laufrädern auf gemeinsamer Welle und 2 x 2 Düsen. Ursprüngliche Daten pro Satz: $H = 192 \text{ m}$, $P = 13,5 \text{ MW}$, $Q = 9,4 \text{ m}^3/\text{s}$.

Beispiel für die erfolgreiche Modernisierung einer bestehenden Anlage.

Mit verbesserten Zuströmbedingungen und neuen Laufrädern leistet jeder Maschinensatz jetzt ca. 15% mehr als bisher.



Einbau des neuen Laufradsatzes.

7.1 Pelton-Turbine

Pumpspeicherkraftwerke
Pumped-storage plants

VOITH

**Pumpspeicherkraftwerk
Yang Zhuo Yong
Tibet, China**

4 vertikale Pumpspeichersätze

4 Freistrahlturbinen
3 düsig, je

H = 816 m
Q = 3.16 m³/s
n = 750 min⁻¹
P_{max} = 25.6 MW

4 Speicherpumpen
1 flutig, 6 stufig, je

H = 850 m
Q = 2.00 m³/s
n = 750 min⁻¹
P_{max} = 21.7 MW

4 im Stillstand schaltbare
Zahnkupplungen

**Pumped-storage plant
Yang Zhuo Yong
Xizang, P.R. China**

4 vertical pumped-storage sets

4 Pelton turbines
3 nozzles, each

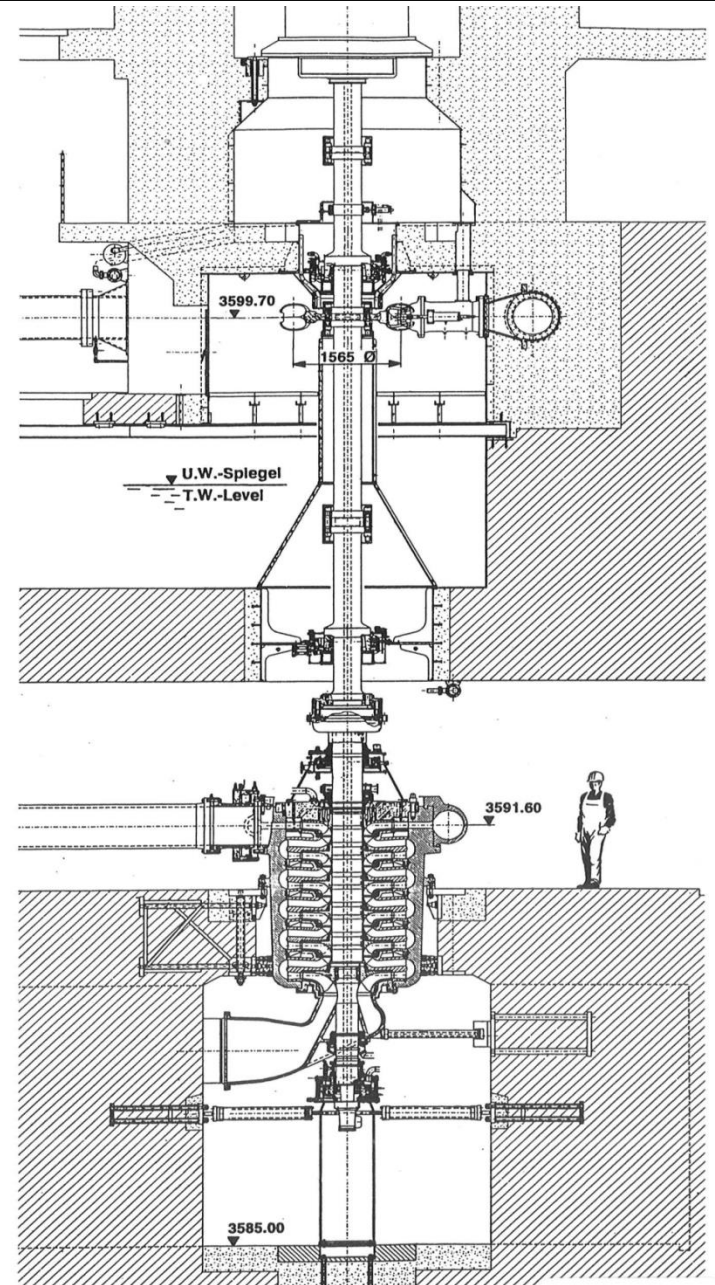
H = 816 m
Q = 3.16 m³/s
n = 750 min⁻¹
P_{max} = 25.6 MW

4 storage pumps
single-flow
six-stage, each

H = 850 m
Q = 2.00 m³/s
n = 750 min⁻¹
P_{max} = 21.7 MW

4 gear couplings for
connection at standstill

Quelle: Voith



7.1 Pelton-Turbine

Einlaufrohr, Düse

Ein-/zweidüsige Turbinen:

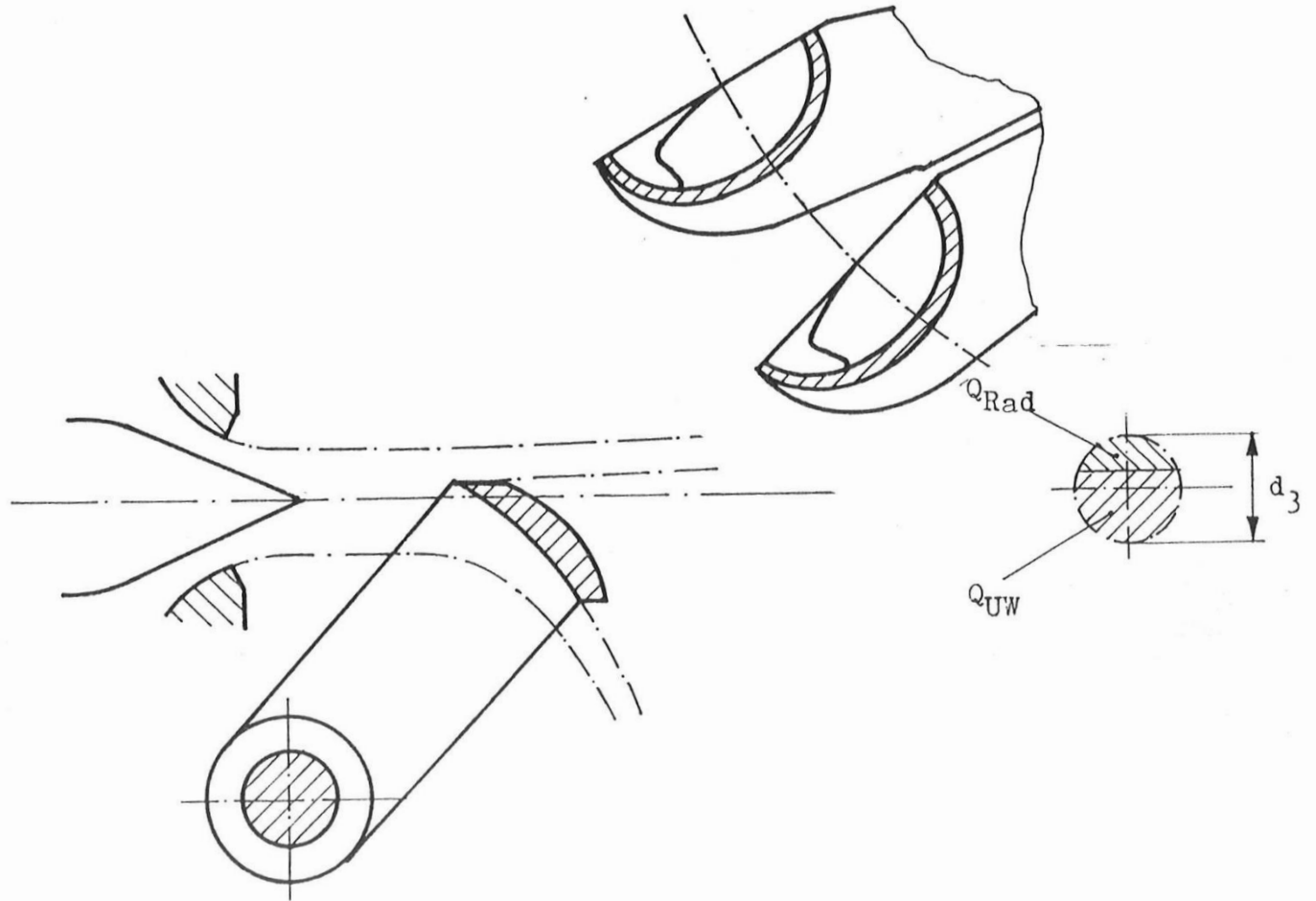
- Horizontale Welle

Drei- bis sechsdüsige Turbinen:

- Vertikale Welle

Verteilrohr:

- Geringe Strömungsverluste
- Geringer Platzbedarf
- Geringer Materialaufwand
- Geringer Baubedarf
- Hohe Kräfte durch Druck/Temperatur

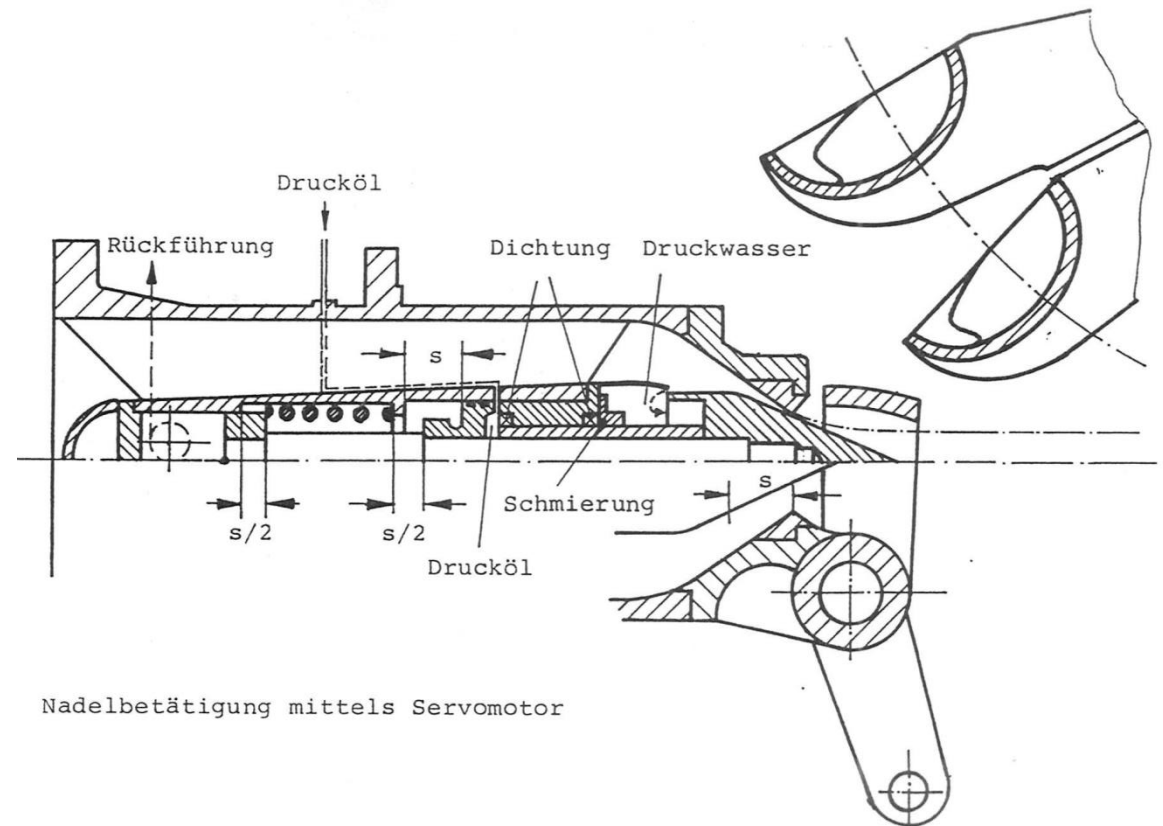


Quelle: HFM

7.1 Pelton-Turbine

Düse:

- Potentielle Energie (Druck) wird in kinetische Energie (Geschwindigkeit) umgewandelt, dabei treten kaum Verluste auf
- Mengenregulierung durch axiales Verschieben der Nadel
 - Außenliegender Servomotor
wartungsfreundlich
Verlust durch Krümmer mit Welle
 - Innenliegender Servomotor
möglichst wartungsfrei
- Führungskreuz beseitigt Drall
- Strahlabdrücker, -abschneider, -abweiser
rasche Turbinenregelung ohne Druckstöße
 - Strahlschutzdach erforderlich



Nadelbetätigung mittels Servomotor

Quelle: HFM

7.1 Pelton-Turbine

Gehäuse:

- Wasser aus Laufrad so abführen, dass weder eigener noch benachbarter Strahl getroffen wird (u.U. Strahlschutzdach) oder Becher und dass Platzbedarf beschränkt bleibt.
- Geräuschisolierung: Betonkonstruktion, doppelwandige Schweißkonstruktion mit Dämmung
- Kraftaufnahme im Gehäuse: Leitungskräfte, Lagerkräfte, Druck, Temperaturschwankung

Belüftung:

- Gleicht Unterdruck aus, weil Luft(blasen) durch vom Laufrad austretendes Wasser ins Unterwasser fortgerissen werden

→ Achtung: Belüftung darf bei allen Betriebszuständen kein Wasser austreten lassen

Bremsdüse:

- Hält das Laufrad an, um Betriebszeit in Misch- und Haftreibungsgebiet beim Abstellen der Turbine zu begrenzen

7.1 Pelton-Turbine

Hydraulik der Pelton-Turbine

Einlauf und Düse:

Ziel: beschleunigte Strömung bei allen Nadelstellungen

Grenze: Unterdruck, weil dann (u.U. extreme) Kavitation mit Zerstörung von Nadel und Düse auftritt

Strömung in der Düse folgt Bernoulli-Gleichung zwischen Turbineneintritt und Freistrahlfeld nach Düsenaustritt:

$$h_{tot,e} = \frac{c_e^2}{2 \cdot g} + \frac{p_e}{\rho \cdot g} + z_e = H = \frac{c_0^2}{2 \cdot g} + \frac{p_0}{\rho \cdot g} + z_0 + h_{v,e-0}$$
$$c_0 = \sqrt{2 \cdot g \cdot (H - h_{v,e-0})} \quad \leftrightarrow \quad Kc_0 = \sqrt{1 - \frac{h_{v,e-0}}{H}}$$

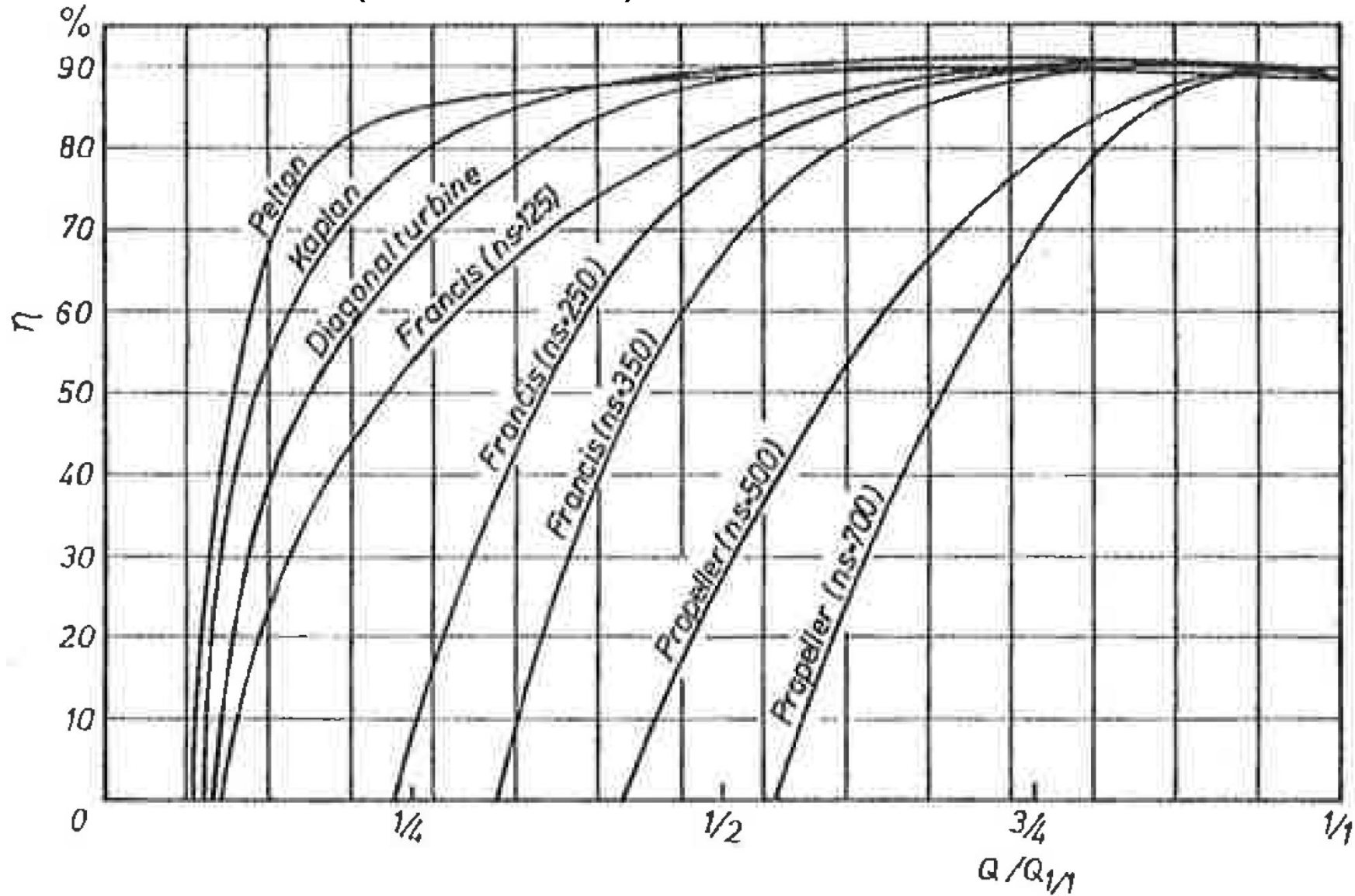
Bei 2%-4% Verlusten

$$Kc_0 = 0,99 - 0,98$$

Verluste bleiben unverändert bis ca. $0.1Q_{max}$. Dieses Teillastverhalten schafft keine andere Turbine

7.1 Pelton-Turbine

Hydraulik der Pelton-Turbine (Teillastverhalten)



Quelle: Raabe

7.1 Pelton-Turbine

Volumenstrom:

$$Q = Kc_0 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H} \cdot \frac{\pi \cdot d_0^2}{4}$$

, bezogen auf Austrittsquerschnitt:

$$Q = Kc_0 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H} \cdot 2 \cdot r_s \cdot \pi \cdot b \cdot \mu$$

Kontraktionsziffer:

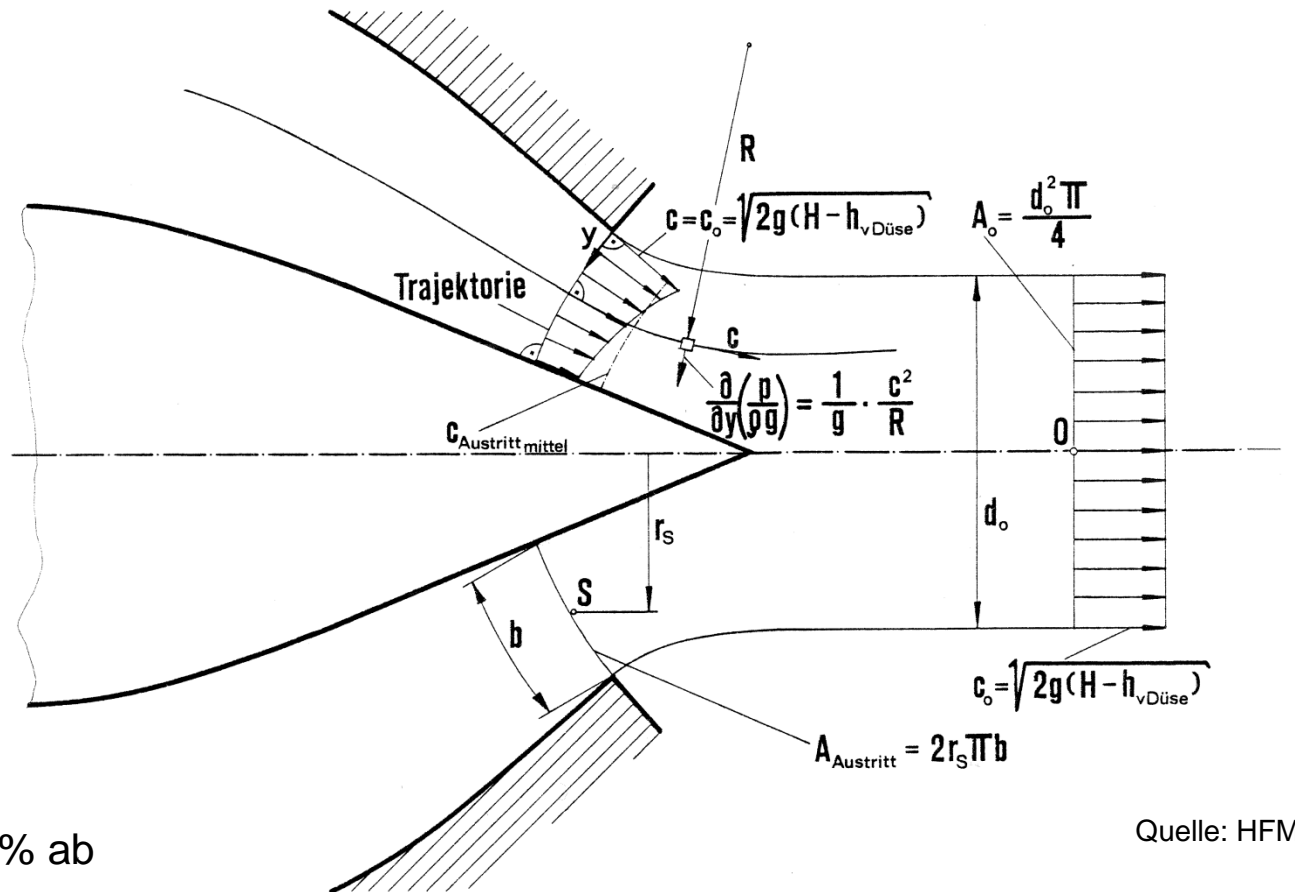
$$\mu = \frac{\frac{\pi \cdot d_0^2}{4}}{2 \cdot r_s \cdot \pi \cdot b}$$

Praxis:

- Experimentelle Ermittlung von μ
- μ nimmt pro 1000m Fallhöhe um 5% ab

Einlaufquerschnitt:

$$Kc_e = 0,06 \text{ (bei großer Fallhöhe) bis } 0,11 \text{ (kleine Fallhöhe)}$$



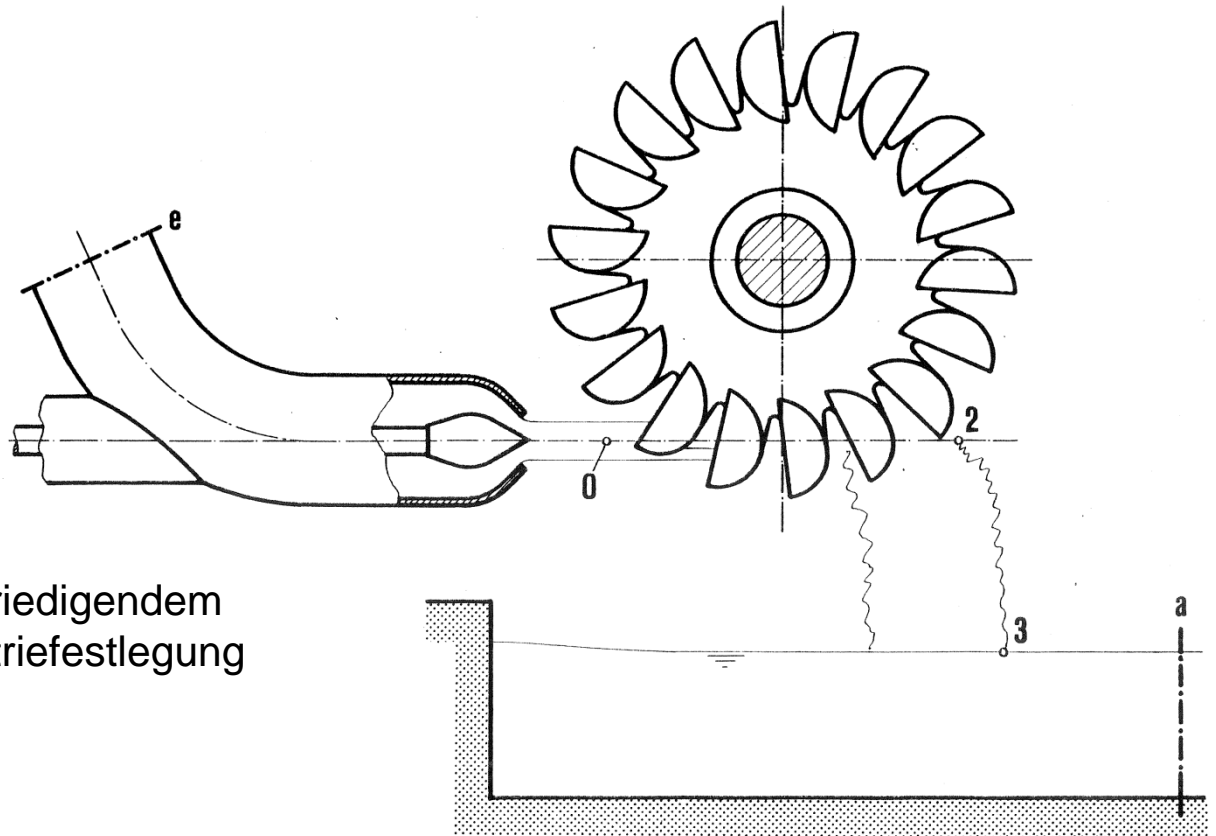
Quelle: HFM

7.1 Pelton-Turbine

Laufrad und Gehäuse:

Strömung im Laufrad:

- Instationär, wegen Teilbeaufschlagung
- Symmetrische Laufrad-Strömung
→ Keine Axialkräfte
- Einseitig geführter Strahl
→ Rechenverfahren bisher mit unbefriedigendem Ergebnissen, viel Empirie, Geometriefestlegung aufgrund von Erfahrungswerten



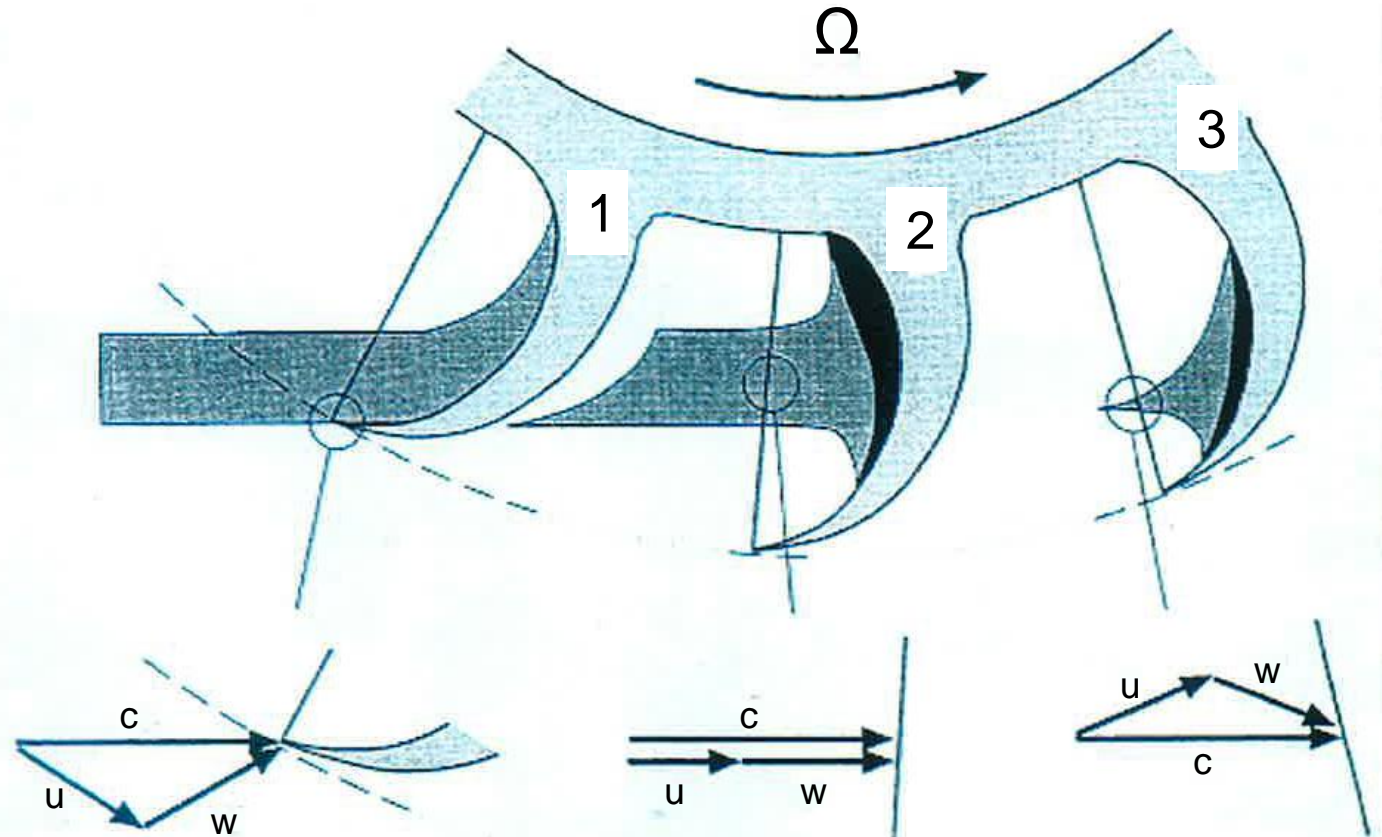
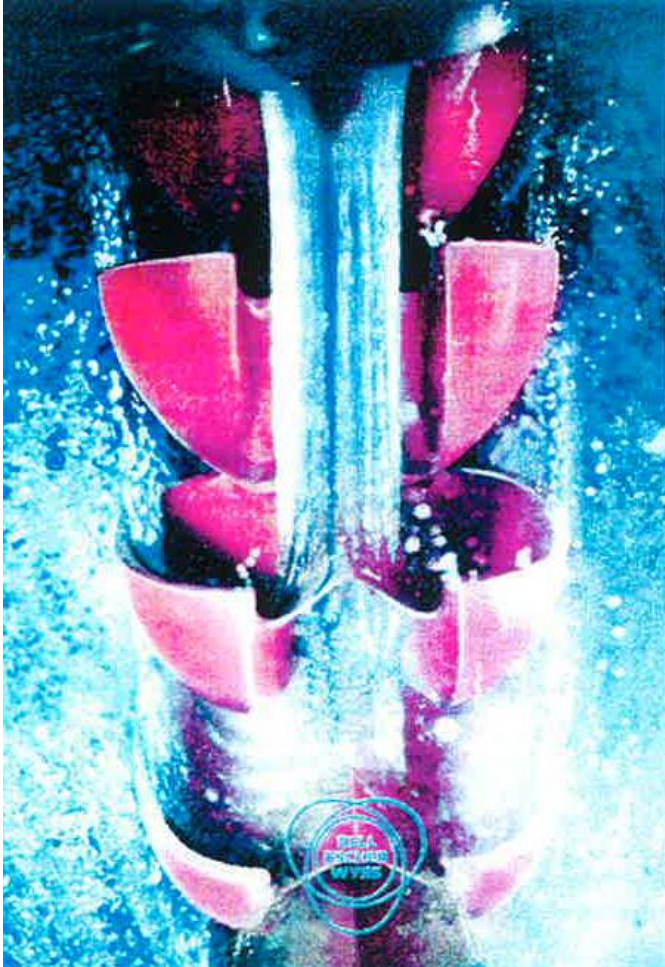
Auslegung:

c_2 möglichst klein und zwar

auf ganzer Strecke, auf der der Becher vom Strahl getroffen wird

7.1 Pelton-Turbine

Strömung im Pelton-Becher



Quelle: Escher Wyss

7.1 Pelton-Turbine

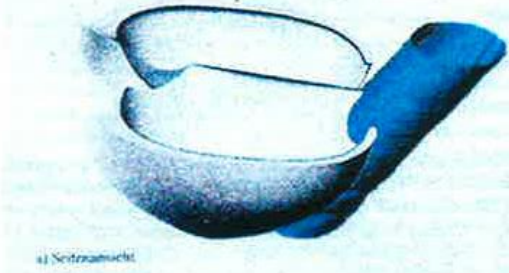
Ergebnisse einer mehrphasigen numerischen Strömungssimulation an einer Pelton-Turbine

$\alpha = 8^\circ$

$\alpha = 16^\circ$

$\alpha = 24^\circ$

$\alpha = 32^\circ$



$\alpha = 40^\circ$

$\alpha = 48^\circ$

$\alpha = 56^\circ$



Quelle: Escher Wyss

7.1 Pelton-Turbine

Grundüberlegungen:

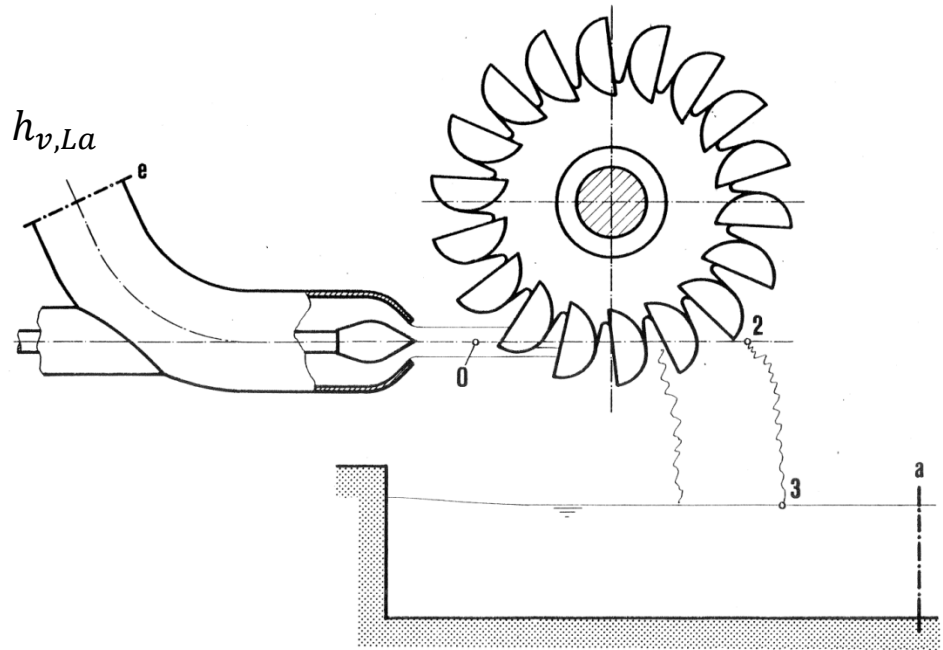
Energiebilanz von 0 → 2:

$$\frac{p_0}{\rho \cdot g} + \frac{c_0^2}{2 \cdot g} + z_0 = \frac{p_2}{\rho \cdot g} + \frac{c_2^2}{2 \cdot g} + z_2 + h_u + h_{v,La}$$

$$p_0 = p_2$$

$$z_0 - z_2 \ll h_u = \eta_u \cdot H$$

$$\frac{c_0^2 - c_2^2}{2 \cdot g} = h_u + h_{v,La}$$



Turbomaschinen-Hauptgleichung:

$$\eta_u \cdot H = h_u = \frac{1}{g} \cdot \left(\frac{u_0^2 - u_2^2}{2} + \frac{c_0^2 - c_2^2}{2} - \frac{w_0^2 - w_2^2}{2} \right)$$

eingesetzt und umgeformt:

$$\frac{w_0^2 - w_2^2}{2 \cdot g} = \frac{u_0^2 - u_2^2}{2 \cdot g} + h_{v,La}$$

7.1 Pelton-Turbine

Wenn $r_0 = r_2$:
$$h_{v,La} = \frac{w_0^2 - w_2^2}{2 \cdot g}$$

Wenn $h_{v,La}$ vernachlässigt: $w_0 = w_2$,
 also bei verlustfreiem Laufrad.
 Bei $\eta_u > 90\%$ ist das eine plausible Annahme.

Turbomaschinen-Hauptgleichung:

$$\eta_u \cdot H = \frac{1}{g} \cdot (u_0 c_{u0} - u_2 c_{u2})$$

$$u_0 = u_2 = u$$

$$\left. \begin{array}{l} w_0 = w_2 \\ \beta \approx 0 \end{array} \right\} c_{u2} = u_2 - w_2 \cos \beta = 2 \cdot u - c_0$$

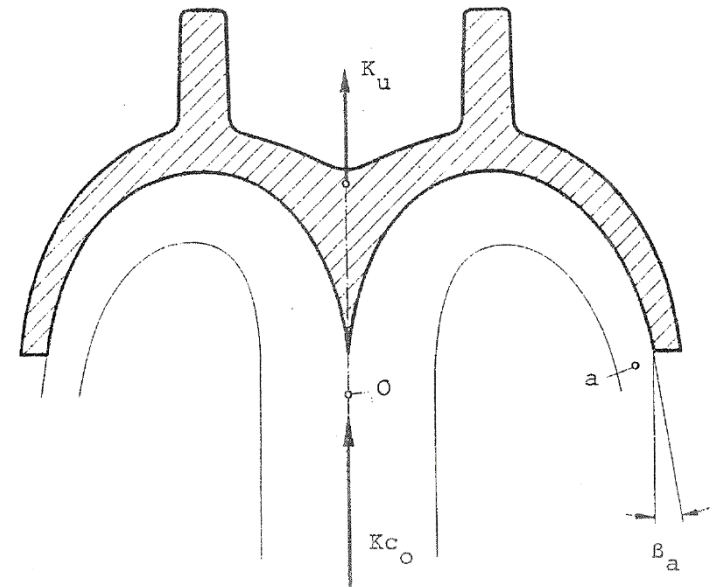
$$g \cdot \eta_u \cdot H = u \cdot c_0 - u \cdot (2 \cdot u - c_0) = 2 \cdot u \cdot (c_0 - u)$$

Frage: Bei welchem „u“ wird „ $\eta_u \cdot H$ “ ein Maximum?

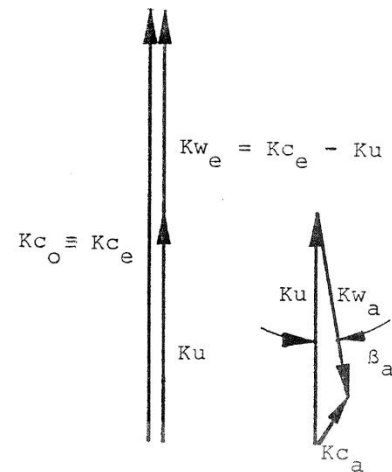
$$g \frac{d\eta_u H}{du} = 2 \cdot (c_0 - u) - 2 \cdot u = 2 \cdot c_0 - 4 \cdot u = 0$$

$$u = \frac{c_0}{2} \qquad K_u = \frac{Kc_0}{2}$$

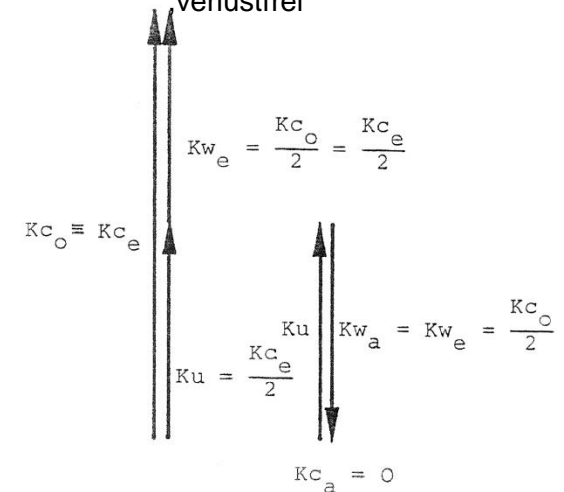
Geschwindigkeitsdreiecke Pelton-Turbine



Allgemeiner Fall



Sonderfall für $\eta_{u,Optimum}$ verlustfrei



7.1 Pelton-Turbine

Da $Kc_0 = 0,98$ \rightarrow $Ku(\eta_{opt}) = 0,49$

- Berücksichtigung des Laufradverlustes (5%) und des wirklichen Austrittswinkels $\beta_a(11^\circ)$

\rightarrow $Ku(\eta_{opt}) = 0,49$

- Ausgeführte Maschinen $Ku(\eta_{opt}) = 0,44 - 0,49$
verhalten sich sehr ähnlich zur ebenen Näherung

Laufradverluste:

- Im Becher infolge Wandreibung

- Restenergie am Austritt $\frac{c_a^2}{2g}$

\rightarrow beide Terme werden gemeinsam behandelt, weil messtechnisch nicht zu trennen

7.1 Pelton-Turbine

Laufradverluste hängen von

$$\frac{B}{d_0} = \frac{\text{Becherbreite}}{\text{Strahldurchmesser}}$$

optimale Relation

- Spezifisch langsam laufende $\frac{B}{d_0} = 3,5$
 - Spezifisch schnell laufende $\frac{B}{d_0} = 4,1$
 - $\frac{B}{d_0}$ zu betrachten bei Q_{opt}
- Mittelwert $\frac{B}{d_0} = 3,8$

d_0 : Fallhöhen einfluss (vgl. Kontraktionsziffer μ)

Weil der Strahl mit zunehmender Fallhöhe H immer stärker „aufplatzt“, muss die optimale Relation, die bis $H=750\text{m}$ gilt, korrigiert werden.

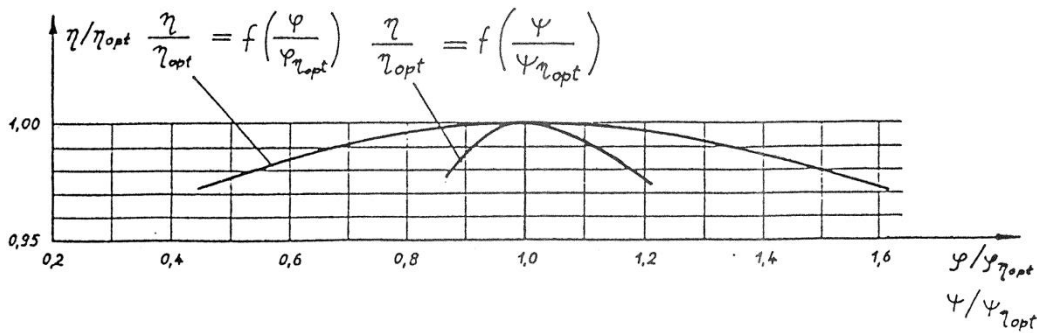
$$\frac{B}{d_0} = \frac{B}{d_0} \Big|_{750\text{m}} + 3 \cdot 10^{-4} (H - 750)$$

7.1 Pelton-Turbine

Industrielle Entwicklung des Pelton-Rades:

- Immer mit Modellversuch, u.U. an vergrößertem Gehäuse zur leichteren Beobachtung
- Variiere bei gegebener Becherform:
 - Lage des Strahls/Strahlkreis
 - Neigung der Schneide
 - Anzahl der Becher

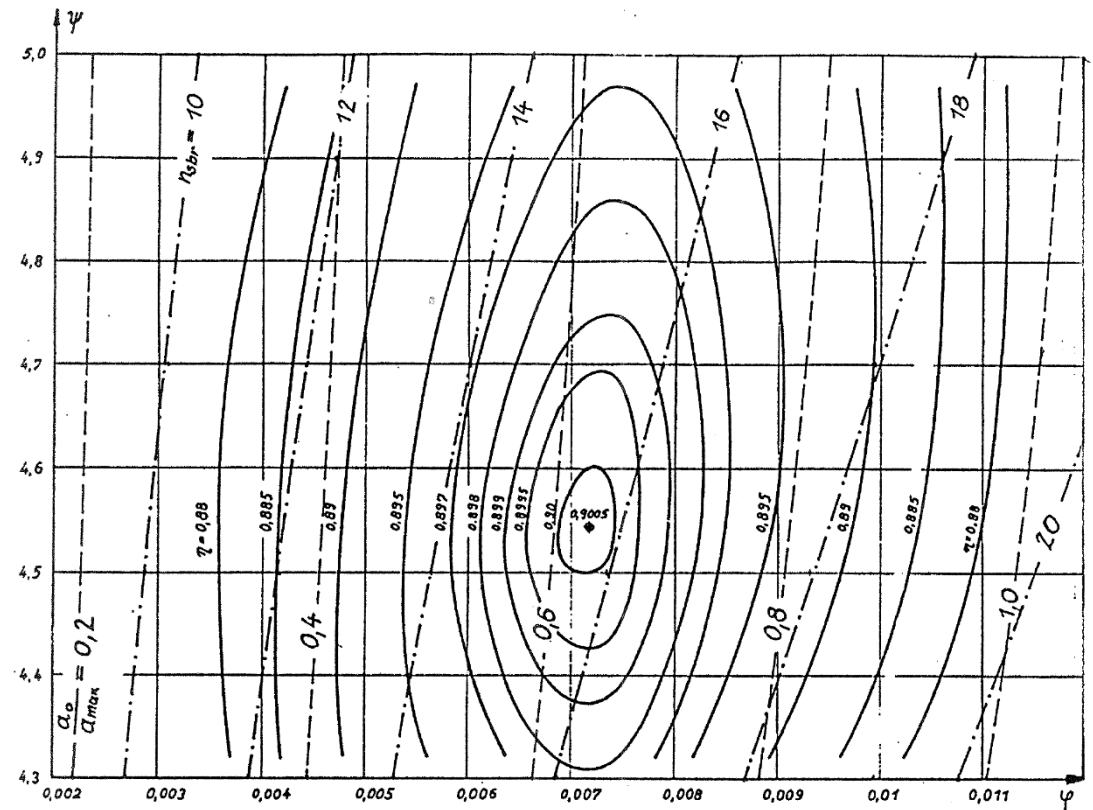
und bestimme Muschelkurven



$n_{s,PS} \text{ brutto bei } \eta_{opt} = 0,9005; \varphi_{opt} = 0,00716; \psi_{opt} = 4,545$

$n_{s,PS} \text{ brutto bei } \eta_{opt} = 576,17 \cdot \frac{\varphi^{\frac{1}{2}}}{\psi^{\frac{3}{4}}} = 15,6$

mit $\varphi = \frac{c_m'}{u}; c_m' = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D^2}; D \dots \text{Strahlkreisdurchmesser}$

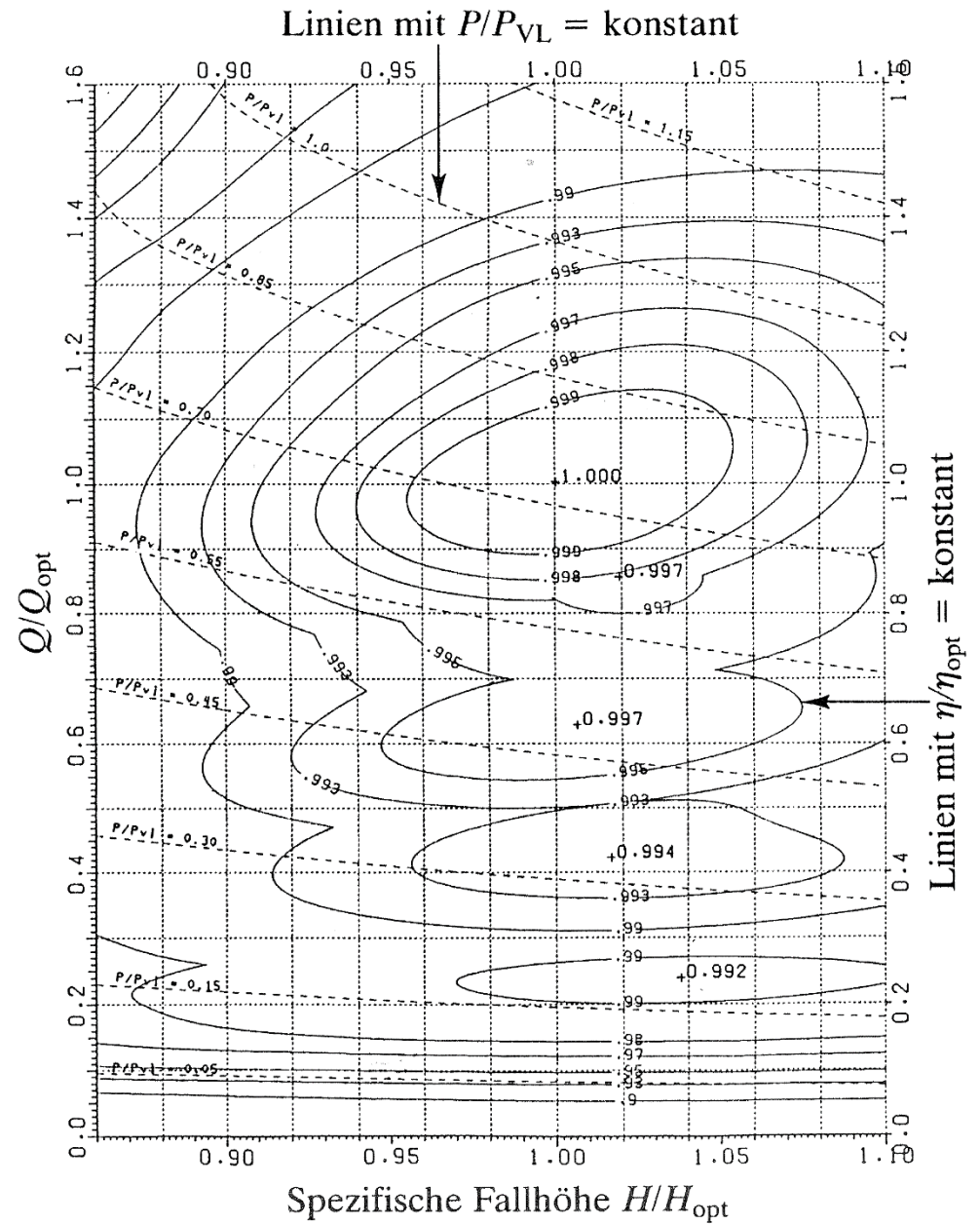


Muscheldiagramm einer 1-düsigen Pelton-Turbine

Quelle: Escher Wyss

7.1 Pelton-Turbine

Muscheldiagramm einer 6-düsigen Pelton-Turbine mit Betrieb bei 1,2,3,4 und 6 Düsen



Quelle: Escher Wyss

7.1 Pelton-Turbine

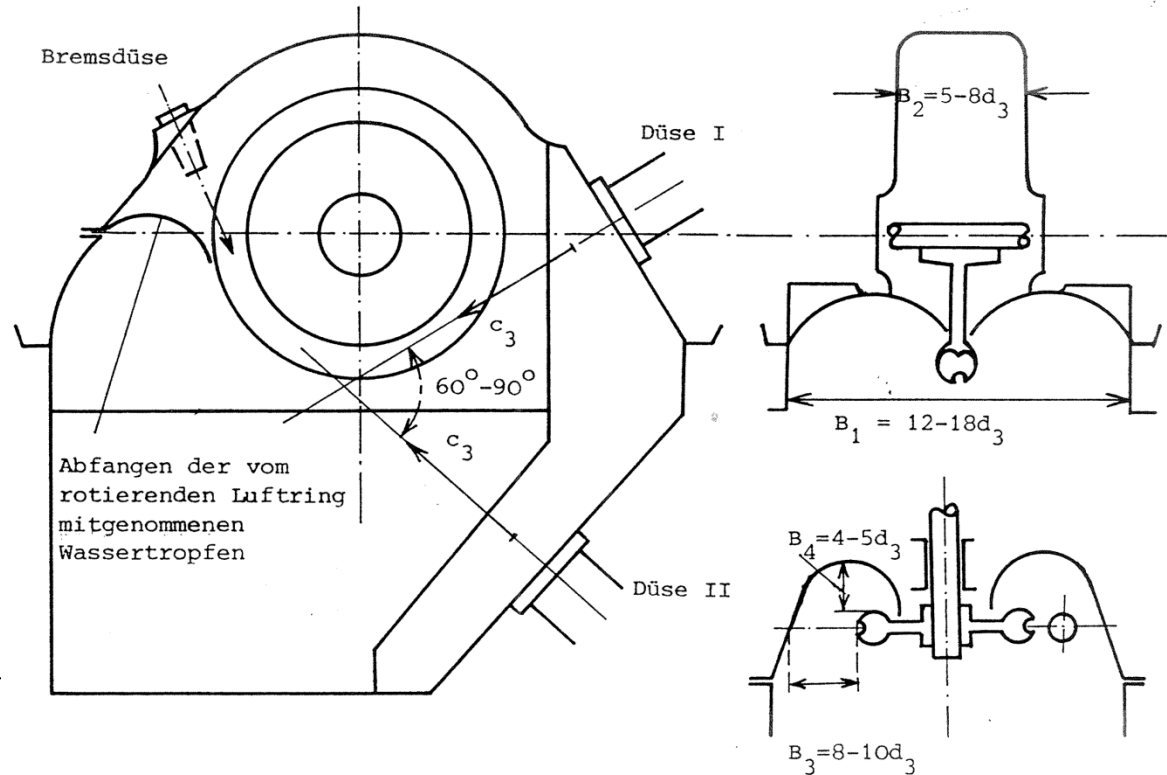
Gehäuseentwurf:

- Austritt des Wassers aus dem Laufrad gewährleisten
- Ohne negative Beeinflussung von Laufrad oder eines Freistrahls

Freihang: genügend groß, um Rückspritzen des Unterwassers auf Laufrad oder Schaumbildung zu verhindern:

→ 1-3m

kleiner	←	Freihang	→	größer
klein	←	Strahldurchm.	→	groß
klein	←	Düsenanzahl	→	groß
vertikal	←	Welle	→	horizontal
klein	←	Fallhöhe	→	groß



Quelle: HFM

7.1 Pelton-Turbine

Überprüfung im Modellversuch mit echtem Gehäuse

Modellähnlichkeit:

Froude-Ähnlichkeit

$$\left. \frac{c}{\sqrt{gD}} \right|_{\text{Modell}} = \left. \frac{c}{\sqrt{gD}} \right|_{\text{Ausführung}}$$

Trägheitskraft/Schwere

$$\left. \sqrt{\frac{H}{D}} \right|_{\text{Modell}} = \left. \sqrt{\frac{H}{D}} \right|_{\text{Ausführung}}$$

Ventilationsverlust:

$$P_{vent} = K \cdot \rho \cdot n^3 \cdot D^5$$

K experimentell mit Auslaufversuchen

$$v_{vent} = \frac{P_{vent}}{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}$$

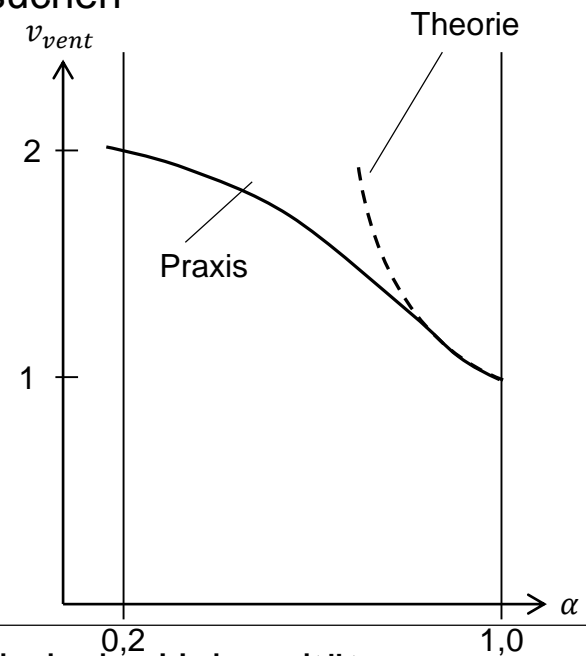
relativer Ventilationsverlust

$$v_{vent} \Big|_z = v_{vent,1} \cdot \frac{1}{z}$$

z Düsen

$$v_{vent} \Big|_\alpha = v_{vent,voll} \cdot \frac{1}{\alpha}$$

$$\alpha = \frac{Q}{Q_{voll}} \text{ nur nahe } \alpha = 1$$



7.1 Pelton-Turbine

Fallhöhendefinition und Anlagenverlust

Fallhöhe H = Differenz d. Totalenergiehöhen zw. Eintritt u. Austrit

Physik :

$$H = \frac{p_e}{\rho \cdot g} + \frac{c_e^2}{2 \cdot g} + z_e - \left(\frac{p_a}{\rho \cdot g} + \frac{c_a^2}{2 \cdot g} + z_a \right)$$

Norm :

$$H = \frac{\Delta p_e}{\rho \cdot g} + \frac{c_e^2}{2 \cdot g} + (z_e - z_2)$$

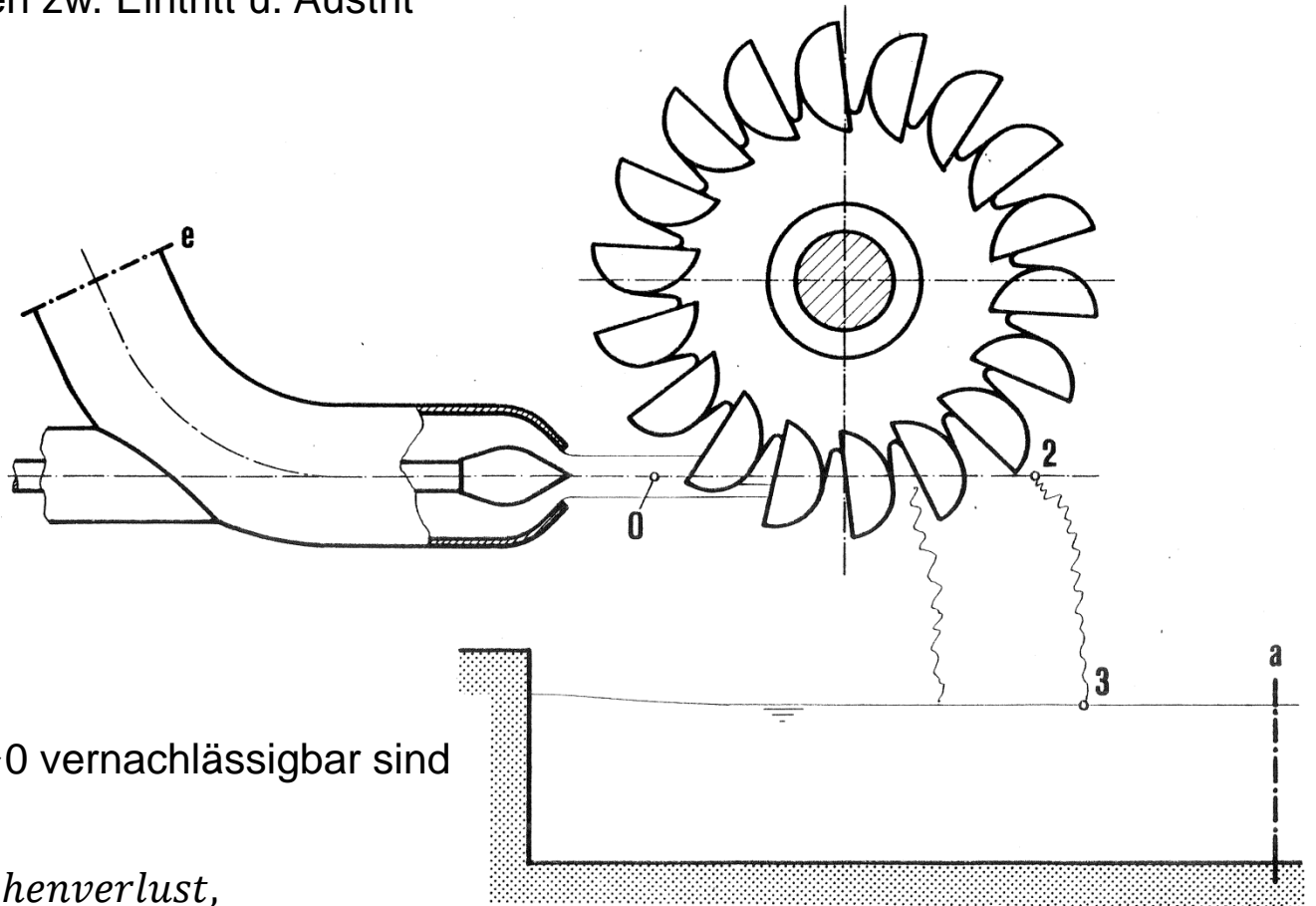
Physik: mit Rest- c_a

$$\Delta H = (z_0 - z_3) - \frac{c_a^2}{2 \cdot g} = h_{v,Def}$$

Unter der Annahme, dass Verluste von $e \rightarrow 0$ vernachlässigbar sind im Vergleich zu den Verlusten im Laufrad:

$$\Delta H = h_{v,Def} = \text{Anlagen} - \text{Fallhöhenverlust},$$

der der Anlage zugeordnet wird

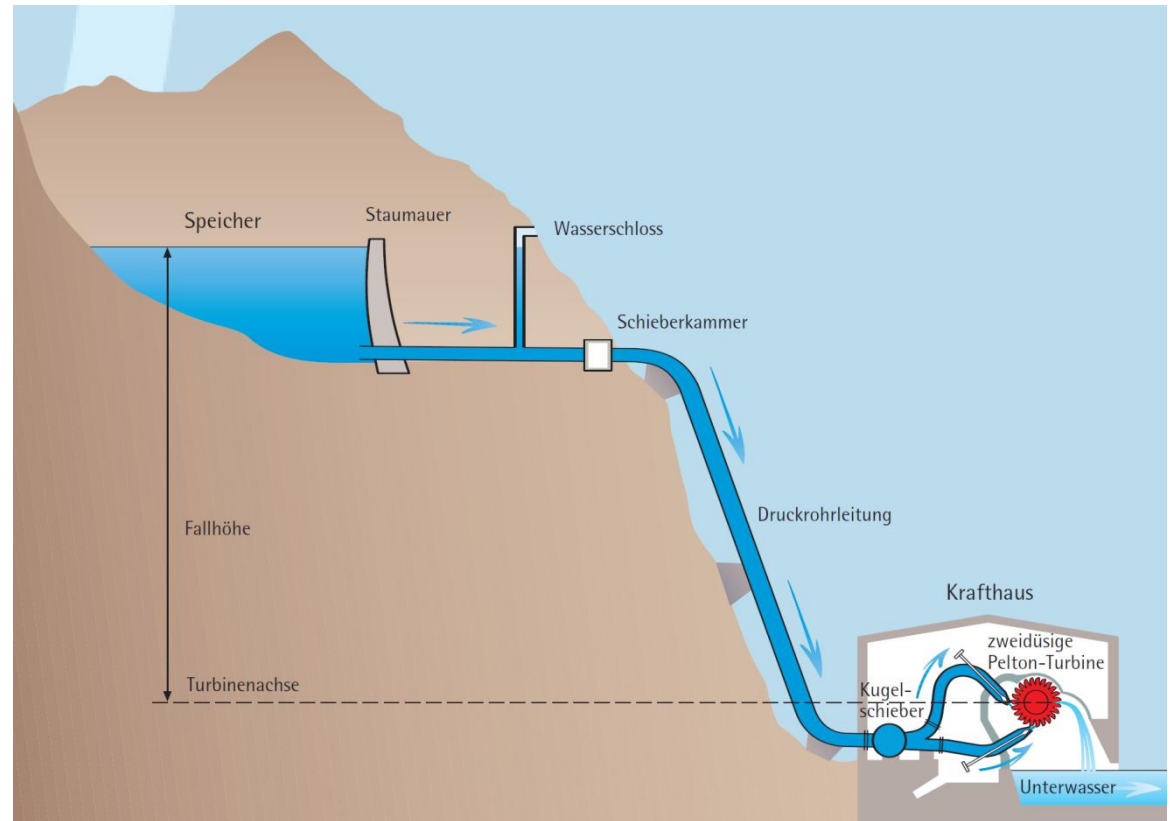


Quelle: HFM

7.1 Pelton-Turbine

Weitere Anlagenverluste:

- Druckrohrleitung von Oberwasser bis „e“
- Turbinenaustritt bis Unterwasser



Schema eines Kraftwerks mit einer 2-düsigen Pelton-Turbine

$$\rightarrow \eta_{Anlage} = \eta_{Turbine} \cdot \frac{H_{Turbine}}{H_{Anlage}}$$

$$= \eta_{Turbine} \cdot \frac{H_{Anlage} - h_{v,Druckrohr} - h_{v,Turbinenaustritt} - h_{v,Def}}{H_{Anlage}}$$

Quelle: Verbund

7.1 Pelton-Turbine

• Förderzahl: $\varphi = \frac{c_m}{u}$

$$c_m = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D^2}$$

fiktiv, D=Strahlkreisdurchmesser

$$c_m = \frac{4}{\pi \cdot D^2} \cdot \frac{\pi}{4} d_0^2 Kc_0 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H}$$

d_0 : Strahldurchmesser

$$u = Ku \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H}$$

$$\varphi = \frac{4 \cdot \pi \cdot d_0^2}{\pi \cdot D^2 \cdot 4} \cdot \frac{Kc_0 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H}}{Ku \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H}} = \frac{d_0^2}{D^2} \cdot \frac{Kc_0}{Ku} = \frac{Kc_0}{Ku} \cdot \left(\frac{d_0}{D}\right)^2$$

Kc_0, Ku ... nur in schmalen Band variabel: $Kc_0 = 0,99 \div 0,98$

→ φhängt hauptsächlich von $\frac{d_0}{D}$ ab und liegt nur in einem sehr schmalen Band:

$$\varphi = 2 \left(\frac{d_0}{D}\right)^2 \div 2,25 \left(\frac{d_0}{D}\right)^2$$

$$\text{Mittelwert } \bar{\varphi} = 2,13 \left(\frac{d_0}{D}\right)^2$$

7.1 Pelton-Turbine

- Spezifische Drehzahl: $n_{s,PS} = 576,17 \cdot \frac{\varphi^{\frac{1}{2}}}{\psi^{\frac{1}{4}}}$ $n_{s,kW} = 499 \cdot \frac{\varphi^{\frac{1}{2}}}{\psi^{\frac{1}{4}}}$ brutto
- Mittelwerte: $\bar{\varphi} = 2,12 \left(\frac{d_0}{D}\right)^2$, $\bar{\psi} = 4,53$ $n_s = 232 \frac{d_0}{D}$ [kW]
- oder $n_s = 232 \frac{d_0 B}{B D}$ [kW]
- Mittelwerte: $\frac{B}{d_0} = 3,8$ $n_s = 61 \frac{B}{D}$ [kW]
- oder $n_s = 71 \frac{B}{D}$ [PS]

Somit folgt, dass einer bestimmten Schnellläufigkeit n_s (also Q und H) eine bestimmte Bechergröße zugeordnet werden kann.

Kc_0 liegt in einem engen Intervall, und mit Q und H liegt über $Q = Kc_0 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H} \frac{\pi d_0^2}{4}$ d_0 fest.

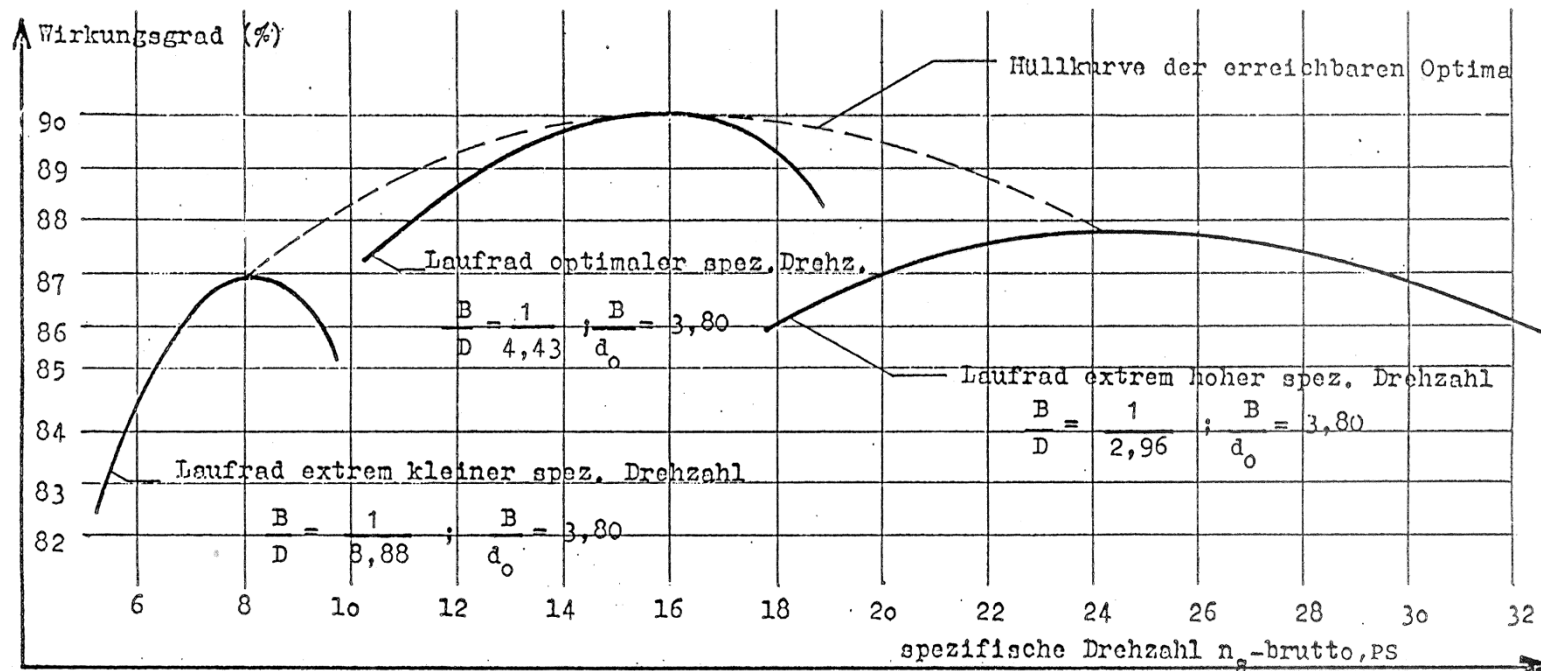
Über ein optimales Verhältnis Bechergröße zu Strahldurchmesser $\frac{B}{d_0}$ liegt auch B fest.

Abschließend legt die spezifische Drehzahl n_q den Strahlkreisdurchmesser D fest.

7.1 Pelton-Turbine

- Düsenanzahl:

Die Überlegungen gelten für 1 Düse. Wird eine Turbine mit gegebenem Laufrad mit z-Düsen statt einer ausgestattet, erhöht sich der Durchfluss auf das z-fache: $\rightarrow n_{s,z} = n_{s,1} \cdot \sqrt{z}$



Erfahrung: Pelton-Turbinen erreichen den besten Wirkungsgrad bei $n_s = 16$. Im Unterschied zu anderen Strömungsmaschinen ist der Wirkungsgrad **keine** Funktion der Baugröße oder des Durchsatzes.

Abweichung von optimalem n_s : Wirkungsgrad-**Einbuße** mit hohem Energieverlust.

7.1 Pelton-Turbine

Gründe für Abweichung:

- Kleinanlage mit kleinem Q , großem H → $n=3000$ U/min wegen Generator
oder $n=1500$ U/min wegen Verschleiß/Lärm
→ kleineres n_s
- Kleinanlage mit kleiner Fallhöhe: n_s hoch wählen, um größere Drehzahl zu erlauben (→ kleinerer Generator) oder kleineres Bauvolumen (→ wegen kleinerem Strahlkreisdurchmesser D) und damit kleinere Turbine und Krafthaus zu erlauben.

Verlustfreie Erhöhung der spezifischen Drehzahl: mehrdüsig Maschine

Grenze der Düsenanzahl: 6 (wegen schwieriger Wasserabfuhr)

$n_{s,opt} = 16$ wählen, um andere Verluste zu kompensieren

Fallhöhenveränderung:

Mit steigender Fallhöhe wird die Strahlform schlechter

H[m]	n_s (Optimum, 1 Düse)
1000	18
1250	16
1500	14

7.1 Pelton-Turbine

Off Design Behaviour:

- Änderung des Durchsatzes

$H = \text{const.}; n = \text{const.}$

- Düsenverluste unverändert [$Q_{\text{max}}, 0.1Q_{\text{max}}$]
- Geschwindigkeitsdreiecke unverändert, jedoch Querschnitte
- Ventilationsverluste unverändert, relativer Anteil steigt/sinkt

nur v_{Vent} ändert η

- Änderung der Fallhöhe

$Q = \text{const.}; n = \text{const.}$

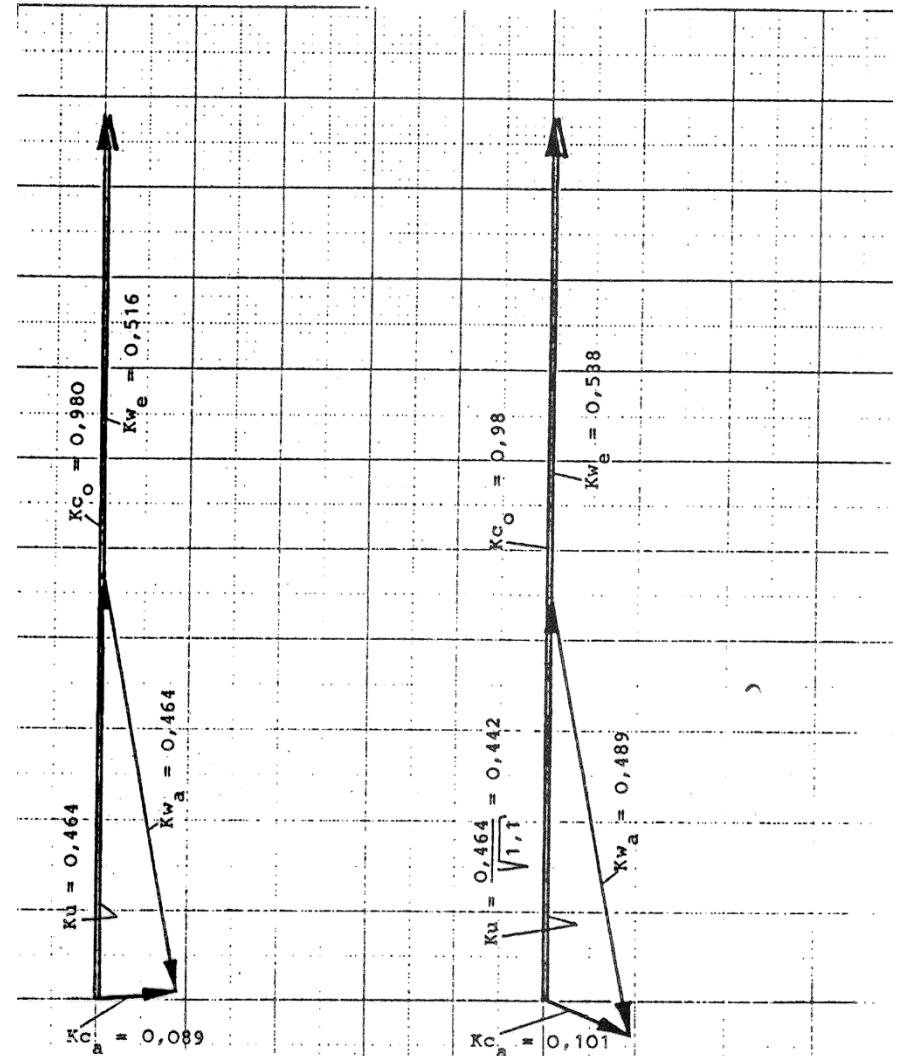
- Geänderte Geschwindigkeitsdreiecke
- Geänderte Austritts- und Wandreibungsverluste
- Ventilationsverluste unverändert, relativer Anteil steigt/sinkt

$v_{\text{Vent}}, h_{v,\text{aus}}, h_{v,\text{La}}$ ändert η

vgl. $\eta(\varphi) / \eta(\psi)$

a) Geschw.Dreieck
Auslegungspunkt

b) Geschw.Dreieck
für $H = 1,1 \times H_{\text{Auslegung}}$



7.1 Pelton-Turbine

Auslegungsbeispiel:

H=800 m

n=500 U/min

P=75.000 kW

Annahme:

Auslegung im Wirkungsgradoptimum

$\eta = 90\%$

$$Q_{voll} = \frac{P}{\rho \cdot g \cdot H \cdot \eta} = 10,618 \left[\frac{m^3}{s} \right]$$

Volllast: $\eta_{voll} = 0,99 \cdot \eta_{opt}$

Schätzung:

$$Q_{opt} = 0,75 \cdot Q_{voll} = 7,963 \left[\frac{m^3}{s} \right]$$

$$n_{s,PS} = 3,651 \cdot n \cdot \frac{\sqrt{Q}}{H^{0,75}} = 34,24 \left[\frac{1}{min} \right]$$

Wenn irgend möglich:

Auslegung im Optimalpunkt

$n_s = 16 (H = 1250)$

$n_s = 18 (H = 1000)$

Mit vierdüsiger Maschine wird n_s nahe zum Optimum geschoben: $n_{s,PS} = 17,1$

z	1	2	3	4	5
n_s	34,24	24,2	19,8	17,1	15,3

7.1 Pelton-Turbine

Düsenberechnung: aus Folie 179 folgt: $\frac{B}{D} = \frac{n_s}{71} = \frac{1}{4,2}$

Erforderlicher Strahldurchmesser: Mit $Kc_0 = 0,98$ (Ann.: 4% Düsenverlust)

$$\text{folgt aus } Q = \frac{\pi}{4} \cdot d_0^2 \cdot Kc_0 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H} \quad d_0 = 0,144 \text{ m}$$

Messung: Kontraktionszahl

$$\mu = 0,75 \text{ bei } H = 400 \text{ m}$$

$$\mu_{800} = 0,75 \cdot (1 - 5 \cdot 10^{-5} \cdot 400) = 0,735$$

$$A_{Düse} = \frac{\pi \cdot d_0^2}{4} \cdot \frac{1}{\mu} = 0,02216 \text{ m}^2$$

Düse muss bei voller Öffnung Q_{voll} durchlassen, Reserve 5-10%

Becherbreite: $\frac{B}{d_0} = 3,8 \rightarrow$ keine Korrektur für Schnellläufigkeit oder Fallhöhe

$$B = 3,8 \cdot 144 = 547,2 \text{ mm}$$

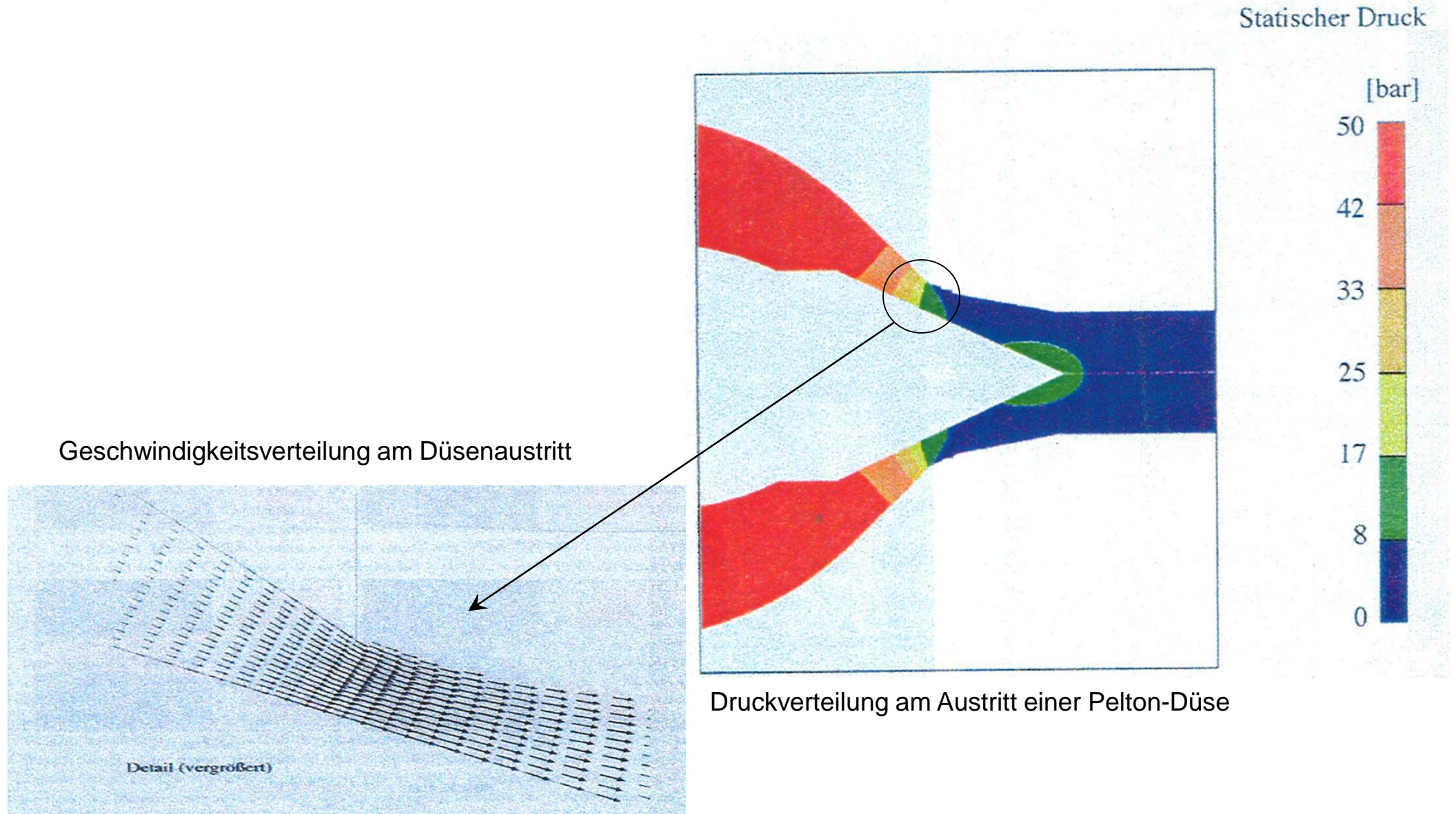
Durchmesser Strahlkreis:

$$Ku = 0,47 \quad \text{für } \eta_{opt}$$

$$u = \pi \cdot D \cdot n \left[\frac{1}{s} \right] = \frac{\pi}{60} \cdot D \cdot n \left[\frac{1}{min} \right]$$

$$D = \frac{60 \cdot u}{\pi \cdot n} = \frac{60 \cdot Ku \cdot \sqrt{2gH}}{\pi \cdot n} = 2,249 \text{ [m]}$$

7.1 Pelton-Turbine



7.1 Pelton-Turbine

Aufwertung bei Pelton-Turbinen:

= Umrechnung des am Modell „M“ gemessenen Wirkungsgrades auf den Wirkungsgrad des Prototyps „P“

- Wirkungsgrad wird meist am Modell gemessen: genauer, weniger aufwändig
- Bei Vernachlässigung von Auf-/Abwerteeffekten: $\eta_P = \eta_M$
(das ist der Stand der Internationalen Normen IEC 193, 995 bzw. 60995)

Bei der Pelton-Turbine gibt es folgende Verlustarten:

Beispiele:

- | | | |
|-------------------|--------------|---|
| • Konstante | $V_P = V_M$ | Stoß-, Wirbelverluste, hydr. rauhe Wandreibung
$\zeta = konst.$, nicht abhängig von Re |
| • Aufwertbare | $V_P < V_M$ | Wandreibung Verteilung und im Becher für
hydraulisch glatte Strömungsflächen
$\lambda_P < \lambda_M$ da $Re_P > Re_M$ |
| • Auf-/abwertbare | $V_P >< V_M$ | Ventilationsverluste mit unterschiedlichem
Tröpfchenanteil und Tropfenschlag |

7.1 Pelton-Turbine

H. Grein, D. Klicov und W. Wieser haben in der Zeitschrift Water Power & Dam Construction, May 1988 folgende Umrechnungsformel für den Wirkungsgrad von Modell auf Prototyp vorgeschlagen, welcher nun in der aktuellen Internationalen Norm IEC 60193 umgesetzt wurde (Stand 2012):

$$\eta_P = \eta_M + \Delta\eta$$

$$\Delta\eta = \Delta\eta_{Re} + \Delta\eta_{Fr} + \Delta\eta_{We}$$

$$\Delta\eta_{Re} = 10^{-8} \cdot \frac{C_{Re}^2}{\Phi_{B2}^2}$$

$$\Delta\eta_{Re} = 5,7 \cdot \Phi_{B2}^2 \cdot (1 - C_{Fr}^{0,3})$$

$$\Delta\eta_{We} = 1,95 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{C_{We}}{\Phi_{B2}^2}$$

$$Re = \frac{\sqrt{2gH} \cdot B_2}{\nu}$$

$$Fr = \sqrt{\frac{H}{g \cdot B_2}}$$

$$We = \sqrt{\frac{\rho \cdot H \cdot B_2}{\sigma}}$$

$$C_{Re} = \frac{Re_P}{Re_M}$$

$$C_{Fr} = \frac{Fr_P}{Fr_M}$$

$$C_{We} = \frac{We_P}{We_M}$$

$$\Phi_{B2} = \frac{Q}{z \cdot \sqrt{2gH} \cdot B_2^2 \cdot \frac{\pi}{4}}$$

B_2 ...Becherbreite	[m]	zAnzahl d. Düsen	[-]
νkinematische Zähigkeit	[m ² /s]	σOberflächenspannung	[N/m ²]
HFallhöhe nach Seite 206	[m]		

7.1 Pelton-Turbine

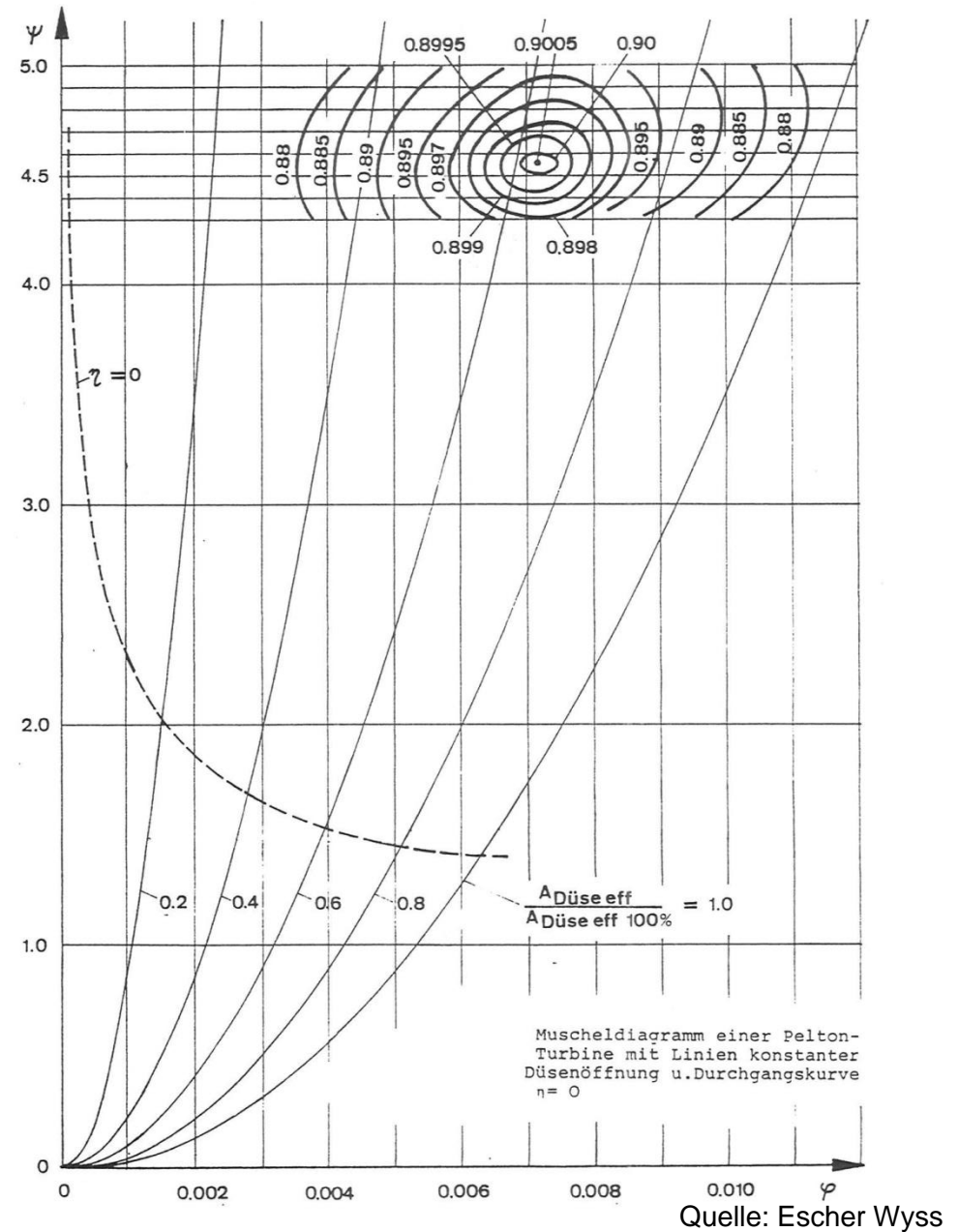
Hydraulische Eigenschaften

Kennfeld:

- Bei konstanter Düsenöffnung und konstanter Drehzahl wird Ψ verändert
- Gemessen werden φ , η

$\eta = 0$:

- Leerlauf mit Betriebsdrehzahl bei gegebenem Ψ



7.1 Pelton-Turbine

Zusammenwirken Wasserdarbot-Turbine

Höhe Oberwasser: 475m

$$H_T = H_{Anlage} - h_{v,Rohr} - Freihang = 475 - 0,289 \cdot Q^2 - 3$$

→ Einsatzlinie

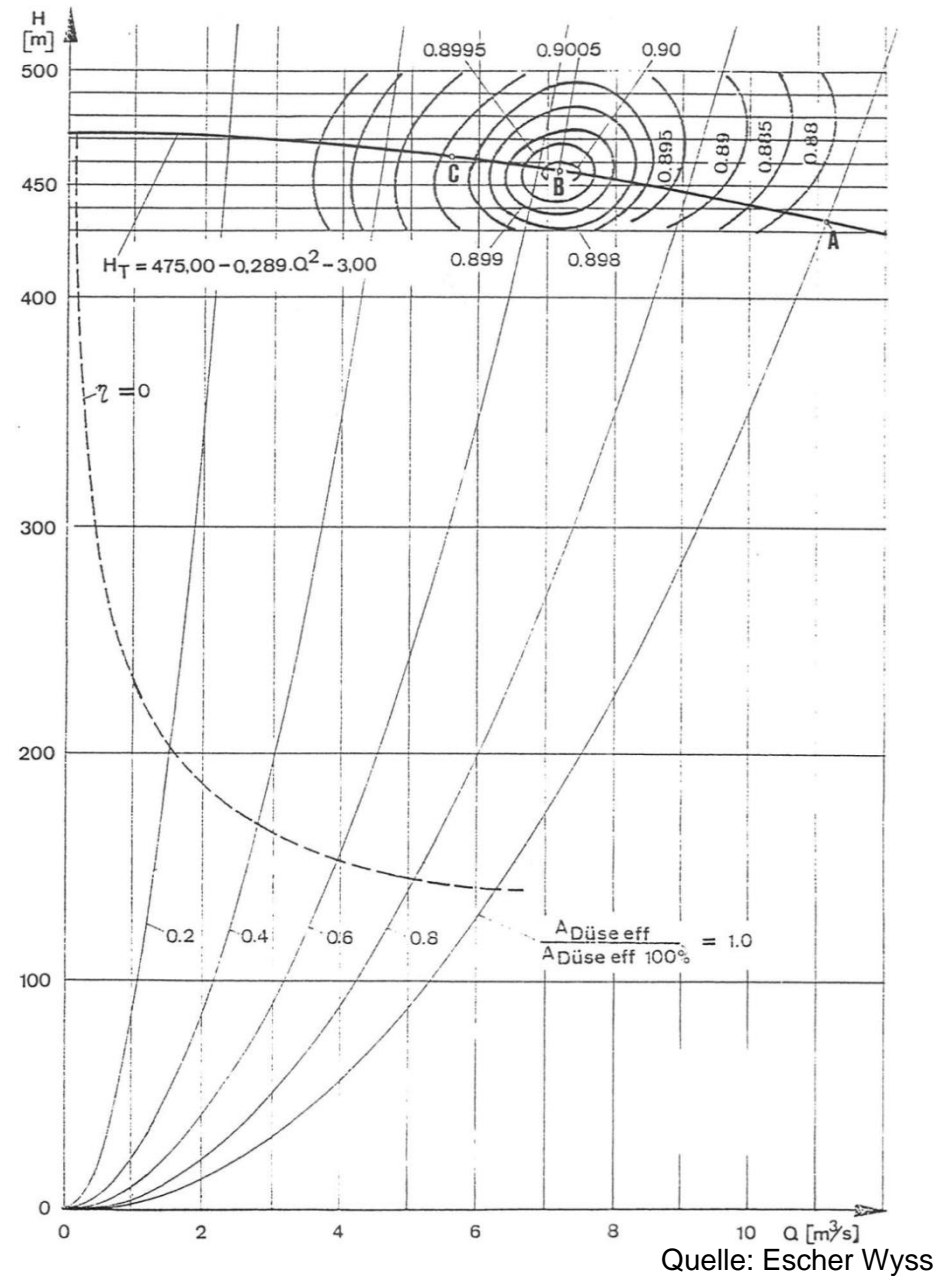
Einsatzlinie abhängig von Anzahl laufender Turbinen

A = größtmögliche Düsenöffnung

B = bester Wirkungsgrad

C = bester Anlagenwirkungsgrad

$$\eta_{Anlage} = \eta_T \cdot \frac{H_T}{H_{Anlage}}$$



7.1 Pelton-Turbine

Auswahl der optimalen Pelton-Turbine

$n_{s,opt} = 16$

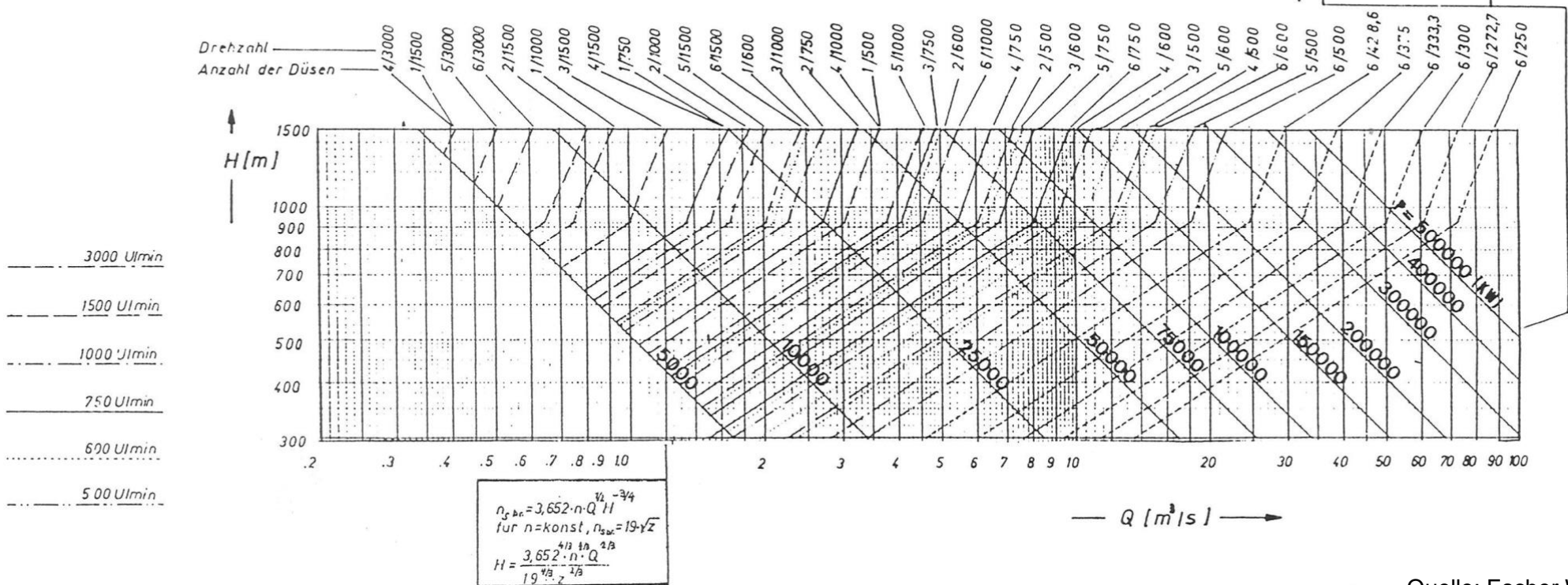
Anwendung der Maschine auf Vollast

Ann.: $Q_{Voll} = \frac{Q_{opt}}{0,75}$

→ $n_{s,Voll} = 19 (18,5)$

Ausführbar für $H \leq 900 m$, bei größeren Fallhöhen n_s reduzieren.

für $P_{bc} = \text{konst.}$
 $H = \frac{P_{br.}}{Q \cdot g \cdot \eta}$



Quelle: Escher Wyss

7.1 Pelton-Turbine

Linien $P = \text{const.}$

$$P = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H$$

$$\ln H = \ln \frac{P}{\rho \cdot g} - \ln Q$$

Linien $n_s = \text{const.}$

$$n_s = 3,652 \cdot n \cdot \frac{\sqrt{Q}}{H^{3/4}}$$

$$\ln H = K + \frac{2}{3} \cdot \ln Q$$

$$K = \frac{4}{3} \cdot \ln \left(3,652 \cdot \frac{n}{n_s} \right)$$

Vollast, mehrere Düsen:

$$n_s(z - \text{Düsen}) = 19 \cdot \sqrt{z}$$

bis H=900 m

Oberhalb von H=900 m :

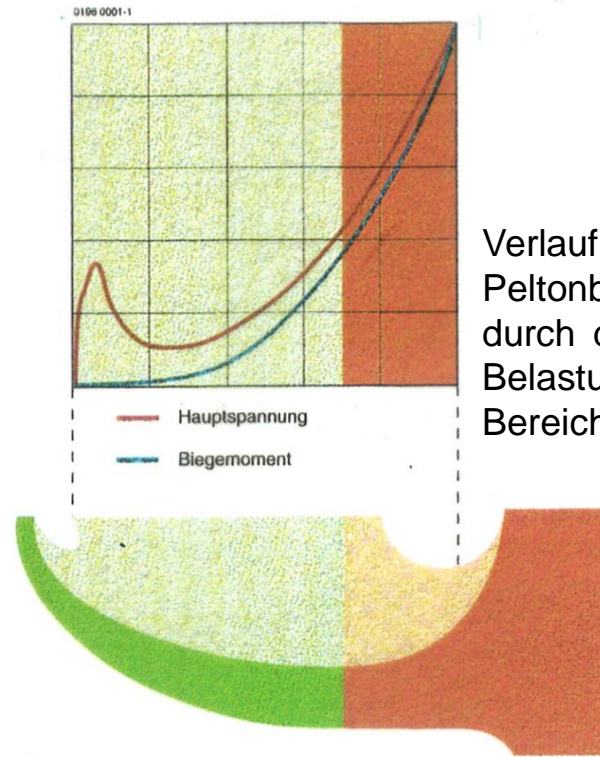
wegen Abhängigkeit $n_s(H)$punktweise Berechnung

Abweichungen von optimalem n_s :

- Zur Vermeidung hoher/zu hoher Drehzahlen: n_q kleiner als optimal
- Zur Verkleinerung der Maschine: n_q größer als optimal

7.1 Pelton-Turbine

Tendenz steigend: gefertigte und bestellte Microguss-Peltonräder mit 0,25 bis 15 Tonnen Gewicht für die Schweiz, Italien, Bulgarien, Chile, Indien und USA.

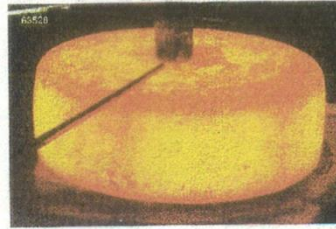


Verlauf der Beanspruchung im Peltonbecher bei der Belastung durch den Wasserstrahl. Die größte Belastung tritt im geschmiedeten Bereich auf.

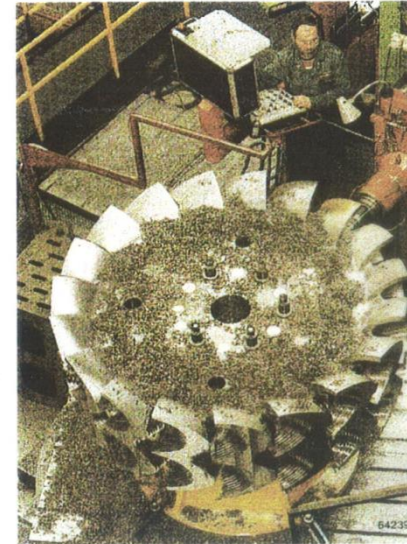
Quelle: ???

7.1 Pelton-Turbine

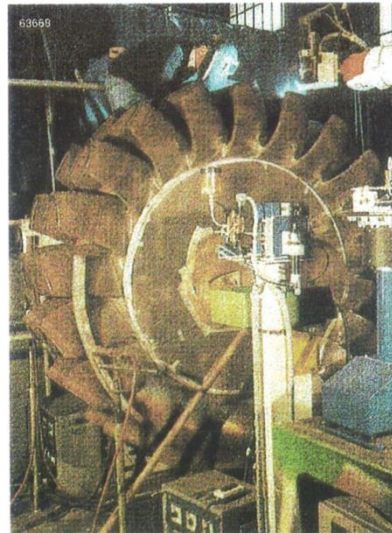
Der Grundkörper eines Microguss-Peltonrades entsteht aus einem Schmiederohling



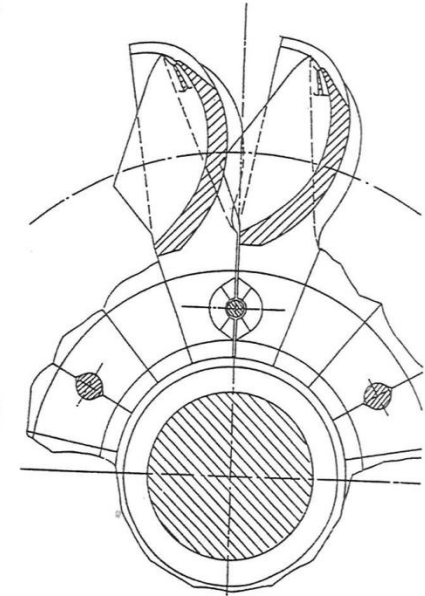
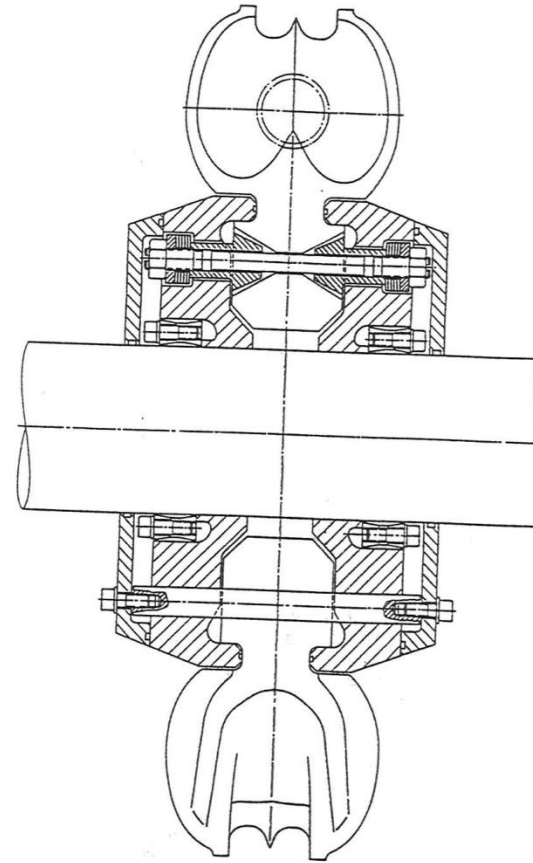
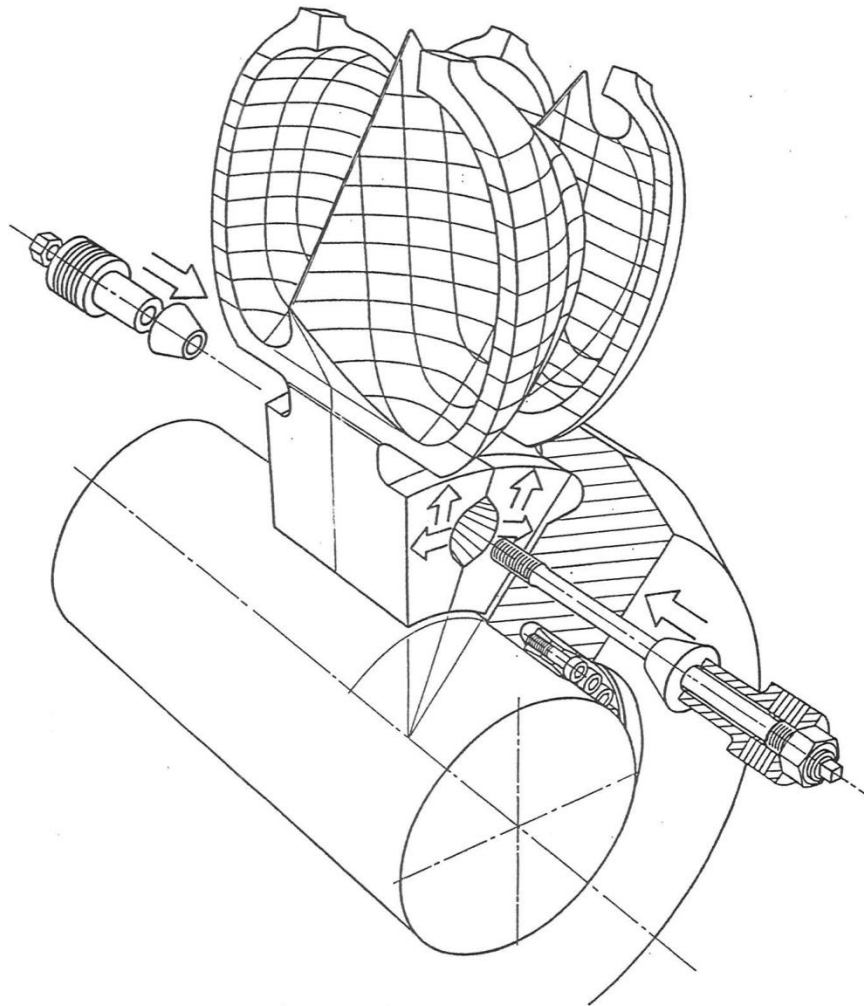
In den Grundkörper werden die Becherwurzeln gefräst, die durch das aufprallende Wasser besonders stark belastet sind.



Der weitere Becheraufbau erfolgt durch formgebendes Auftragsschweißen unter Schutzgas. Numerisch gesteuerte Schweißroboter garantieren hohe Genauigkeit.



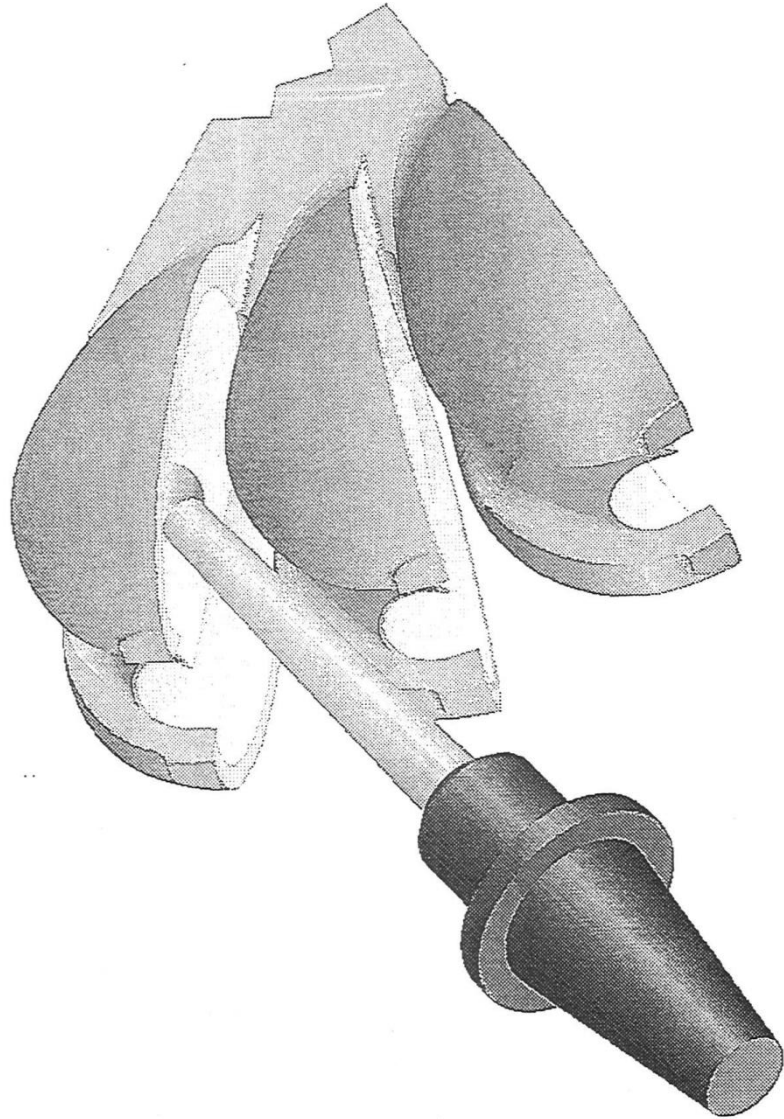
7.1 Pelton-Turbine



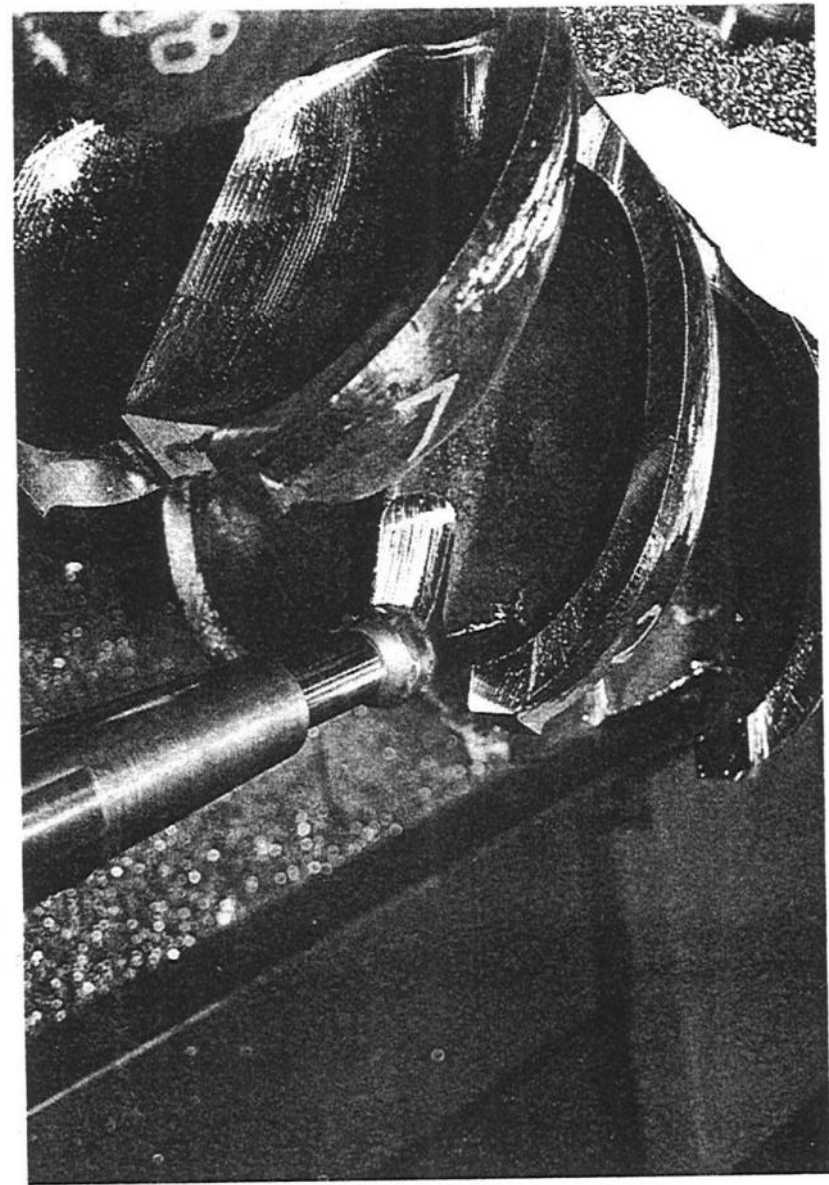
Das Prinzip der räumlichen
Vorspannung der EFG-
Formschlußbauweise

Quelle: EFG-Turbinenbau

7.1 Pelton-Turbine

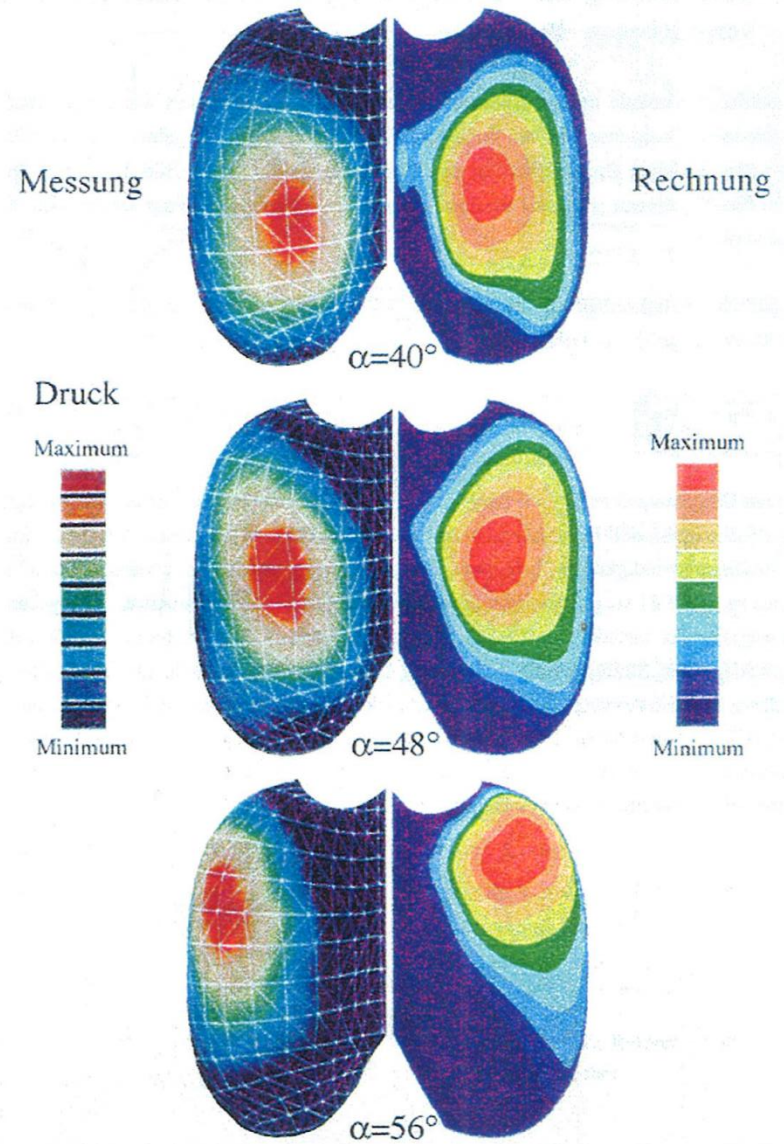
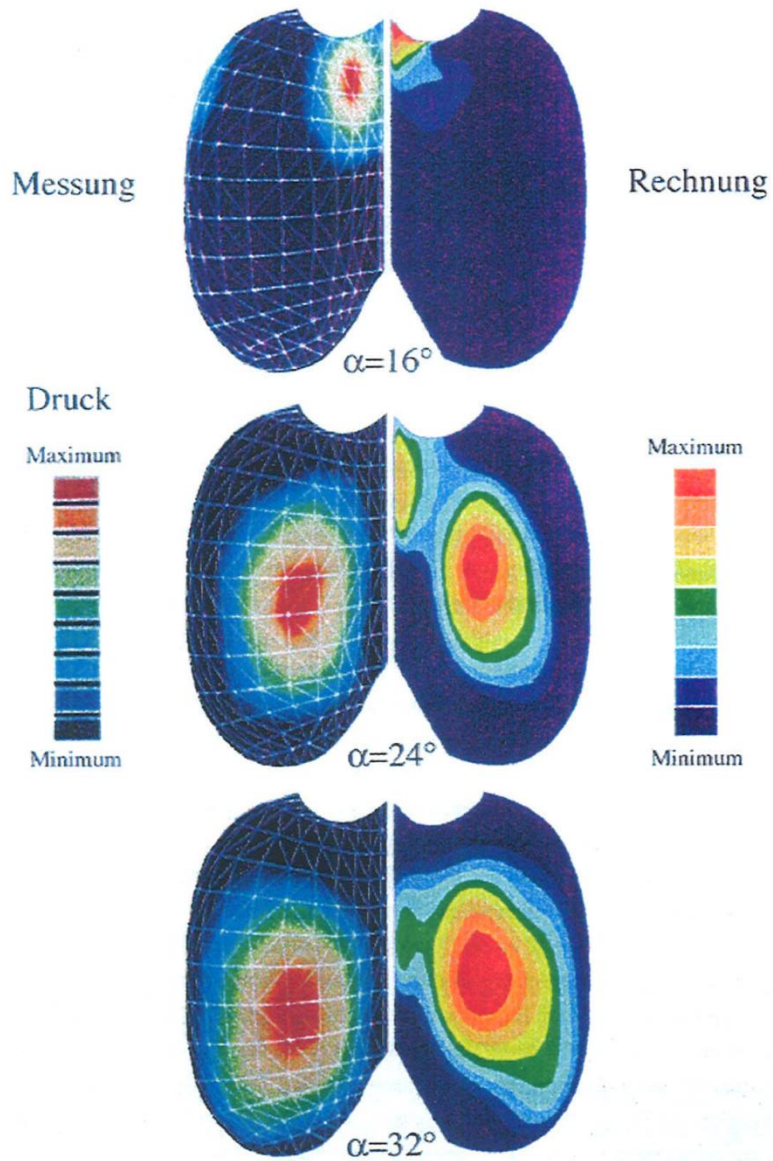


 GEPPERT



Quelle: Geppert

7.1 Pelton-Turbine



Quelle: Voith

7.1 Pelton-Turbine

Erosion:

Spanabhebender Vorgang durch Feststoffpartikel beeinflusst durch:

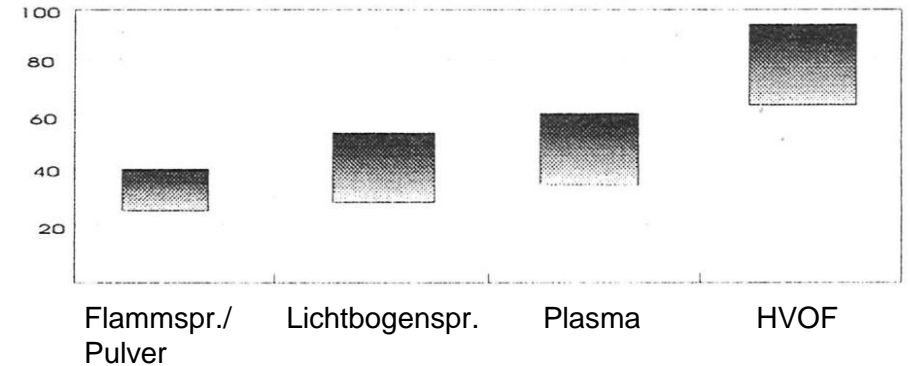
- Masse
- Härte
- Relativgeschwindigkeit
- Anpresskraft

Bei Pelton-Turbinen besonders relevant bei:

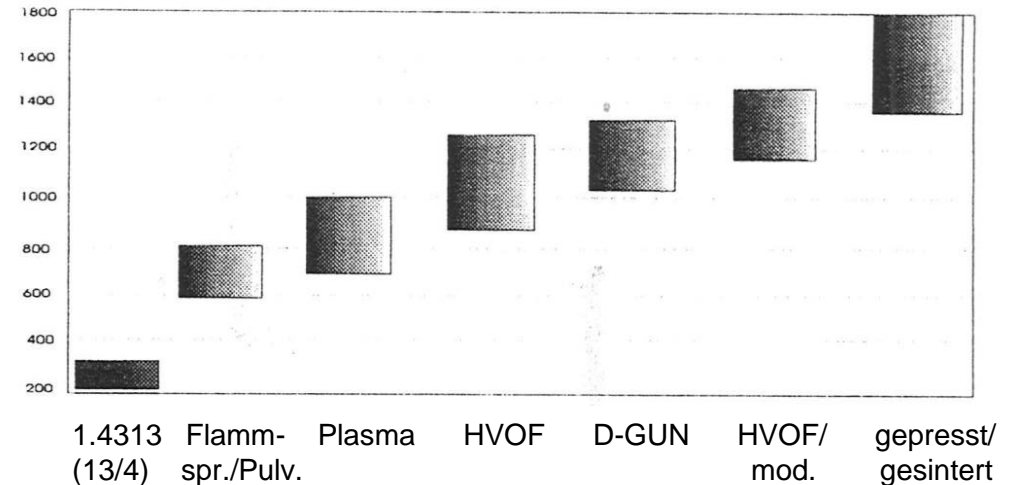
- Düsennadelspitzen
- Düseneinsatzringe
- Laufrad

Francis-, Kaplan-turbine:

- Stützschaufeln
- Leitapparat
- Laufrad
- Umlenkringe



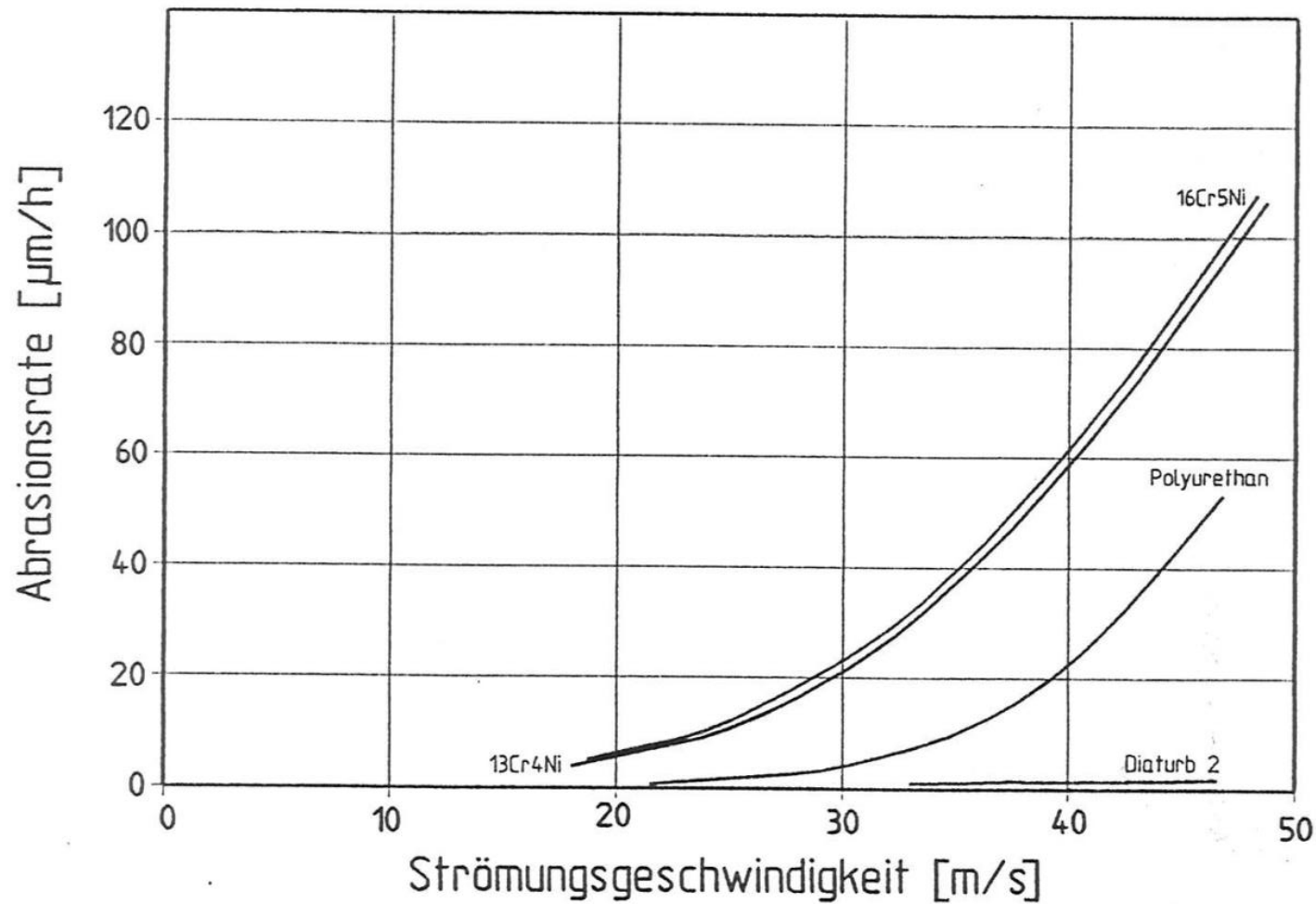
Vergleich der Haftzugfestigkeit [N/mm²] verschiedener thermischer Spritzverfahren



Härte HV0,3 von WC/Co-Schichten in Abhängigkeit vom verwendeten Beschichtungsverfahren

7.1 Pelton-Turbine

Abrasionsverschleiß in Abhängigkeit von der Strömungsgeschwindigkeit



VOITH HYDRO
KRAFTWERKSTECHNIK

Quelle: Voith

c1) Technologie und Qualität

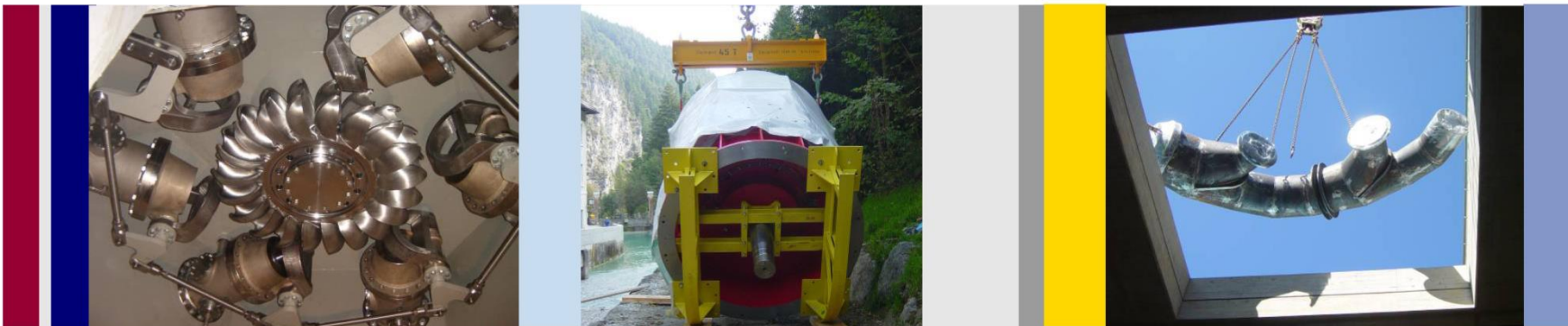
- Gefrästes Peltonlaufrad aus geschmiedeter Scheibe X3CrNiMo 13-4
- Düsen mit Kraftausgleichsfedern mit Schließ Tendenz für energieloses Schließen
- Materialauswahl angepasst an Wasserhydraulik



Quelle: Kössler

c2) Technologie und Qualität

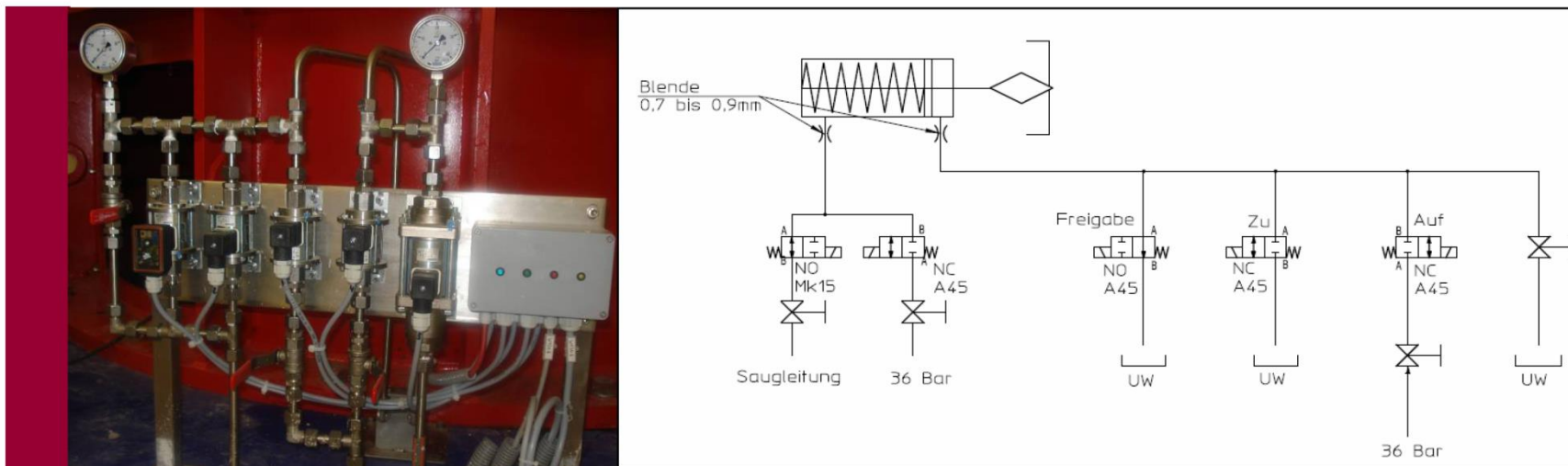
- Düsenbefestigung ohne Passflansche
- Reinigung der Düsen möglich durch Putzdeckel angeordnet am Düsenrohr
- Strahlabdrücker aus Chromstahl mittels Wasserhydraulik angesteuert
- Generatorflansch fest verschraubt mit Turbinengehäuse
- Laufradeinstellung durch axiales Verschieben auf der Generatorwelle, Drehmomentübertragung erfolgt mittels Spannsatz



Quelle: Kössler

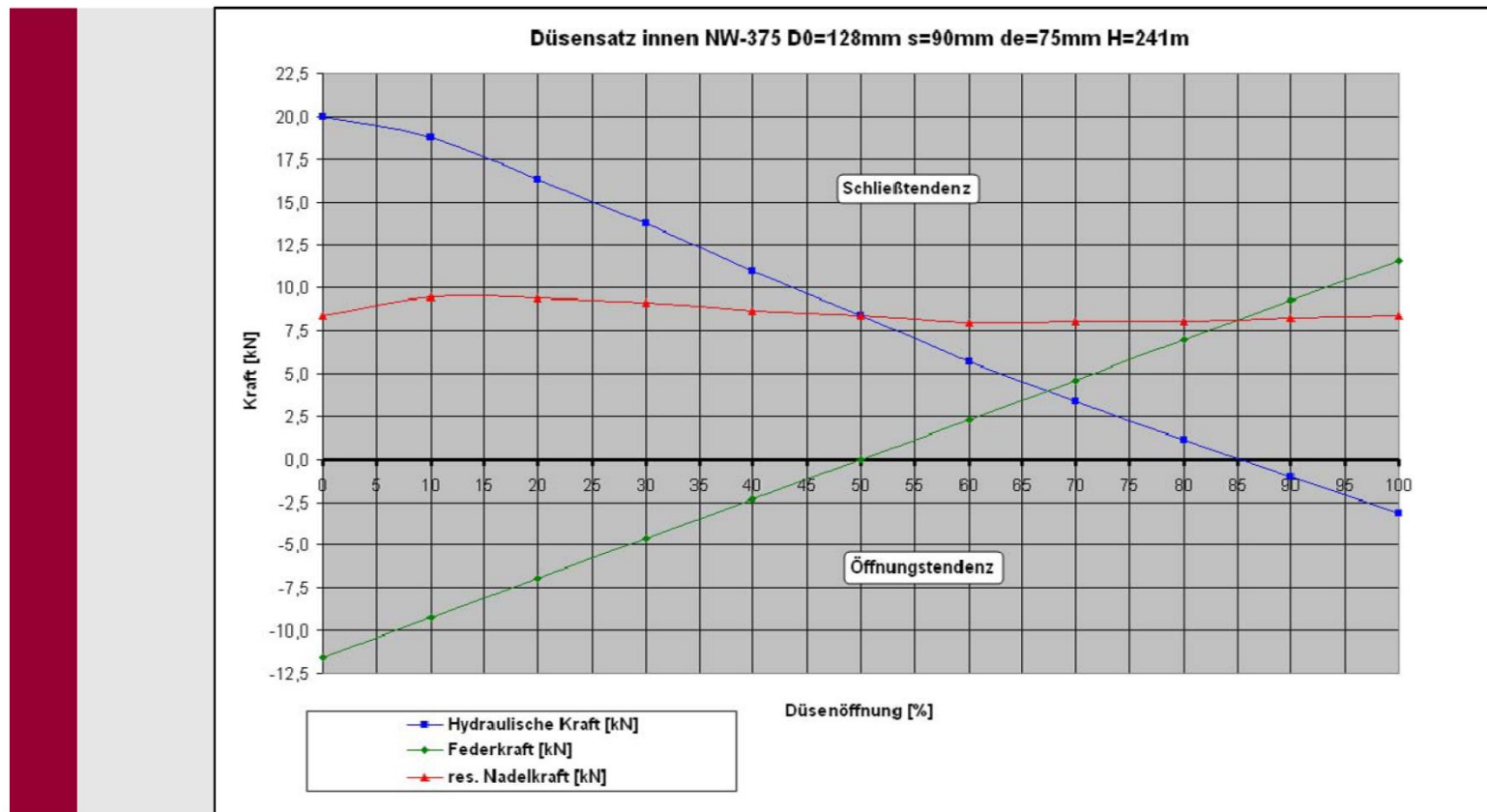
d) Wasserhydraulik

- Düsen, Ablenker und Kugelschieber mit 33 Bar Trinkwasser gesteuert
- 20 Jahre Betriebserfahrung durch SW Schwaz
- Umweltfreundlichkeit und Sauberkeit
- Servicefreundliches Betriebsmedium
- Verwendung von Coaxial-Ventilen hat sich bewährt
- Dichtungsmaterial PU-MoS₂ (molykotierte); Niro-Zylinder gehont



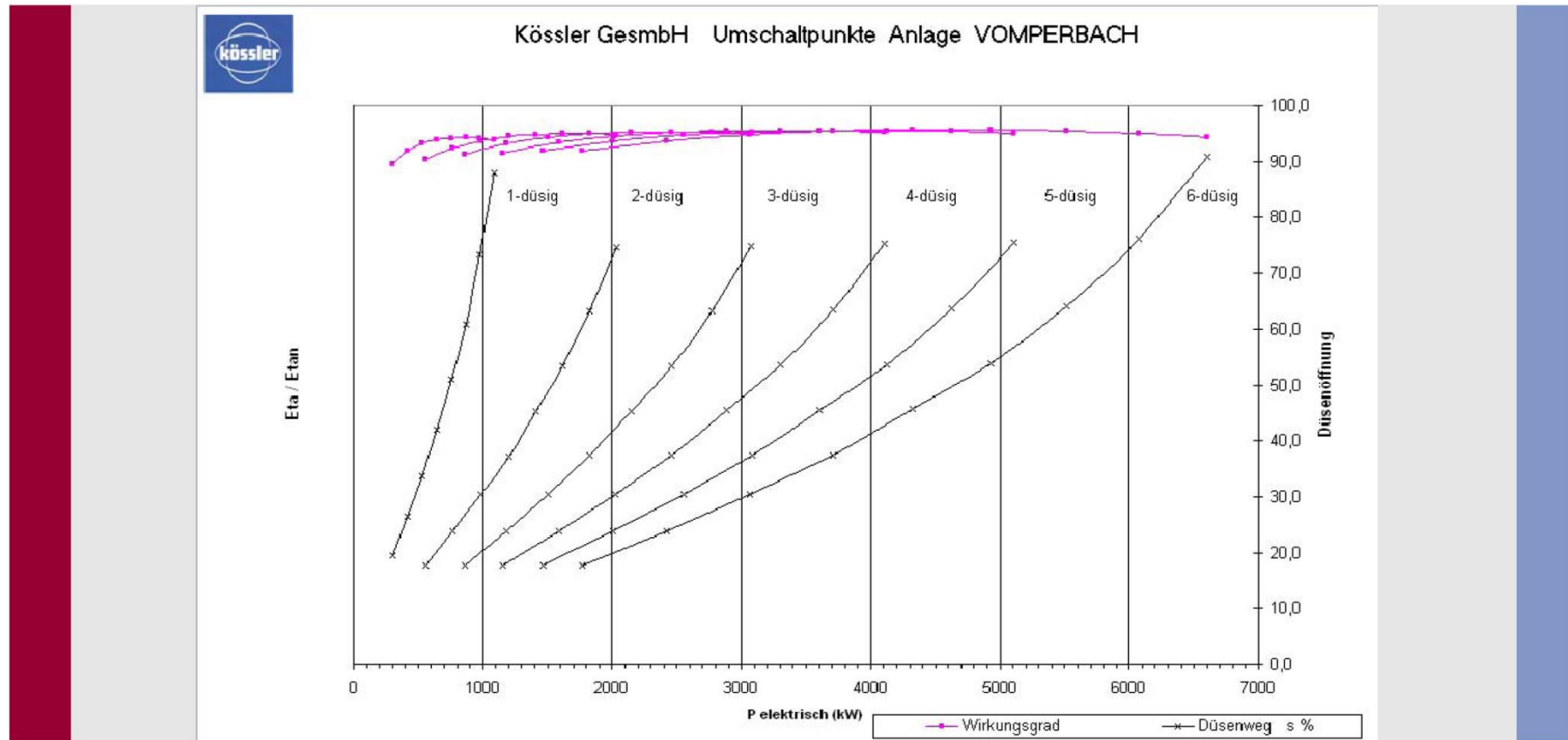
Quelle: Kössler

Kraft - Wegediagramm Düsenkennlinie



Quelle: Kössler

Düsenumschaltpunkte



Quelle: Kössler

7.2 Francis-Turbine

Prinzipieller Aufbau und konstruktive Details der Francisturbine

Berechnung der Hauptabmessungen der Turbine und der verschiedenen Leiteinrichtungen

Betriebsverhalten und Kennfelder

Off-Design-Verhalten und Regelungsmöglichkeiten

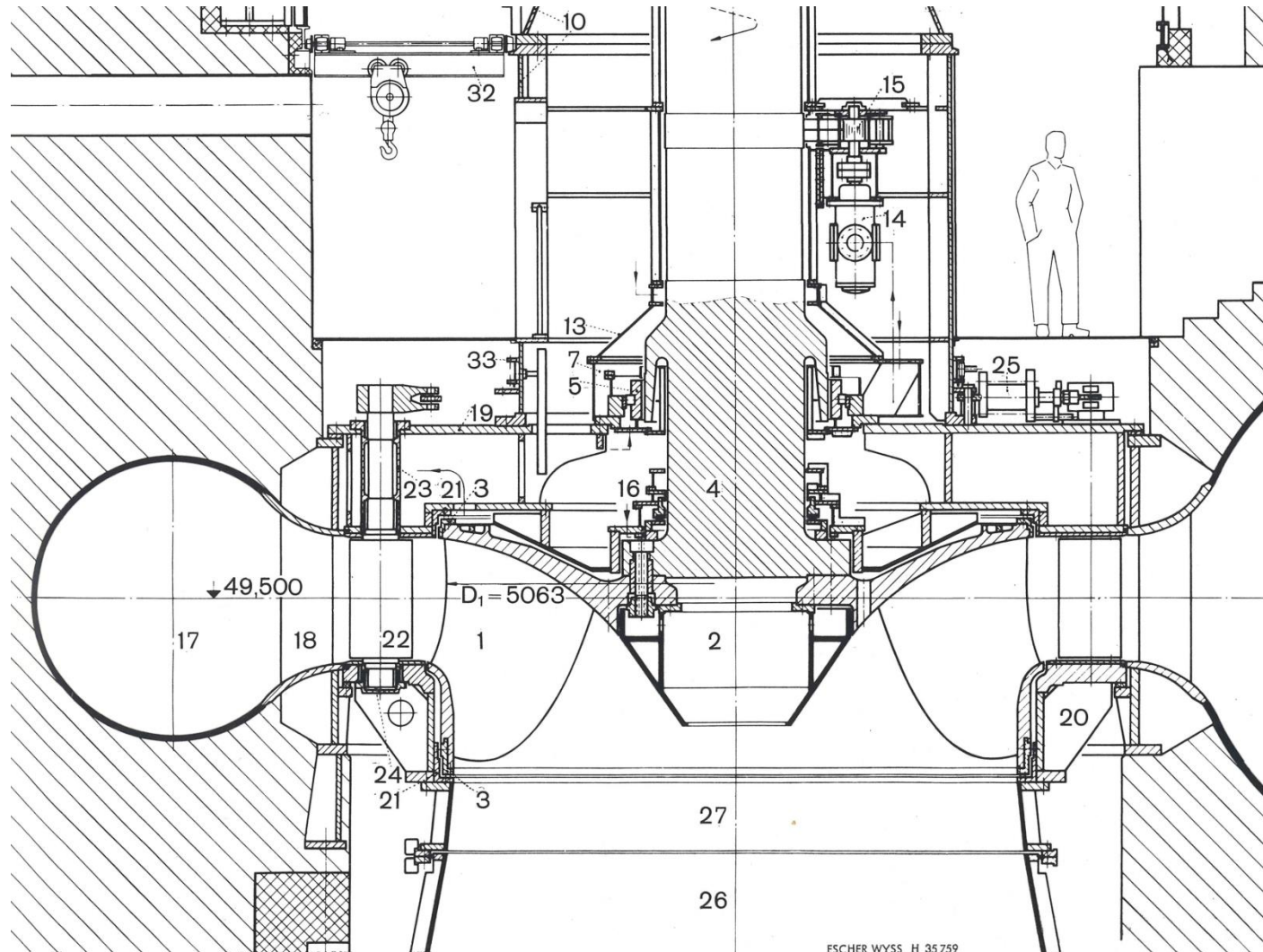
7.2 Francis-Turbine

Arbeitet im n_s -Bereich anschließend an die Pelton-Turbine

Fallhöhen der Francis-Turbine sind i.a. kleiner als die der Pelton-Turbine

Baugruppen:

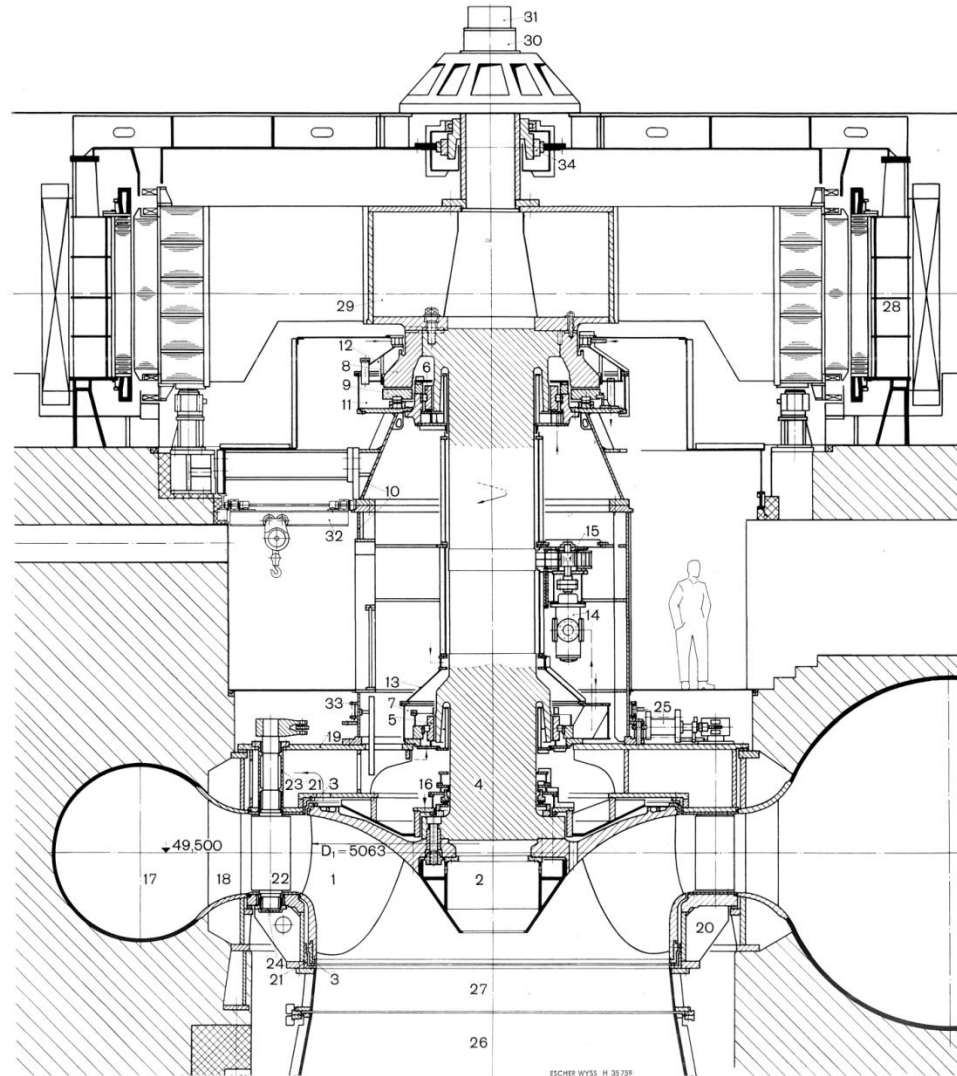
- Spiralgehäuse mit Stützschaufeln
- Oberer und unterer Turbinendeckel
- Leitapparat
- Laufzeug
- Saugrohr



Quelle: Escher Wyss

7.2 Francis-Turbine

Baugruppen einer Francisturbine:



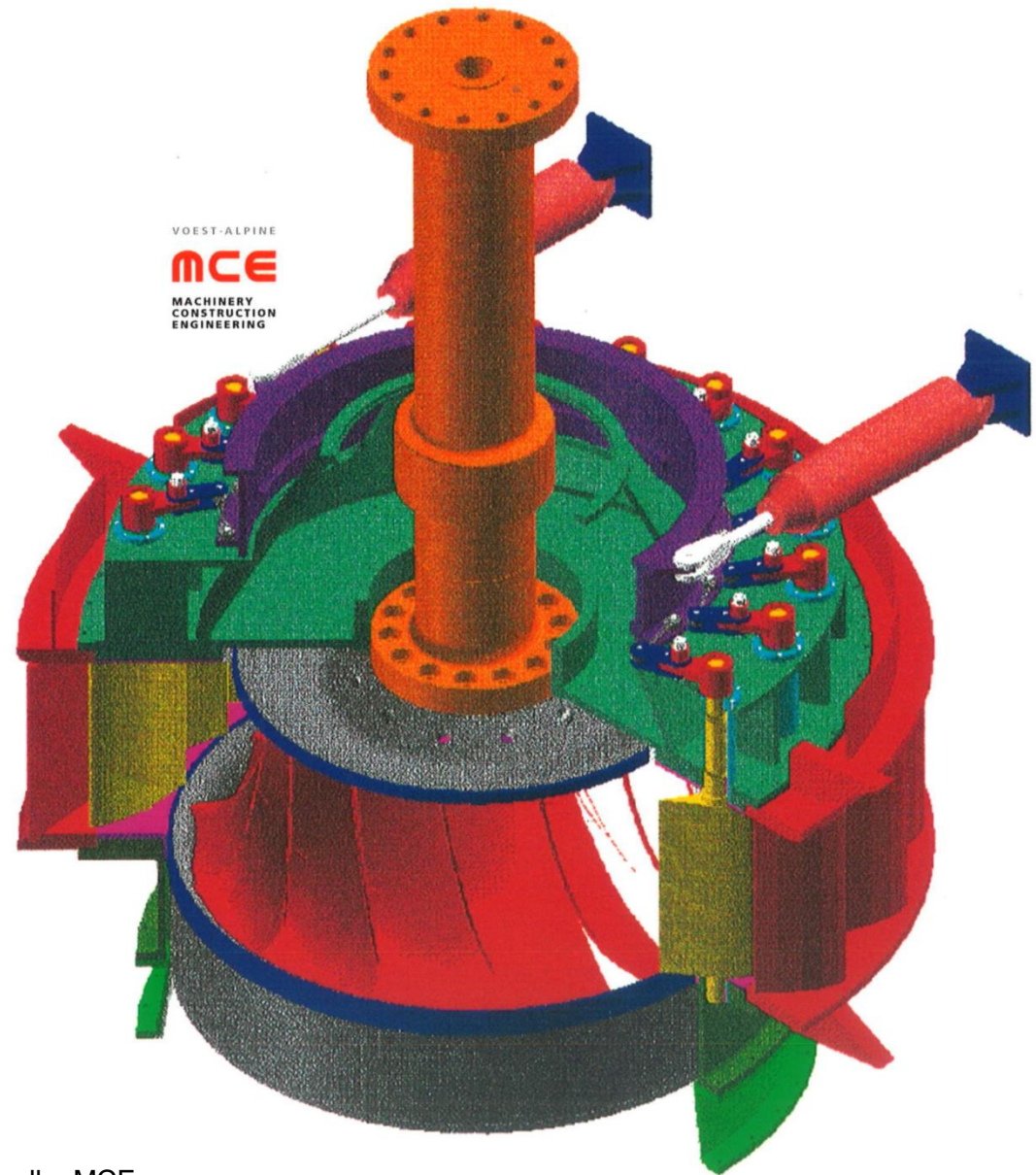
Quelle: Escher Wyss

- | | | | | | |
|--|-----------------------------|---|---|---|---|
| Bild 3 Maschinensatz El Infiernillo mit Francisturbine und Generator. Verstellung der Leitschaufeln durch Einzelservomotoren und Abstützung des Spurlagers auf dem Turbinendeckel. | 1 Laufrad
2 Laufradhaube | 3 rotierende Labyrinthringe
4 Welle
5 unteres Segment-Führungslager
6 oberes Segment-Führungslager
7 Ölbehälter für unteres Führungslager
8 Spurring | 9 Kippsegmente
10 Spurlagerstützblock
11 Ölbehälter für Spurlager
12 Ölbehälterdeckel
13 Ölbehälterdeckel
14 Schraubenpumpe
15 Reibradgetriebe
16 Axiale Gleitringdichtung
17 Spiralgehäuse | 18 Stützschaufelring
19 Leitraddeckel
20 Leitradring
21 feststehende Labyrinthringe
22 Leitschaufeln
23 obere Leitschaufellager
24 untere Leitschaufellager
25 Leitradservomotor | 26 Saugrohr
27 Schutzring
28 Stator
29 Polrad
30 Pendelgenerator
31 Überdrehzahlsschalter
32 Rundlaufkran
33 Steuerring
34 Generatorlager |
|--|-----------------------------|---|---|---|---|

BESAI/INDONESIEN

Technische Daten:

Leistung:	46,4 MW
Fallhöhe:	231 m
Drehzahl:	500 Upm
Laufreddurchmesser:	1.611 mm



Quelle: MCE

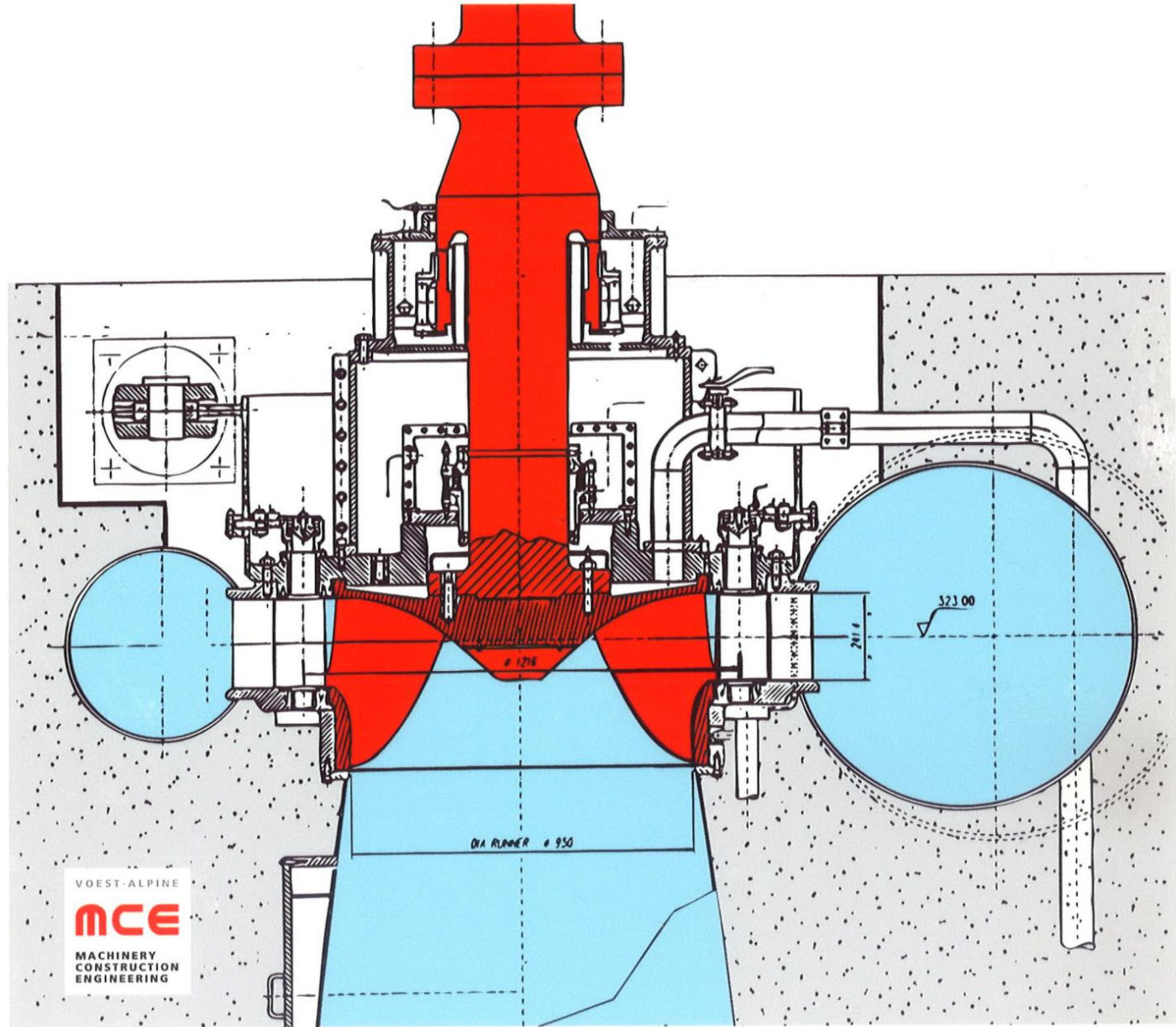
7.2 Francis-Turbine

TANGGARI II INDONESIEN

Technische Daten:

Leistung:	9,85 MW
Fallhöhe:	122 m
Drehzahl:	750 Upm
Laufraddurchmesser:	950 mm

Quelle: MCE



7.2 Francis-Turbine



LaufRad Francis-Turbine:

Leistung:	129,6	MW
Fallhöhe:	106,8	m
Drehzahl:	187,5	U/min
LaufRad durchm.:	3400	mm

7.2 Francis-Turbine



Francis-Laufrad für das 3-Schluchten Kraftwerk in China

$P_{\text{nenn}} = 710 \text{ MW}$

$P_{\text{max}} = 852 \text{ MW}$

Quelle: Voith, Alstom

Laufrad Francis-Turbine:

Leistung:	710	MW
Fallhöhe:	80,6	m
Drehzahl:	75	U/min
η_q	83,6	
Laufraddurchm.:	9800	mm



7.2 Francis-Turbine

Die leistungsfähigsten Wasserkraftwerke der Welt nutzen Francis-Turbinen



3-Gorges

Quelle: Voith



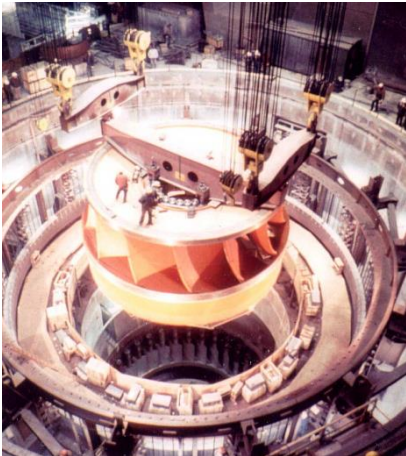
Itaipu

Quelle: Voith



Guri

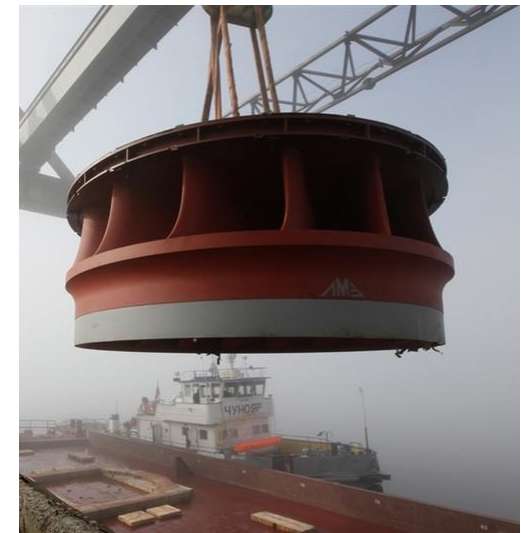
Quelle: Andritz Hydro



Grand Coulee

Quelle: Voith

	3-Gorges China	Grand Coulee USA	Itaipu Brazil	Guri Venezuela	Krasnoyarsk Russia
Maximum Head(m)	113	108.2	126.7	146	100.5
Rated Head(m)	80.6	86.9	112.9	130	93
Minimum Head(m)	71	67	82.9	111	76
Discharge Vol. (m ³ /s)	900	719	647	479	558
Rated Output (MW)	710	612	715	610	508
Maximum Output(MW)	852	827	808	730	508
Speed(U/min)	75	85.7	90.9	112.5	93.8
Specific speed (U/min)	83.63	80.76	66.75	63.97	73.98
Runner Diameter(m)	9.8	9.86	8.45	7.163	7.5



Krasnoyarsk

Quelle: Voith

7.2 Francis-Turbine



Kraftwerk Richard B. Russel, USA

Verschweißen von Spiralschuß und Stützschaufelring

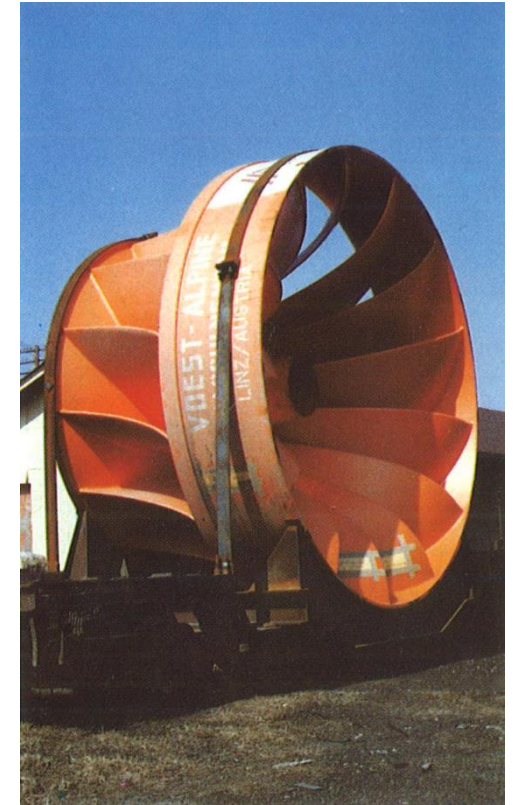
7.2 Francis-Turbine



Zusammenschweißen von Laufkroneboden, Laufkronekranz, Schaufeln

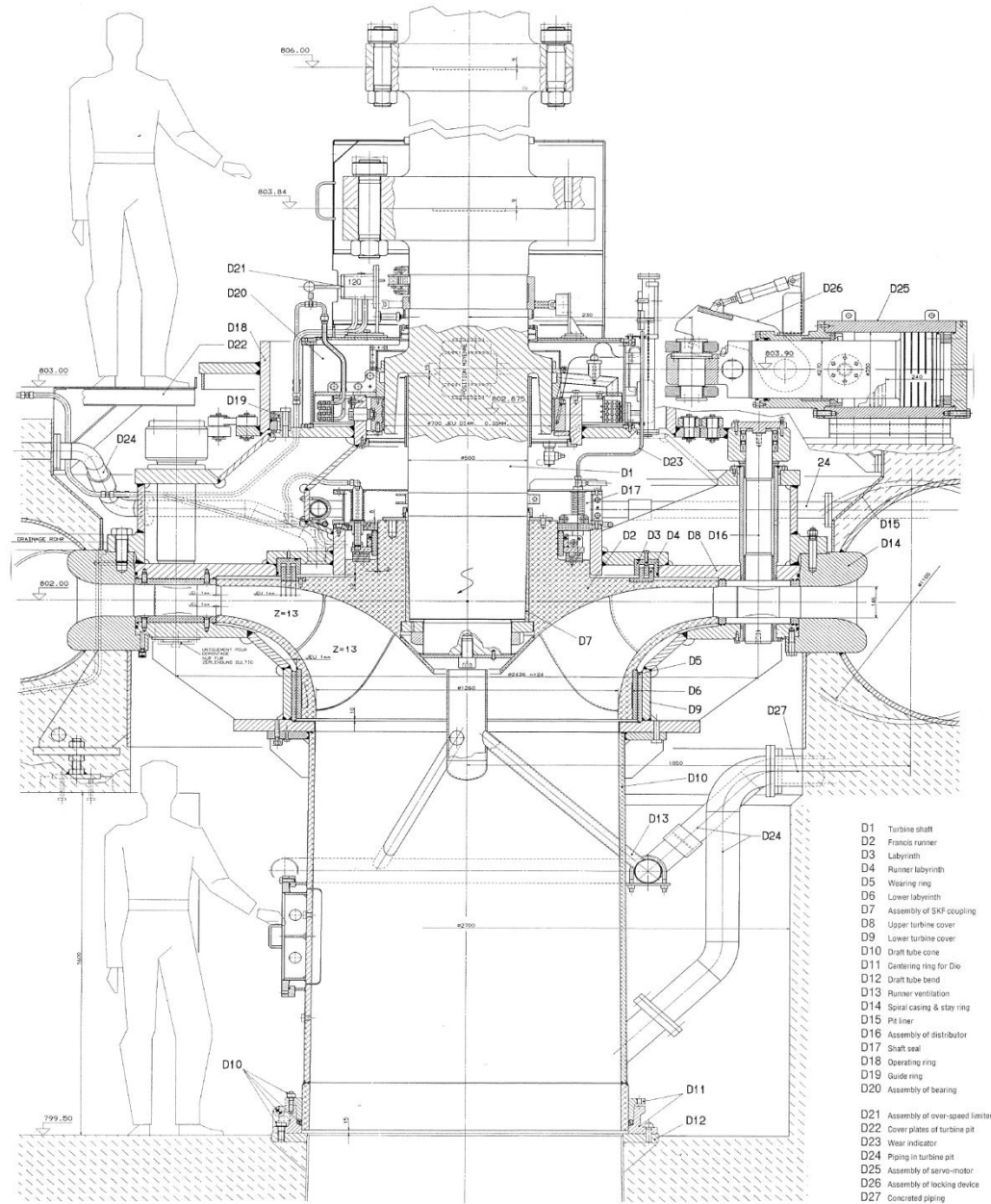
Laufkrone Richard B. Russel:

Leistung:	77,6	MW
Fallhöhe:	43,9	m
Drehzahl:	120	U/min
η_q	94,4	
Laufkronedurchm.:	4800	mm



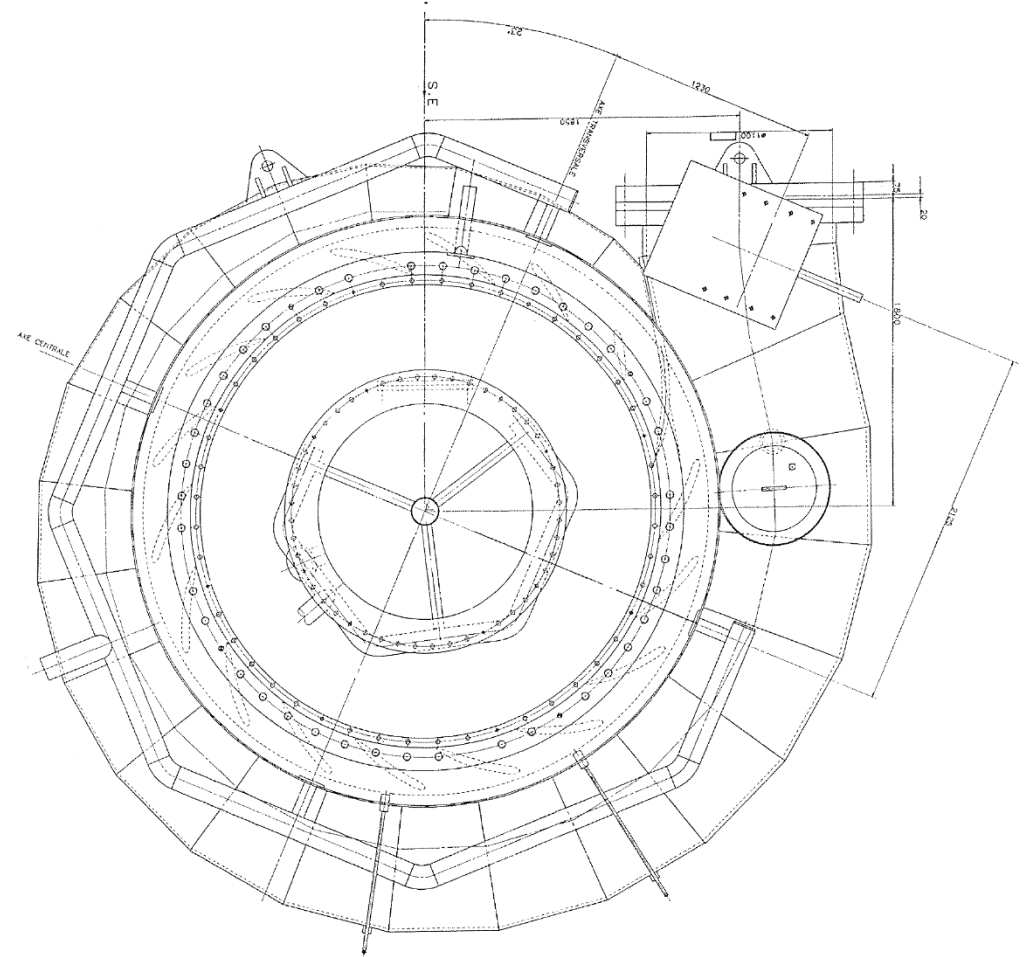
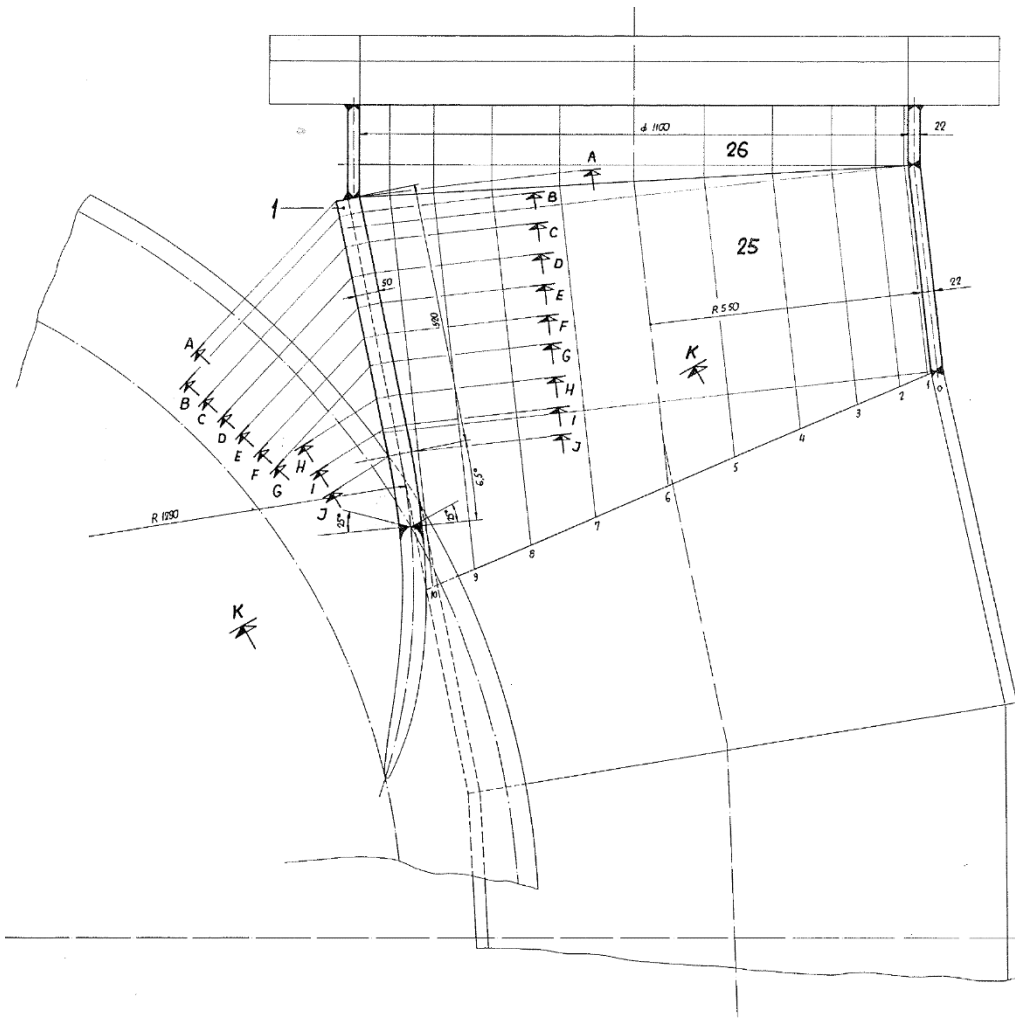
7.2 Francis-Turbine

Kraftwerk Wassen, Schweiz Hauptschnitt Francis-Turbine (32,9 MW)



7.2 Francis-Turbine

Spiralgehäuse Francis-Turbine



7.2 Francis-Turbine

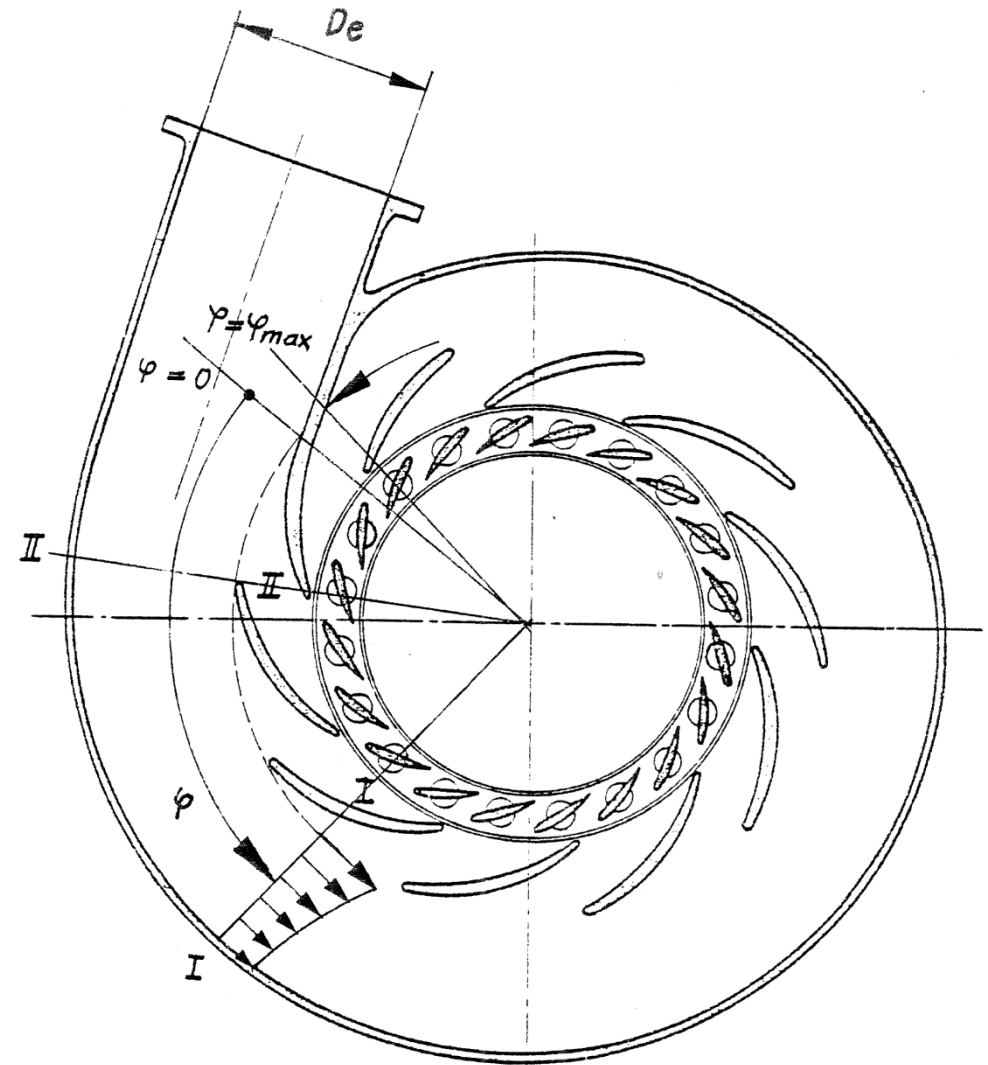


Kraftwerk Wassen, Schweiz – Transport des Spiralgehäuses

7.2 Francis-Turbine

Spiralgehäuse und Stützschaufeln

- Führen (gemeinsam mit dem Leitrad) das Wasser dem Laufrad zu
- Erzeugen (gemeinsam mit dem Leitrad) den erforderlichen Drall
- Strömung zum Laufrad muss rotationssymmetrisch und verlustarm sein
- Stützschaufeln: keine hydraulische Notwendigkeit, sondern aus Festigkeitsgründen notwendiges Übel
- Hydraulische Auslegung, siehe Kapitel 2
- Größtes Bauteil der Turbine

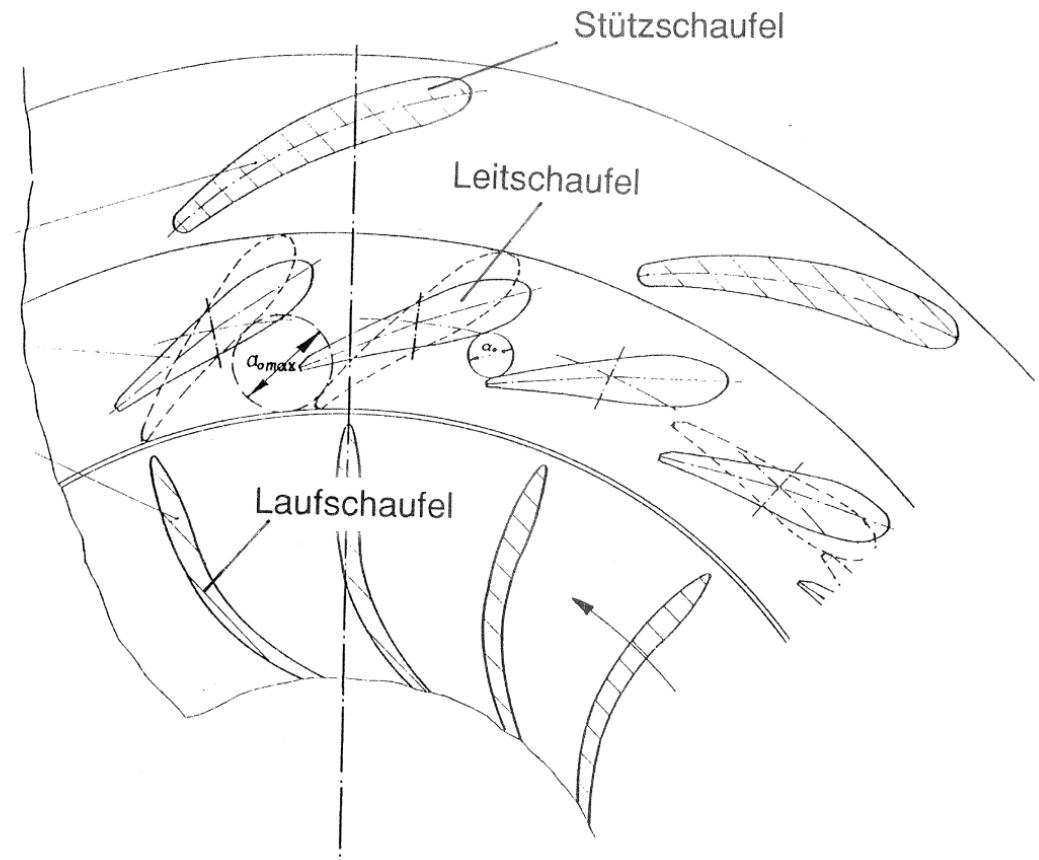


7.2 Francis-Turbine

- Optimale Leitschaufelstellung:
- 1.) Verluste der Strömung durch Stützschaufel/Leitschaufel minimal
 - 2.) Abströmung aus Laufrad drallfrei und gleiche Arbeit auf allen Stromfäden

Optimum:

- Kriterien 1.) und 2.) sind gleichzeitig erfüllt
- Betriebspunkte Q für hydraulische Elemente
 - Spirale
 - Stütz-/Leitschaufel
 - Laufrad
- u.U. Betriebspunktverschiebung durch unterschiedliche Auslegepunkte



7.2 Francis-Turbine

Kraftübertragung in Spirale und Stützschaufel

In Spirale und Stützschaufelring eingeleitete Kräfte



Druckkräfte, Längs- und Querkräfte

- Rohrleitungskräfte
- Turbinendeckel
- Innendruck der Spirale

Verformung der Spirale berücksichtigen

- Einbetonieren unter Innendruck
- Zwischenschicht auf Außenhaut
- Auswirkungen

Kraftübertragung an Bauwerk

meist einbetonierte Spirale oder Betonspirale

Armierungen im Bereich des Stützschaufelringes →

Entlastung der Spiral-“Haut“

Übertragung der Druckkraft an Beton

Herstellung: – Betonieren

– Gießen: bei kleineren Maschinen

– Schweißen: bei großen Maschinen, erlaubt Endmontage an Baustelle und einen einfacheren Transport

Schweißen „dicker“ Wände erfordert Sondermaßnahmen

7.2 Francis-Turbine

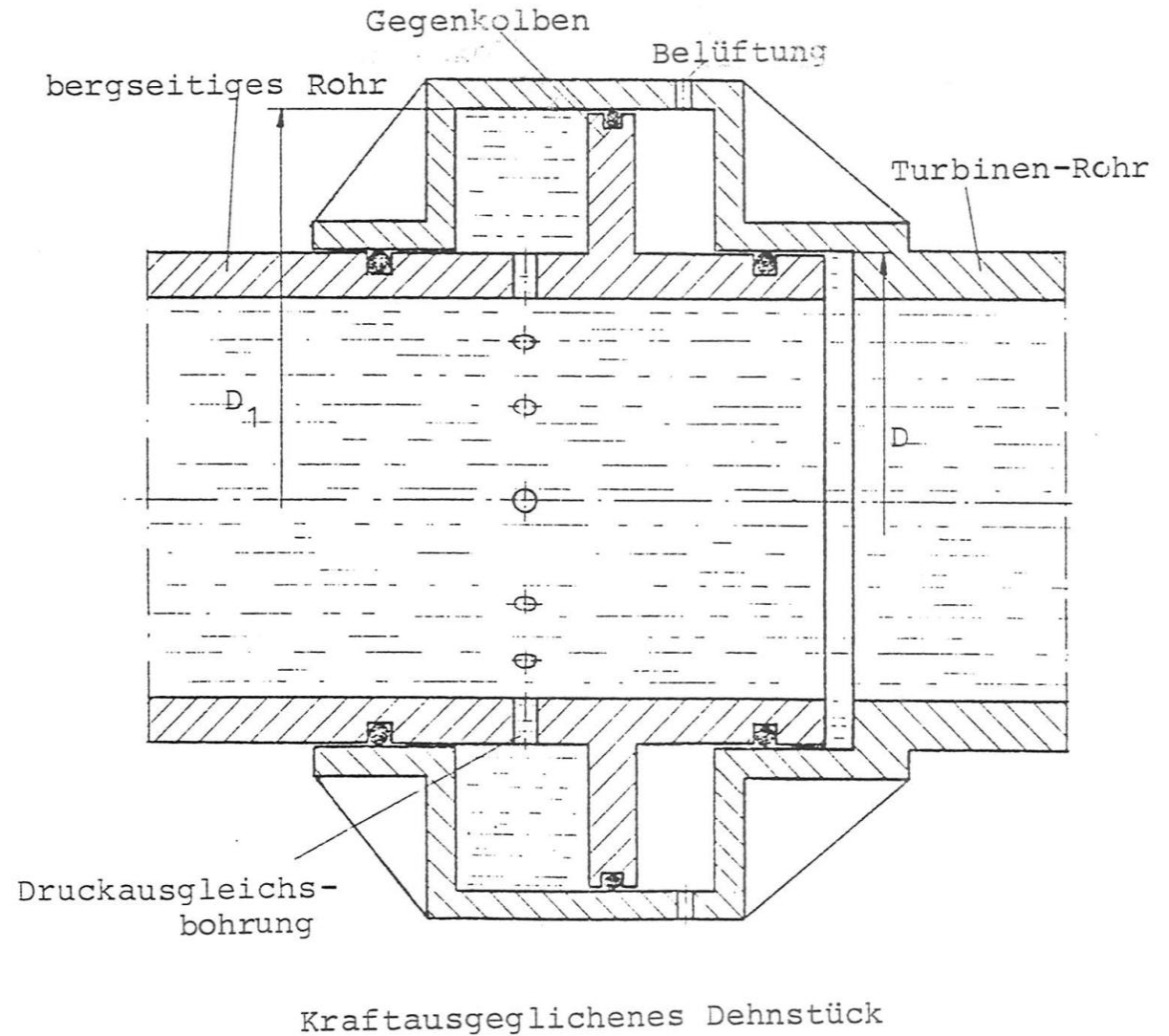
Druckkraft auf Eintrittsquerschnitt

Kraftausgleich:

- 1) Ausgleich der Druckkraft
- 2) Durch Dehnstück Vermeidung von Thermospannungen

Bemessung:

$$\frac{D^2 \pi}{4} = (D_1^2 - D^2) \frac{\pi}{4}$$



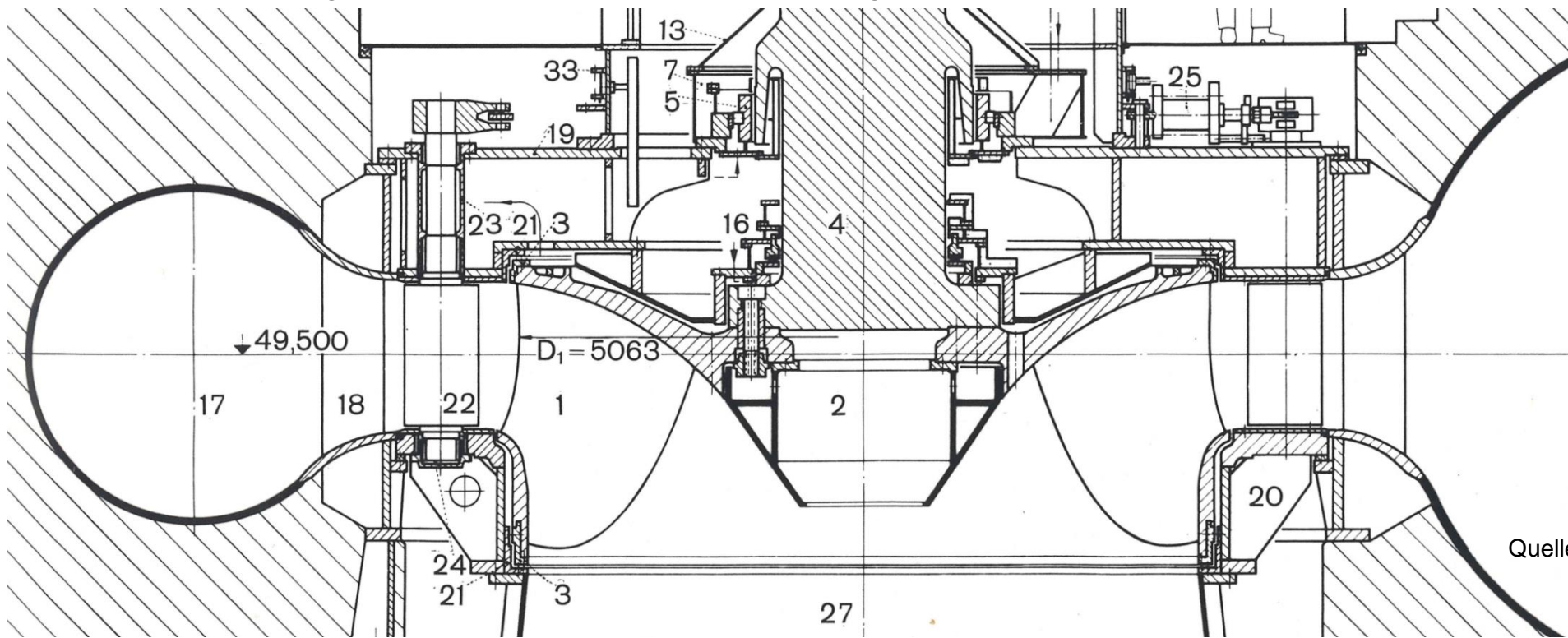
7.2 Francis-Turbine

Oberer und unterer Turbinendeckel

- Nehmen → Lagerung von Leitschaufeln
- Gegenringe zu Dichtungen
- Führungen, Wellenlager auf.

Stehen unter Druckkraft → Verformung durch Druckkraft darf Funktion von Leitapparat, Dichtspalten und Lagern keinesfalls beeinträchtigen.

Axialschubentlastung durch Drosselspalt und Entlastungswasser



7.2 Francis-Turbine

Dichtspalte so ausbilden, dass Summe aus

Leckverlust: $P = \rho \cdot g \cdot Q_L \cdot H$

und

Scheibenreibung: $P = 8 \cdot 10^{-4} \cdot \left(\frac{10^6}{Re}\right)^{1/6} \rho \cdot u^3 \cdot D^2$

möglichst klein sind.

Wichtigstes Kriterium: Axialschub wegen Lagerbelastung
und damit Betriebssicherheit

7.2 Francis-Turbine

Leitapparat mit Antrieb

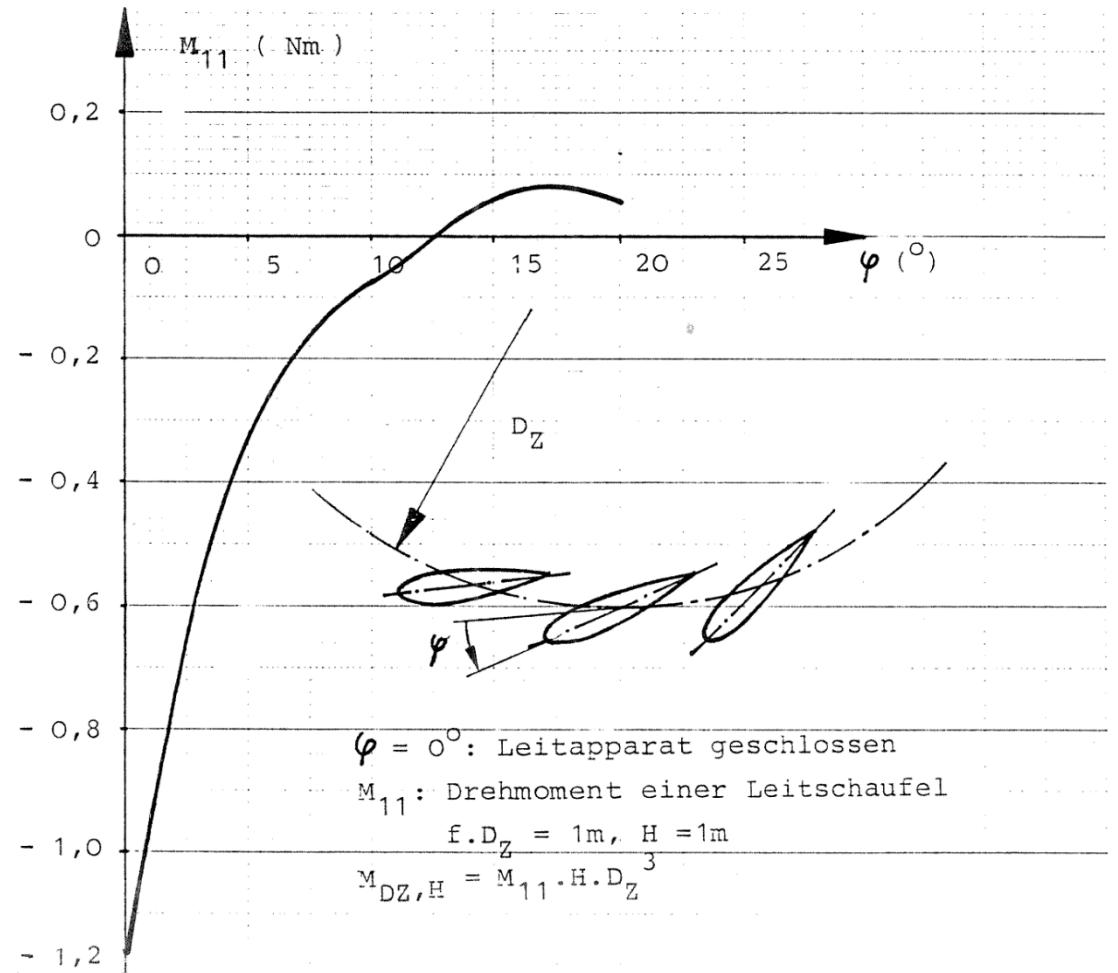
Aufgabe: Einstellen des erforderlichen Vordralls

Leitschaufeln stehen unter hydraulischem Moment, das abhängt von:

- Profilgeometrie
- Anstellwinkel
- Lage der Zapfenachse

Zapfenachse so anordnen, dass

- Öffnendes Moment bei geschlossenem Leitapparat
- Schließendes Moment bei offenem Leitapparat, wegen automatischem Schließen bis zu sehr kleinen Schaufelwinkeln



7.2 Francis-Turbine

Servomotor

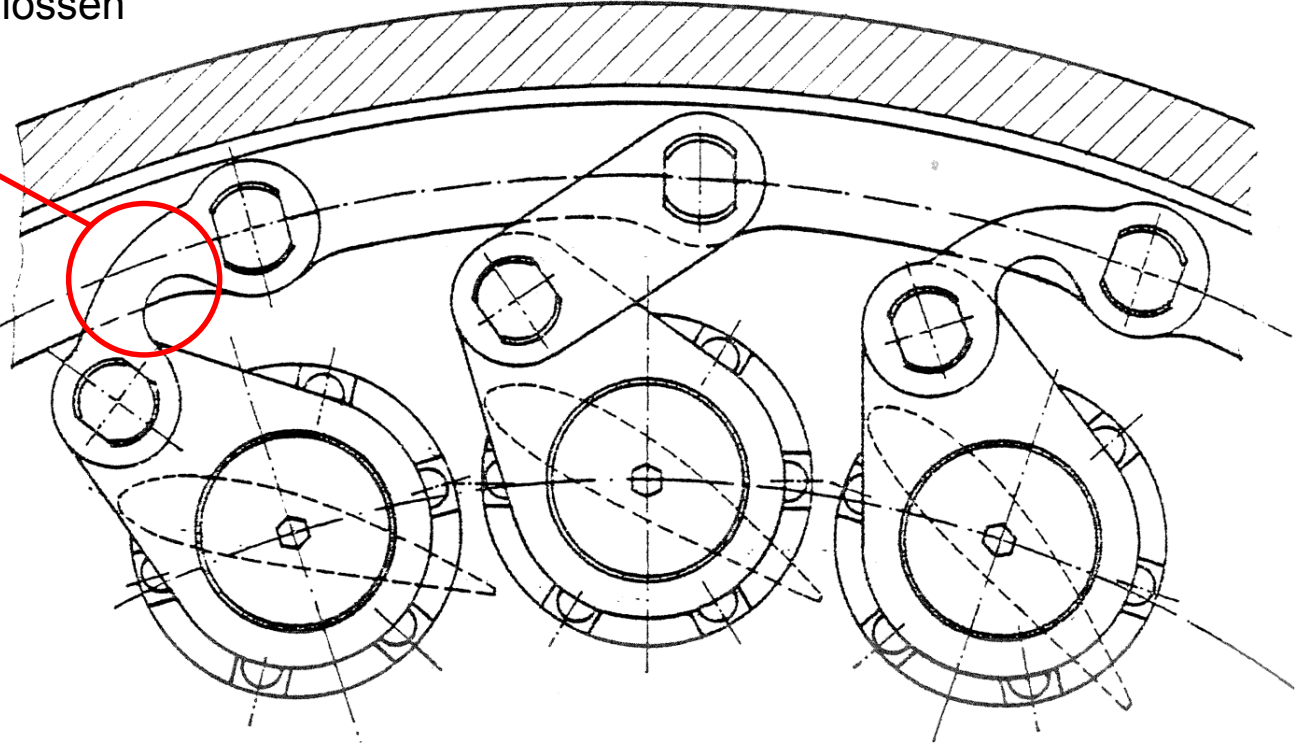
Zur Bemessung des Antriebsmoments berücksichtigen:

- Maximales Hydraulisches Moment an den Leitschaufeln
- Reibungskräfte im Verstellmechanismus (Leitschaufellager, Hebel/Lenker, Regelung)
- Anpressdruck in Stellung „Geschlossen“


Sollbruchstelle vorsehen:

- Zur Schadensvermeidung bei Fremdkörpern im Gitter
- Lenker wird verformt zur Vermeidung von Folgeschäden

Sollbruchstelle




7.2 Francis-Turbine

	<input type="checkbox"/> NOTIZ <input type="checkbox"/> MITTEILUNG <input type="checkbox"/> PROTOKOLL	Datum 1995 Name E. Bernhard Abteilung
	Kennwort KONSTRUKTION	
Betreff: HYDRAULISCHE MASCHINEN Leitschaufel-Überlastsicherungen	Teilnehmer/Verteiler: KAPITEL 8.4	Blatt: 0
<u>INHALTSVERZEICHNIS</u>		
1: Zweck		B1.1
2. Folgen		B1.1
3. Leitschaufelmomente		B1.1
4. Anzahl der Sicherungen		B1.1
5. Ausführungsprinzipien		B1.2
6. Mindestanforderungen		B1.2
7. Ausführungsbeispiele		B1.4-10
Wirkungsweisen, mögliche		
Scherbolzen		
Zugbolzen		
Sicherheitshebel mit 3 Rollen		
Sicherheitshebel mit 3 Kugeln		
Sicherheitshebel mit 2 radialen Rollen		

Leitschaufel
Überlastsicherungen

7.2 Francis-Turbine

	<input type="checkbox"/> NOTIZ <input type="checkbox"/> MITTEILUNG <input type="checkbox"/> PROTOKOLL	Datum 1989
	Kennwort KONSTRUKTION	Name E. Bernhard Abteilung HMK
Betreff: HYDRAULISCHE MASCHINEN Leitschaufel-Überlastsicherungen	Teilnehmer/Verteiler: KAPITEL 8.4	Blatt: 1 von 10

1. Zweck

Zum Stillsetzen einer Wasserturbine wird im Normalfall immer zuerst der Leitapparat geschlossen! Dabei können bei den Dichtkanten Fremdkörper eingeklemmt werden, die das vollständige Schließen behindern. An den betroffenen Leitschaufeln, den zugehörigen Hebeln und Lenkern so große Kräfte auf, daß diese durch entsprechende Einrichtungen geschützt werden müssen.

2. Folgen

Nach dem Ansprechen dreht sich die Turbine weiter. Restdrehmomentangabe an den Generatorlieferanten für die Dimensionierung der Bremsen, meistens maximal für zwei angesprochene Überlastsicherungen. Sofern ein steuerbares und dafür geeignetes Absperrorgan (Kugelschieber, Drosselklappe, Rollschütz etc.) vorhanden ist, wird mit diesem der Wasserdurchfluß abgesperrt (Stillstandsüberwachung) oder wenn die Drehzahl bereits klein genug ist, werden die Generatorbremsen eingelegt.


3. Leitschaufelmomente

Beim Ansprechen einer Überlastsicherung gerät eine Leitschaufel aus dem Verband, wodurch auf die benachbarten Leitschaufeln wesentlich größere Momente wirken (Messungen beim Modellversuch).

4. Anzahl der Sicherungen

Es genügt meistens nur bei jeder zweiten Leitschaufel eine Überlastsicherung einzubauen! Bei selbstrückstellenden Ausführungen ist dies vom ausgeführten möglichen Rückstellweg abhängig, welcher mindestens der Rechenlichtweite entsprechen sollte.

7.2 Francis-Turbine

	<input type="checkbox"/> NOTIZ <input type="checkbox"/> MITTEILUNG <input type="checkbox"/> PROTOKOLL	Datum 1995
	Kennwort KONSTRUKTION	Name E. Bernhard
Betreff: HYDRAULISCHE MASCHINEN Leitschaufel-Überlastsicherungen	Teilnehmer/Verteiler: KAPITEL 8.4	Blatt: 2 von 10

5. Ausführungsprinzipien

Man kann bei den Ausführungen 3 Hauptgruppen unterscheiden:

5.1: die blockierte Leitschaufel wird durch ein Bruchelement (Sollbruchstelle) vom Verstellmechanismus getrennt.

5.2: die blockierte Schaufel wird gegenüber dem Verstellmechanismus, der Größe des Hindernisses entsprechend bleibend verdreht.

5.3: die blockierte Schaufel wird nur vorübergehend verdreht und durch die Sicherheitseinrichtung beim Öffnen des Leitapparates wieder in die Synchronstellung gebracht. Sehr teuer und aufwendig und aus Platzgründen meist nur bei Niederdruckturbinen anwendbar.

Die beiden ersten Gruppen werden dort eingesetzt, wo die Verschmutzung des Triebwassers gering ist und die Maschine selten stillgesetzt wird.

6. Mindestanforderungen

Die Leitschaufeln dürfen nach dem Ansprechen der Überlastsicherung nicht mit dem Laufrad kollidieren!!

Kaskadenbrüche müssen vermieden werden, d.h. die freigewordene Leitschaufel darf nicht auf die benachbarte Schaufel schlagen!!


7. Ausführungsbeispiele

Blatt 4-10

Zur 1. Hauptgruppe zählen:
Bruchbolzen und Bruchlenker

Zur 2. Hauptgruppe:
Ringfeder-Spannsätze und Knicklenker.
Die exakte Rückstellung muß gewährleistet sein, z.B. durch Paßstifte und Anzeigevorrichtungen.

7.2 Francis-Turbine


	<input type="checkbox"/> NOTIZ <input type="checkbox"/> MITTEILUNG <input type="checkbox"/> PROTOKOLL	Datum 1995
	Kennwort KONSTRUKTION	Name g. Bernhard Abteilung
Betreff: HYDRAULISCHE MASCHINEN Leitschaufel-Überlastsicherungen	Teilnehmer/Verteiler: KAPITEL 8.4	Blatt: 3 von 10

Zur 3.Hauptgruppe:

Sicherheitshebel und Sicherheitslenker (z.B.Federbein)

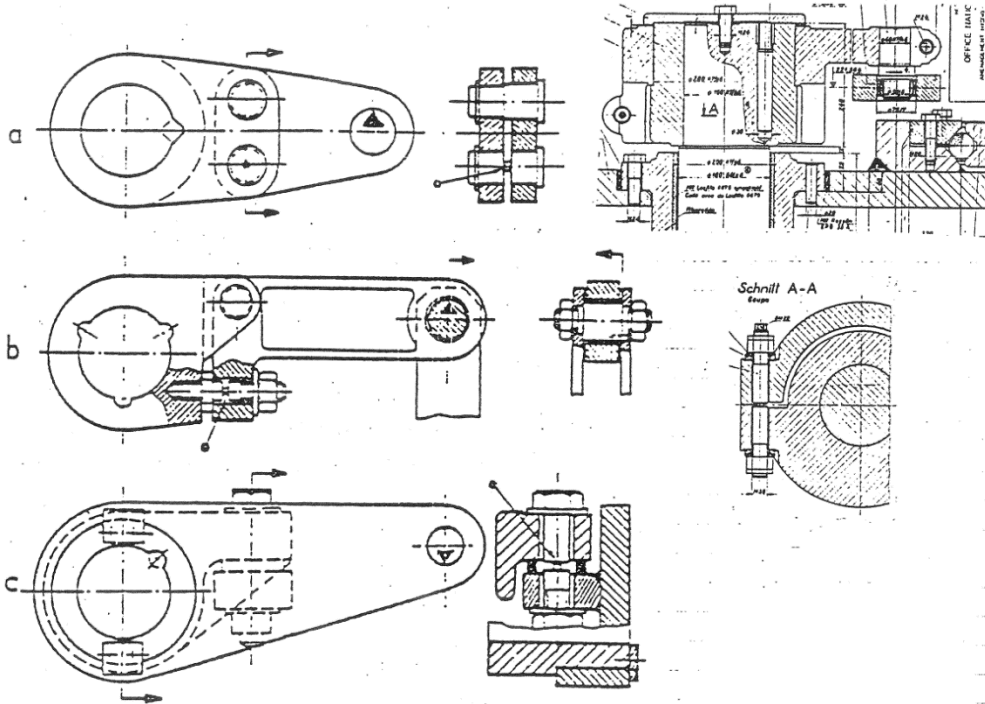
Einzelervomotoren (Überdruckventil)

7.2 Francis-Turbine

	<input type="checkbox"/> NOTIZ <input type="checkbox"/> MITTEILUNG <input type="checkbox"/> PROTOKOLL	Datum 1995 Name E. Bernhard Abteilung
	Kennwort KONSTRUKTION	
Betreff: HYDRAULISCHE MASCHINEN Leitschaufel-Überlastsicherungen	Teilnehmer/Verteiler: KAPITEL 8.4	Blatt: 4

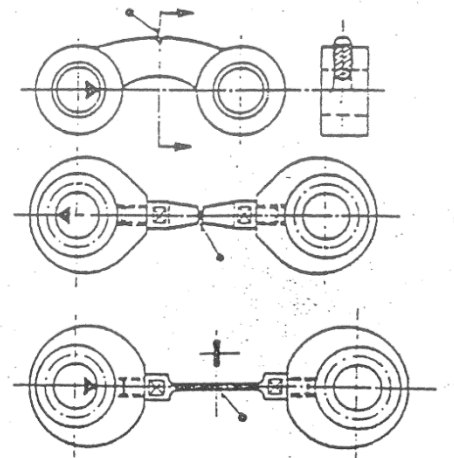
Wirkungsweise

Hebel



- a Scherbolzen
- b, c Zugbolzen
- d Biegung
- e Zug
- f Knickung
- ▼ Widerstandskraft beim Schließen.

Lenker



7.2 Francis-Turbine



NOTIZ MITTEILUNG PROTOKOLL
 Kennwort **KONSTRUKTION**

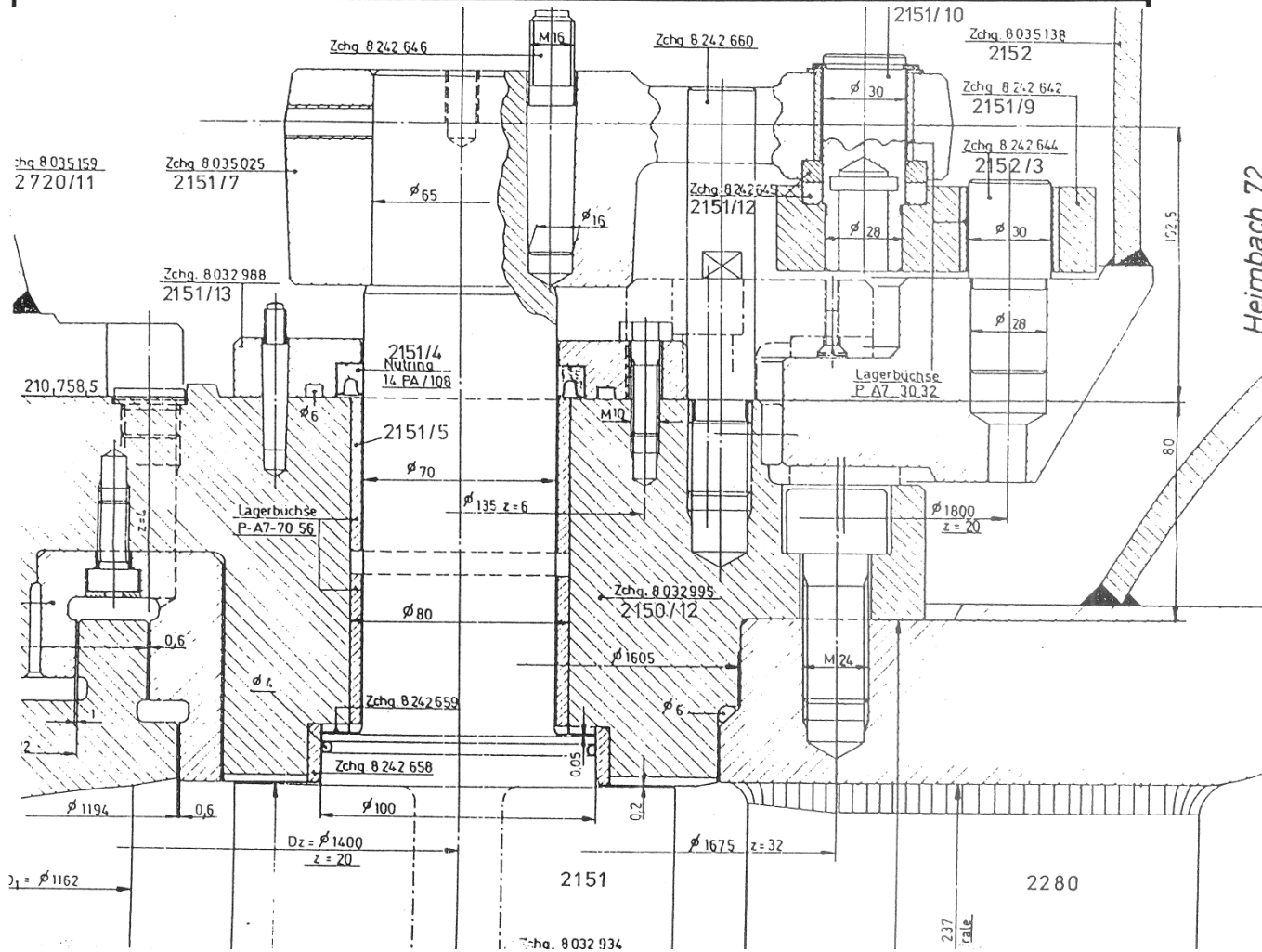
Datum 1995
 Name **E. Bernhard**
 Abteilung

Betreff: **HYDRAULISCHE MASCHINEN**
Leitschaufel-Überlastsicherungen


Teilnehmer/Verteiler:
KAPITEL 8.4

Blatt:
5

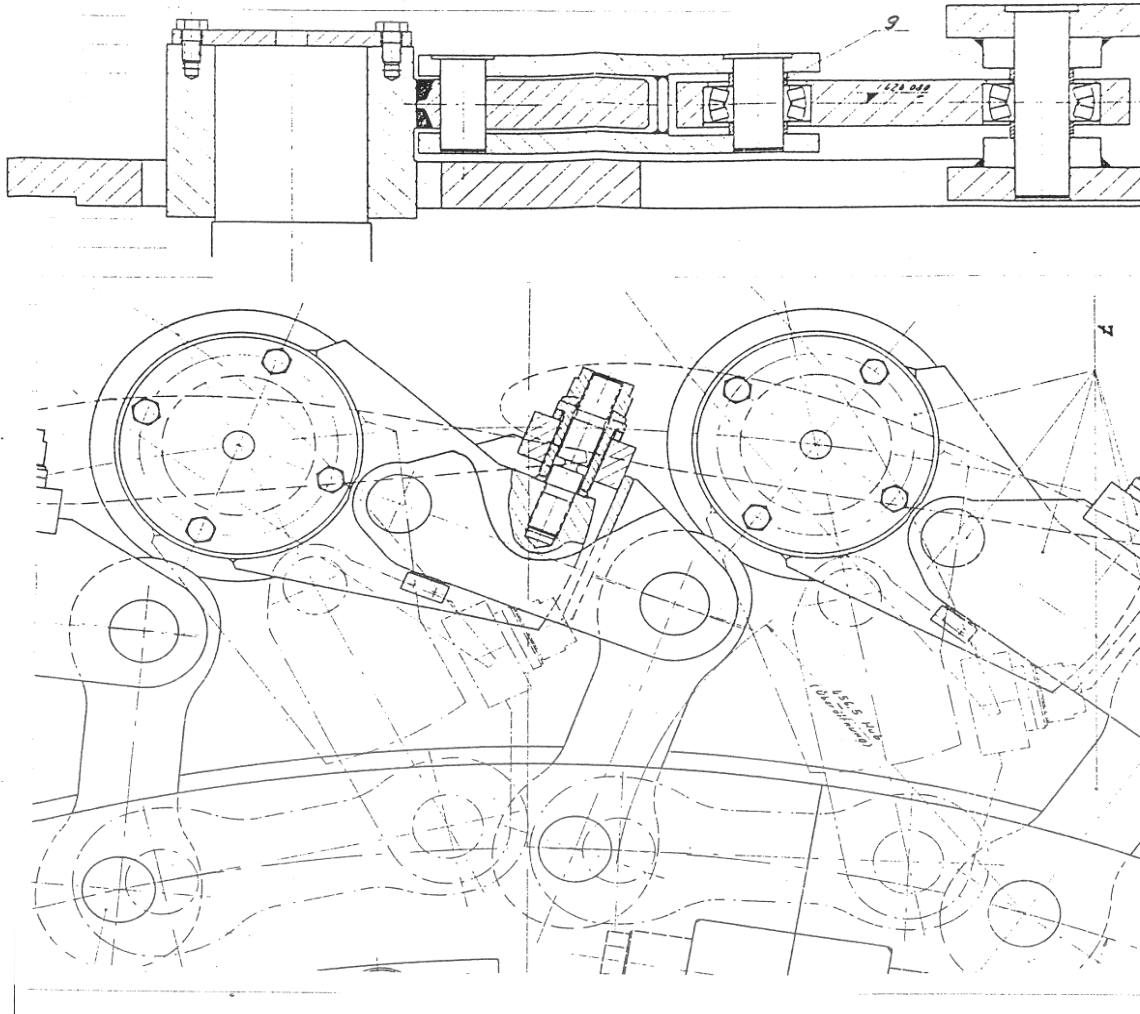
Ausführungsbeispiel
 Scherbolzen




7.2 Francis-Turbine

	<input type="checkbox"/> NOTIZ <input type="checkbox"/> MITTEILUNG <input type="checkbox"/> PROTOKOLL	Datum 1995 Name E. Bernhard Abteilung
	Kennwort KONSTRUKTION	
Betreff: HYDRAULISCHE MASCHINEN Leitschaufel-Überlastsicherungen	Teilnehmer/Verteiler: KAPITEL 8.4	Blatt: 6

Ausführungsbeispiel
Zugbolzen

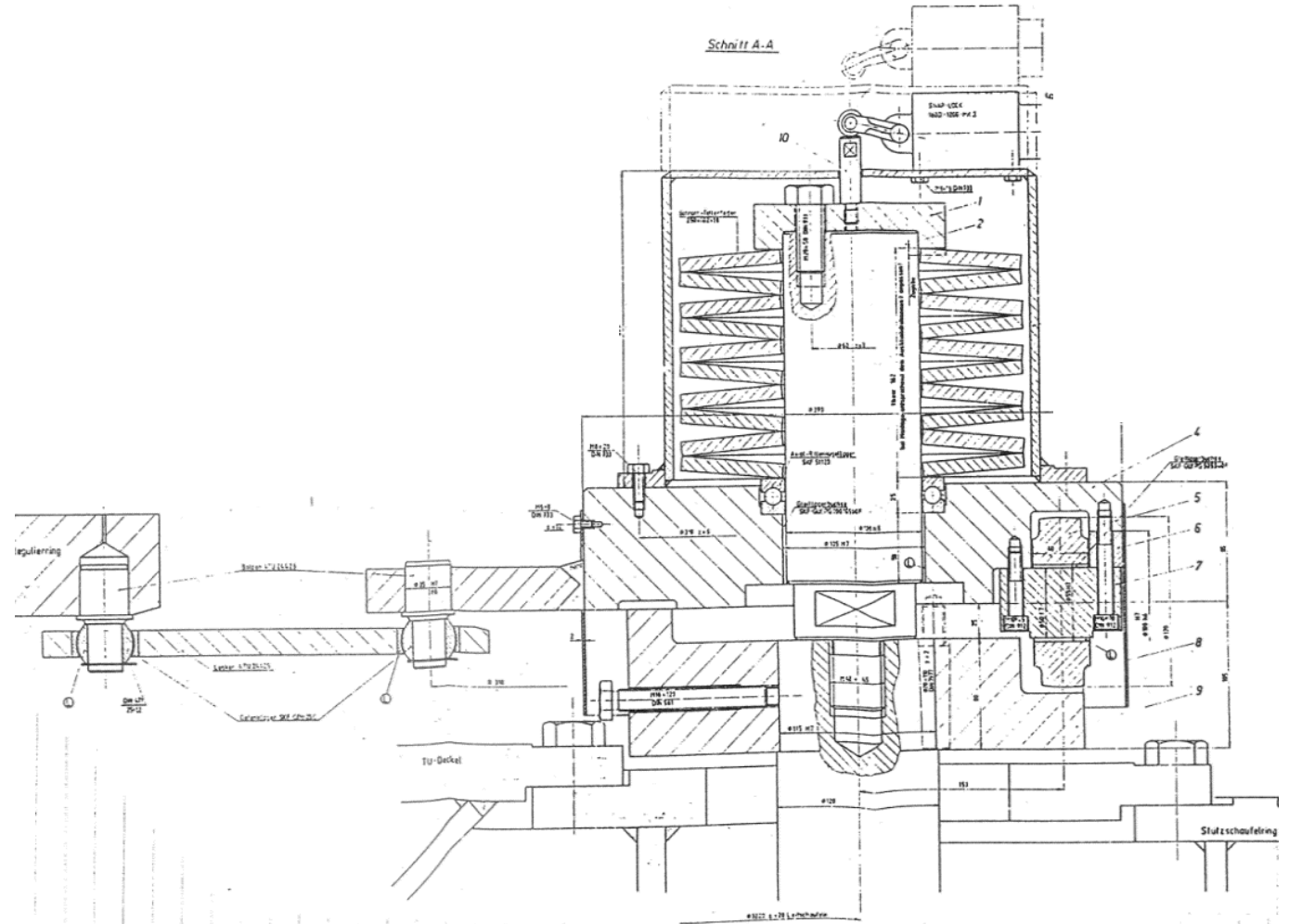
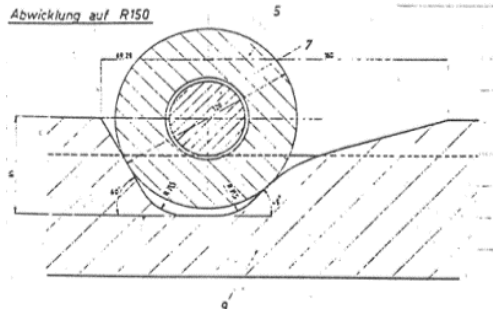
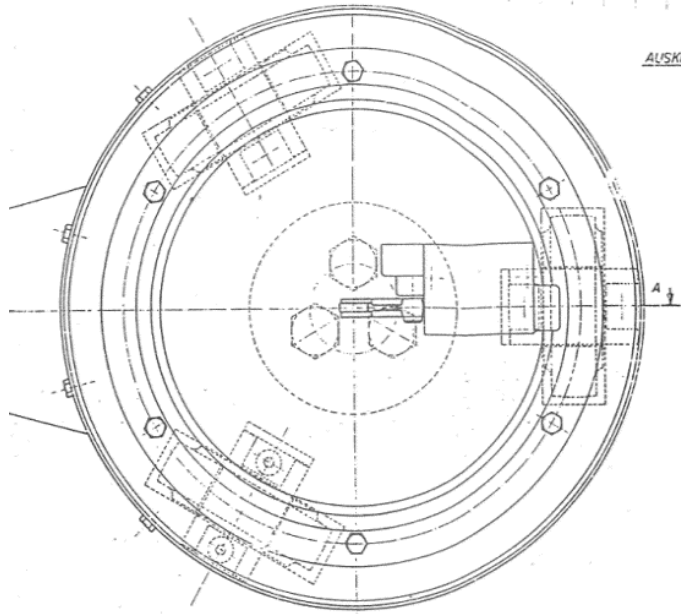


7.2 Francis-Turbine


	<input type="checkbox"/> NOTIZ <input type="checkbox"/> MITTEILUNG <input type="checkbox"/> PROTOKOLL	Datum 1995 Name E. Bernhard Abteilung
	Kennwort KONSTRUKTION	
Betreff: HYDRAULISCHE MASCHINEN Leitschaufel-Überlastsicherungen	Teilnehmer/Verteiler: KAPITEL 8.4	Blatt: 7

Ausführungsbeispiel

Sicherheitshebel mit 3 Rollen
 selbstrückstellend
 Endschalter zur Überwachung

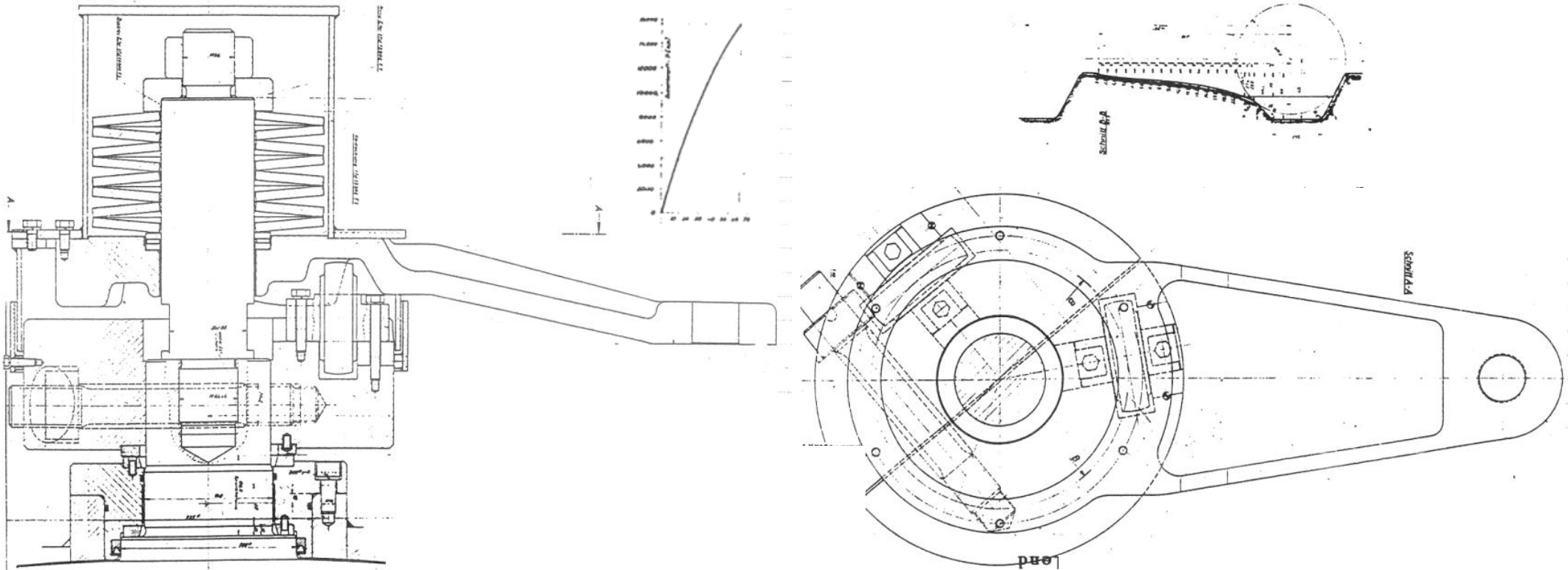


7.2 Francis-Turbine


	<input type="checkbox"/> NOTIZ <input type="checkbox"/> MITTEILUNG <input type="checkbox"/> PROTOKOLL	Datum 1995
	Kennwort KONSTRUKTION	Name E. Bernhard
Betreff: HYDRAULISCHE MASCHINEN Leitschaufel-Überlastsicherungen	Teilnehmer/Verteiler: KAPITEL 8.4	Blatt: 8

Ausführungsbeispiel

Sicherheitshebel mit Rollen
selbstrückstellend

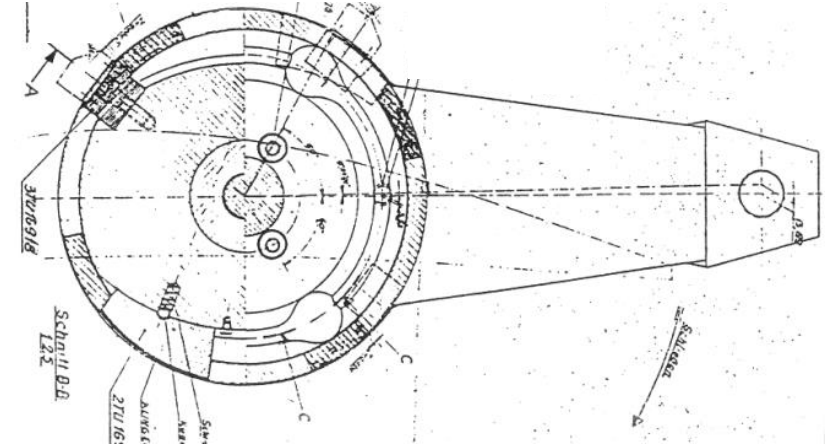
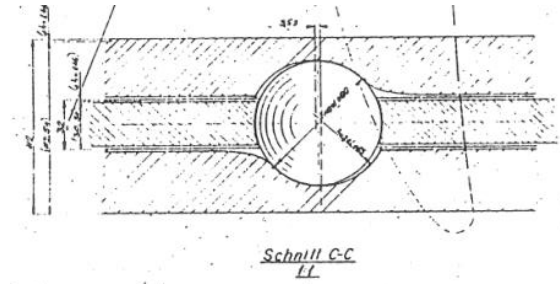
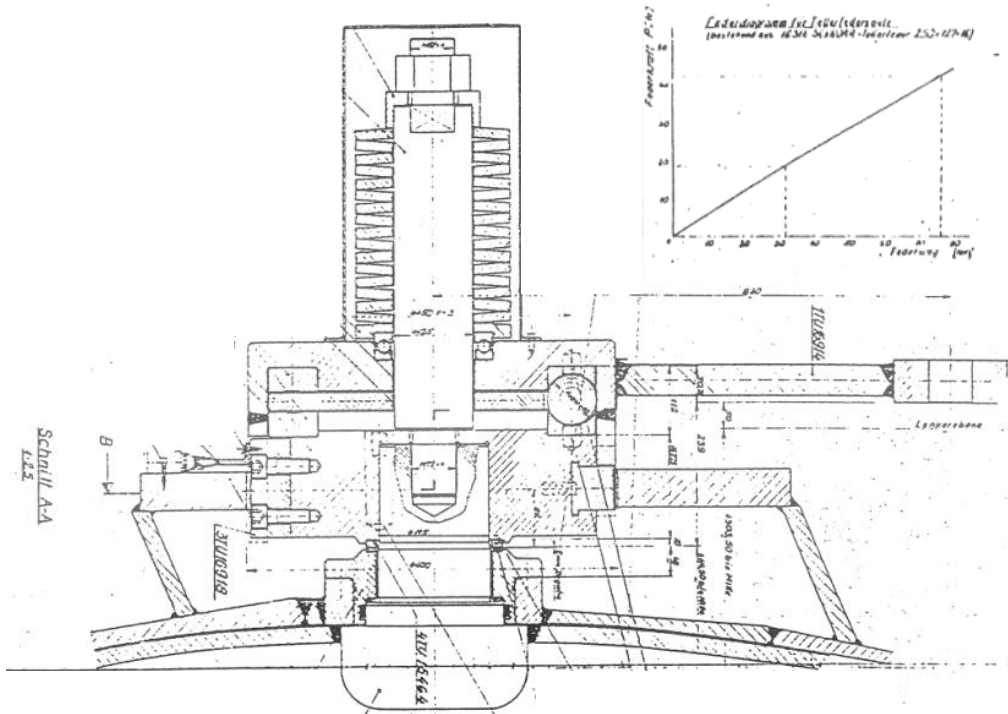


7.2 Francis-Turbine


	<input type="checkbox"/> NOTIZ <input type="checkbox"/> MITTEILUNG <input type="checkbox"/> PROTOKOLL	Datum 1995
	Kennwort KONSTRUKTION	Name E. Bernhard Abteilung
Betreff: HYDRAULISCHE MASCHINEN Leitschaufel-Überlastsicherungen	Teilnehmer/Verteiler: KAPITEL 8.4	Blatt: 9

Ausführungsbeispiel

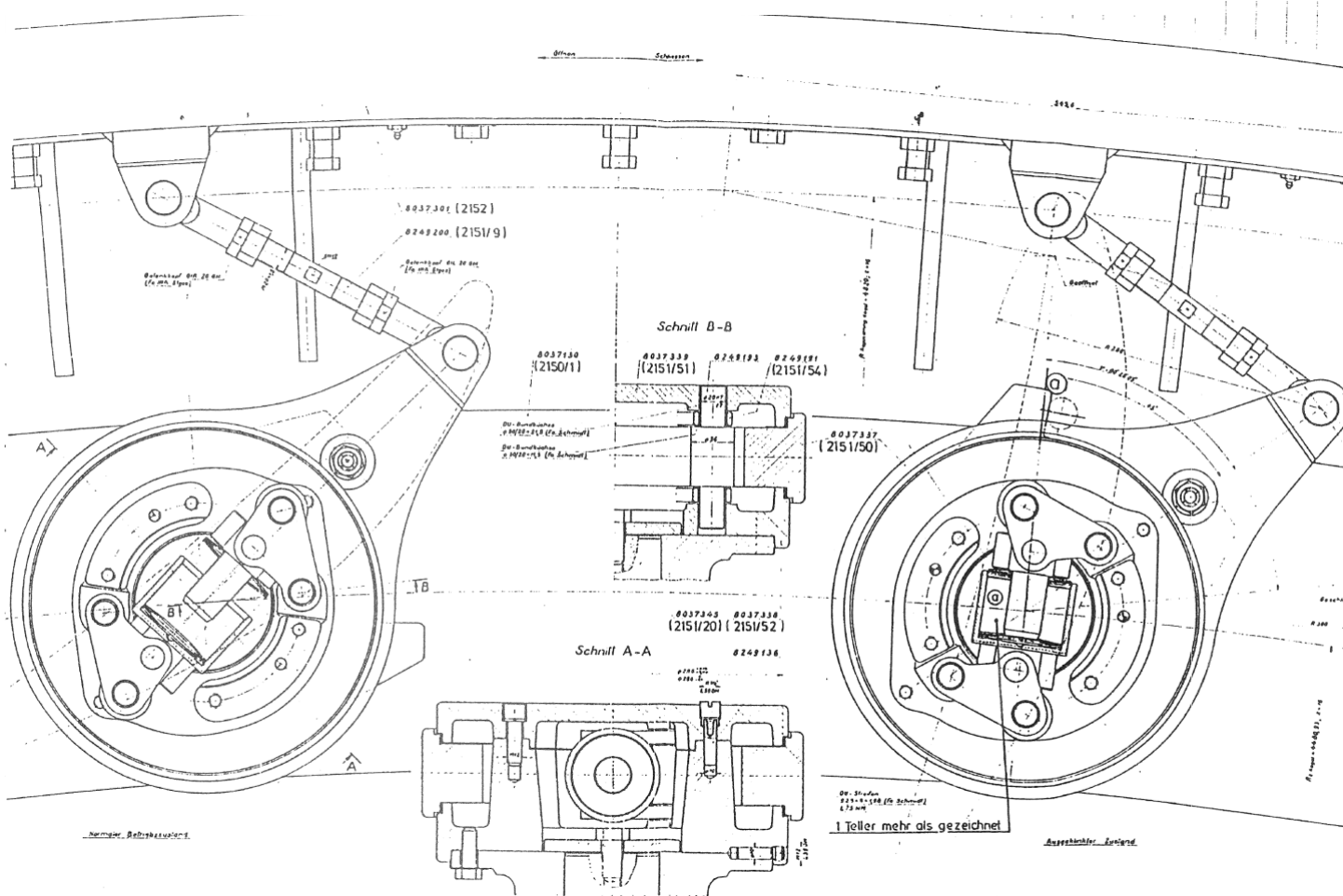
Sicherheitshebel mit 3 Kugeln
selbstrückstellend



7.2 Francis-Turbine

	<input type="checkbox"/> NOTIZ <input type="checkbox"/> MITTEILUNG <input type="checkbox"/> PROTOKOLL	Datum 1995
	Kennwort KONSTRUKTION	Name E. Bernhard
Betreff: HYDRAULISCHE MASCHINEN Leitschaufel-Überlastsicherungen	Teilnehmer/Verteiler: KAPITEL 8.4	Blatt: 10

Ausführungsbeispiel
Sicherheitshebel mit 2 radialen Rollen
selbstrückstellend



7.2 Francis-Turbine

Laufrad mit Welle, Wellendichtung, Lager

- Laufrad entzieht dem Wasser die Energie
- Herstellung: Schweißkonstruktion bei großen Laufrädern, u.U. mit gegossenen oder gefrästen Schaufeln
Gusskonstruktion bei kleinen/mittleren Laufrädern

Material: → abrasions- und kavitationsresistente Werkstoffe auf Cr-Ni-Basis

Ni-Gehalt für Reparaturschweißungen wichtig

→ Stahlguss bei kleinen Anlagen

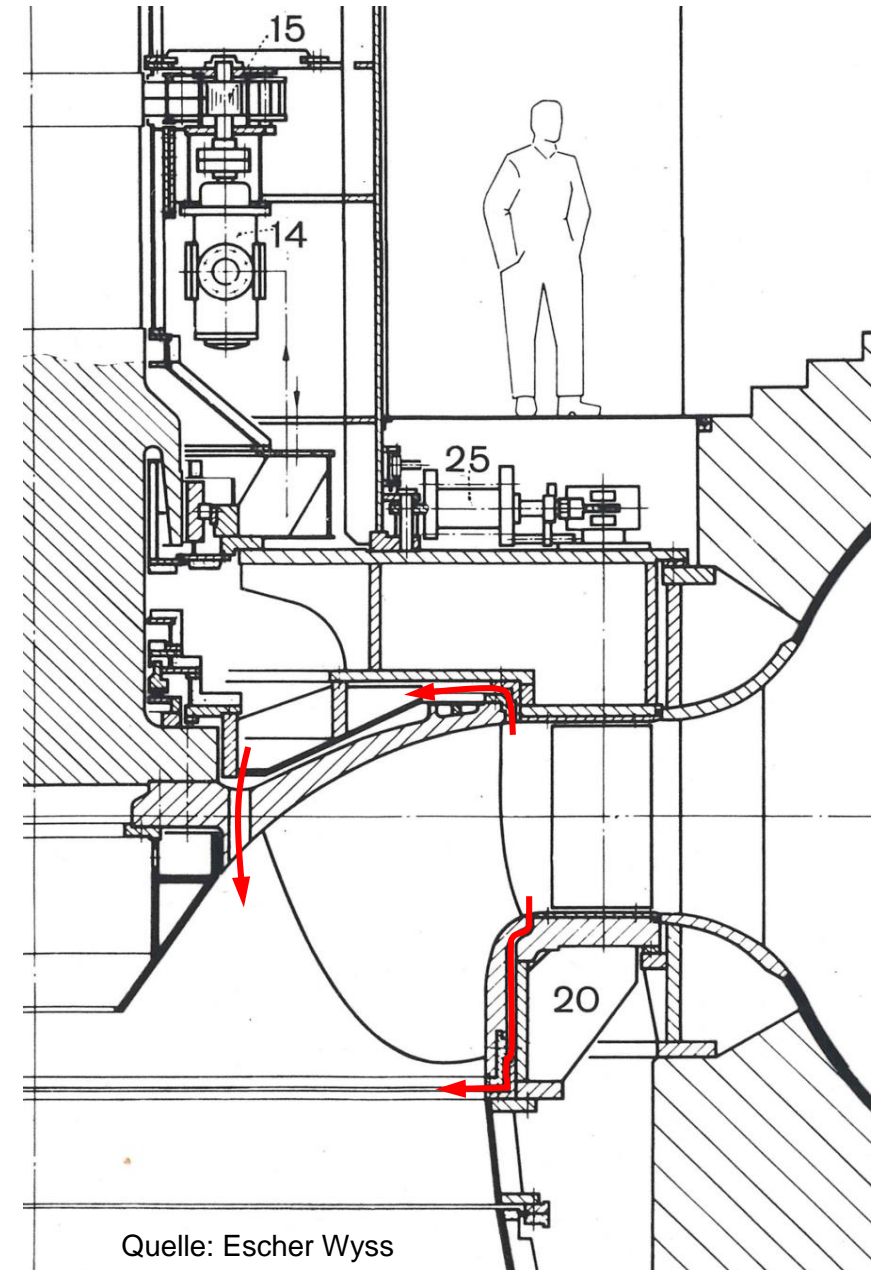
u.U. Verstärkung durch Auftragsschweißen

- Leckverluste: ergeben sich aus Durchströmung der Radseitenräume
zur Reduktion der Leckverluste → Dichtringe an der Laufradaußenseite
Dichtringe sind aber Verschleißteile wegen unvermeidlicher Berührungen
verschiedene Materialien ↔ Notlaufeigenschaften

7.2 Francis-Turbine

Turbinenwelle

- Überträgt Drehmoment :
 Lauf­rad → Generator
- Nimmt Axial­schub auf
- Nimmt Radial­kräfte auf
- Welle meist geteilt zwischen Lauf­rad und Generator
- Schwingungssichere Auslegung hinsichtlich Biegeschwingungen und Torsionsschwingungen



7.2 Francis-Turbine

- Biegeschwingungen:

Berechnung der Eigenfrequenzen der Welle unter Berücksichtigung:

- Elastizität der **Welle**
- Elastizität und Dämpfung der **Wälzlager**
- Einfluss der hydraulischen **Kräfte**
- Elastizität und Dämpfung der **Gleitlager** und **Drosselspalte**
- Abstützung der Lager im **Bauwerk**
- Einfluss mitschwingender **Massen** (besonders das **Lauftrad**)

Welle so bemessen, dass Eigenfrequenz $>$ Durchgangsdrehfrequenz

Unüblich: Betriebsdrehfrequenz $<$ Eigenfrequenz $<$ Durchgangsdrehfrequenz

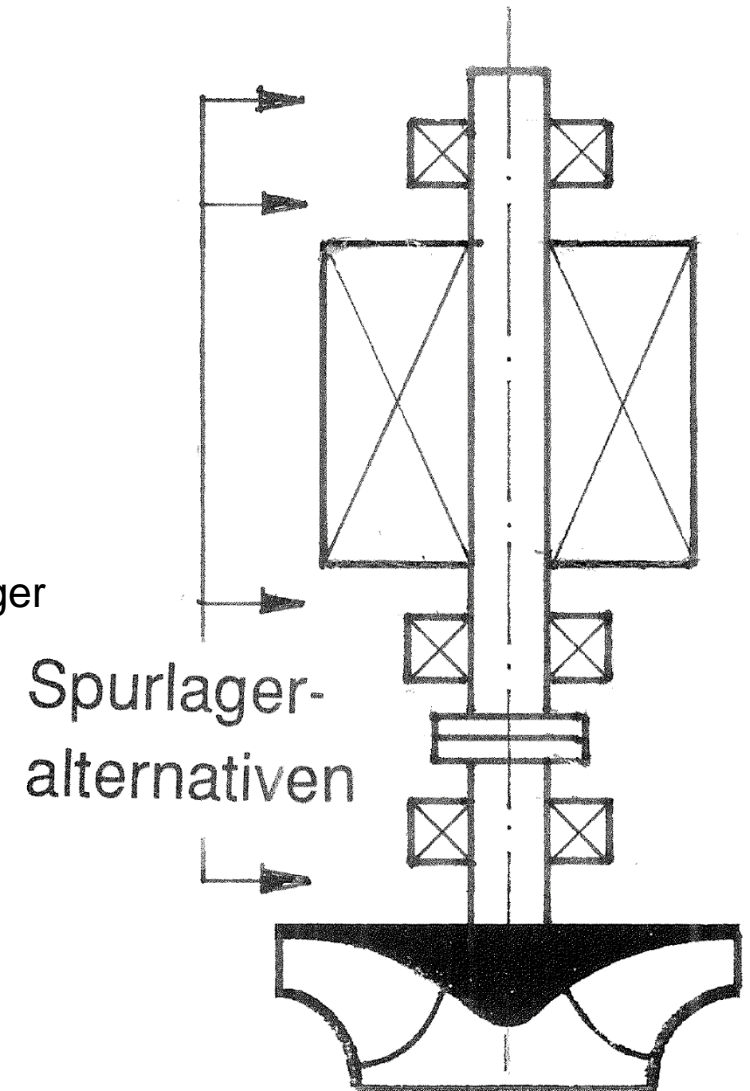
Eigenfrequenz $<$ Betriebsdrehfrequenz

Durchlaufen einer Drehfrequenz ist unproblematisch, wenn es schnell geschieht und die Maschine ausgewuchtet ist. Dies ist zwar bei thermischen Maschinen üblich, wird bei hydraulischen Maschinen aber vermieden

7.2 Francis-Turbine

Lager

- Bei Auslegung der Lagerung ist die **Gesamtheit** aus **hydraulischem Teil UND Generator** zu betrachten
- Häufig :
 - 1 Führungslager hinter Laufrad
 - 2 Führungslager vor und hinter Generator
 - Spurlager hinter Generator
- Kleine Maschine: ringförmige Radial- oder Axiallager
- Große Maschine: Kippsegmentlager als Radial- und/oder Axiallager
- Lager müssen geschmiert werden:
 - Fördermedium-geschmiert
 - Ölgeschmiert
 - bei Ölschmierung: → Zirkulation sicherstellen durch Wellenrotation/Zirkulationspumpe
 - Wärme abführen



7.2 Francis-Turbine

Wellendichtungen bei Turbinen (Francis, Kaplan)

- Problem: Abdichtung des Durchgangs einer drehenden Welle durch eine Wand maßgeblich ist die Druckdifferenz an der abzudichtenden Stelle bei entlastetem Laufrad: Druck im Saugrohr entscheidend

1. Stopfbuchdichtung:

bis ca. 700 mm Dichtungsdurchmesser

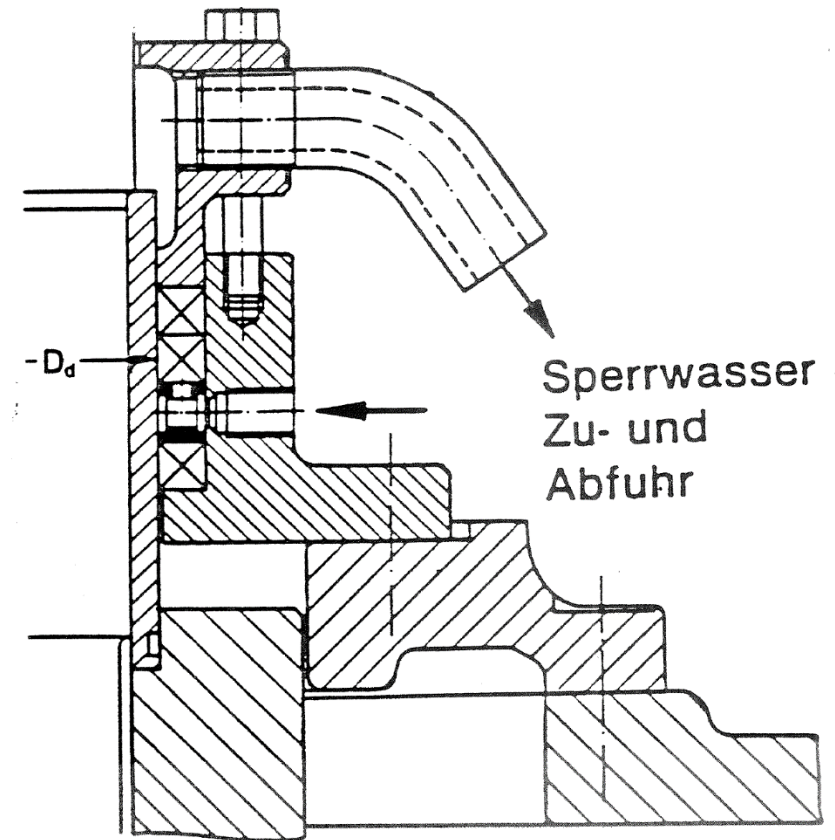
bis ca. 16 m/s Umfangsgeschwindigkeit

bis ca. 10 bar Differenzdruck

kostengünstig

über ca. 200 mm Dichtungsdurchmesser

→ Sperrwasser zur Schmierung und Wärmeabfuhr

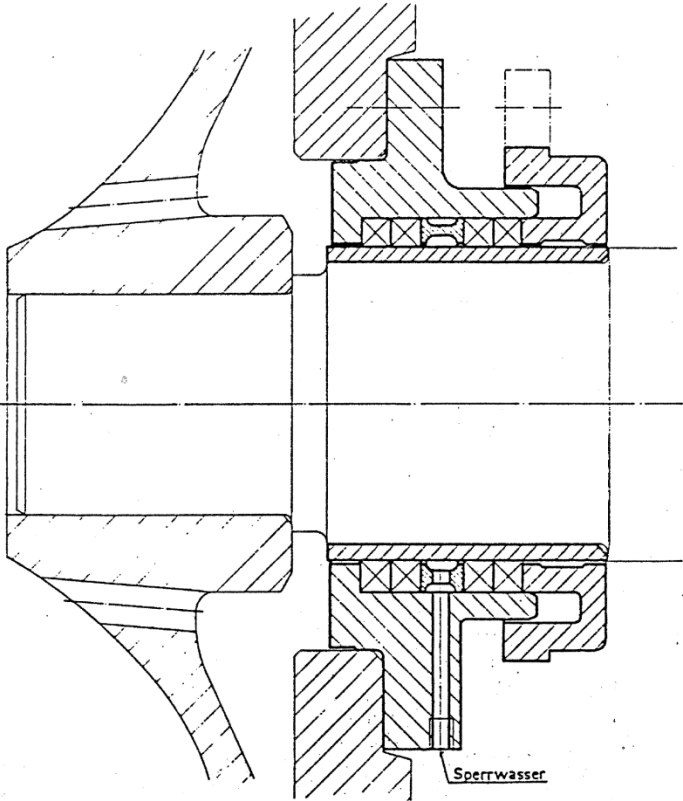


Die Stopfbuchsdichtung **muss immer lecken!!!**

7.2 Francis-Turbine

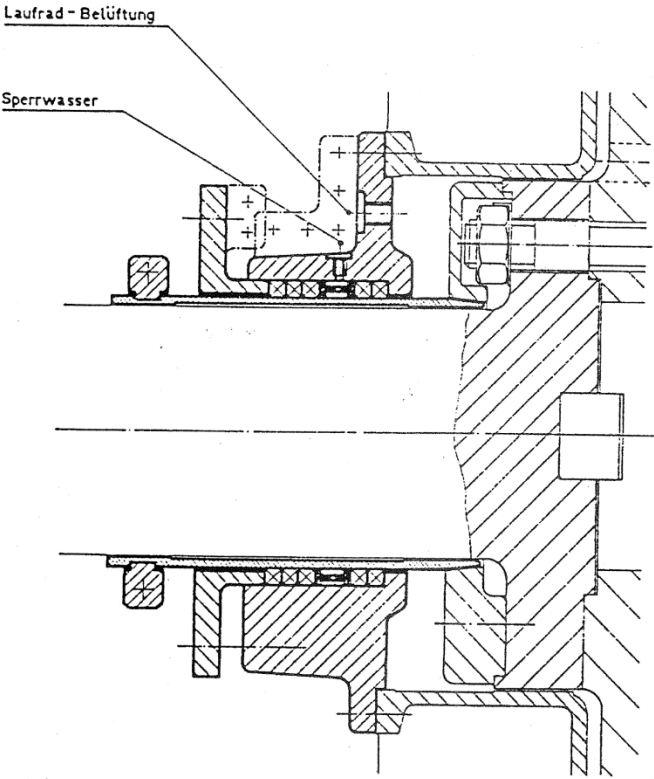
PACKUNGS-STOPFBÜCHSE

für kleinere Turbinen



PACKUNGS-STOPFBÜCHSE

für mittlere Turbinen



7.2 Francis-Turbine

2. Kohleringdichtung:

bis ca. 1300 mm Dichtungsdurchmesser

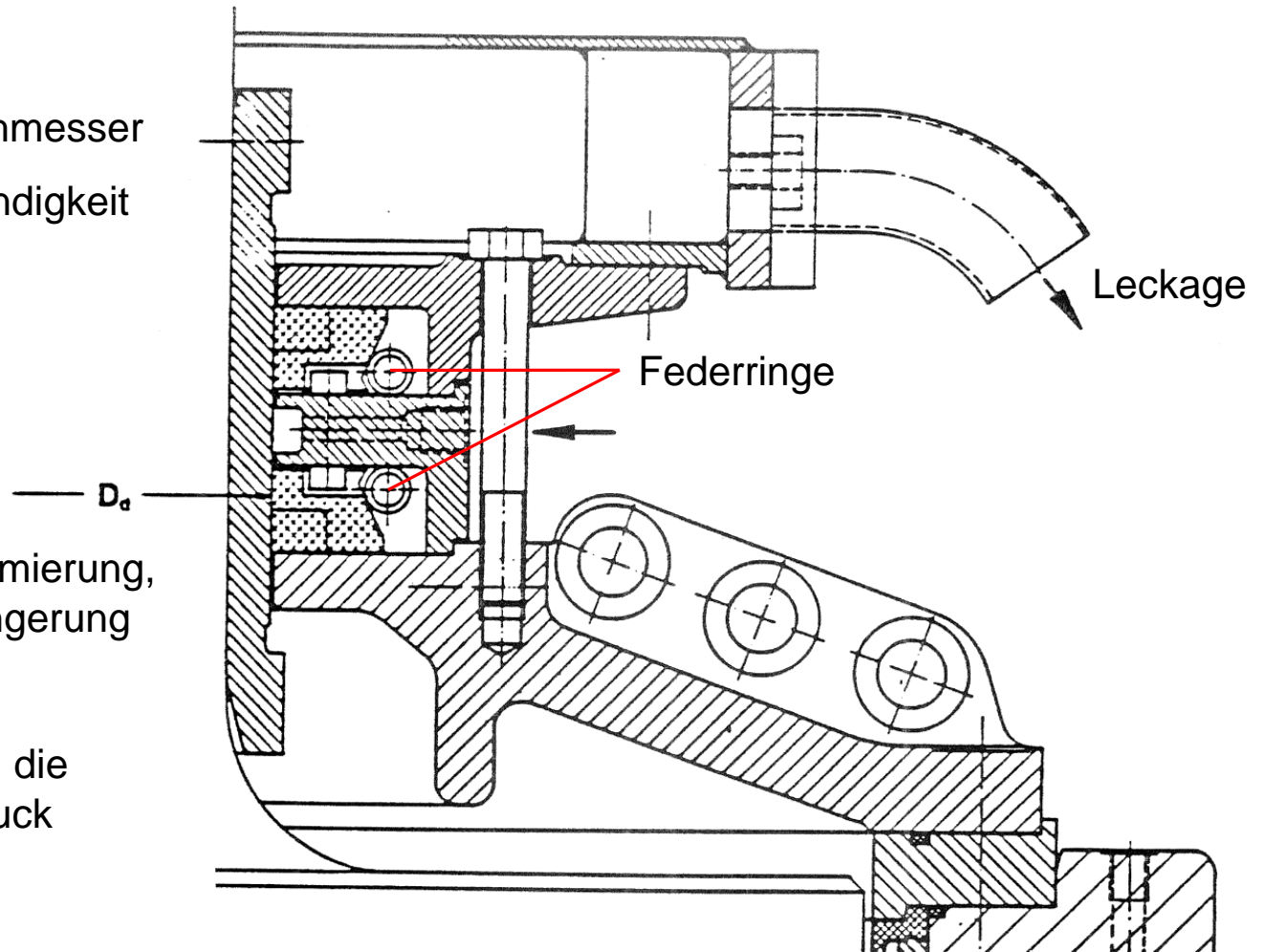
bis ca. 20 m/s Umfangsgeschwindigkeit

bis ca. 2 bar Differenzdruck

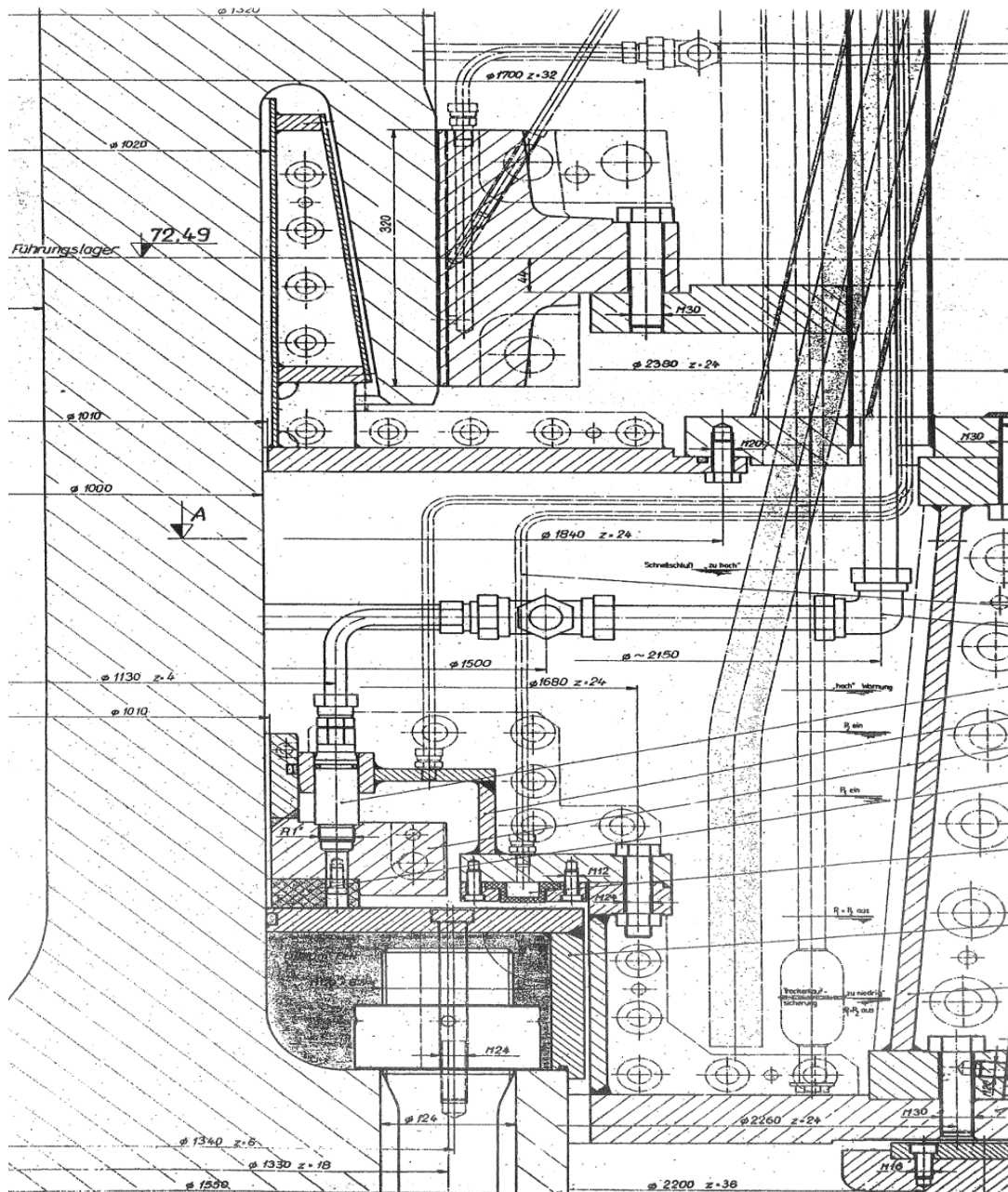
kostengünstig

immer mit Sperrwasser zur Schmierung,
Kühlung und Lebensdauererlängerung

Bauweise: verzahnte Segmente, die
durch Federringe und Wasserdruck
zusammengehalten werden

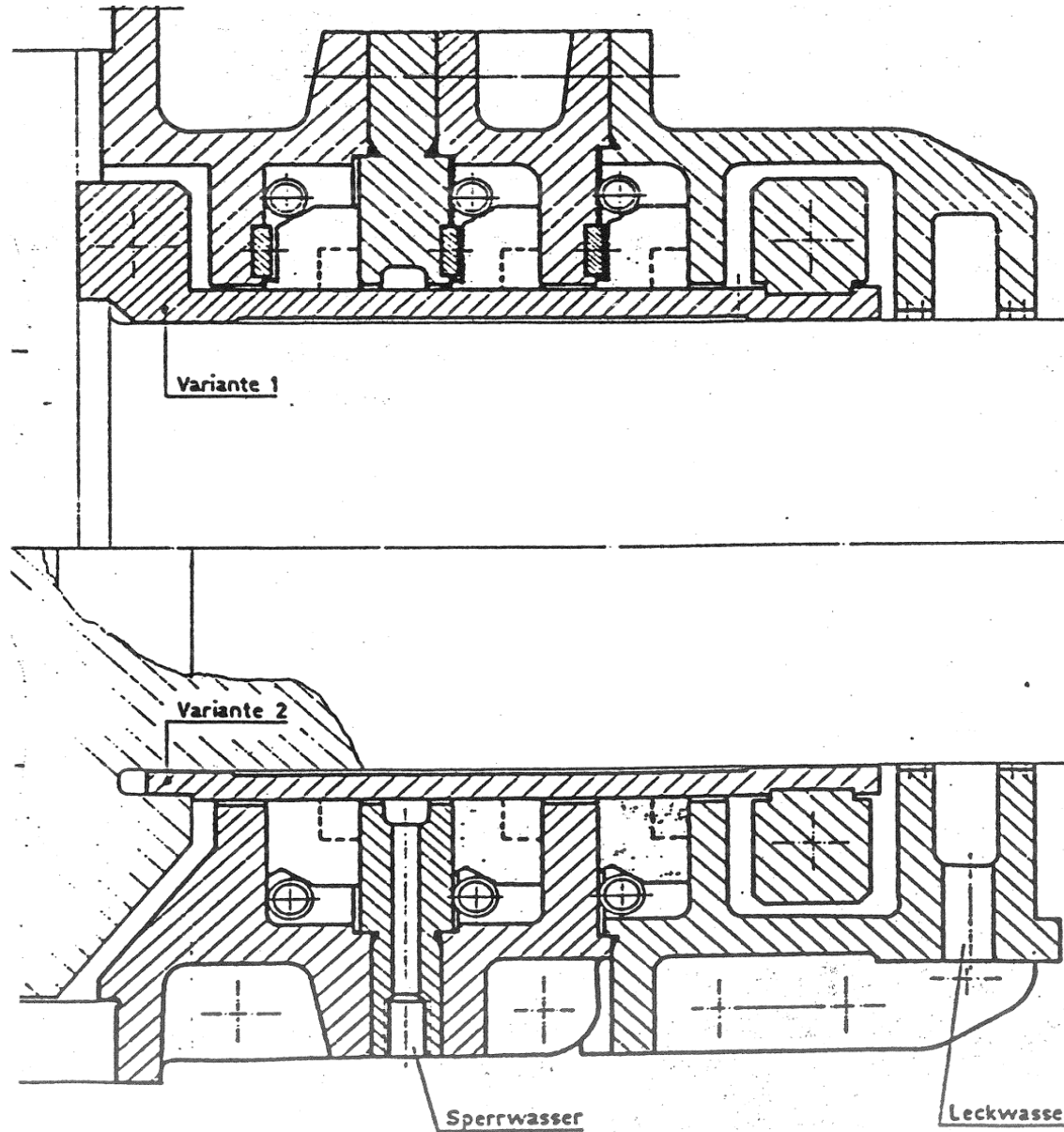


7.2 Francis-Turbine



axiale Kohleringdichtung

7.2 Francis-Turbine



Radialwirkende Kohleringdichtung

7.2 Francis-Turbine

3. Gleitringdichtung:

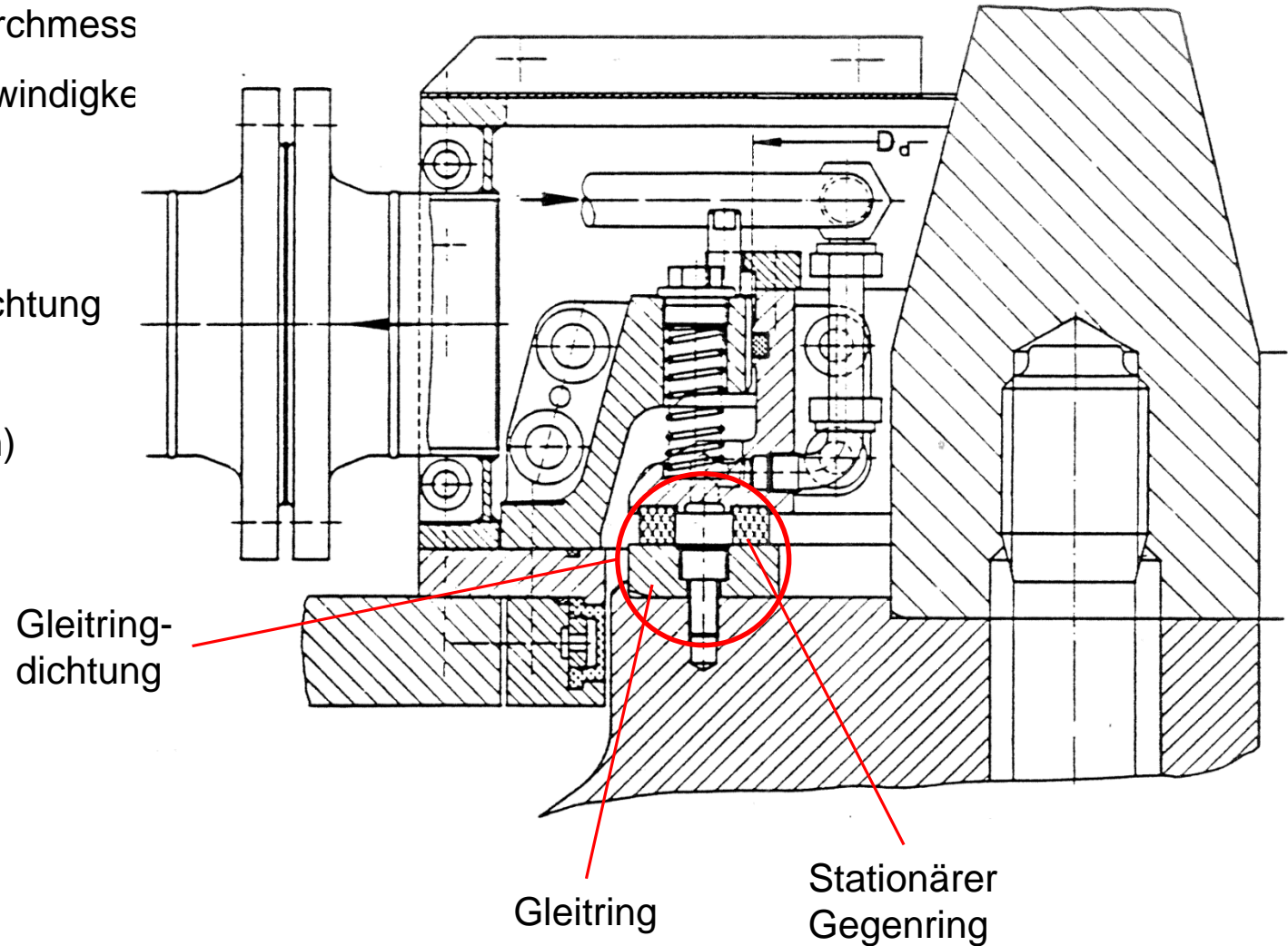
bis 3850 mm Dichtungsdurchmesser

bis 40 m/s Umfangsgeschwindigkeit

bis 50 bar Differenzdruck

hochwertigste Wellenabdichtung

u.U. Sperrwasser (Quench)



7.2 Francis-Turbine

4. Gleitringdichtung: Alternative

Einsatzbereich wie „normale“ Gleitringdichtung

u.U. Sperrwasser (Quench)

1...Gehäuse

2...hydraulisch einrückbare Stillstandsichtung

3...zweiteiliger Dichtring (rotierend)

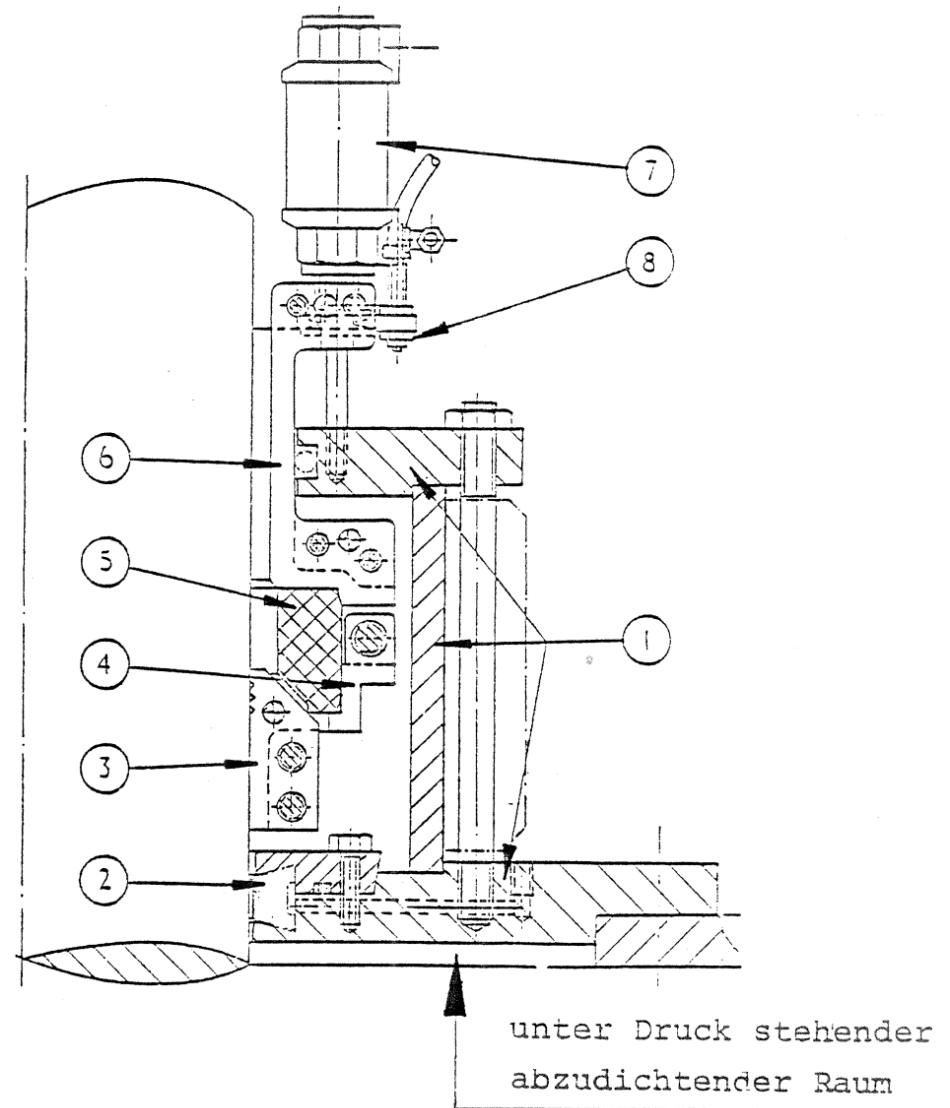
4...zweiteiliger Dichtungshalter (stillstehend)

5...elastischer Dichtring (stillstehend)

6...Führungsstück

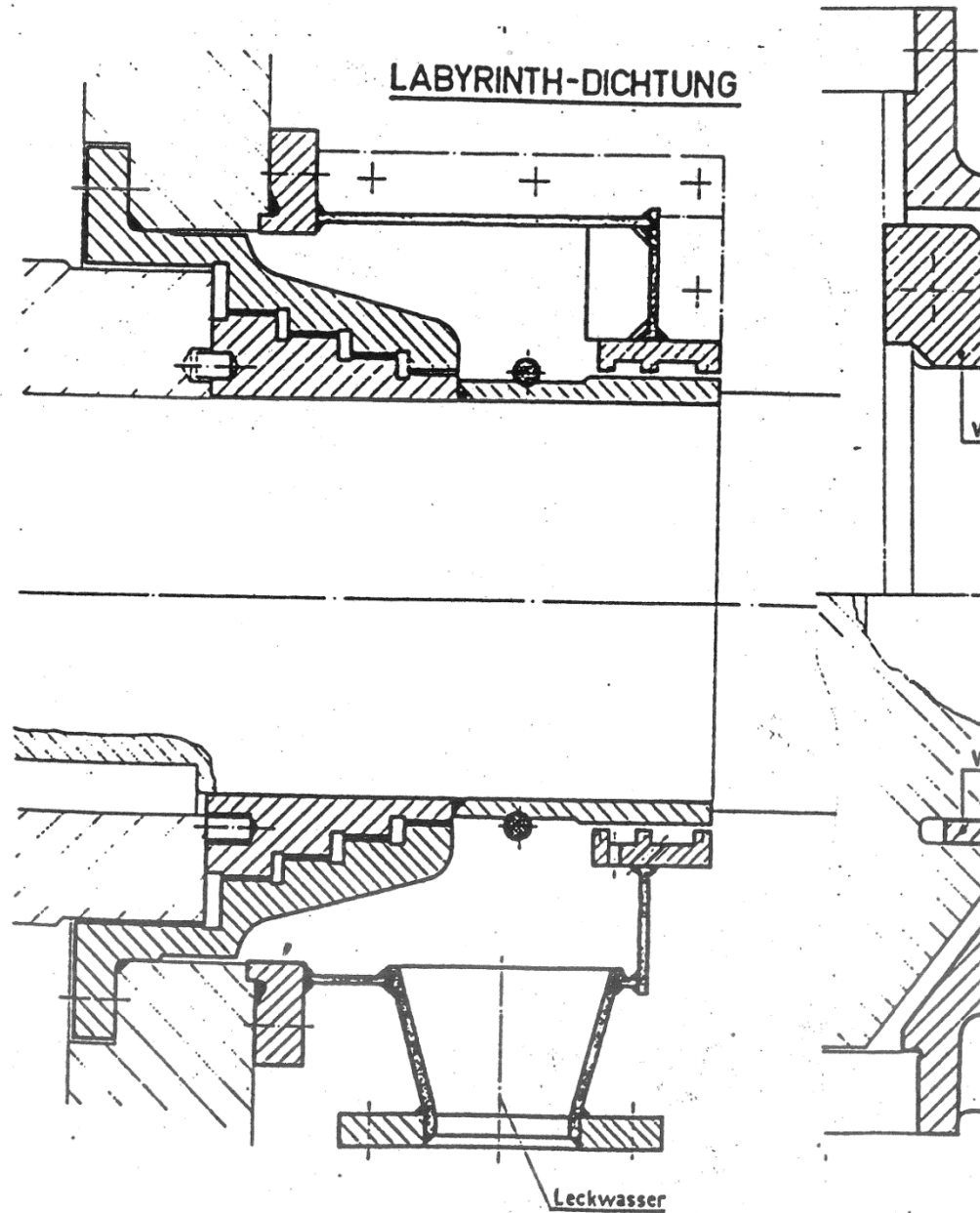
7...Servomotor zum Andrücken des
Dichtringes mit konstanter Kraft, unabhängig
vom Verschleiß von Pos. 5

8...Geber für Fernanzeige der Abnutzung von
Pos. 5

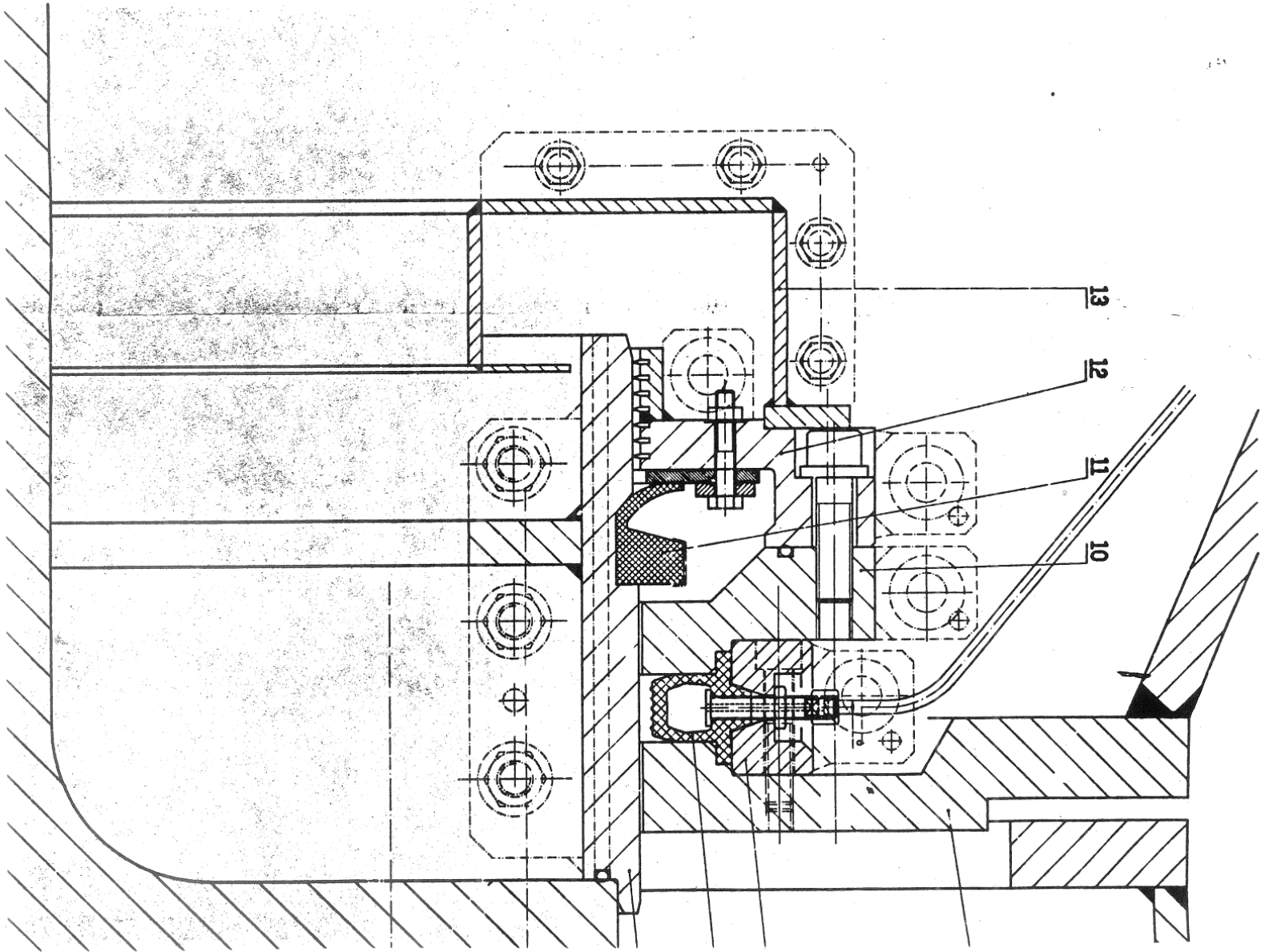


7.2 Francis-Turbine

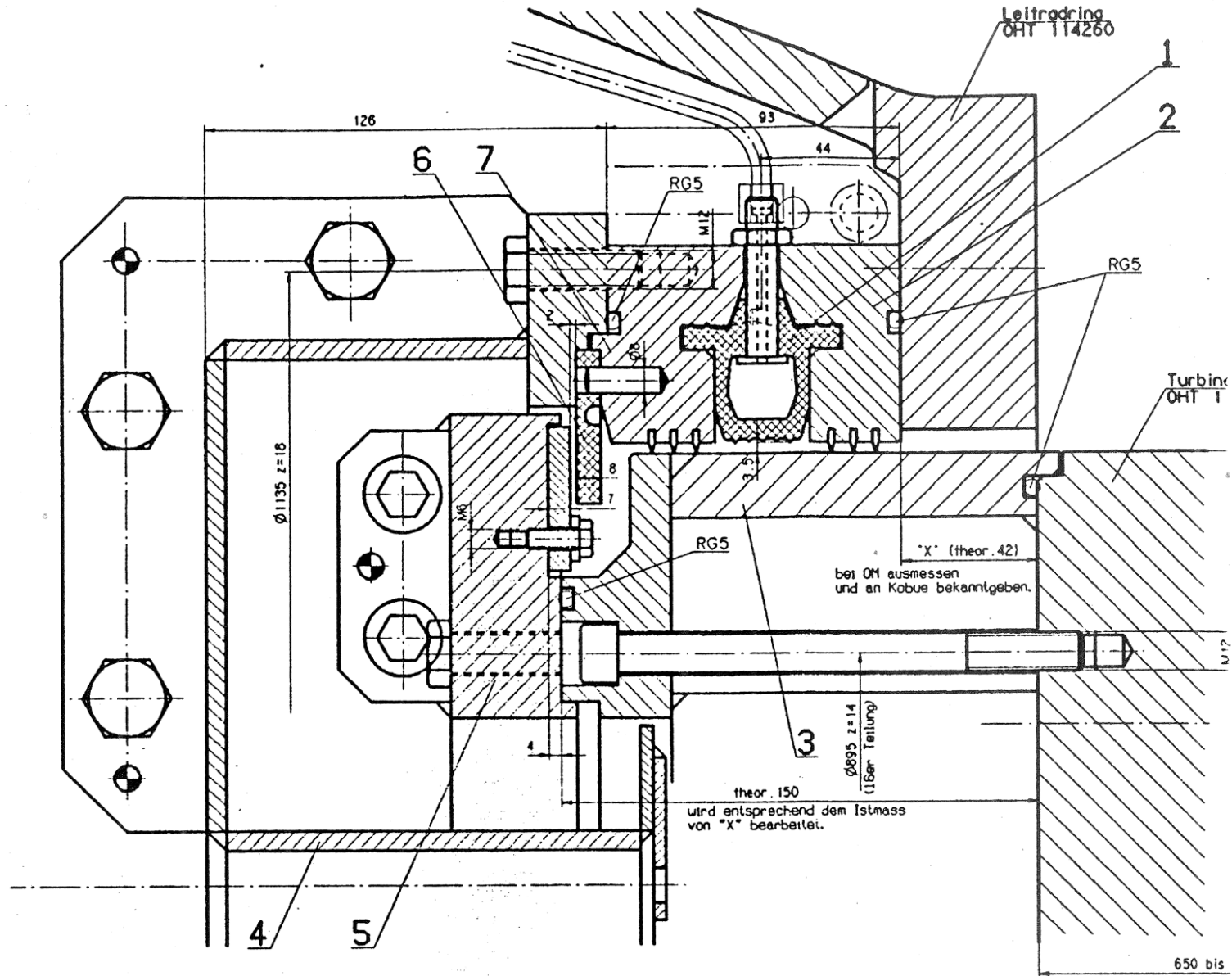
5. Labyrinthdichtung



7.2 Francis-Turbine



7.2 Francis-Turbine



7.2 Francis-Turbine

Saugrohrverlust

Leistung am Strömungsquerschnitt

$$dP = dP(r) = \rho g h_{tot}(r) dQ(r)$$

$$h_{tot}(r) = \frac{c_m^2}{2g} + \frac{c_u^2}{2g} + \frac{p}{\rho g} + z$$

$$dQ(r) = 2\pi c_m r dr$$

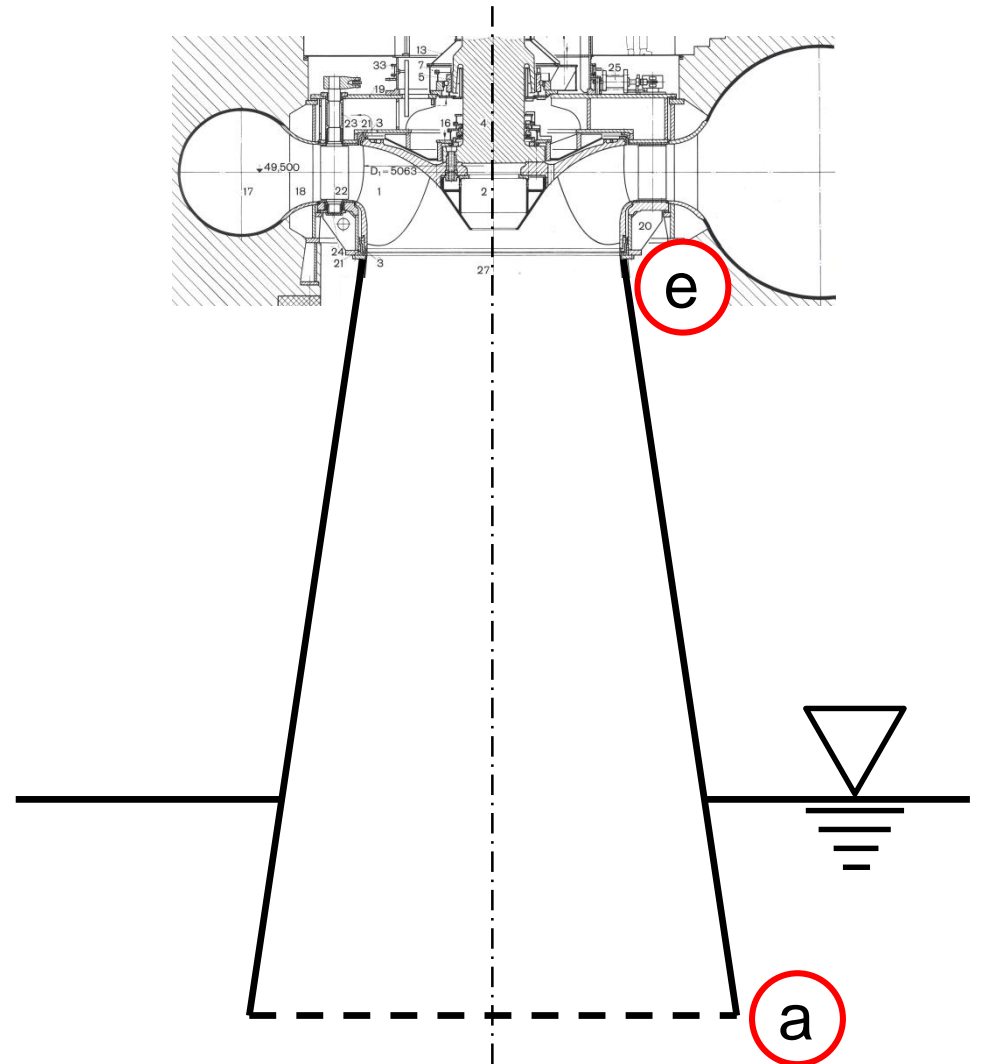
$$P = \int_0^R dP = \rho g \bar{h}_{tot} Q$$

nach \bar{h}_{tot} aufgelöst.

Tatsächliche Totalenergie:

$$\bar{h}_{tot} = \frac{\int dP}{\rho g Q} = \frac{\int_0^R \rho g \left(\frac{c_m^2}{2g} + \frac{c_u^2}{2g} + \frac{p}{\rho g} + z \right) 2\pi c_m r dr}{\rho g 2\pi \int_0^R c_m r dr}$$

Der entsprechende Wert kann für **e** oder **a** ermittelt werden



7.2 Francis-Turbine

Leistung am Strömungsquerschnitt

$$\text{Totalenergiehöhe lt. Norm: } h_{tot,a,M} = \left(\frac{1}{2g} \left(\frac{Q}{A} \right)^2 + \frac{p_{\text{Meßstelle}}}{\rho g} + z \right)_a$$

(IEC 60193)

Unterschied zwischen tatsächlich aus Maschine austretender Totalenergie und der lt. Norm austretenden Totalenergie: **Austrittsverlust**

Austrittsverlust: - hängt ab von

→ Profil der Meridiangeschwindigkeit

→ Restdrall im Saugrohr

- wird Null für rechteckiges Profil der Meridiangeschwindigkeit und drallfreie Abströmung

gesamter **Saugrohrverlust:**

$$h_{vs} = h_{v,Diff} + h_{v,Austritt} = \bar{h}_{tot,e} - h_{tot,a,M}$$

7.2 Francis-Turbine

Rechenbeispiel:

Saugrohrverlust - Anlagenverlust
Turbinenwirkungsgrad - Anlagenwirkungsgrad

$$h_{v,Anlage} = \frac{(c_a - c_\infty)^2}{2g} \quad \rightarrow \quad \text{große Austrittsquerschnitte aus Saugrohr vorsehen}$$

Hohes c_a : schlecht für Anlagenwirkungsgrad, aber uninteressant für Turbinenwirkungsgrad

Rechenbeispiel: Vergleich von \rightarrow Francisturbine mit Saugrohr
 \rightarrow Francisturbine mit Düse

Turbinenwirkungsgrad:
$$\eta_{TU} = \frac{Q - Q_{Sp}}{Q} \cdot \frac{H - \sum h_v}{H} - \frac{P_{Scheib}}{\rho g Q H}$$

Anlagenwirkungsgrad:
$$\eta_{Anl} = \frac{M\omega}{\rho g Q H_{Anl}} = \frac{\rho g Q H_{TU} \eta_{TU}}{\rho g Q H_{Anl}} = \frac{H_{TU} \eta_{TU}}{H_{Anl}}$$

Anlagenfallhöhe:
$$H_{Anl} = z_0 - z_\infty - \frac{c_\infty^2}{2g}$$

7.2 Francis-Turbine

		Normale Turbine	Turbine mit Düse statt Saugrohr
Q	$\left[\frac{m^3}{s}\right]$	10.000	10.000
H_{Tu}	$[m]$	100.000	100.000
Annahme h_v Spirale, Leitapparat	$[m]$	1.500	1.500
Annahme h_v Laufrad	$[m]$	1.500	1.500
Annahme h_v Saugrohr	$[m]$	2.250	0.000
$H_u = H - \sum h_v$	$[m]$	94.750	97.000
Q_{Sp}	$\left[\frac{m^3}{s}\right]$	0.150	0.150
$P_{Scheiben}$	$[kW]$	200.000	200.000
$\eta_{TU} = \frac{H_u}{H_{Tu}} \frac{Q - Q_{Sp}}{Q} - \frac{1000 \cdot P_{Scheibenreibung}}{H \cdot Q \cdot \rho \cdot g} \cdot 100\%$	$[\%]$	91.300	93.500
$P_{TU} = \frac{Q \cdot H_{Tu} \cdot \rho \cdot g \cdot \eta_{TU}}{1000}$	$[kW]$	8957.000	9172.000
c_∞	$\left[\frac{m}{s}\right]$	1.000	1.000
$\frac{c_\infty^2}{2 \cdot g}$	$[m]$	0.051	0.051
z_∞	$[m]$	8.000	8.000
$\left(z_\infty + \frac{c_\infty^2}{2 \cdot g}\right) = h_{\infty tot}$	$[m]$	8.051	8.051

Turbinenwirkungsgrad und abgegebene Leistung sind höher für eine Turbine mit Düse
Achtung s.u.!

Berechnungsbeispiel

Kc_a	$[1]$	0.080	0.500
c_a	$\left[\frac{m}{s}\right]$	3.540	22.150
$\frac{c_a^2}{2 \cdot g}$	$[m]$	0.640	25.000
$h_v Anlage = \frac{(c_a - c_\infty)^2}{2 \cdot g}$	$[m]$	0.329	22.799
$h_a Tu tot = h_{\infty tot} + h_v Anlage$	$[m]$	8.380	30.850
$h_e Tu tot = h_a Tu tot + H$	$[m]$	108.380	130.850
$h_v Rohrleitung$	$[m]$	5.000	5.000
$h_o tot = h_e Tu tot + h_v Rohrleitung = z_o$	$[m]$	113.380	135.850
$H_{Anlage} = h_o tot - h_{\infty tot}$	$[m]$	105.329	127.799
$\eta_{TU} = \frac{H_{TU} \cdot \eta_{TU}}{H_{TU}}$	$[m]$	0.867	0.732

Austrittsgeschwindigkeit aus Düse sehr hoch

Hoher Anlagenverlust

viel Energieinhalt in Austrittsströmung der Turbine mit Düse

7.2 Francis-Turbine

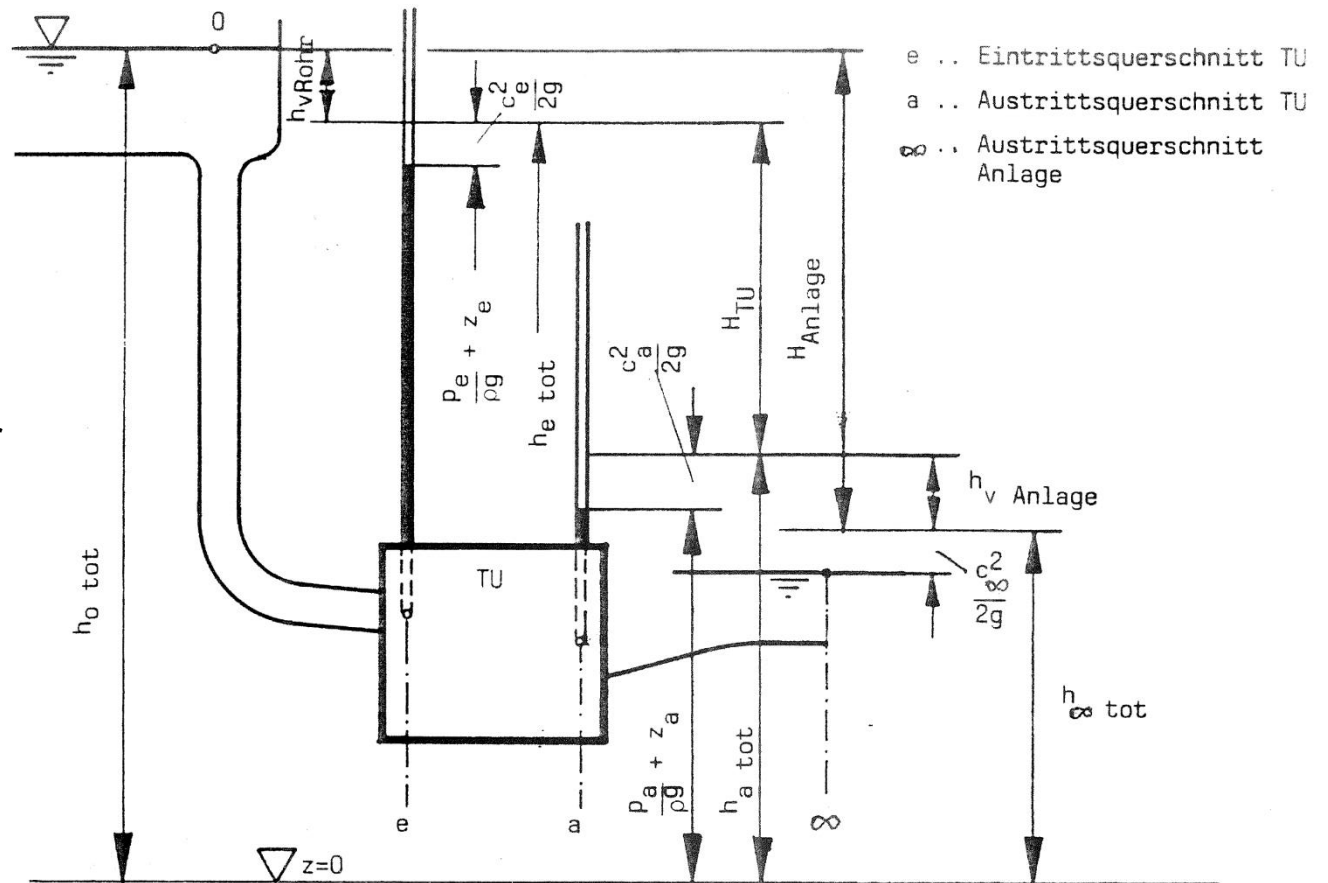
Turbine mit Düse:

besserer Turbinen-Wirkungsgrad und
höhere Leistung, weil:

→ kein Diffusorverlust

ABER → hoher Anlagenverlust

Oberwasser müsste lt. Bsp. 22,47m höher
liegen



7.2 Francis-Turbine

Hydraulische Berechnung:

1. Laufrad

eindimensional, zweidimensional, dreidimensional

Anzahl der Laufschaufeln z :

$n_s (opt, kW)$	25	170	255	340
z	17	15	13	11

Anzahl der Leitschaufel: niemals ein ganzzahliges Vielfaches der Laufschaufelanzahl z

kleine Maschinen: 8 Leitschaufeln

mittlere Maschinen: 18 Leitschaufeln

große Maschinen: 24 Leitschaufeln

In jüngster Zeit: Ganzzahlige Vielfache sind doch möglich bei gründlicher numerischer Festigkeitsanalyse

Allg. gilt: je größer die Abmessungen/Leistungen umso mehr Leitschaufeln werden benötigt

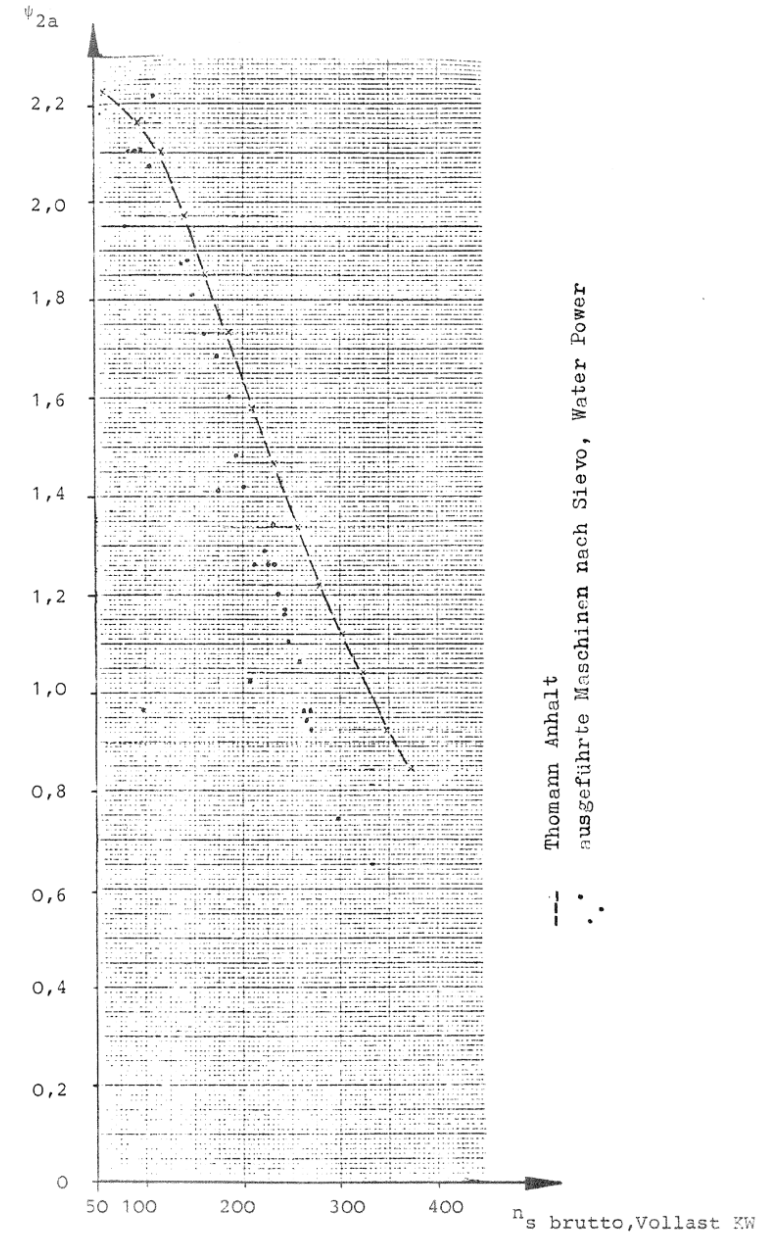
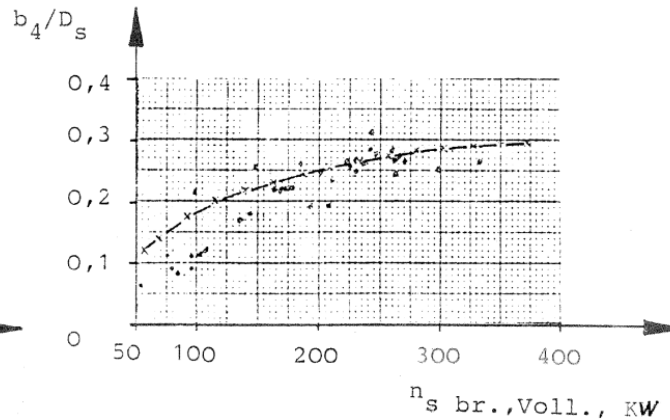
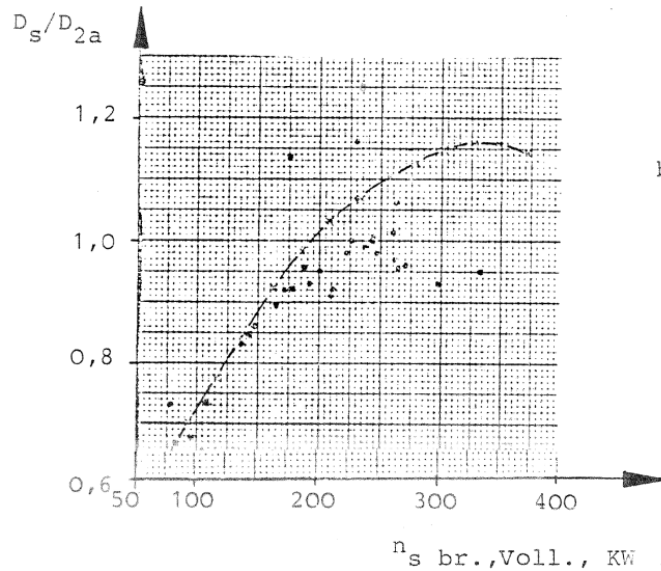
7.2 Francis-Turbine

Thomann-Empfehlung ↔ Siervo-Auswertung

Unterschiede: technischer Fortschritt

Streuung: unterschiedliche Erfahrung und Interpretation einzelner Hersteller

F. Siervo; F. de Leva: „Modern trends in selecting and designing Francis turbines“ – in „Water Power & Dam Construction“; 1976
 Des Weiteren sind auch noch andere firmeneigene oder veröffentlichte Anhalte verfügbar.



7.2 Francis-Turbine

2. Spirale

(detaillierte Auslegung siehe Kapitel 2 ab Seite 84)

- Führt dem Stützschaufelring/Leitrad das Wasser möglichst symmetrisch zu
- Legt Geschwindigkeit im Eintritt Stützschaufelring fest
- Vermeidet Radialkraft im Auslegepunkt (i.A. ist dies das Optimum)

Spirale kann → Lage des Wirkungsgradoptimums

→ Verlauf $\eta(Q)$ beeinflussen

Die Auslegung der Spirale (und Stütz-/Leitschaufeln) erfolgt immer für $Q = Q_{opt}$ ($\triangleq \eta_{opt}$ des Laufrades)

guter Optimalwirkungsgrad der Turbine

mäßiger Vollastwirkungsgrad

kurzzeitiger Vollastbetrieb

Für $Q > Q_{opt}$ ($\triangleq \eta_{opt}$ des Laufrades)

mäßiger Optimalwirkungsgrad

besser bei Vollast

geeignet für Laufkraftwerk mit variablem Wasserdargebot

7.2 Francis-Turbine

3. Stütz- und Leitschaufeln

(detaillierte Auslegung siehe Kapitel 2 ab Seite 71 bzw. 94)

Austritt aus Spirale: Strömungsgeschwindigkeit und Richtung am Eintritt Stützschaufel

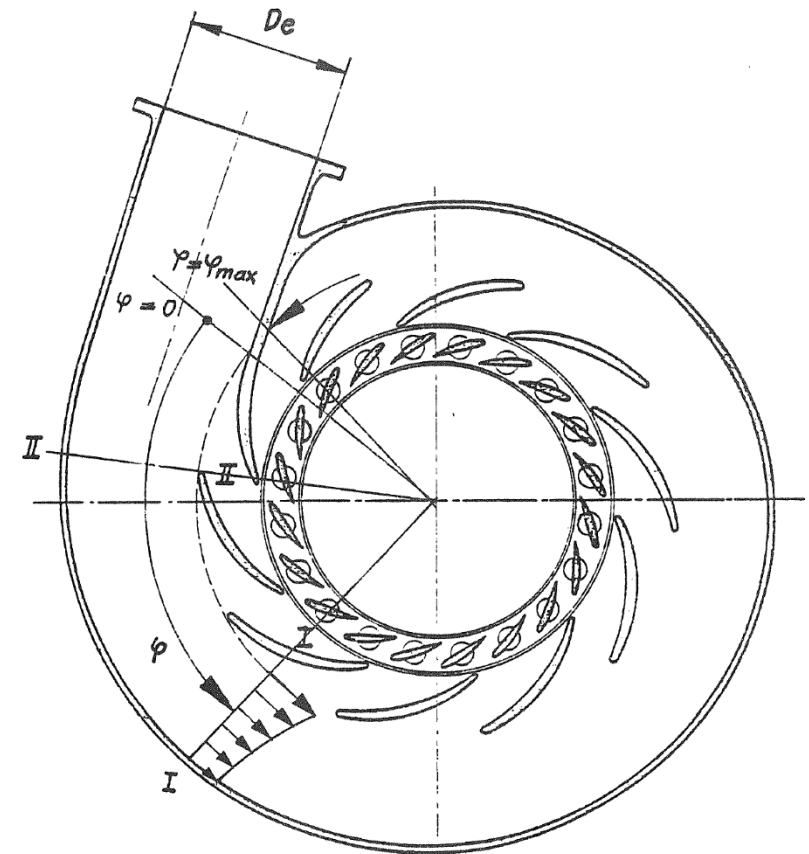
Eintritt in Laufrad: Strömungsgeschwindigkeit und Richtung am Austritt Leitschaufel

Austritt aus Spirale:

$$c_m = \frac{Q}{2\pi r_{St} b_{St}}$$

$$c_u = \frac{Q}{A_{red(\varphi=0)}} = \frac{Q}{A_{red(II)}} \cdot \frac{z_{St}}{z_{St} + 1}$$

$$\tan \alpha = \frac{c_m}{c_u}$$



Quelle: Ziegler

7.2 Francis-Turbine

Eintritt in Laufrad: Geschwindigkeitsverhältnisse aus Laufrad-Auslegung
 aber für Betriebspunkt/Auslegungspunkt der Leitrad-Auslegung

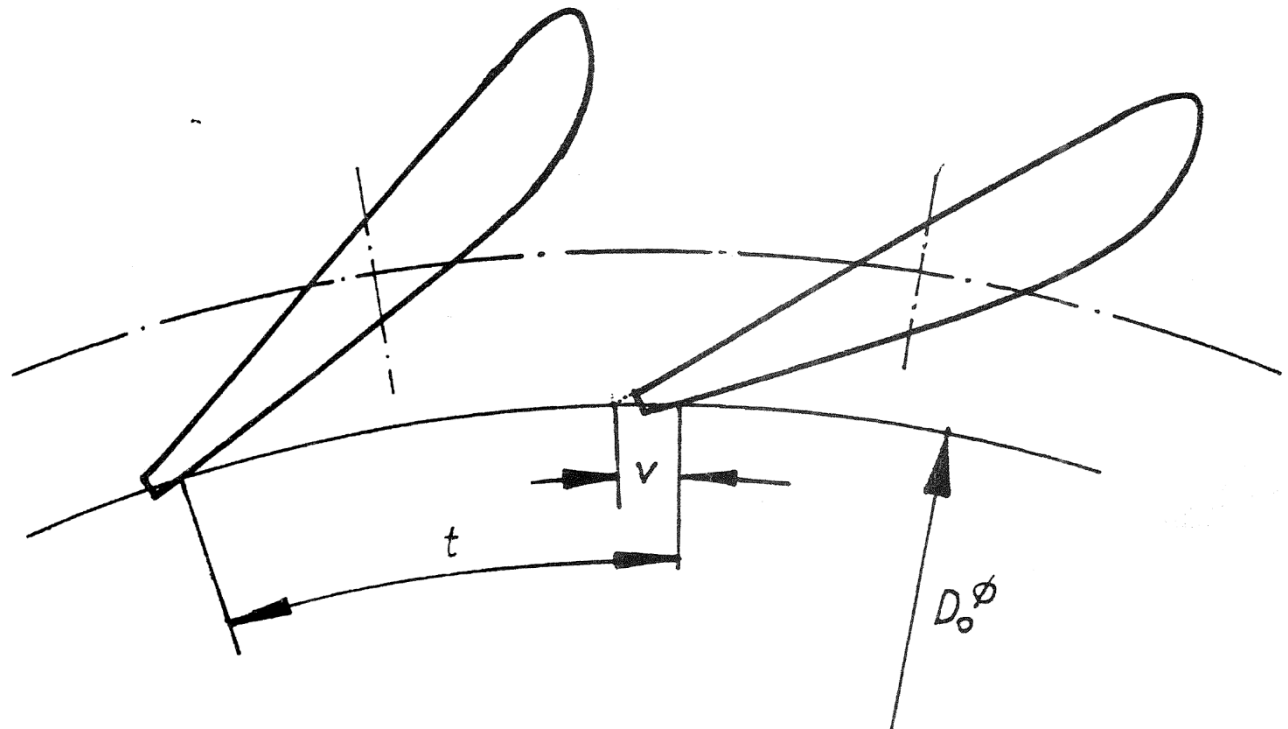
Auslegung der Beschau felung für diese Werte z.B. nach NACA

Im schaufellosen Ringraum zwischen Austritt Leitrad und Eintritt Laufrad:

$$c_u r|_{La} = c_u r|_{Le}$$

$$c_m|_{Le} = \frac{Q}{\pi D_0 b_0 \left(1 - \frac{v}{t}\right)}$$

$$\tan \alpha|_{Le} = \frac{c_m}{c_u}|_{Le}$$



7.2 Francis-Turbine

- Stützschaufeln und Leitschaufeln müssen **gemeinsam** ausgelegt werden
→ „alle Wege führen nach Rom“, d.h. es gibt versch. Lösungswege, die zum gleichen Ergebnis führen

Möglichkeit: - ermittle α zwischen Stützschaufel und Leitschaufel

$$\frac{\alpha_{St,e} - \alpha_{Le,a}}{r_{St,e} - r_{Le,a}} = \frac{\alpha - \alpha_{Le,a}}{r - r_{Le,a}}$$

- ermittle nach NACA Stützschaufeln und Leitschaufeln
- überprüfe Festigkeit

- Alle Stütz- und Leitschaufeln sollen **identisch** sein

→ rotationssymmetrische Zu- und Abströmung

→ sorgfältige Spiralauslegung, die - $r_{St} = const.$



- $b_{St} = const.$ sicherstellen muss

7.2 Francis-Turbine

4. Saugrohr

„Übergabe“ der Turbinen-Abströmung an Umgebung mit möglichst niedrigen Verlusten

Gerade oder gekrümmte Saugrohre

n_s	A_e/A_a	Kc_m	Bedeutung Saugrohr	Krümmquerschnitt
klein	1 / 2,5	niedrig	hoch	
groß	1 / 4	hoch	sehr hoch	

Gerades Saugrohr:

Standard-Kreisdiffusor

Saugrohrverluste:

$$\frac{h_v}{H} = Kc_{m,e}^2 (1 - \eta_D) \left[1 - \left(\frac{A_e}{A_a} \right)^2 \right]$$

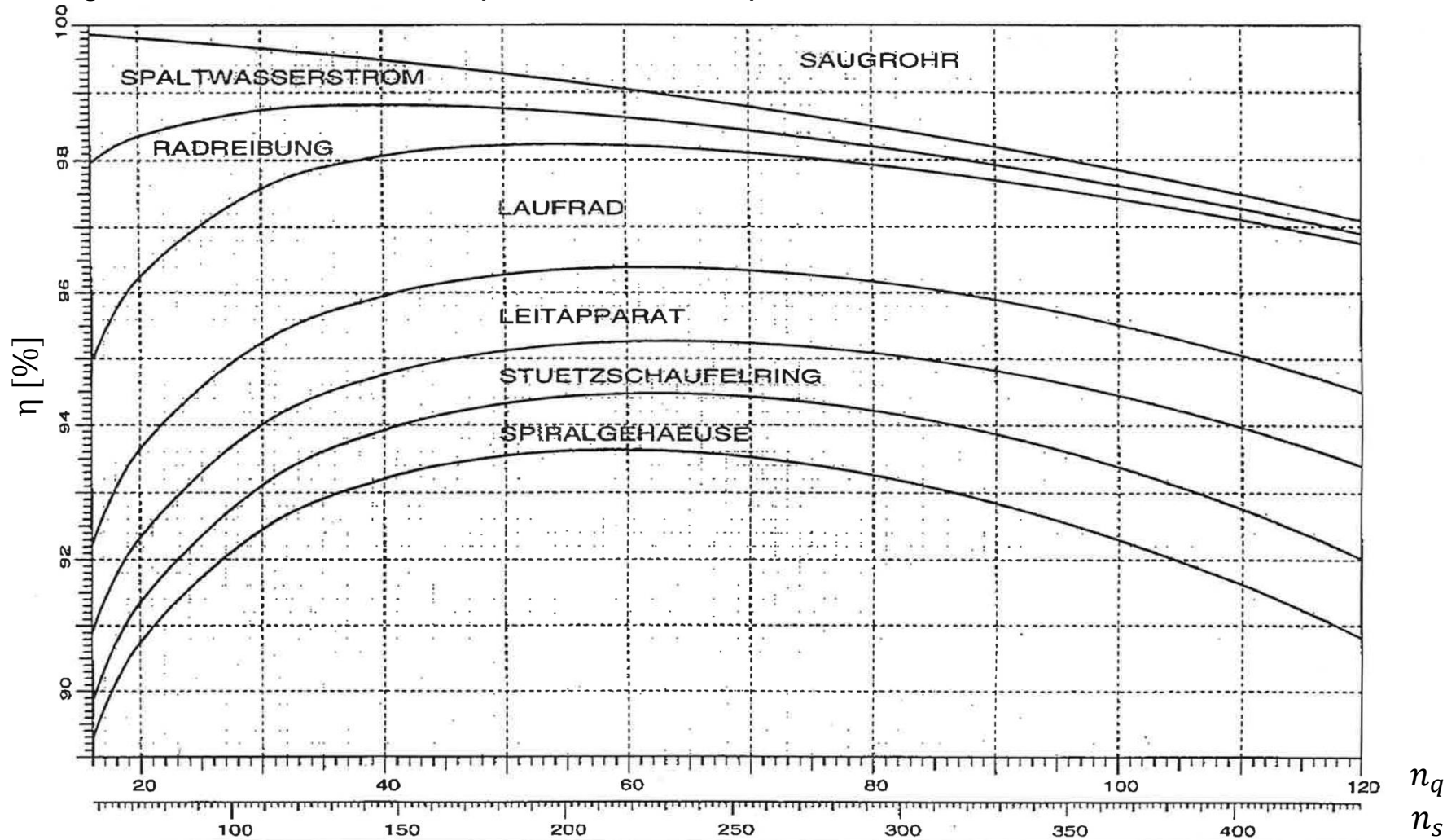
praktische Beurteilung:

Modellversuche, mehrere Varianten vorsehen

Rechnung macht enorme Fortschritte

7.2 Francis-Turbine

Verlustaufteilung bei Francisturbinen im optimalen Betriebspunkt



$$1 - \eta_L' = v_{\text{Spiralgehäuse}'} + v_{\text{Stützschaufelring}'} + v_{LE}' + v_{LA}' + v_{\text{RadReib.}'} + \sum v_{\text{Spalt}'} + v_{SR}'$$

η_L ... Turbinenwirkungsgrad
 v_i ... Verlustanteil

Quelle: Andritz

7.2 Francis-Turbine

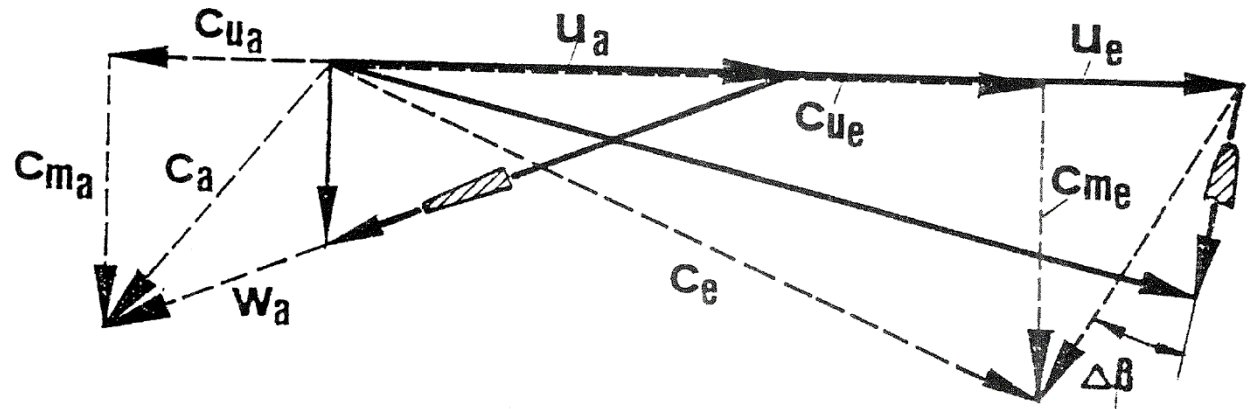
Off Design Behaviour:

- Eindimensionale Betrachtung liefert qualitative Aussagen
- Radiales Gleichgewicht verlagert gegenüber Auslegungspunkt
- Eintrittsstoß muss berücksichtigt werden, sowie Saugrohrverluste bei Drallströmung

Durchsatzänderung

$$\frac{c_{m,1}}{c_{m,2}} = \frac{Q_1}{Q_2}$$

$$H_1 = H_2$$



————— Geschwindigkeitsdreiecke für $Q_{\text{Auslegung}}$

----- Geschwindigkeitsdreiecke für Q

Richtung der Relativströmung im Laufrad bleibt wegen der Strömungsführung durch die Schaufeln in erster Näherung unverändert $\rightarrow c_{ua} > 0$

Es bleibt ein Restdrall nach dem Laufradaustritt, der auch die Saugrohrverluste verändert.

c_{ue} ändert sich, das Leitrad muss nachgeführt werden

7.2 Francis-Turbine

$$c_{ue} = \frac{gH\eta_u}{u_e} + \frac{u_a}{u_e} c_{ua} \quad \text{wegen } H_1 = H_2$$

Gegendrall am Laufradaustritt, verringerter Gegendrall am Laufradeintritt

Eintrittsstoß senkt Wirkungsgrad

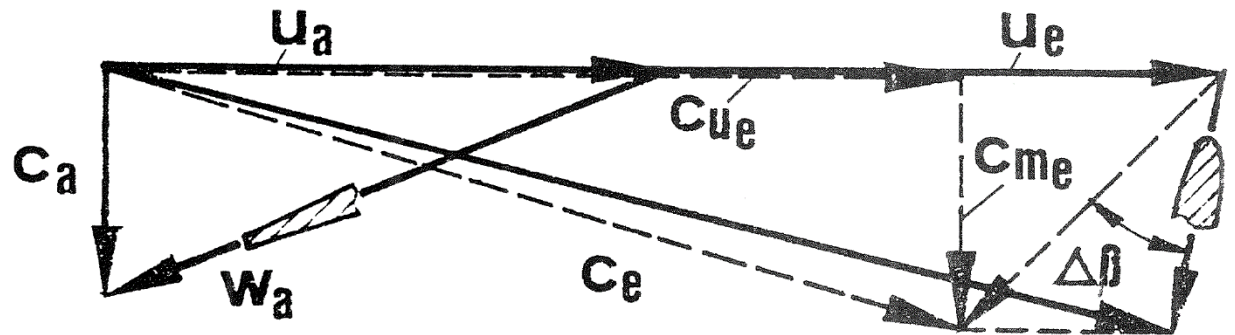
Fallhöhenänderung

Beispiel : $H_{\text{Reduktion}}$

$$Q_1 = Q_2$$

$c_{ua} = 0$, weil c_m unverändert

$$\frac{c_{ue,1}}{c_{ue,2}} = \frac{\eta_u H|_1}{\eta_u H|_2}$$



Geänderter Gegendrall am Laufrad-Eintritt, Leitrad muss nachgeführt werden

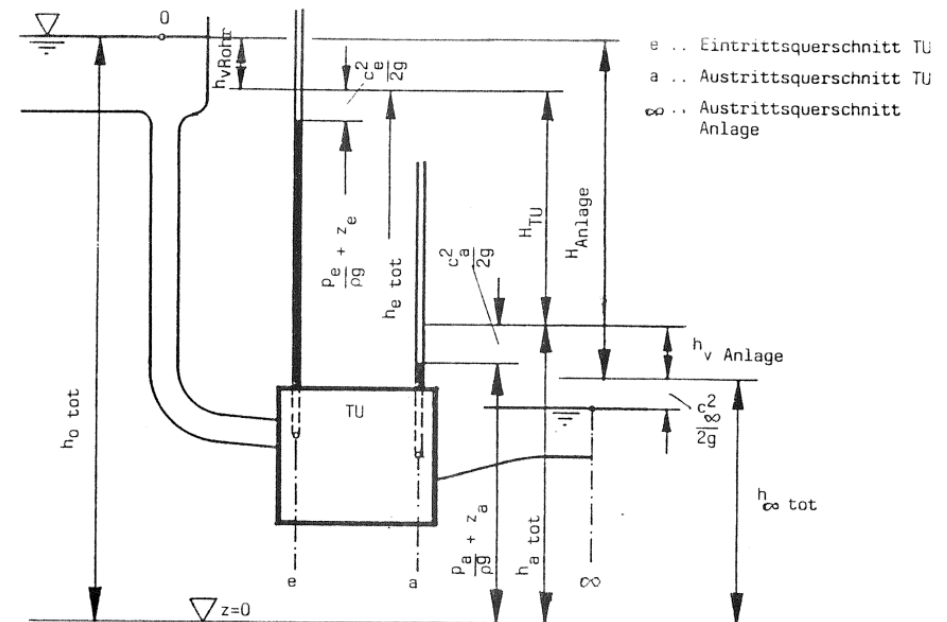
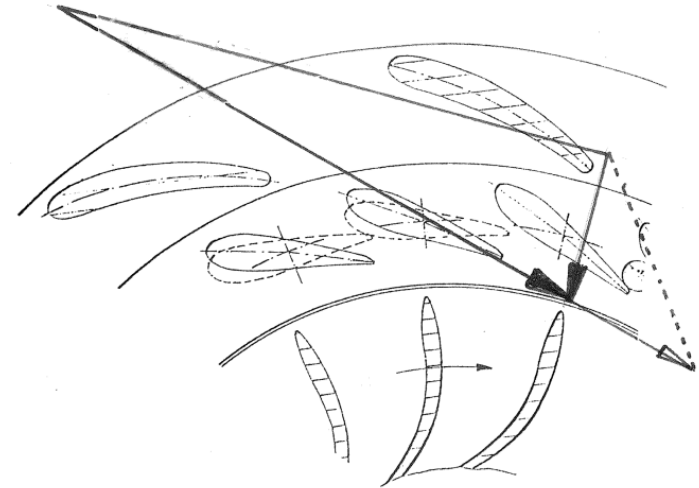
Eintrittsstoß senkt Wirkungsgrad

Am Laufradaustritt ergibt sich fast keine Änderung, weil die Schaufel die Strömung führt.

7.2 Francis-Turbine

Was passiert, wenn die Anlage **nicht nachgeregelt** wird?

- Abströmung aus dem Leitrad bleibt unverändert
- c_{ue} steigt → H_{Tu}, H_u steigen
aber η_u sinkt stark
- $h_{a,tot}$ sinkt → p_a sinkt
→ hohe Kavitationsgefahr
→ Verstopfung
- Gleichzeitig sinkt η_{Tu}, η_{Anl}
 $\eta_{Tu} H_{Tu} = \eta_{Anl} H_{Anl}$



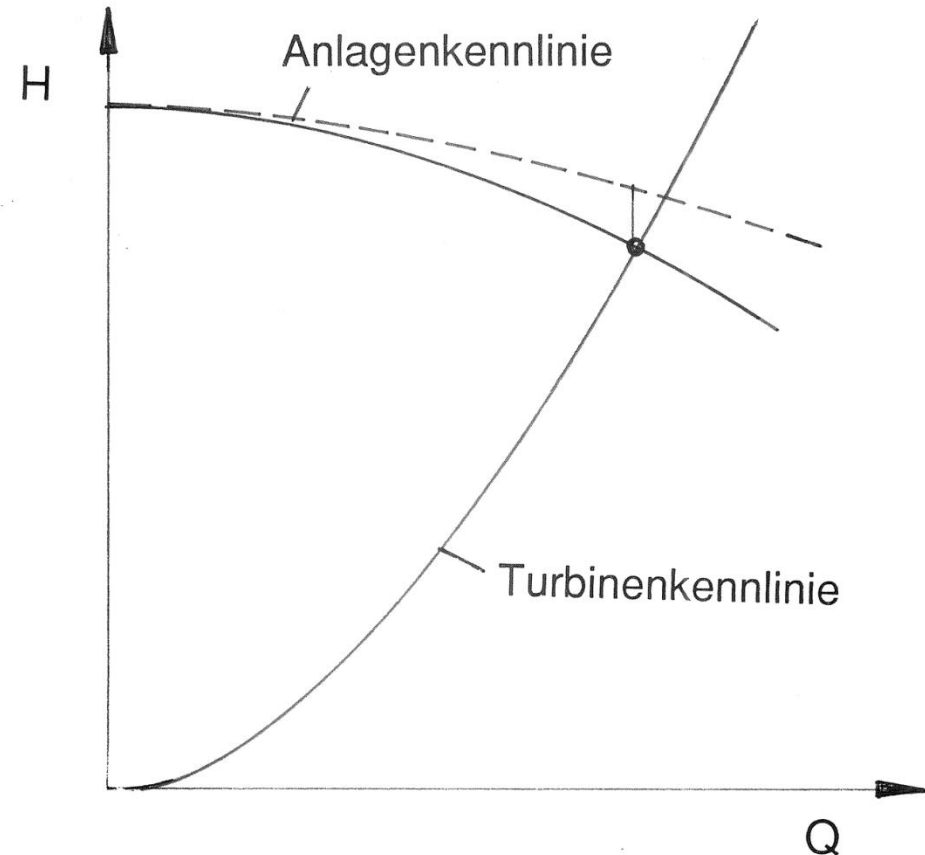
7.2 Francis-Turbine

Transienter Vorgang

Wird Q erhöht, also ζ der Anlage gesenkt, oder H erhöht, also z.B. Oberwasserspiegel erhöht, so bewirkt die Ungleichung:

$$H - h_{v,Rohr} - h_{v,Anlage} > H_{Tu}$$

dass Q und H_{Tu} steigen



Wenn Q **oder** H bei gleicher Leitradstellung geändert werden, stellt sich ein neuer Betriebspunkt mit geändertem Q **und** H auf der Turbinenkennlinie ein.

Wenn nur Q oder H geändert werden und der andere Wert beibehalten wird, muss immer die hydraulische Geometrie angepasst werden!

7.2 Francis-Turbine

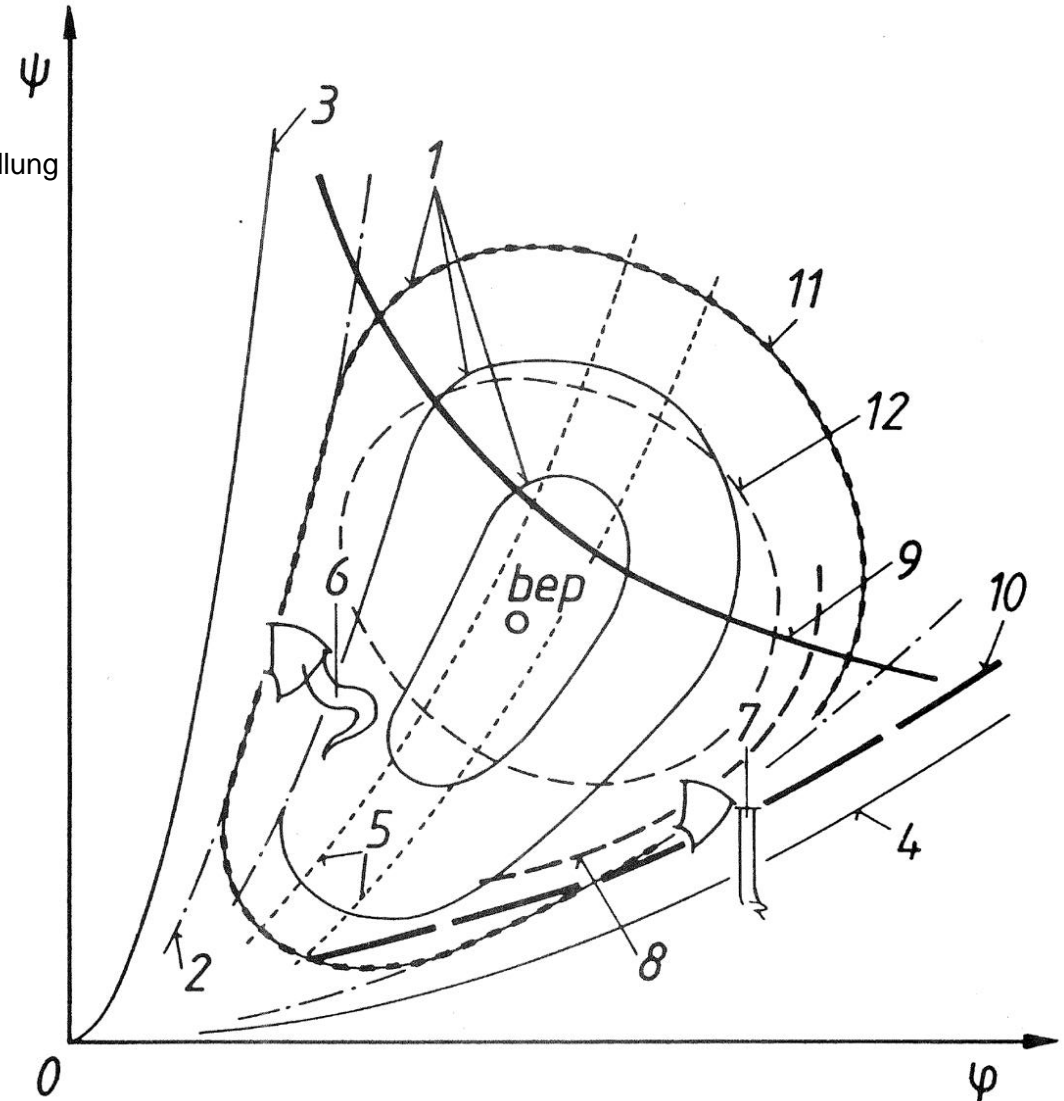
Kennfeld einer Francis-Turbine

mögliche Darstellung:

- $Q - H$ dimensionsbehaftet, Originalgröße
- $Q_{11} - n_{11}$ Ähnlichkeitsgröße, dimensionsbehaftet, 4-Quadrantendarstellung
- $\varphi - \psi$ Dimensionslos, gilt für alle Q, H, n und Durchmesser
- ...

bep...best efficiency point (opt. Betriebspunkt; Auslegungspunkt)

1. $\eta = const.$ Muscheln
2. $\eta = const.$ Muscheln (theoretische Parabel $\psi \approx \varphi^2$)
3. Durchgangskennlinie $\eta = 0$, n steigt, Parabel $\psi \approx \varphi^2$
4. Festbremskennlinie, $n=0$
5. Fahrbereich (ohne Restdrall im Saugrohr, ohne Saugrohrkavitation)
6. Teillastbereich: Korkenzieherwirbel
7. Überlastbereich: Wirbelzopf
8. Kavitationsgrenze
9. Max. Generatorleistung
10. Max. Le-Öffnung
11. Untere η -Grenze (bei großem φ : Leistungsgrenze)
12. Kavitationsgrenze der Anlage



7.2 Francis-Turbine

Darstellung der hydraulischen Eigenschaften

$$Q = 0,04112nD^3\varphi$$

$$H = 0,00014n^2D^2\psi$$

$$P = 5,637 \cdot 10^{-8}\rho n^3 D^5\lambda$$

$$= 5,637 \cdot 10^{-8}\rho n^3 D^5\varphi\psi\eta$$

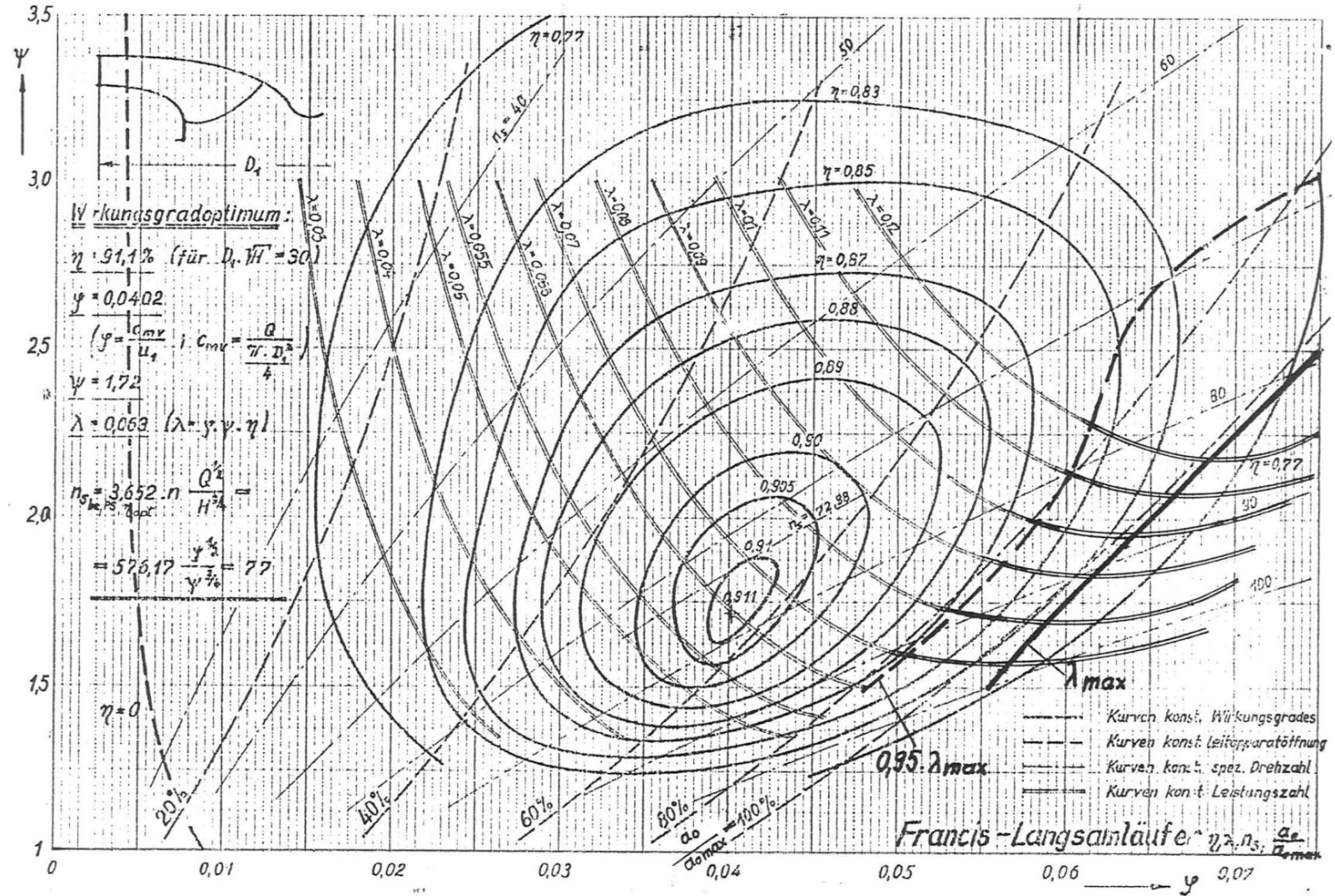
$$= K\varphi\eta$$

(bei festgehaltenem ψ_{Tu})

→ variables n ist darstellbar

Diagramm gilt für Turbine:

$$\psi = \psi_{Tu} = \frac{2gH_{Tu}}{u^2}$$



7.2 Francis-Turbine

Erläuterung: $P = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H \cdot \eta \Rightarrow K \cdot \varphi \cdot \eta$

Für konstante Fallhöhe $\psi = \text{const.}$

und konstante Drehzahl $n = \text{const.}$

bei variablem Durchsatz $Q \sim \varphi$

und variabler Leitradstellung η

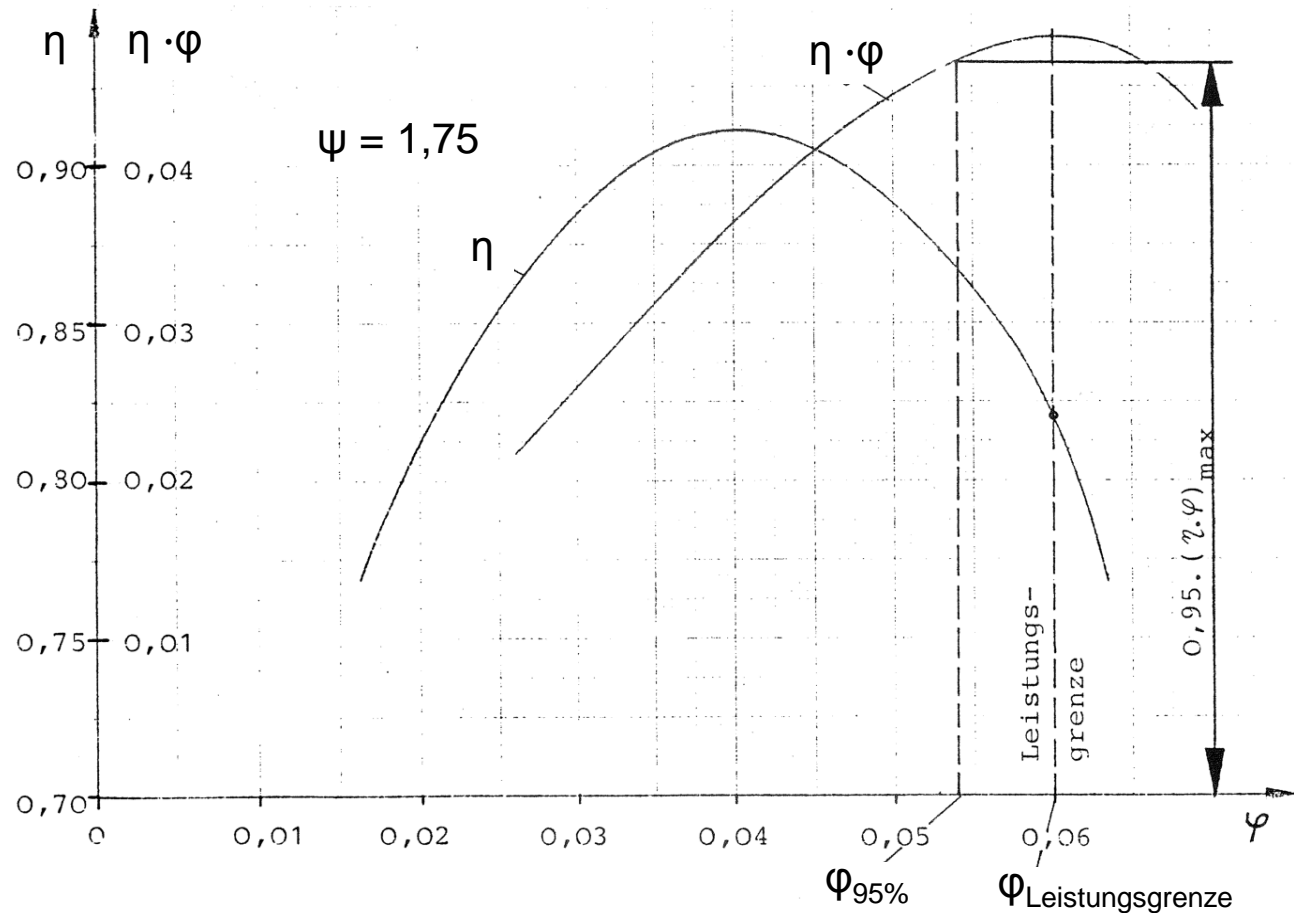
gilt: $P = K\varphi\eta$

$\varphi = 0,06 \dots$ Leistungsgrenze ($P = P_{max}$)

Eine weitere Steigerung brächte Leistungseinbußen mit verhältnismäßig hohem Wasserverbrauch und Kavitation

Achtung bei Angebotsabgabe auf garantiertes P_{max} : **Pönale!**

Sicherheitsmarge vorsehen

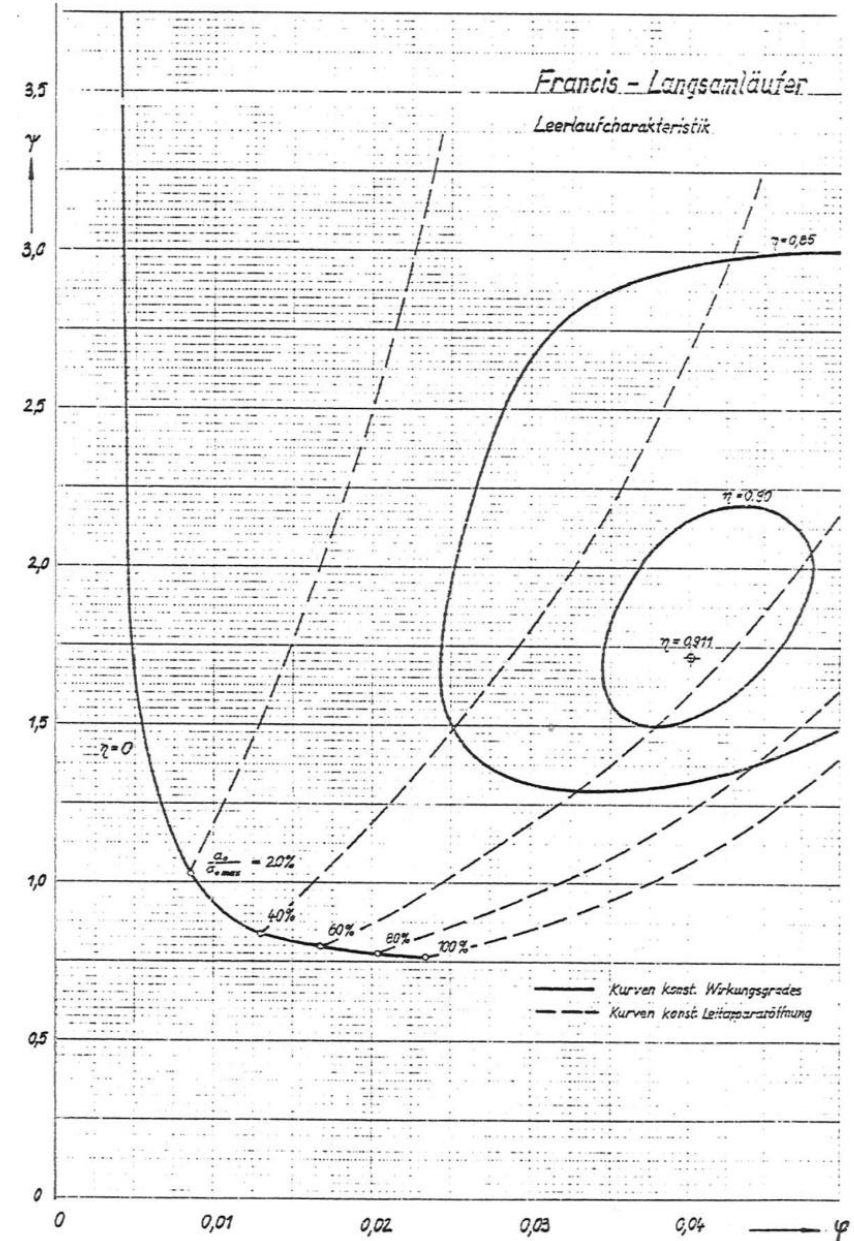


7.2 Francis-Turbine

Leerlaufcharakteristik

Betriebspunkte φ, ψ bei $\eta = 0 \rightarrow P = 0$

Angebotene Leistung überwindet inneren Widerstand, ohne dass nach außen Leistung abgegeben wird.



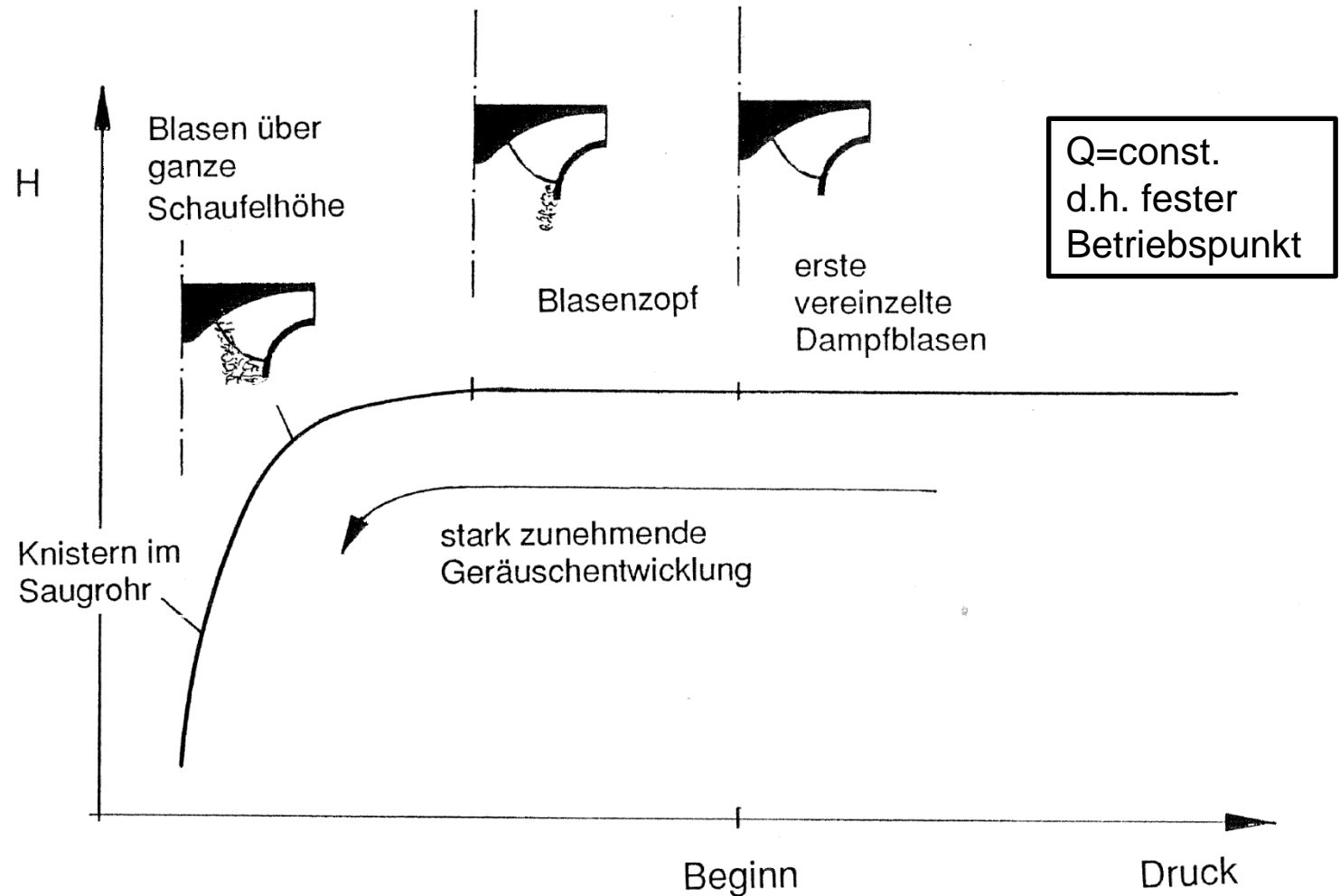
7.2 Francis-Turbine

Kavitation

Definition:

Kavitation bedeutet Hohlraumbildung in der Flüssigkeit durch lokales Erreichen des Dampfdruckes durch den statischen Druck.

- Mit H sinkt η
- Ausnahme: schnellläufige Axial-/Halbaxialpumpen



7.2 Francis-Turbine

Maßgeblich ist der statische Druck im Laufrad auf der Schaufelzugseite, bei Turbinen an der Austrittskante.

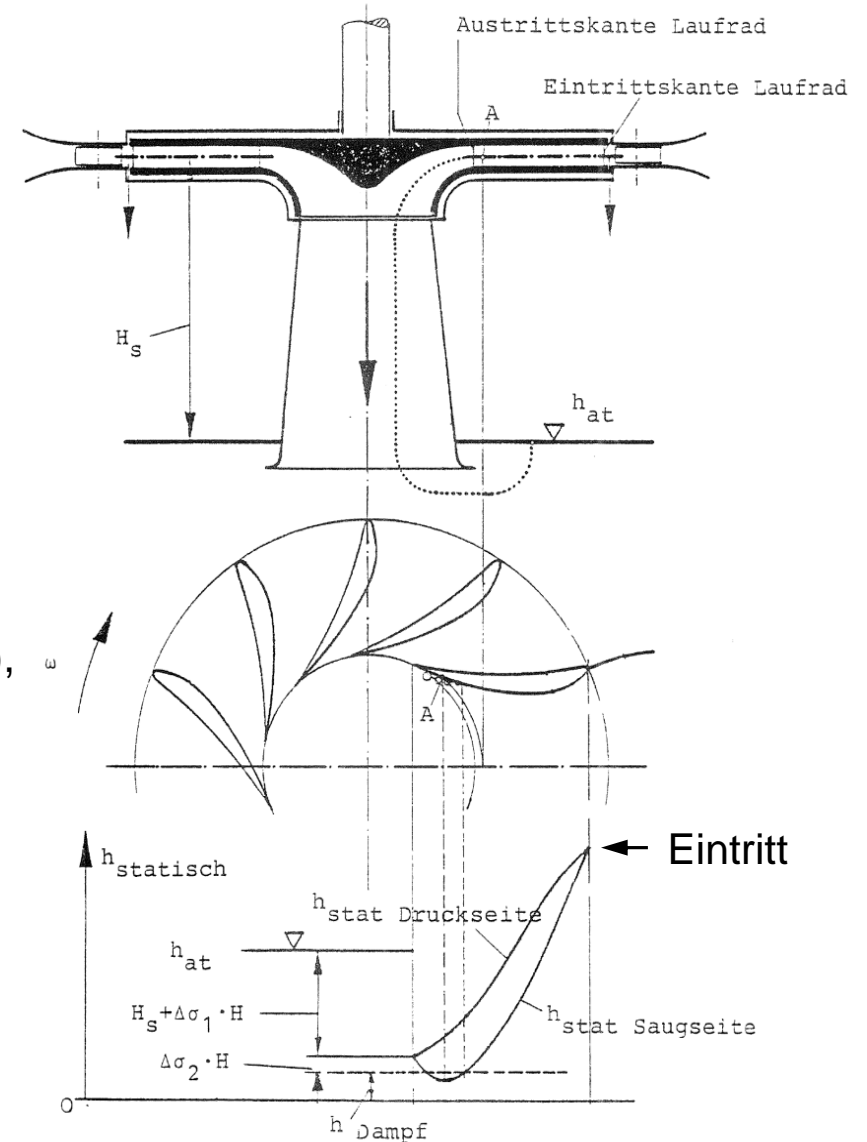
Arbeitsfähigkeit des Mediums: $h_{tot,s} - \frac{p_d}{\rho g}$

Einschub: Eigentlich müsste man – zur Beschreibung des Kavitationsverhaltens – den statischen Druck an der Stelle A innerhalb des Laufrades betrachten. Man nimmt Stattdessen den Totaldruck an der Stelle S (direkt hinter der Laufradaustrittskante, oft auch Saugmund der Turbine), weil dort (im stehenden System) viel einfacher gemessen werden kann und weil der Totaldruck p_{tot} zwischen der Stelle A und S sich nicht (kaum) verändert (wohl aber der statische Druck p), denn der Totaldruck ist entlang einer Stromlinie const.

Nach Bernoulli gilt:

$$\begin{aligned} h_{tot,s} - \frac{p_d}{\rho g} &= \underbrace{\frac{p_s}{\rho g} + \frac{c_s^2}{2g}}_{p_{tot,S}} + H_s - \frac{p_d}{\rho g} = \\ &= \frac{p_{at}}{\rho g} + \frac{c_\infty^2}{2g} + h_v - \frac{p_d}{\rho g} \end{aligned}$$

Wodurch die Stelle S mit dem Unterwasser verknüpft wird.



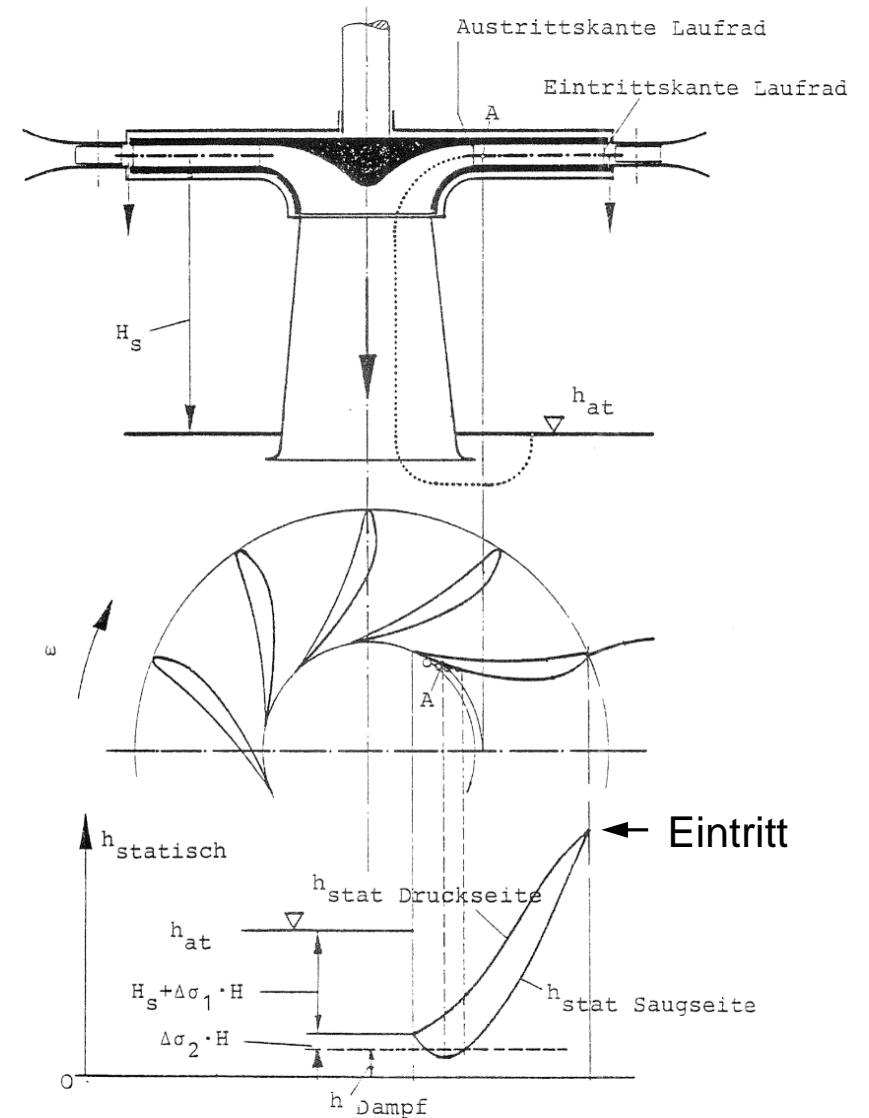
Druckverteilung und Flächenkavitation

7.2 Francis-Turbine

1. Anlagenbedingt ist H_s (Einbautiefe/-höhe der Turbine)

2. Def.: $H_H = \frac{p_s}{\rho g} + \frac{c_s^2}{2g} - \frac{p_d}{\rho g}$ Haltedruckhöhe

- Beschreibt die nicht anlagenbedingte Arbeitsfähigkeit bei Kavitationssicherheit
- Ist ein Maß für Kavitationssicherheit



Druckverteilung und Flächenkavitation

7.2 Francis-Turbine

- Haltedruckhöhe H_H wird experimentell bestimmt $\sigma = \frac{H_H}{H}$

Verschiedene Kriterien sind möglich (beginnende Kav., Geräuschniveau, Schwingungsintensität)
 Man misst den Totaldruck $p_{tot,S}$ (z.B.: am Austrittsquerschnitt) und beobachtet, was sich innerhalb des Laufrades abspielt

- Wenn gilt: $h_{tot,S} - \frac{p_d}{\rho g} > H_H + H_s$ wird Kavitation sicher vermieden

→ möglichst niedrige Haltedruckhöhe realisieren

→ Turbine möglichst tief einbauen

- Andere Form für die Haltedruckhöhe:

$$H_H = \frac{p_{Atm}}{\rho g} + \frac{c_\infty^2}{2g} + h_v - H_s - \frac{p_d}{\rho g} \quad \dots \text{meist vernachlässigt, ergibt Sicherheitsmarge}$$

Erfahrung: $gH_H = \lambda_1 \frac{w_0^2}{2} + \lambda_2 \frac{c_0^2}{2}$

mit

$$\lambda_1 \cong 0,25$$

$$\lambda_2 \cong 0,7$$

7.2 Francis-Turbine

Eintrittskantenkavitation

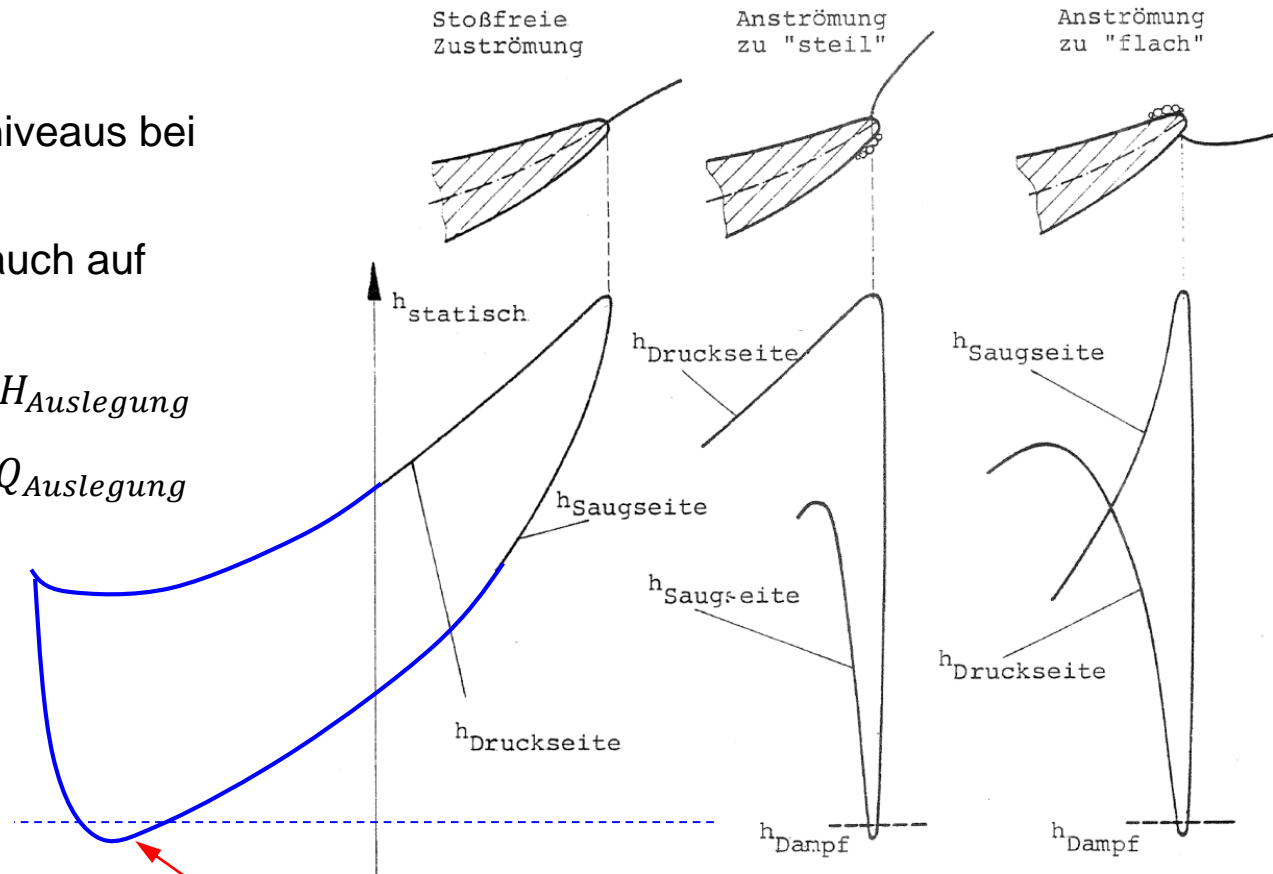
- Tritt trotz des hohen Druckniveaus bei Falschanströmung auf
- Tritt sowohl auf Druck- als auch auf Saugseite auf

$$H > H_{Auslegung}$$

$$Q < Q_{Auslegung}$$

$$H < H_{Auslegung}$$

$$Q > Q_{Auslegung}$$



Austrittskavitation
Gefahr bei Q_{opt} /Überlast/Teillast

Druckverteilungen im Bereich der Eintrittskante der Laufschaufeln

Bild links: "stoßfreie" Zuströmung, keine Unterdruckspitze ($H = H_{Auslegung}$)

Bild mitte: zu steile Anströmung, Eintrittskantenkavitation saugseitig ($H > H_{Ausleg.}$)

Bild rechts: zu flache Anströmung, Eintrittskantenkavitation druckseitig ($H < H_{Ausleg.}$)

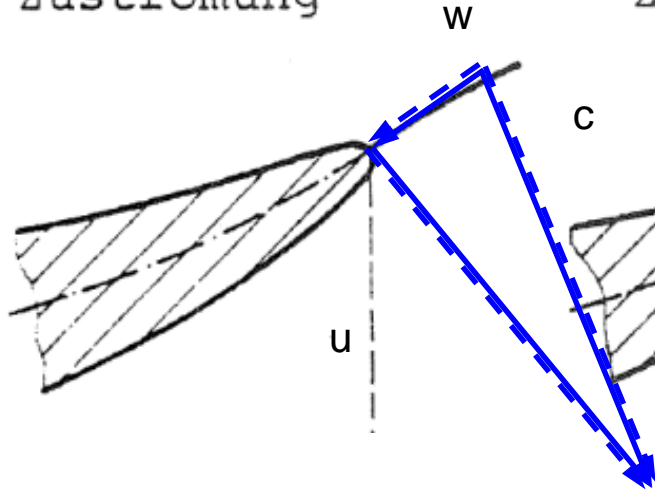
SS-Kavitation
typisch für
Teillast

DS-Kavitation
typisch für
Überlast

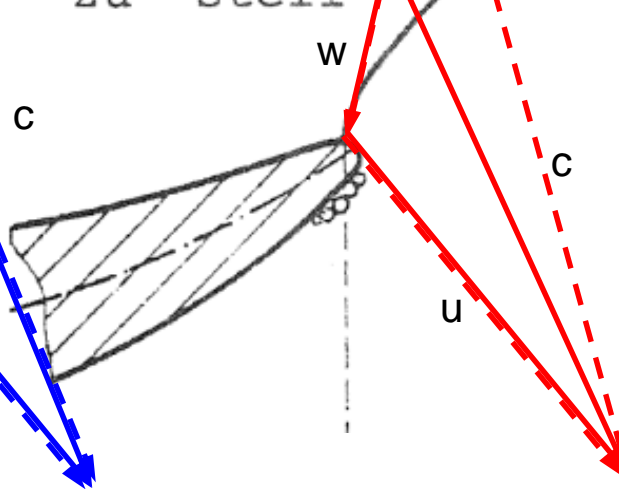
7.2 Francis-Turbine

— Auslegung

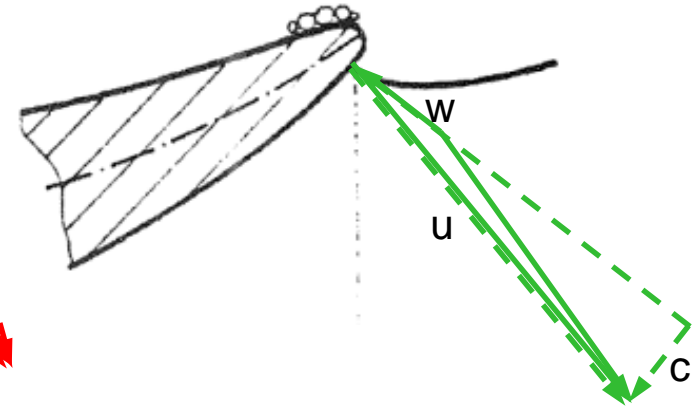
Stoßfreie
Zuströmung



Anströmung
zu "steil"



Anströmung
zu "flach"

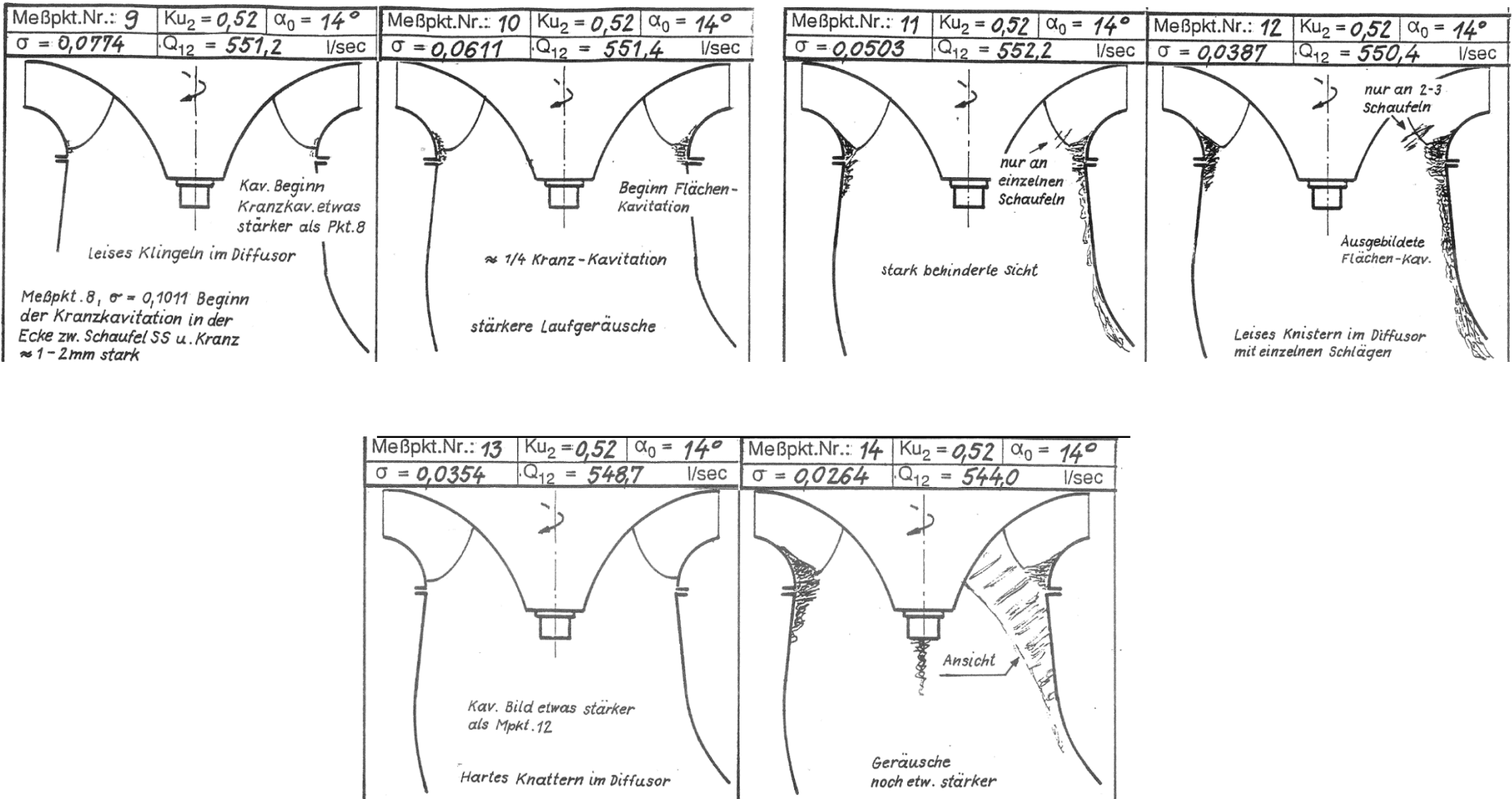


$H > H_{Auslegung}$ $c_{ue} \uparrow$
 $Q < Q_{Auslegung}$ $c_m \uparrow$
 Le schließen

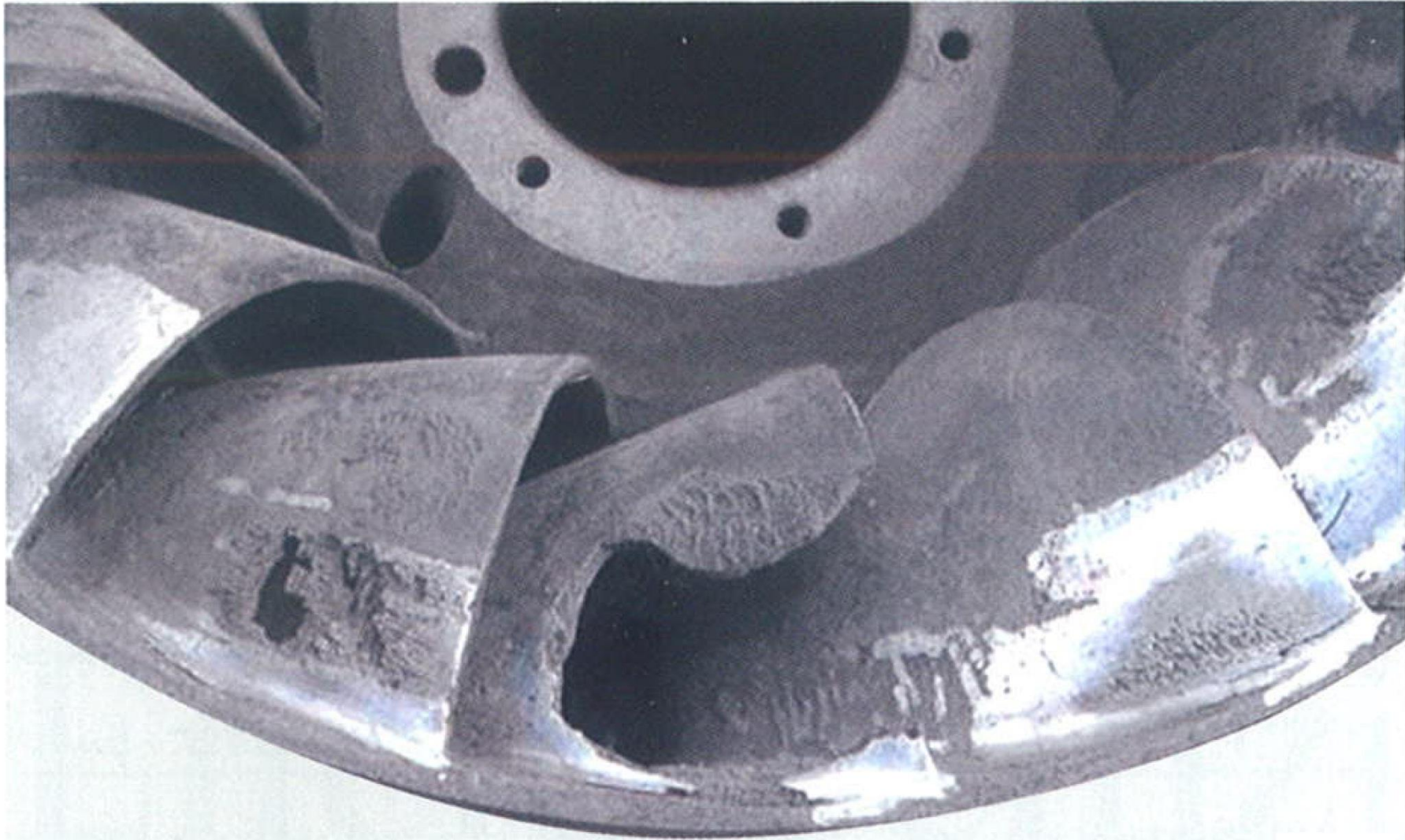
$H < H_{Auslegung}$ $c_{ue} \downarrow$
 $Q > Q_{Auslegung}$ $c_m \downarrow$
 Le öffnen

7.2 Francis-Turbine

bis $\sigma = 0,15$ kav. frei



7.2 Francis-Turbine



Duk | CC-BY

50 mm

Kavitationsschaden an einer Francisturbine

Quelle: Sulzer

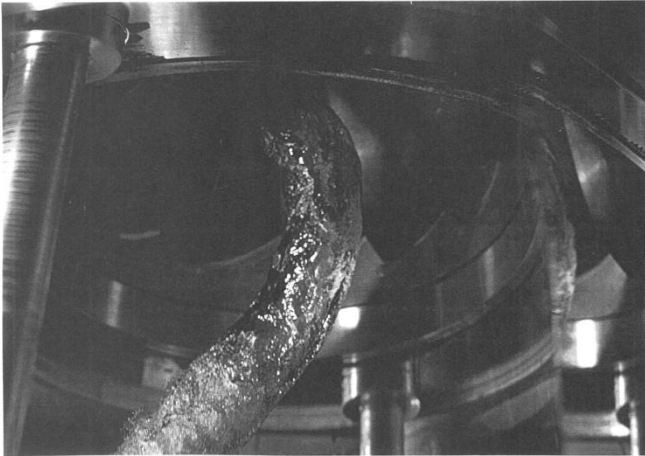
7.2 Francis-Turbine

Teillast: spiralenförmiger Zopf dreht sich mit $n/2$

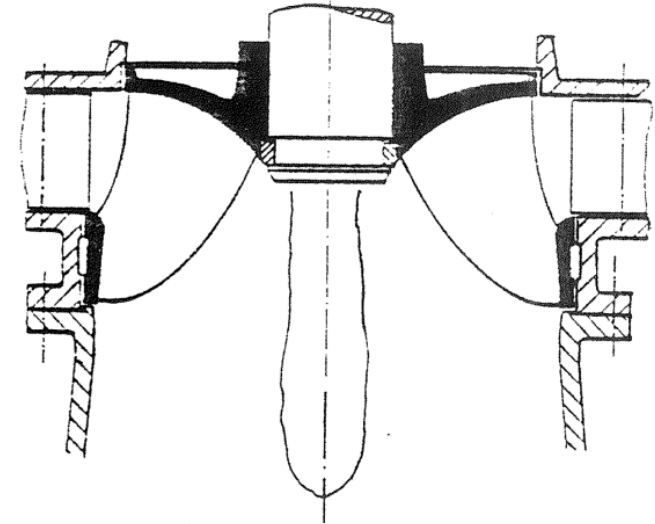
Geräuschentwicklung

Schwingungen

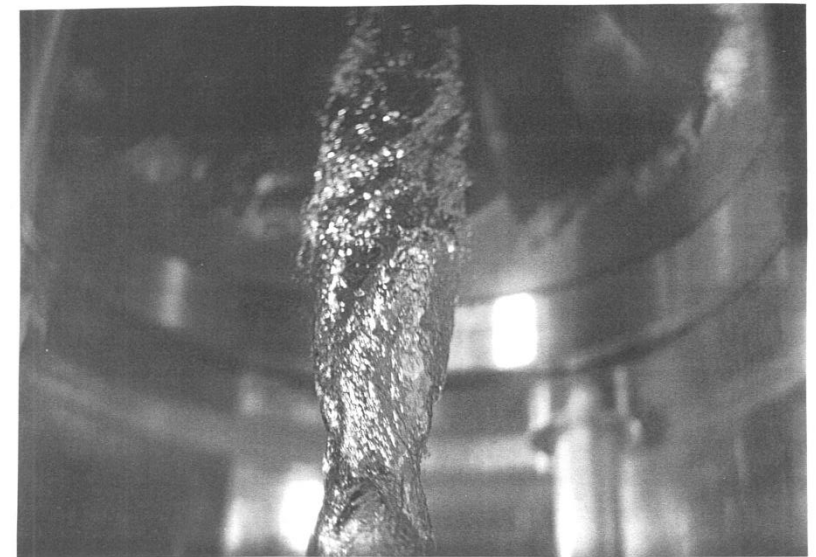
Francis-Turbine "Zopf-Kavitation"
instabiler Kavitationszopf bei Teillast



Überlast: stationärer Zopf in Saugrohrmitte



Francis-Turbine "Zopf-Kavitation"
stabiler Kavitationszopf bei Überlast

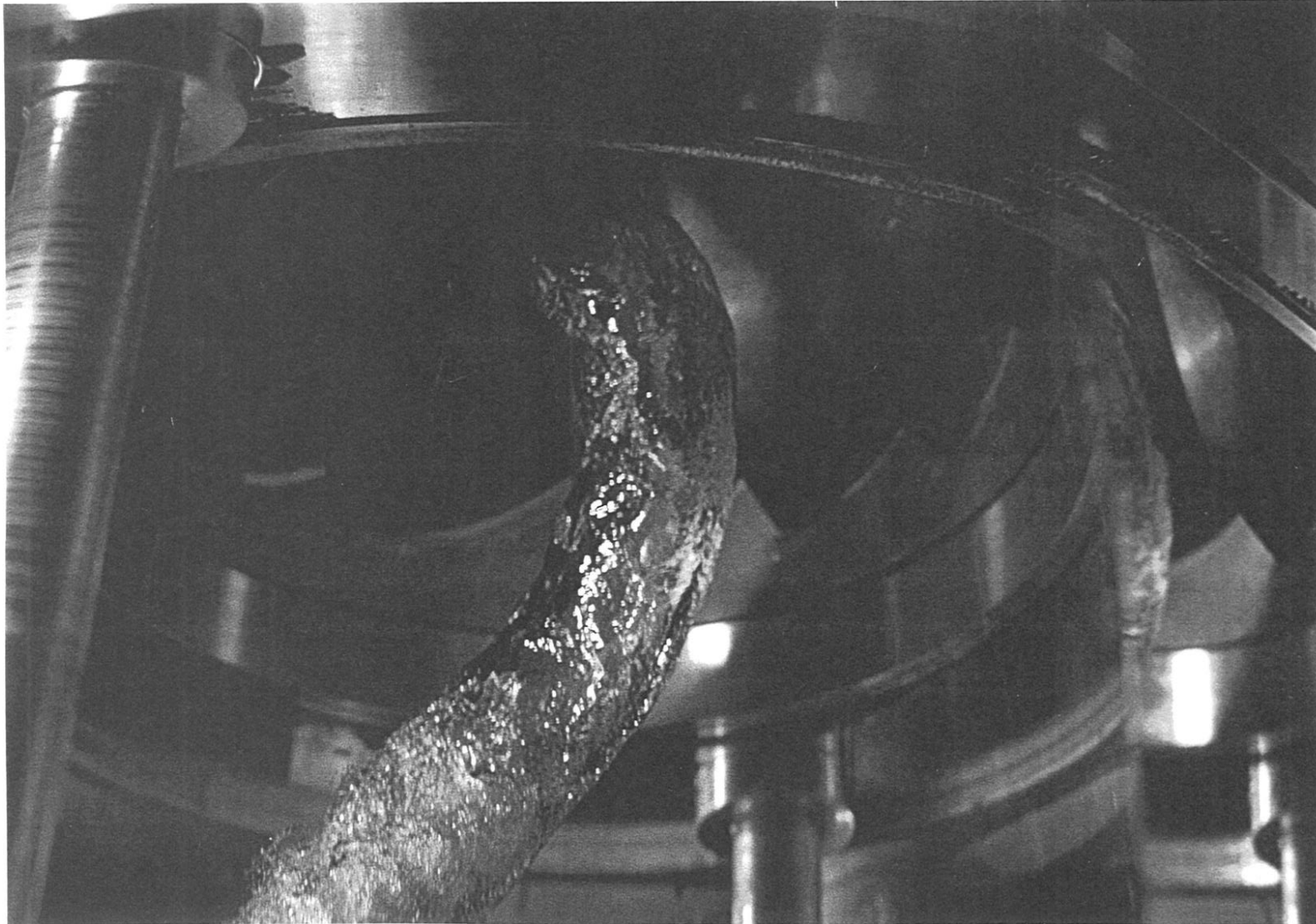


Weitere Kavitationsarten:

- Spaltkavitation
- Kavitation an Druckausgleichsbohrungen
- Leitradkavitation

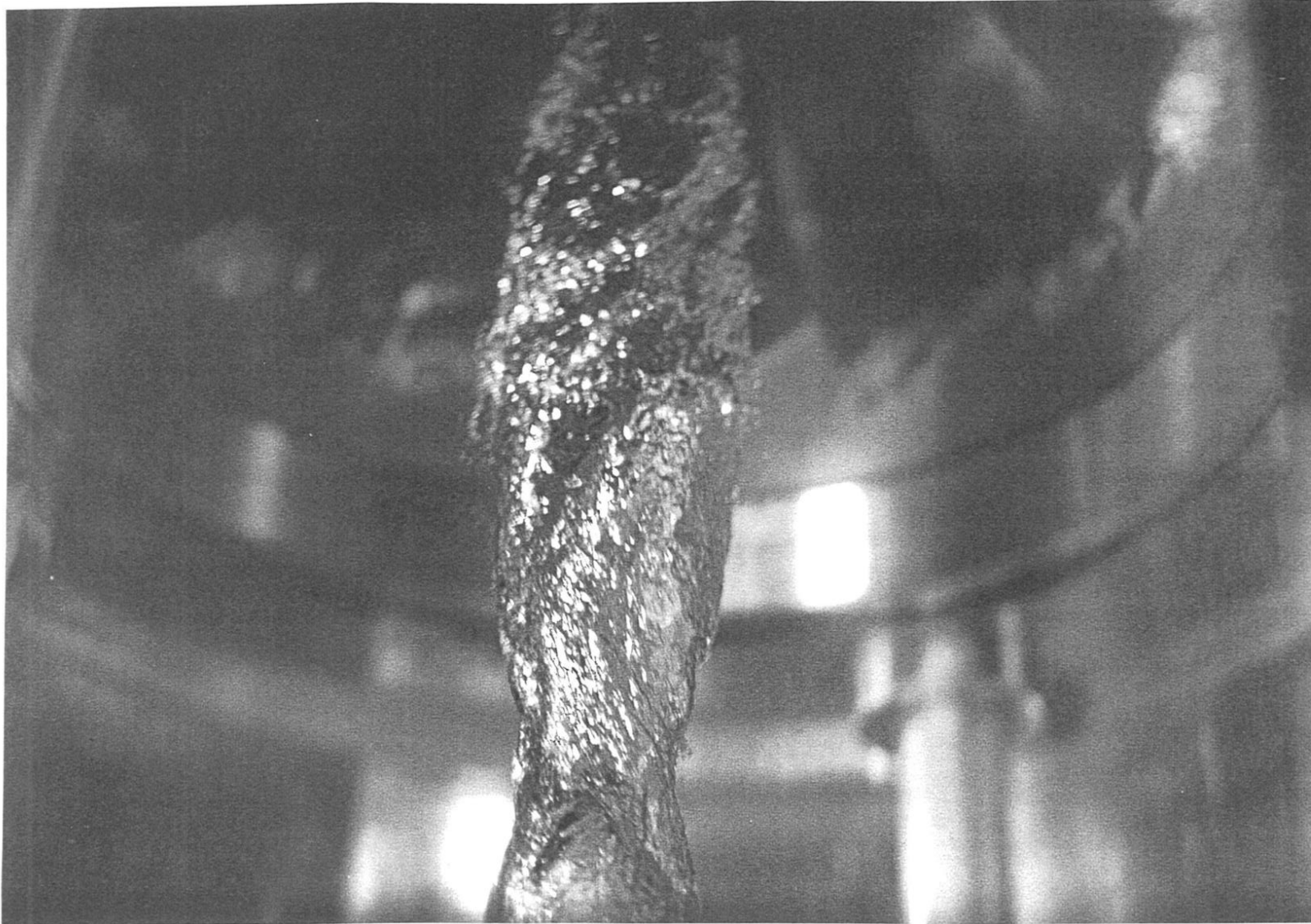
7.2 Francis-Turbine

Francis-Turbine “Zopf-Kavitation“
instabiler Kavitationszopf bei Teillast

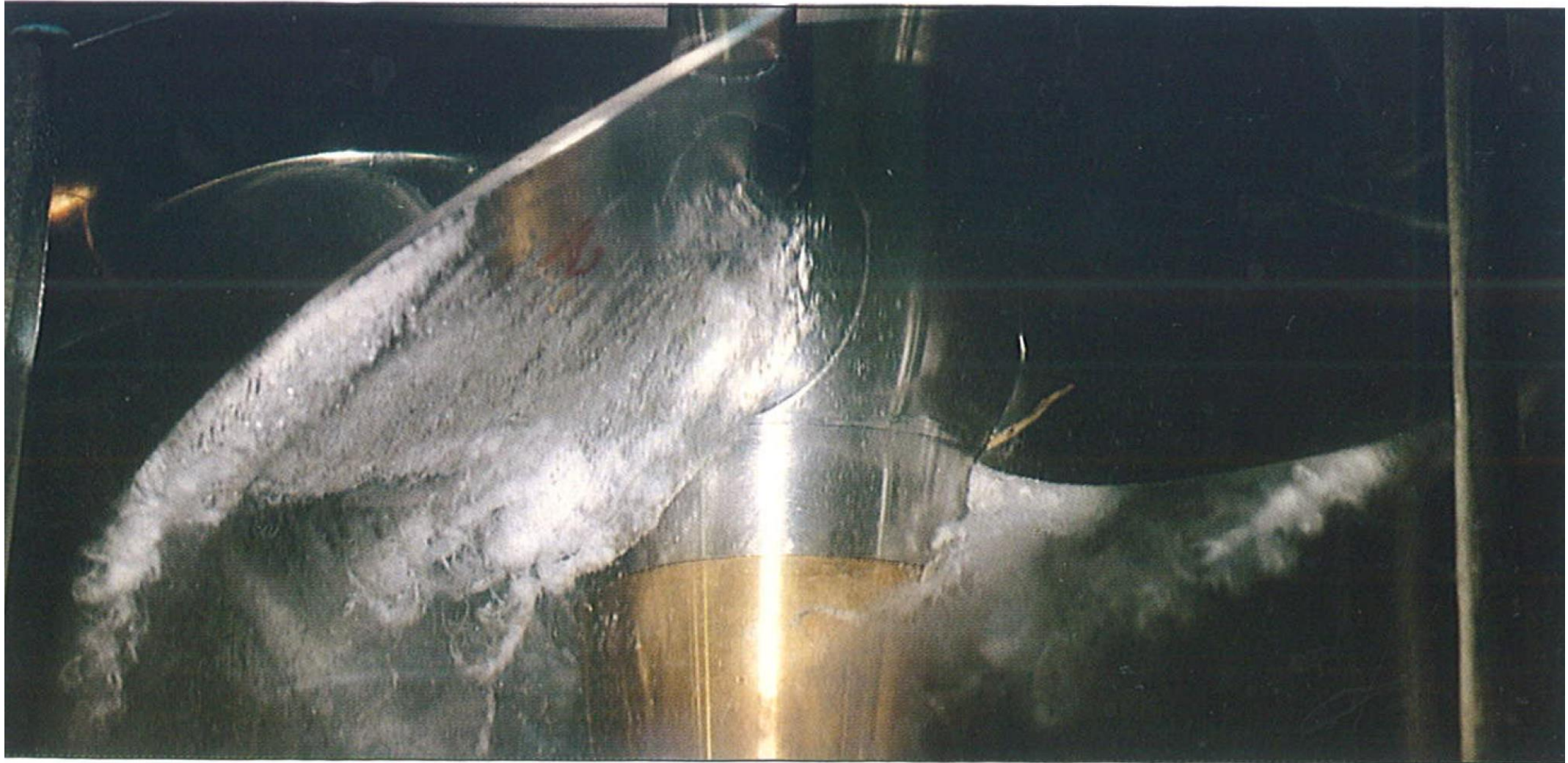


7.2 Francis-Turbine

Francis-Turbine “ Zopf-Kavitation “
stabiler Kavitationszopf bei Überlast



7.2 Francis-Turbine



7.2 Francis-Turbine



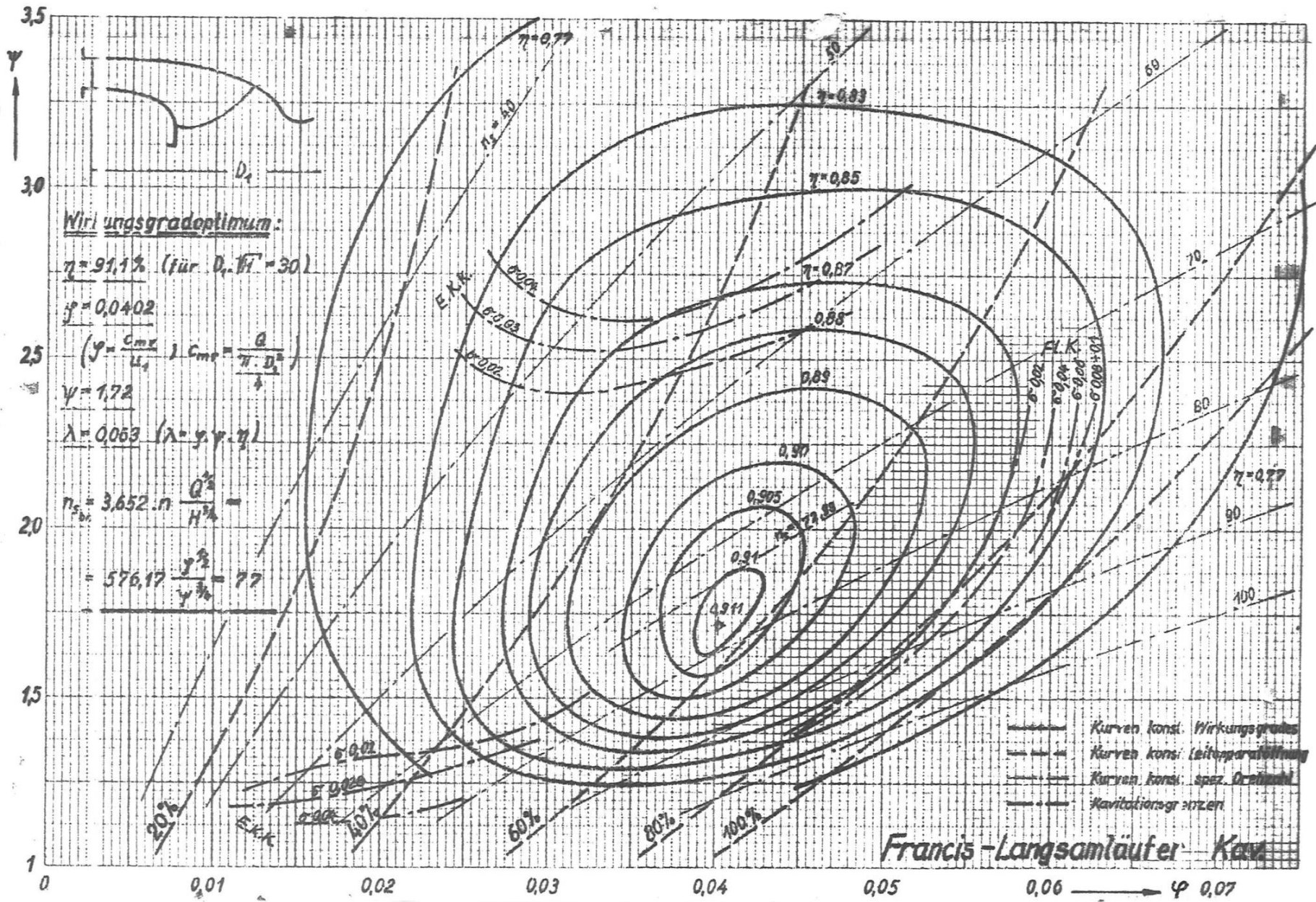
7.2 Francis-Turbine

Darstellung des Kavitationsverhaltens im Kennfeld

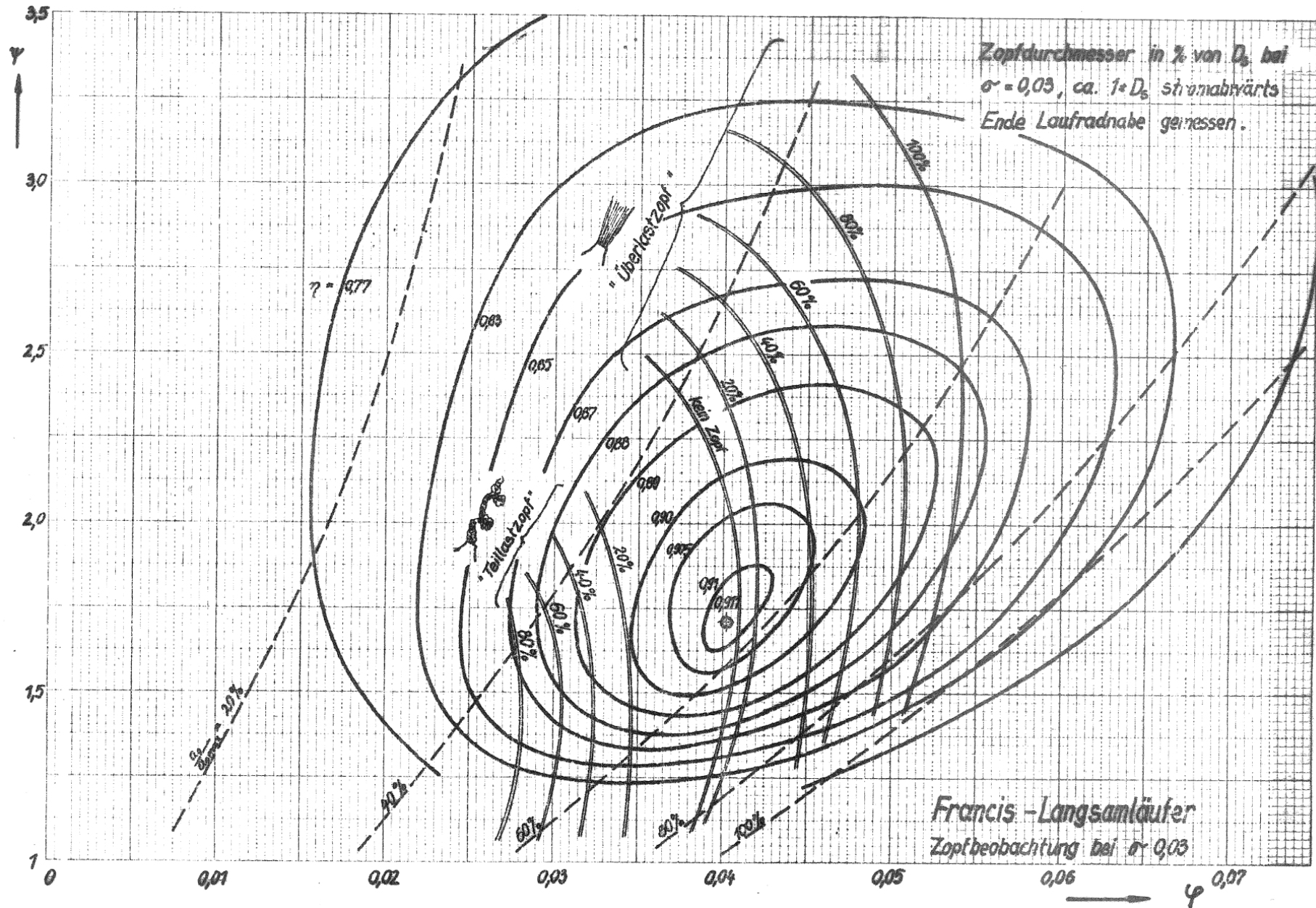
1. Möglichkeit:
 - Kennlinie wird bei unterschiedlichen, jeweils konstanten Vordrücken, z.B. $\sigma = 0,03$ gefahren
 - Kavitation wird beobachtet und das Überschreiten einer gewählten Grenze der Kavitationsintensität wird dokumentiert
 - φ, ψ - Wert bei Überschreitung dieser Grenze wird in Kennfeld eingetragen

2. Möglichkeit:
 - Abreissäste werden für verschiedene φ gefahren
 - σ - Werte einer gewählten Kavitationsintensität werden als $\sigma(\varphi)$ dokumentiert
 - φ, ψ - Werte einer bestimmten Kavitationsintensität werden interpoliert und in Kennfeld eingetragen

7.2 Francis-Turbine



7.2 Francis-Turbine



7.2 Francis-Turbine

Schnellläufigkeit

Erfahrungswert:

Es gibt ein absolutes Wirkungsgradoptimum bei bestimmter Schnellläufigkeit.

Der technische Fortschritt verändert allerdings den Kurvenverlauf.

Zusammenwirken Wasserdarbot – Turbine

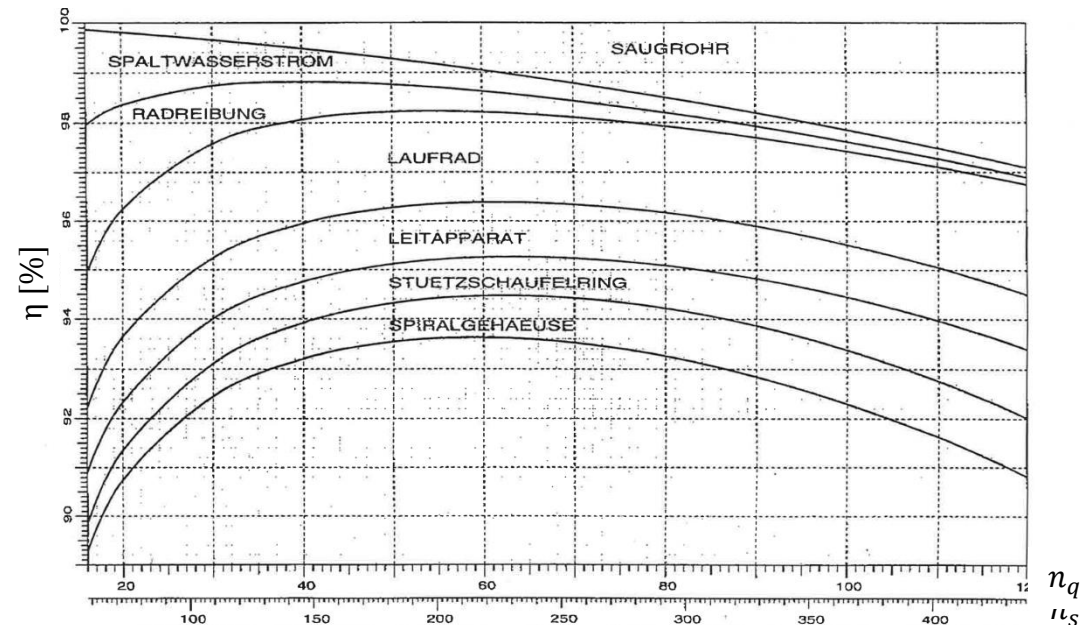
Prinzipien sind für alle Turbinen gleich

$$\eta_{Anlage} \cdot H_{Anlage} = \eta_{Turbine} \cdot H_{Turbine}$$

$$H_{Turbine} = H_{Anlage} - \sum h_v$$

h_v im Triebwasserweg: Druckrohr, Saugrohr, Verzweigungen, Schieber

$$\eta_{Anlage} = \eta_{Turbine} \cdot \left(1 - \frac{\sum h_v}{H_{Anlage}} \right)$$



7.2 Francis-Turbine

Ausgangspunkt der Überlegung:

$$n_s = 3,65 \cdot n \cdot \frac{\sqrt{Q}}{H^{\frac{3}{4}}}$$

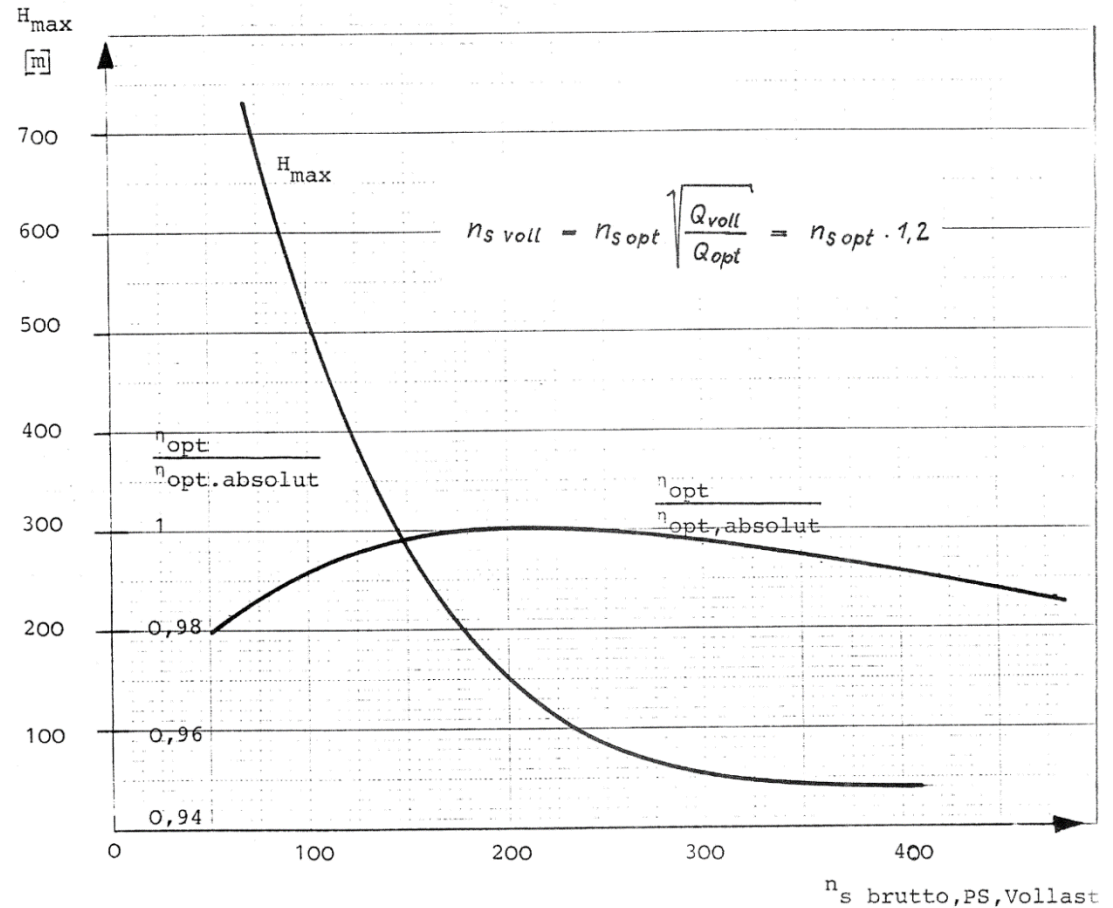
Geg.: H wegen Geographie

Wähle $n_s = n_{s,opt}$ und variere n, Q

Kriterien: n möglichst hoch (3000 U/min)

Q möglichst hoch → wenige Maschinen

Bei großen H: Festigkeitsgrenze



Relatives Wirkungsgradoptimum und aus Festigkeitsgründen zulässige maximale Fallhöhe H der Francis-Turbine in Funktion der spezifischen Drehzahl

Im Unterschied zur Peltonmaschine steht bei der Francismaschine das gesamte Gehäuse unter Druck.

Investitionskosten und technische Beherrschbarkeit im Vergleich zur Peltonmaschine betrachten.

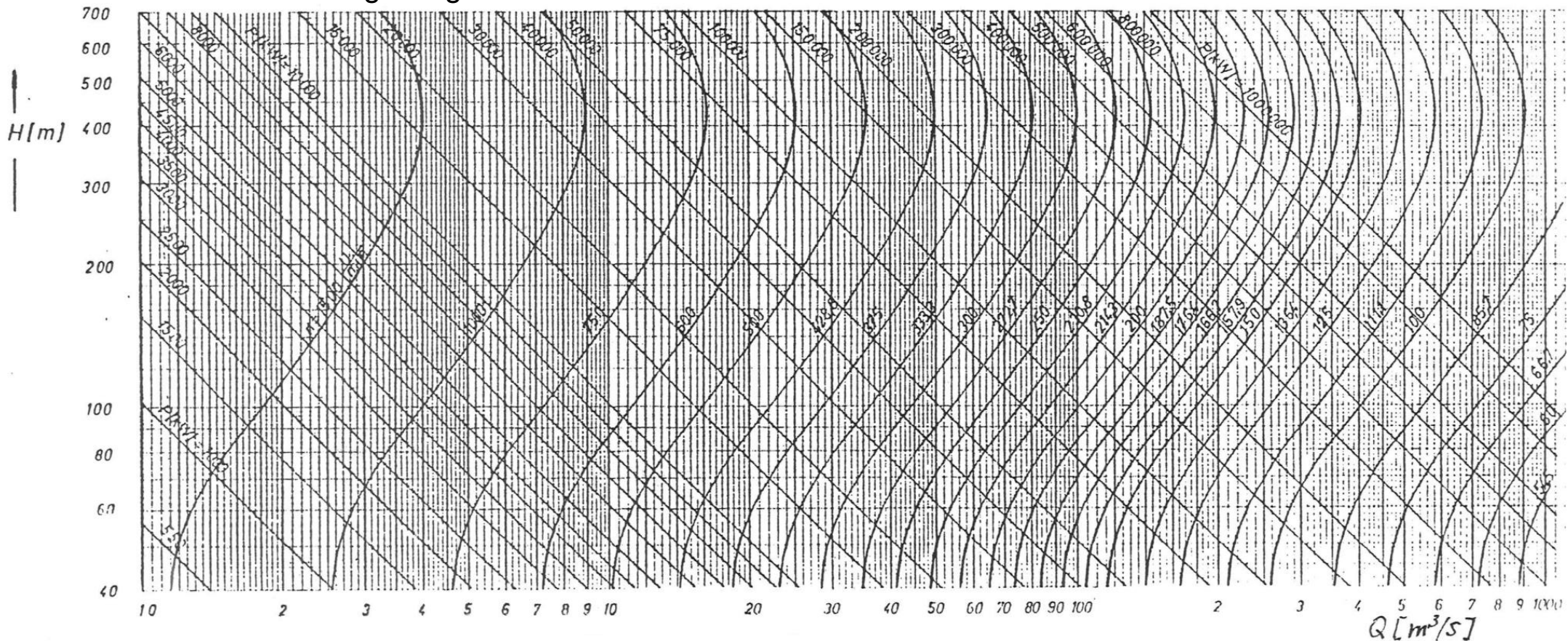
7.2 Francis-Turbine

Q,H – Diagramm \triangleq denkbare Wasserdarbote

Darstellbar: Linien konstanter Leistung ($P = \rho g Q H = \text{const.}$)

Linien konstanter Synchrondrehzahl ($n = \frac{3000}{N}$) mit $n_s = 3,65 \cdot n \cdot \frac{\sqrt{Q}}{H^{\frac{3}{4}}}$ und H gemäß

Festigkeitsgrenze



7.2 Francis-Turbine

Auswahl der optimalen Francis-Turbine

$n_s = 175$ im Optimum, mit $H_{max} = 150m$

H > 150m: Wähle n_s über Diagramm auf S. 340
→ bestmöglicher Turbinenwirkungsgrad realisiert

H < 150m: 1. Alternative: maximal zulässiges n_s realisieren
→ schnellläufige Maschine, d.h. klein bauend aber mit Wirkungsgrad unterhalb Optimum

2. Alternative: wähle $n_s = 210$ bei Volllast
→ bestmöglicher Wirkungsgrad, aber weniger schnellläufige, also größer bauende Maschine

7.2 Francis-Turbine

Schwingungen

Torsionseigenschwingungen:

- f (Wellengeometrie, Massen)
- Eigenfrequenz genügend weit entfernt von

- Drehzahl $\frac{n}{60}$
- Schaufelfrequenz $n \frac{zLa}{60}$
- Generatorfrequenz 50 Hz (u. U. 60 Hz)

} und der Vielfachen

Biegeeigenschwingungen:

- Eigenfrequenz genügend weit entfernt von
 - Durchgangsdrehzahl
- Hängt hauptsächlich von Generatormasse ab, aber auch Lagersteifigkeit, Lagerdämpfung

Komponentenschwingungen gewinnen bei großen Maschinen an Bedeutung.

Resonanzen Karman'scher Wirbelstraßen mit Eigenschwingungen der Schaufeln, Dampfzopf mit Rohrleitung

7.2 Francis-Turbine

Efficiency Scale-up According to IEC 60193

Prototype

Nominal diameter

$$D_P$$

Nominal speed

$$n_P$$

Water temperature

$$T_{w,P}$$

Kinematic viscosity

$$\nu_P$$

Reynolds number

$$Re_P = \frac{\pi \cdot D_P^2 \cdot n_P}{60 \cdot \nu_P}$$

Reference Reynolds number

$$Re_{ref} = 7 \cdot 10^6$$

Loss distribution coefficient

$$V_{rel} = 0,7 \text{ für FRANCIS-Turbine}$$

$$V_{rel} = 0,8 \text{ für KAPLAN-Turbine}$$

Relative scalable loss

$$\delta_{rel} = \frac{(1 - \eta_{h, opt, M})}{\left(\frac{Re_{ref}}{Re_{opt, M}}\right)^{0,16} + \frac{(1 - V_{rel})}{V_{rel}}}$$

Efficiency scale-up

$$\Delta \eta_{hM \rightarrow P} = \delta_{rel} \cdot \left[\left(\frac{Re_{ref}}{Re_M}\right)^{0,16} - \left(\frac{Re_{ref}}{Re_P}\right)^{0,16} \right]$$

Model

Nominal diameter

$$D_M$$

Nominal speed

$$n_M$$

Water temperature

$$T_{w,M}$$

Kinematic viscosity

$$\nu_M$$

Reynolds number

$$Re_M = \frac{\pi \cdot D_M^2 \cdot n_M}{60 \cdot \nu_M}$$

Optimum efficiency

$$\eta_{h, opt, M}$$

7.3 Kaplan-Turbine

Prinzipieller Aufbau und konstruktive Details der Kaplan turbine

Berechnung der Hauptabmessungen der Turbine

Betriebsverhalten und Kennfelder

Off-Design-Verhalten und Regelungsmöglichkeiten

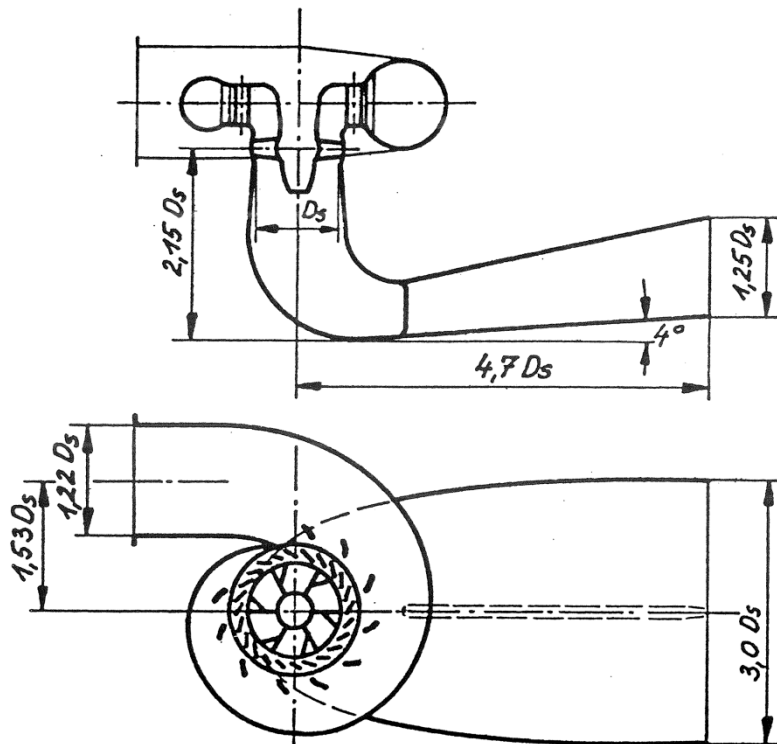
7.3 Kaplan-Turbine

Größere spezifische Drehzahl als Francis-Turbine, Fallhöhen 70m → 2m

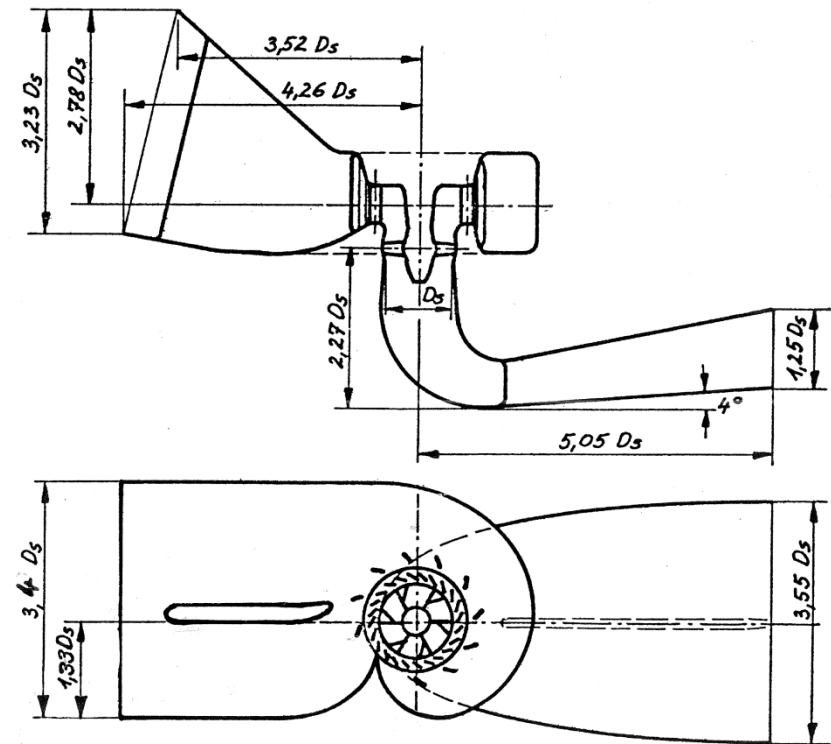
3-8 verstellbare Laufschaufeln → **Doppelregulierung**

Blechspiralen bei größeren Fallhöhen, wg. hohen Anlagendrucks

größere Fallhöhen



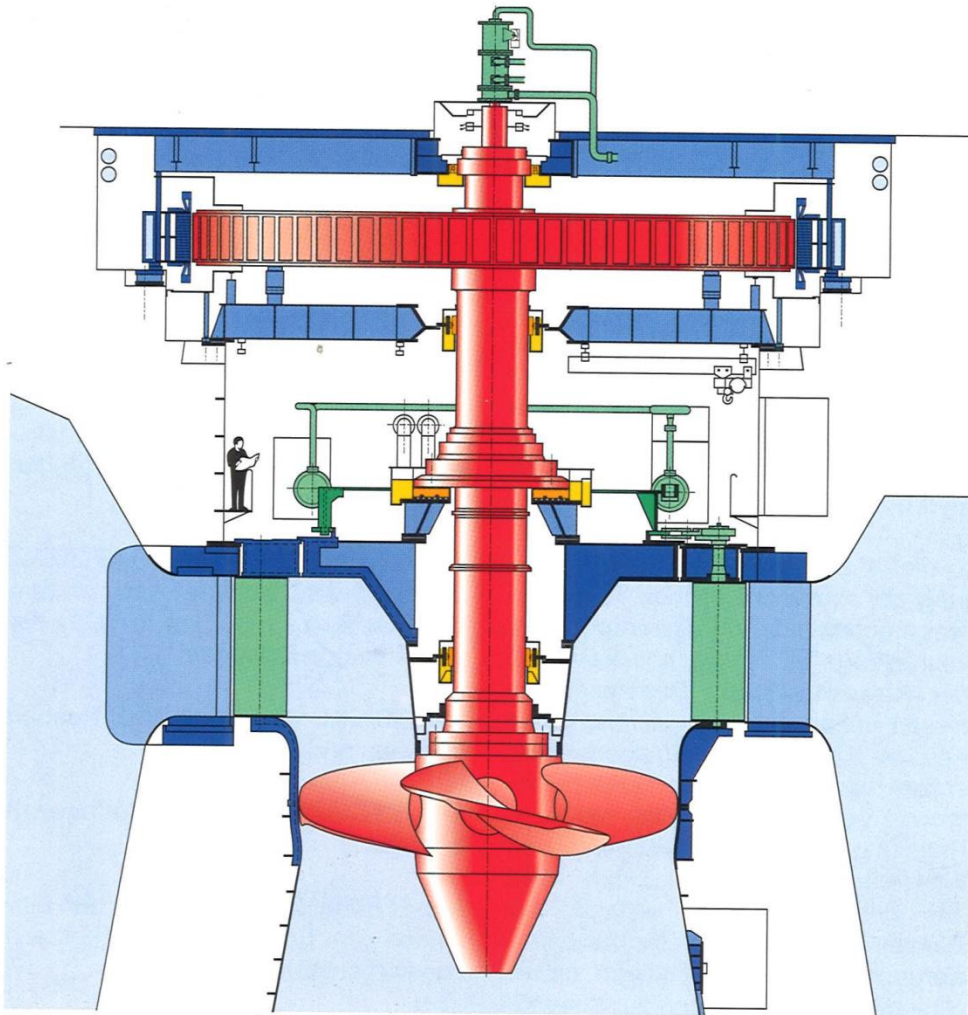
kleinere Fallhöhen



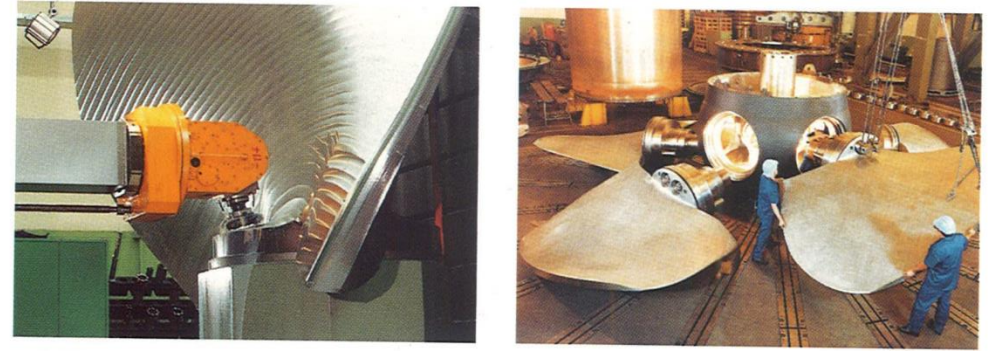
Quelle: Ziegler

7.3 Kaplan-Turbine

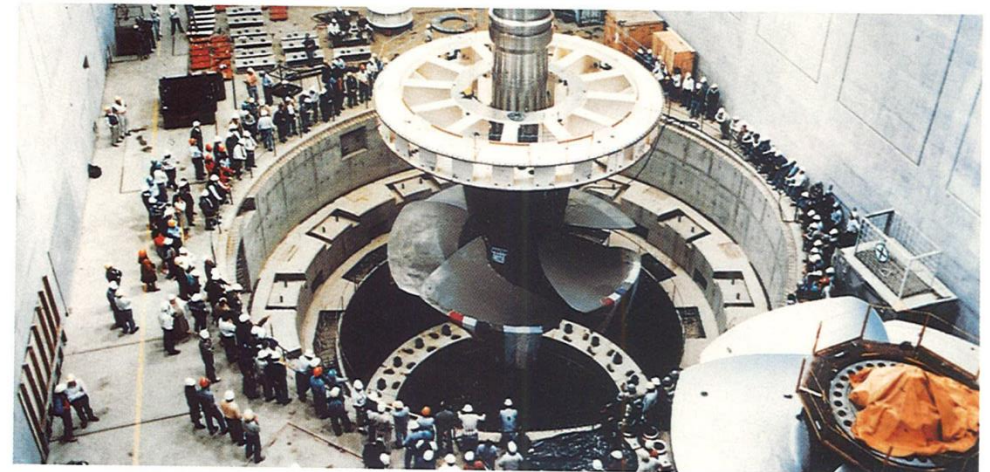
VOITH - Kaplanmaschine für Kraftwerk ' YACYRETA ', Argentinien
 $H = 21.3 \text{ m}$, $Q = 793.4 \text{ m}^3/\text{s}$, $P = 154 \text{ MW}$, Laufraddurchmesser = 9500 mm



5-Achsen-Fräsen der Schaufeln
und Zusammenbau des Laufrades.



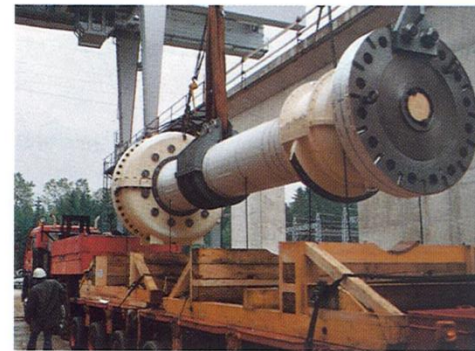
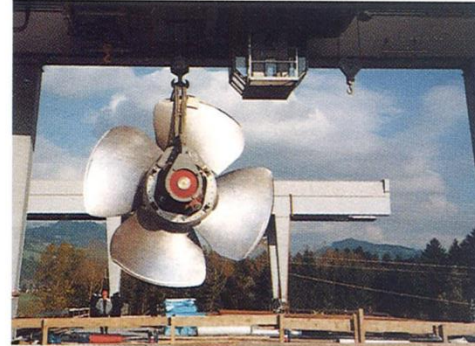
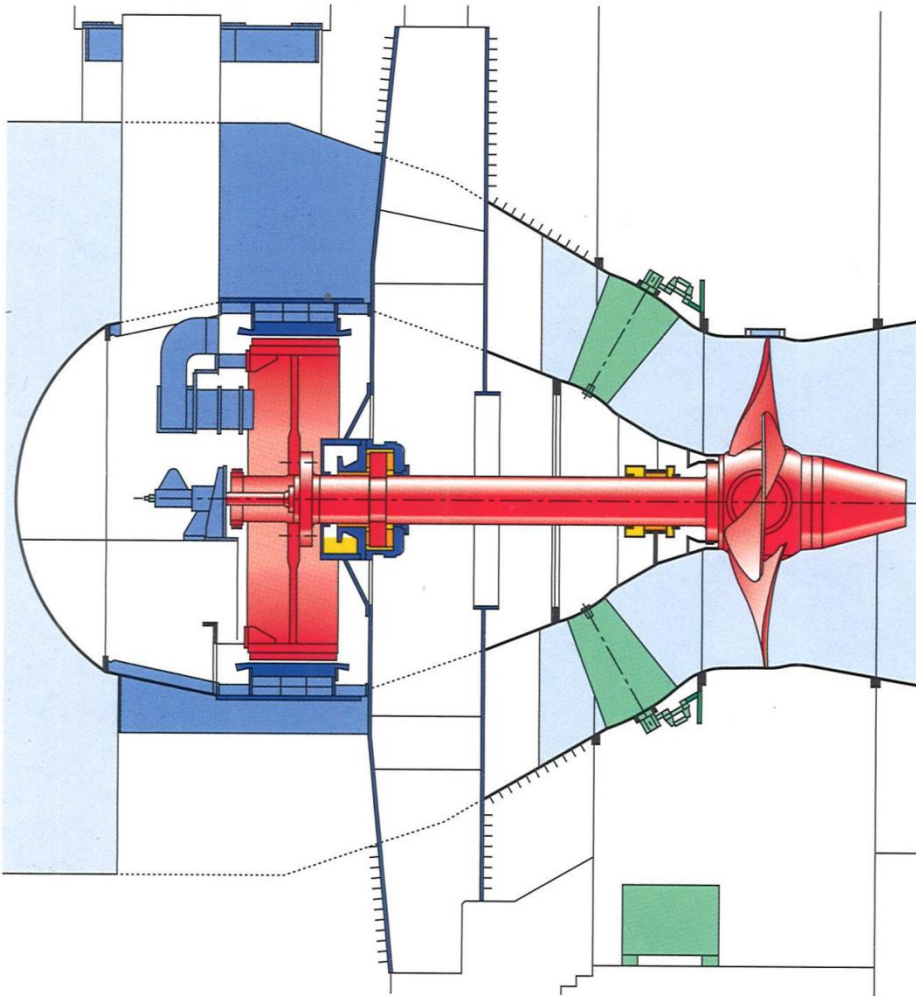
Laufradmontage im Kraftwerk.



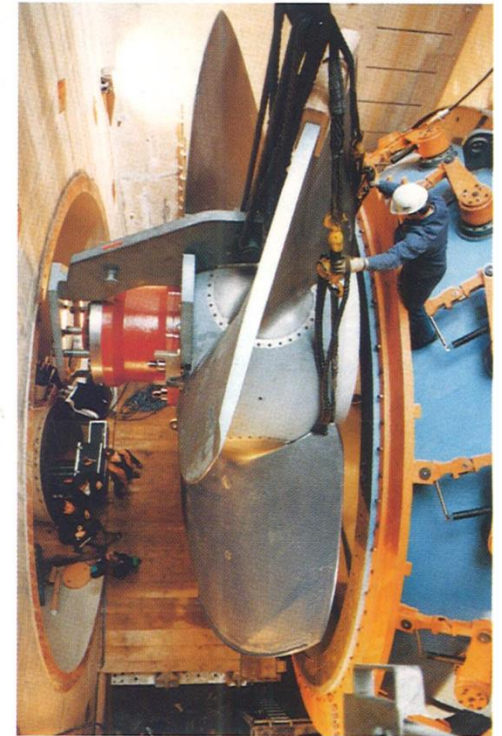
Quelle: Voith

7.3 Kaplan-Turbine

VOITH - Kaplan - Rohrturbine für Kraftwerk ' OBERAUDORF ' BRD
 $H = 11.6 \text{ m}$, $P = 34.5 \text{ MW}$, $Q = 290 \text{ m}^3/\text{s}$, Laufraddurchmesser = 6100 mm



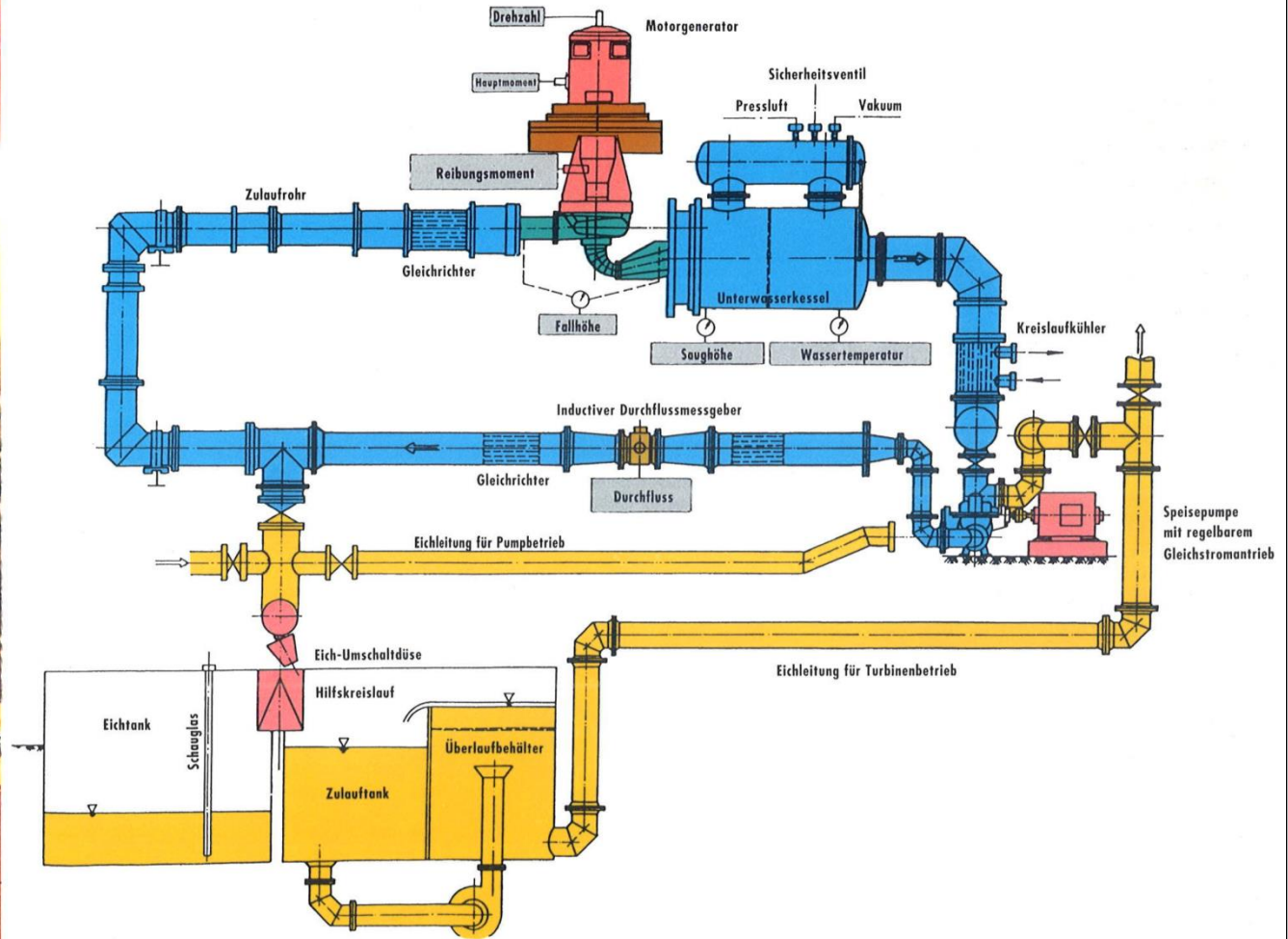
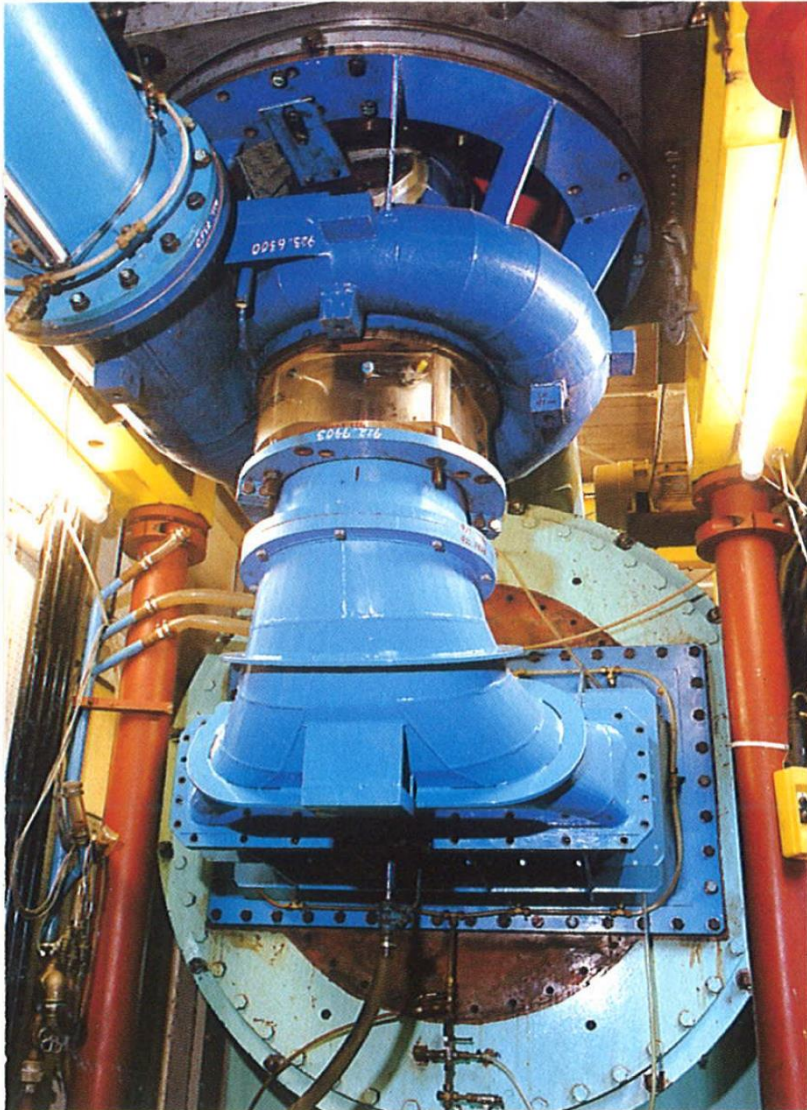
*Baustellenmontage:
Einfahren von Laufrad
und Welle,*



Einbau des Laufrades.

Quelle: Voith

7.3 Kaplan-Turbine



Quelle: Voest-Alpine/MCE

7.3 Kaplan-Turbine

Beispiel für Kaplan-Turbine mittlerer Schnellläufigkeit

$$H = 15 \text{ m}$$

$$Q = 516 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

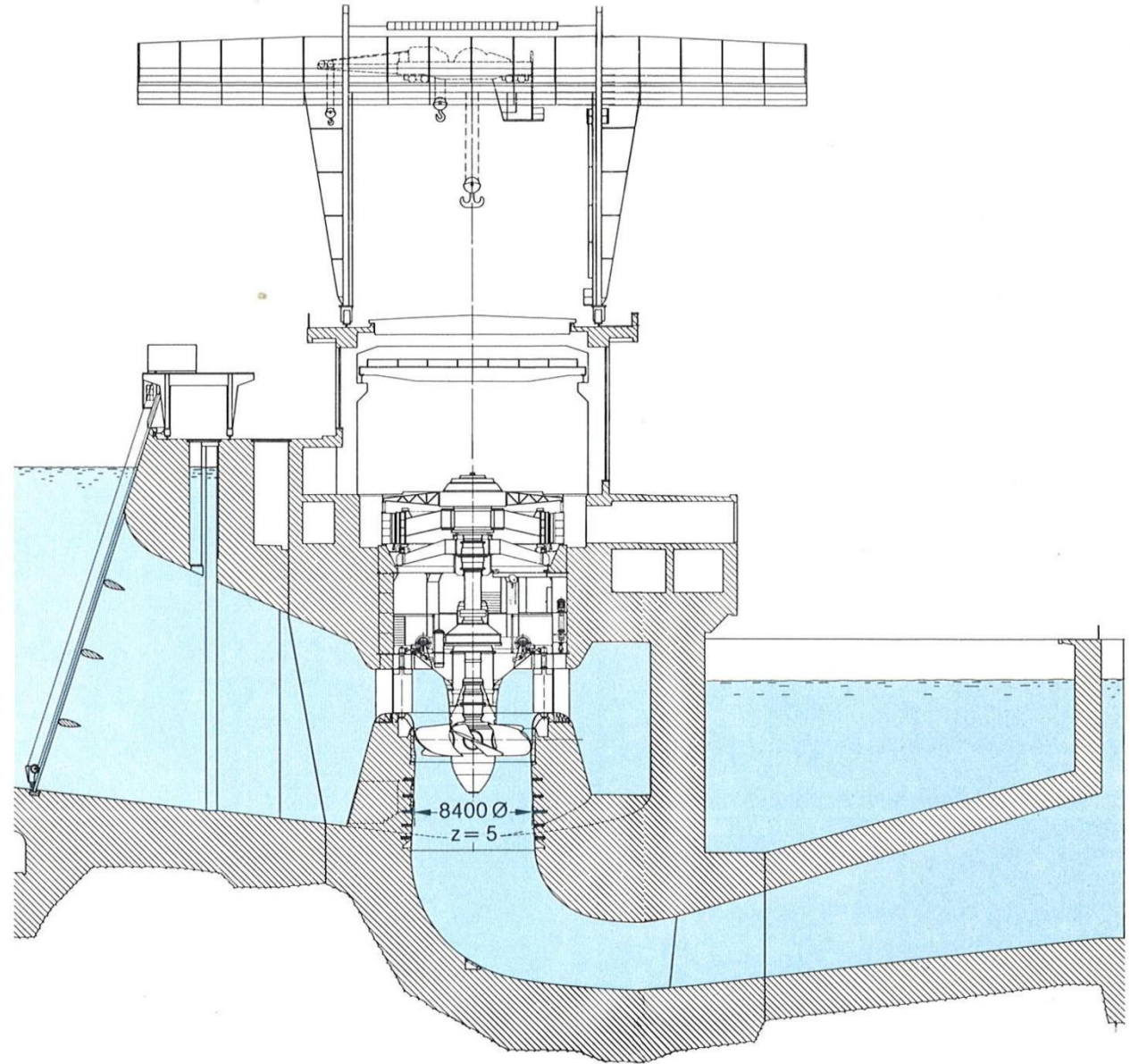
$$n = 68,2 \frac{\text{U}}{\text{min}}$$

$$P = 68,3 \text{ MW}$$

$$n_q = 203,25 \frac{\text{U}}{\text{min}}$$

$$n_s = 742 \text{ [PS]} = 637 \text{ [kW]}$$

Betonspirale reicht wegen niedrigerer Festigkeitsanforderungen



Quelle: Voith

7.3 Kaplan-Turbine

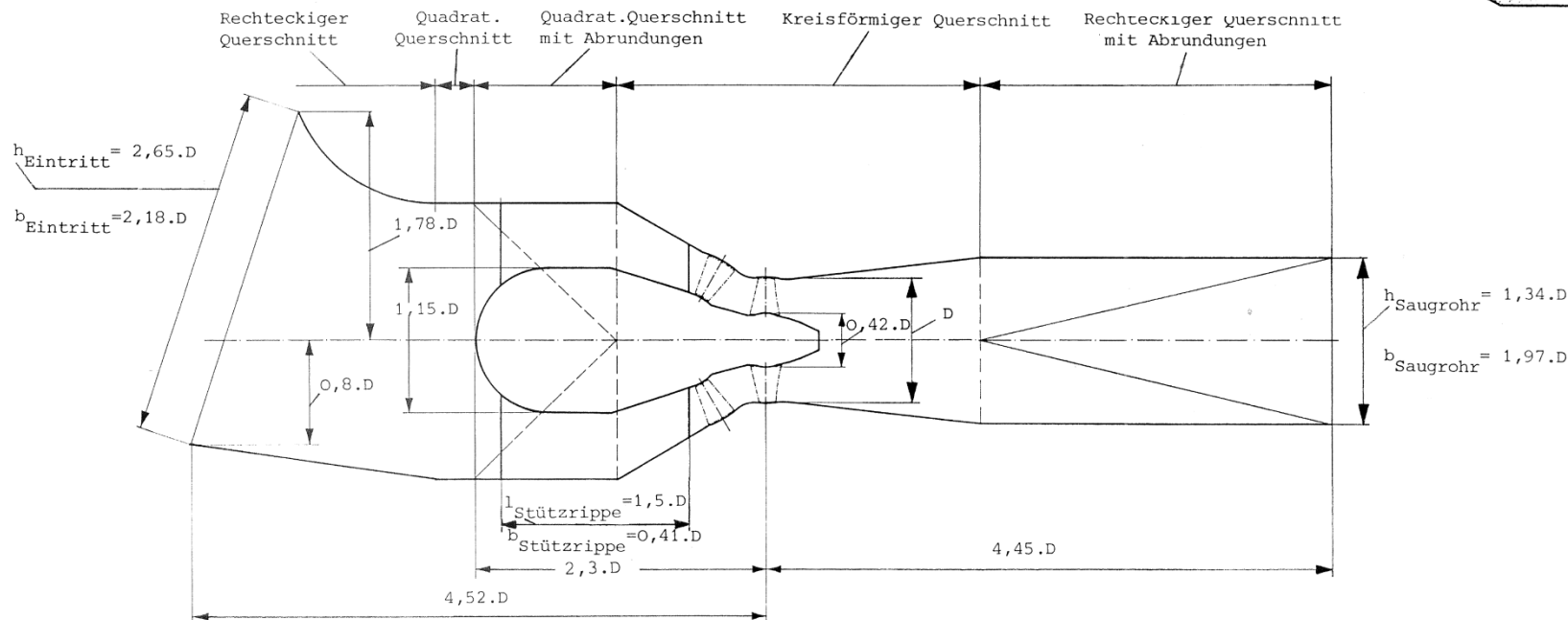
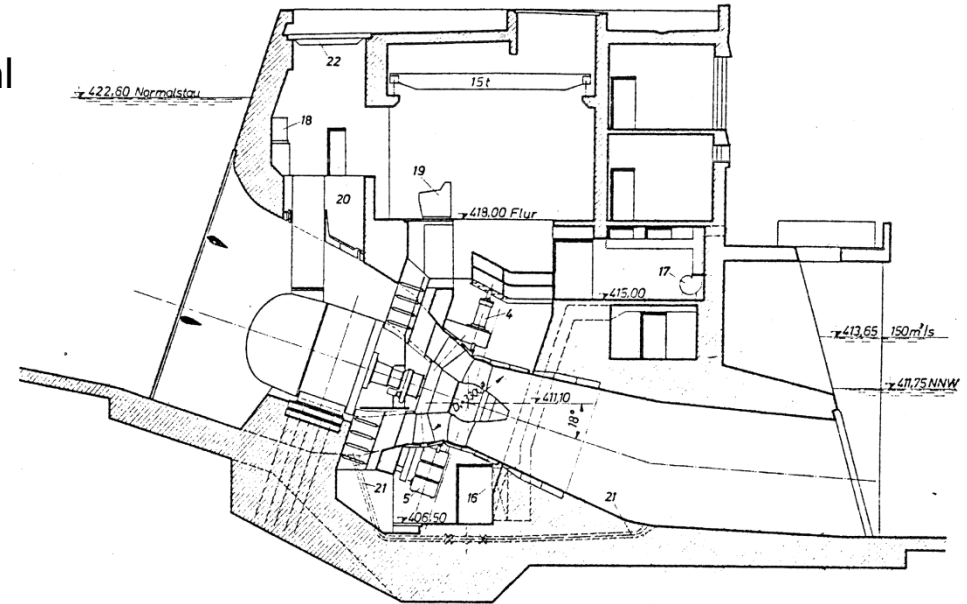
Saugrohr spielt bei zunehmender spezifischer Drehzahl immer wichtigere Rolle:

→ gerades Saugrohr → **Rohrturbine**

Generator in „Birne“ = engl. **Bulb**

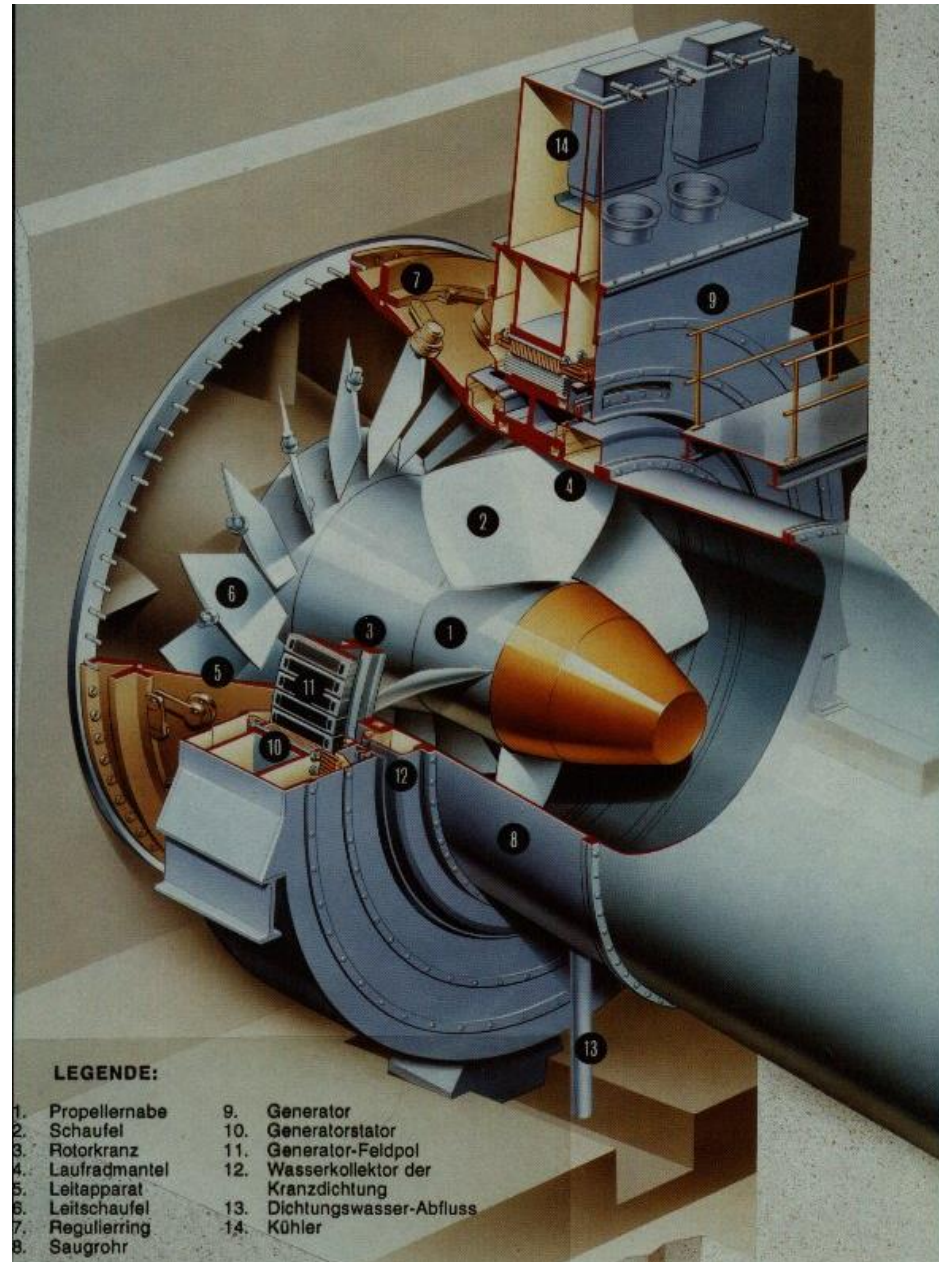
→ Wirkungsgradverlust im Generator

Leitapparat: - Öffnen durch Servomotor
 - Schließen durch Gewicht



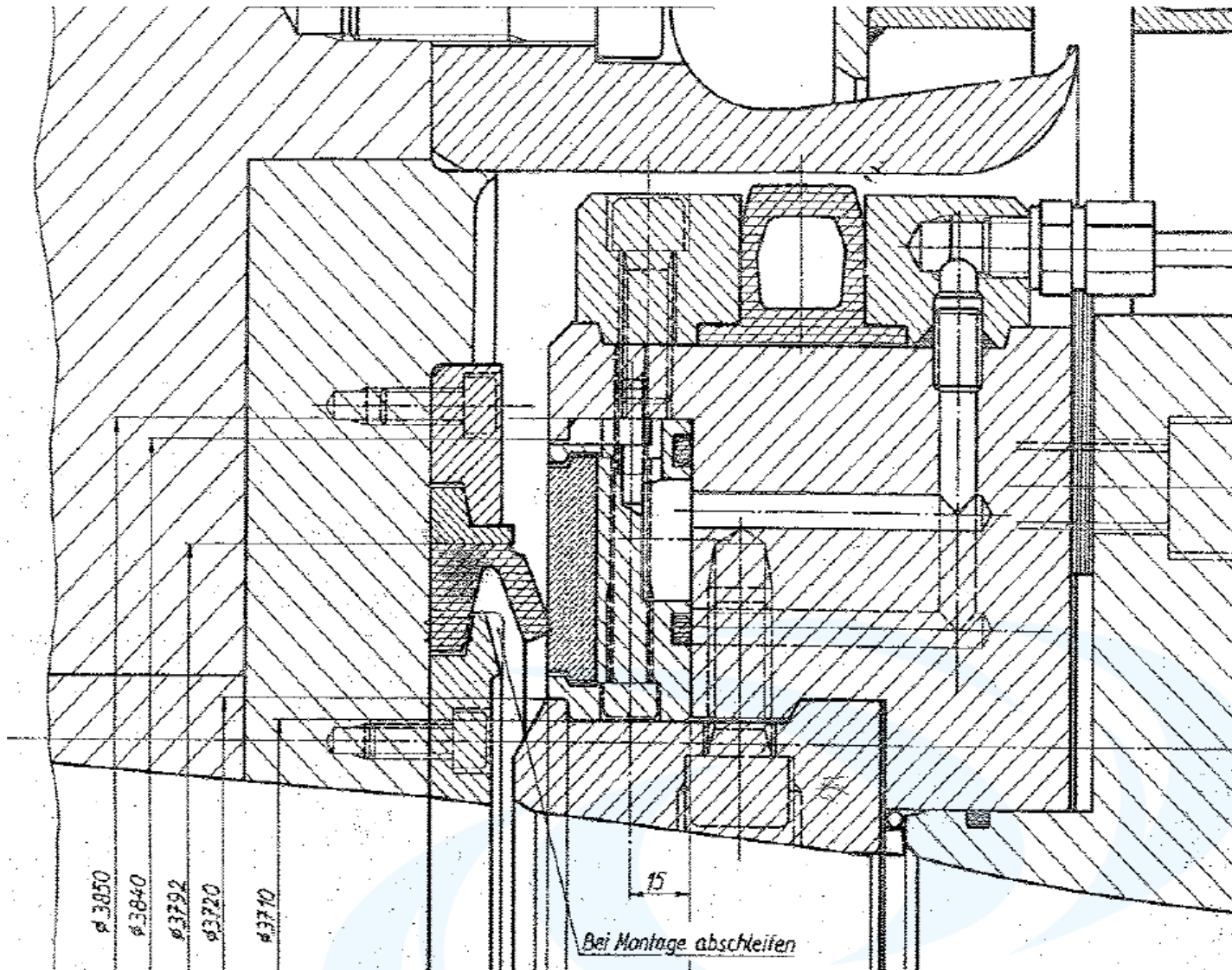
7.3 Kaplan-Turbine

Schnitt durch eine STRAFLO-Turbine



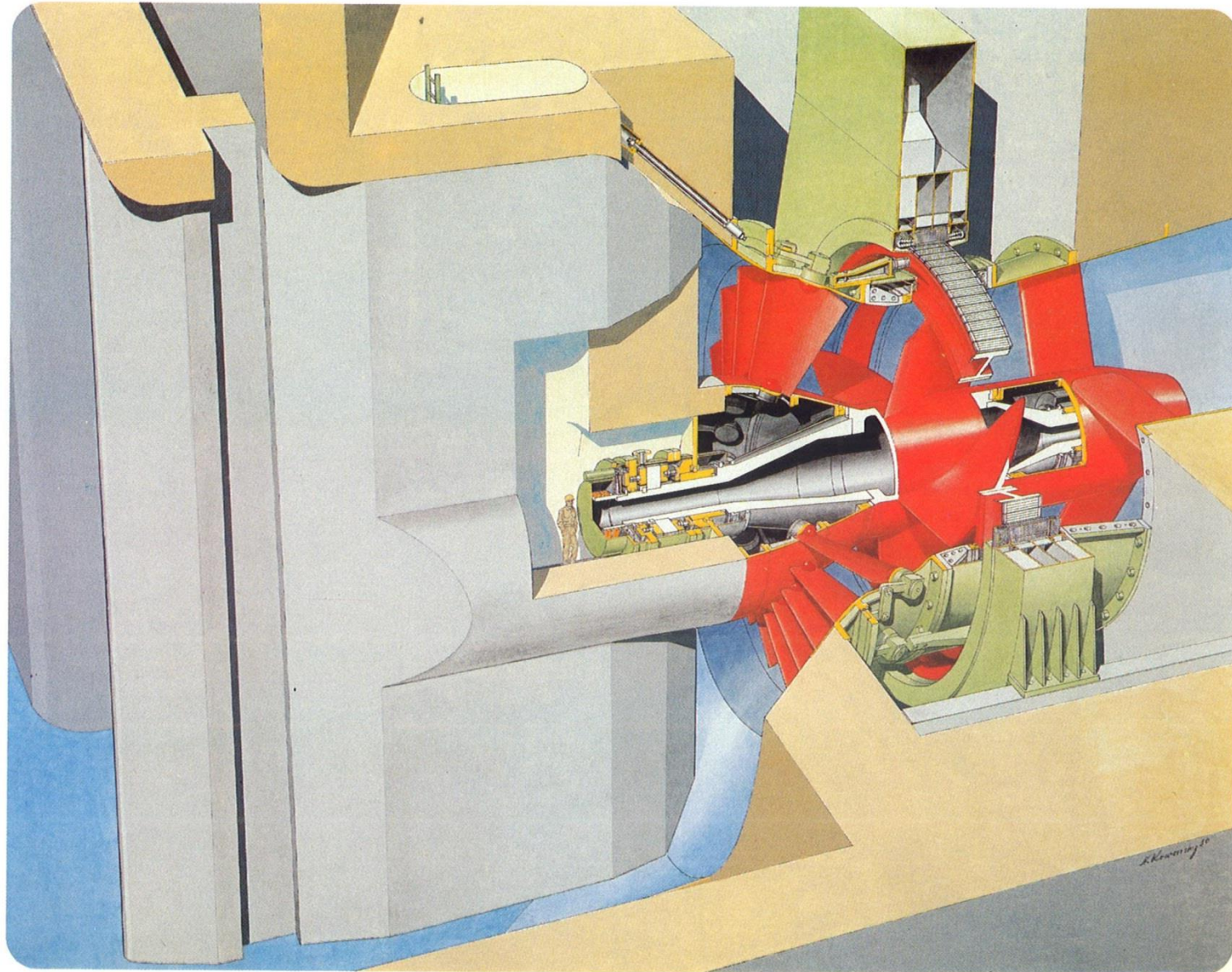
7.3 Kaplan-Turbine

Detail: Außenkranzdichtung der STRAFLO-Turbine am Standort Weinzödl



7.3 Kaplan-Turbine

Die Groß-STRAFLO-Turbine im Einsatz bei einem Gezeitenkraftwerk (Annapolis – CDN)



Quelle: Escher-Wyss

7.3 Kaplan-Turbine

**Rotor mit Generatorpolen
nach Werkmontage
der Groß-STRAFLO-Turbine Annapolis**



R.P. DeLory Prototyp-Gezeitenkraftwerk
erreicht 99% Verfügbarkeit

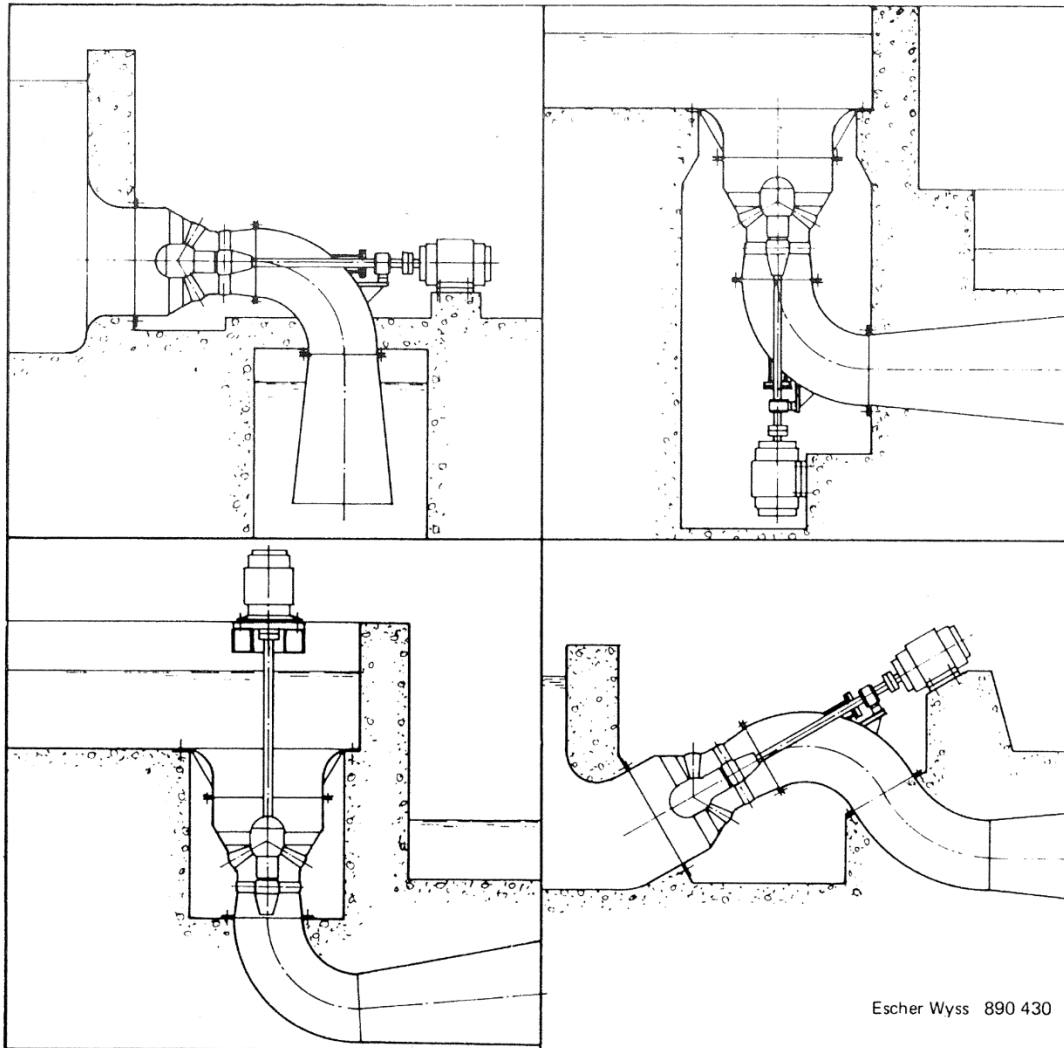
SULZER ESCHER WYSS



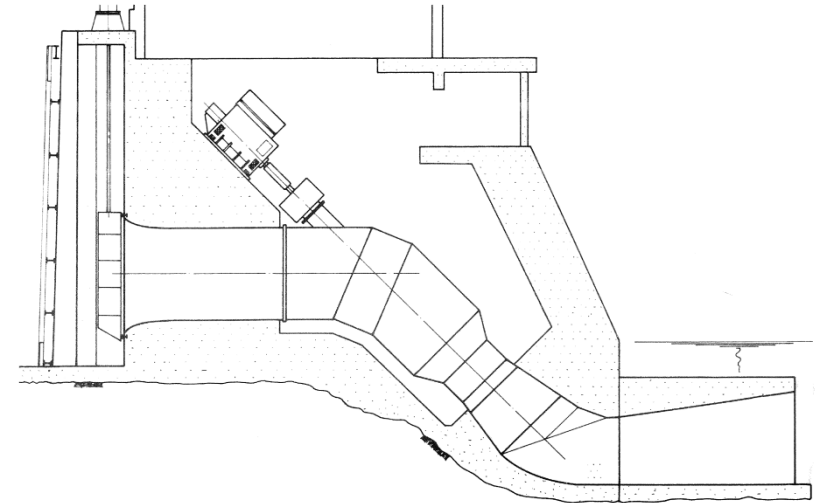
Quelle: Escher-Wyss

7.3 Kaplan-Turbine

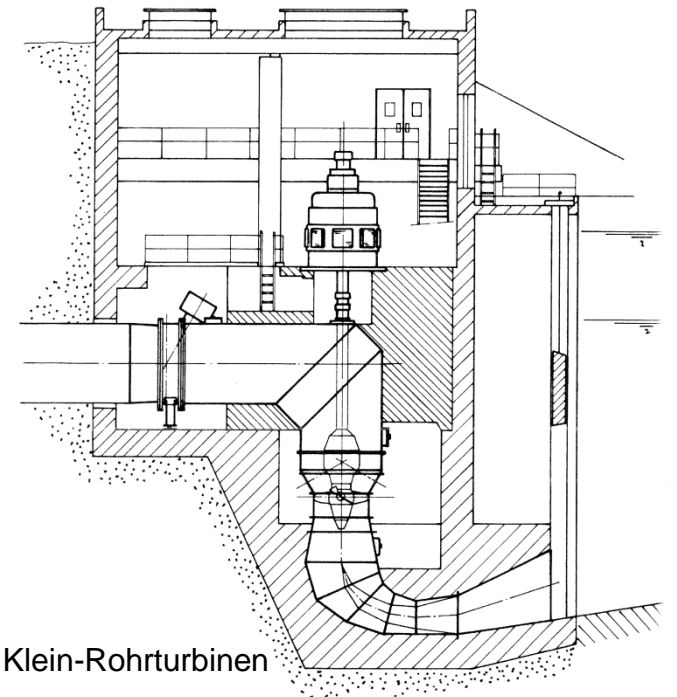
Kaplan-Turbinen werden häufig als Klein-Turbinen gebaut



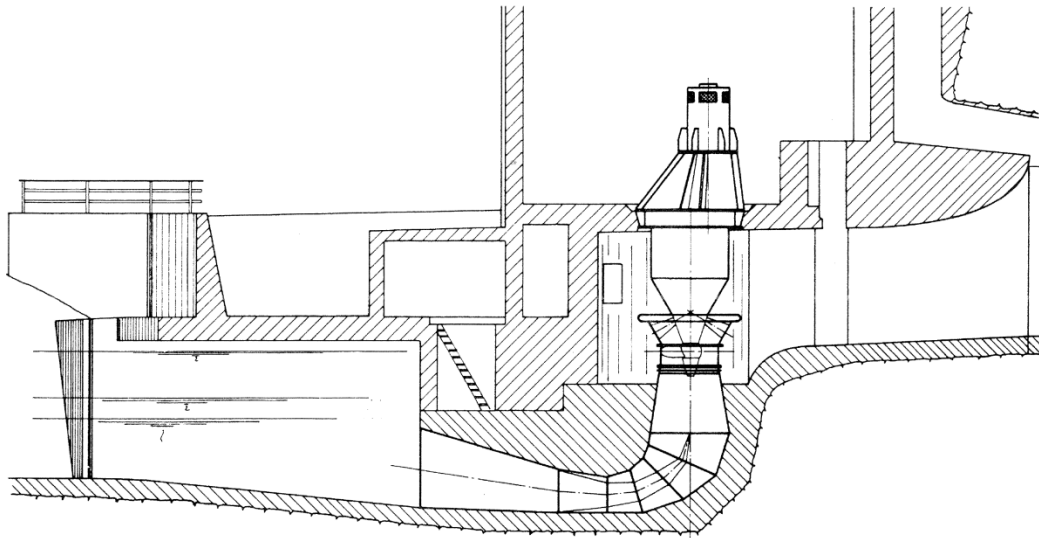
Kaplan-Klein-Turbinen als Vereinfachung der klassischen Rohrturbine



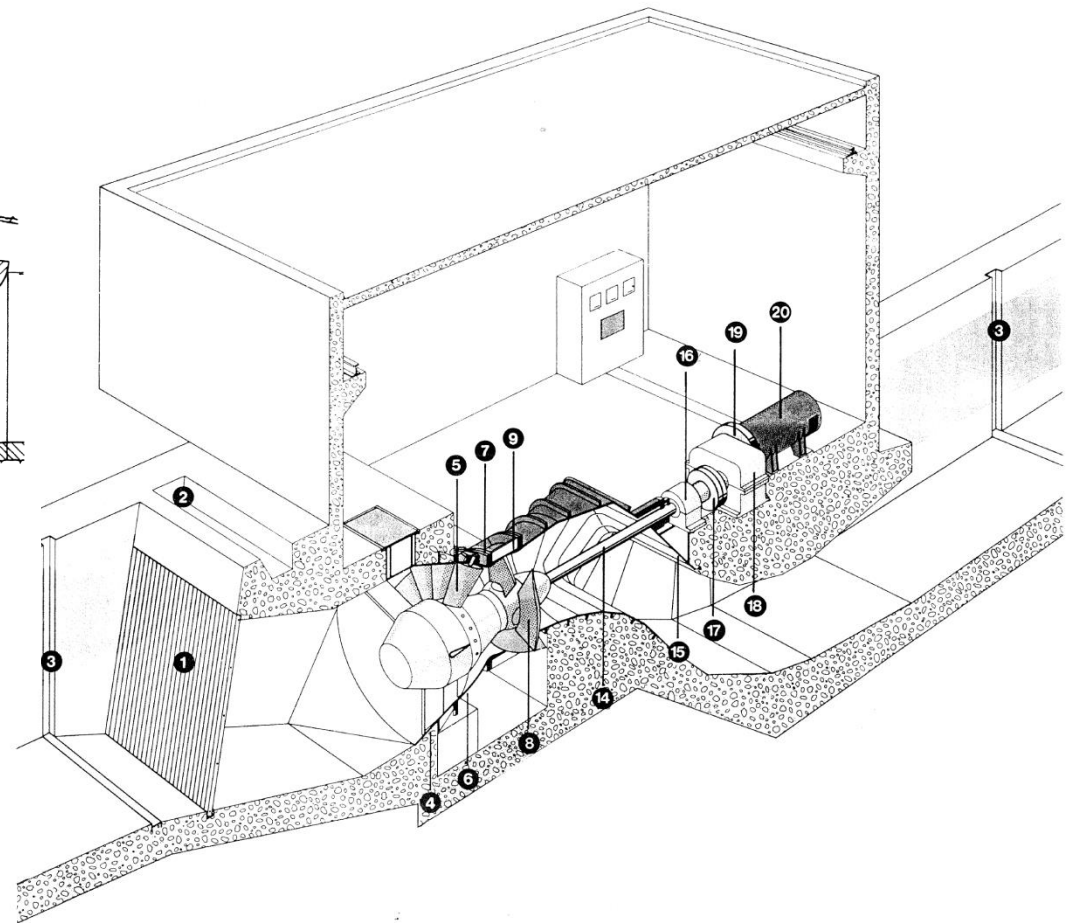
Klein-Rohrturbinen



7.3 Kaplan-Turbine



Klein-Rohrturbinen



- | | |
|---------------------------|-----------------------------------|
| 1 Einlaufrechen | 9 Laufradring |
| 2 Rinne für Rechengut | 14 Turbinenwelle |
| 3 Dammtafelnische | 15 Saugkrümmer |
| 4 Turbinenträger | 16 Führungslager |
| 5 Leitschaufel | 17 elastische Kupplung |
| 6 Leitradring | 18 Getriebe |
| 7 Regulierung für Leitrad | 19 Schwungrad mit elast. Kupplung |
| 8 Laufrad | 20 Generator |

Kleinkraftwerk mit Rohrturbine

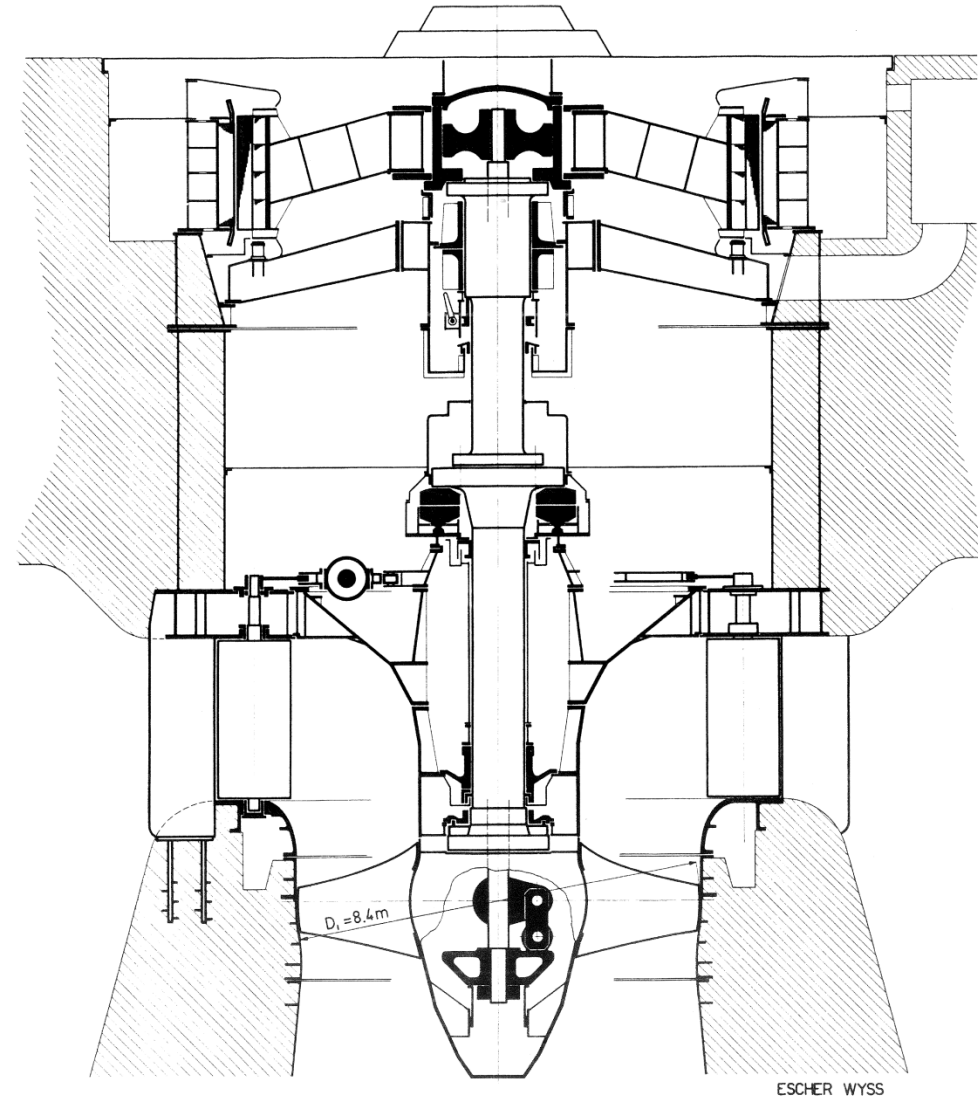
7.3 Kaplan-Turbine

Laufrad mit Welle

Laufschaufeln der Kaplan-Turbine sind verstellbar: Anpassung an variablen Durchfluss

Verstellung durch Verstellstange in hohler Welle und durch Lenker am Schaufelfuß

Die große Erfindung Viktor Kaplans ist die Verstellbarkeit der Laufschaufeln. Die Verstellbarkeit der Leitschaufeln war die entscheidende Erfindung von James B. Francis (ca.: 1850).



Longitudinal section of Kaplan power station Aschach

Output
Net head
Speed
No. of blades

P = 100.000 HP
H = 15 m (49 ft)
n = 68.2 rpm
z = 5

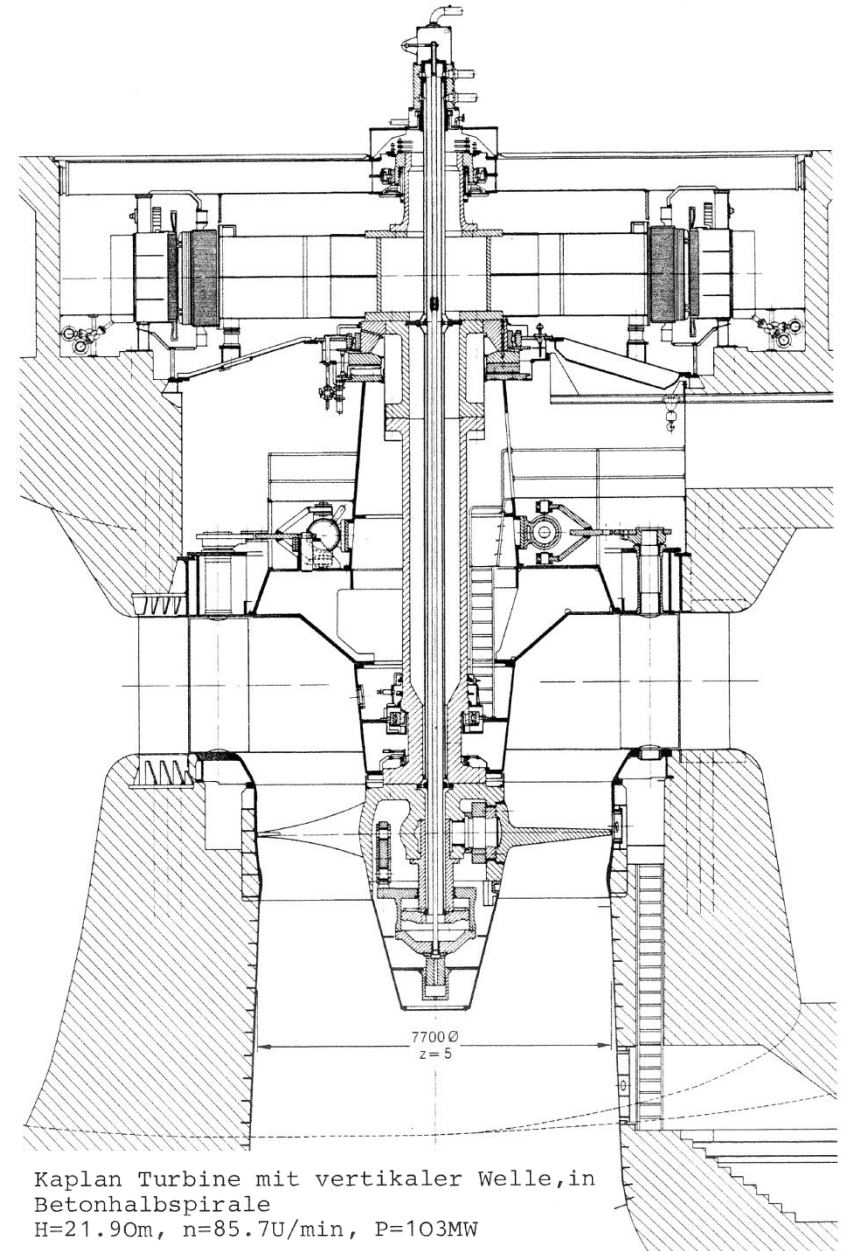
7.3 Kaplan-Turbine

Laufschaufelverstellung durch Servomotor
in Nabenkörper

Hohlwelle transportiert nur Hydrauliköl

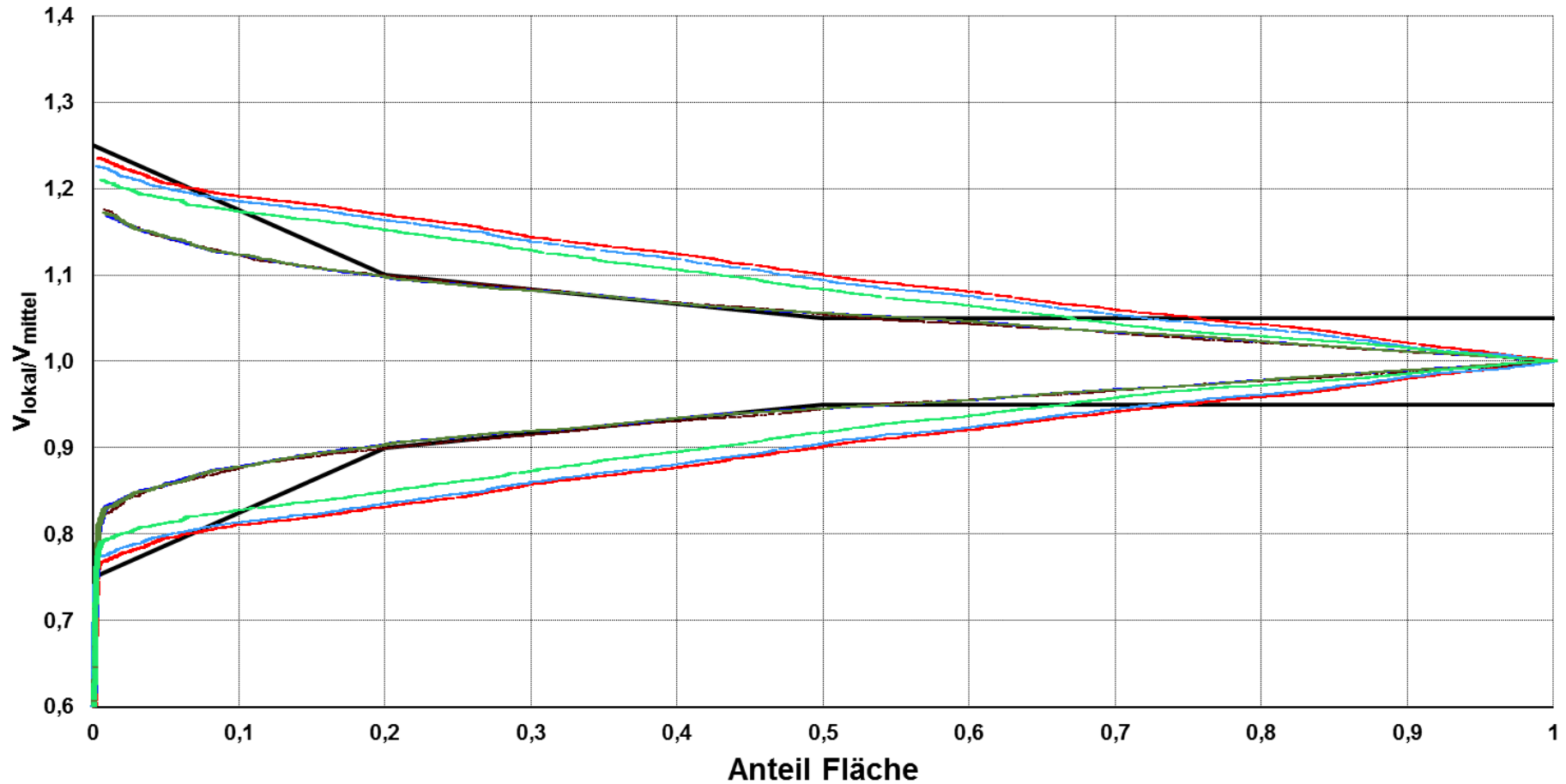
Beanspruchung von Schaufelwurzel

- Momentenbelastung durch Auftrieb und Widerstand
- Fliehkraft durch Rotation
- Instationärer Anteil (10-15% des statischen) reduziert erheblich Lebensdauer (Wöhler-Kurve)
- Biege-Wechsel-Belastung bei Horizontalmaschinen beeinflusst entscheidend die Lebensdauer der Welle
- Kerbwirkung von (Öl-)Bohrungen sorgfältig untersuchen



7.3 Kaplan-Turbine

Vergleich – $Q_{ges} = 200 \text{ m}^3/\text{s}, 140 \text{ m}^3/\text{s}, 100 \text{ m}^3/\text{s} - Q_1 = Q_2$



— Grenzen für Kriterium nach Fischer und Franke

— MA1_2-MA-Betrieb_ $Q_{ges} 100 \text{ m}^3/\text{s}, Q_1 50 \text{ m}^3/\text{s}, Q_2 50 \text{ m}^3/\text{s}$ -Bulb

— MA2_2-MA-Betrieb_ $Q_{ges} 140 \text{ m}^3/\text{s}, Q_1 70 \text{ m}^3/\text{s}, Q_2 70 \text{ m}^3/\text{s}$ -Bulb

— MA2_2-MA-Betrieb_ $Q_{ges} 200 \text{ m}^3/\text{s}, Q_1 100 \text{ m}^3/\text{s}, Q_2 100 \text{ m}^3/\text{s}$ -Bulb

— MA2_2-MA-Betrieb_ $Q_{ges} 100 \text{ m}^3/\text{s}, Q_1 50 \text{ m}^3/\text{s}, Q_2 50 \text{ m}^3/\text{s}$ -Bulb

— MA1_2-MA-Betrieb_ $Q_{ges} 140 \text{ m}^3/\text{s}, Q_1 70 \text{ m}^3/\text{s}, Q_2 70 \text{ m}^3/\text{s}$ -Bulb

— MA1_2-MA-Betrieb_ $Q_{ges} 200 \text{ m}^3/\text{s}, Q_1 100 \text{ m}^3/\text{s}, Q_2 100 \text{ m}^3/\text{s}$ -Bulb

7.3 Kaplan-Turbine

Turbineneintrittsfläche:

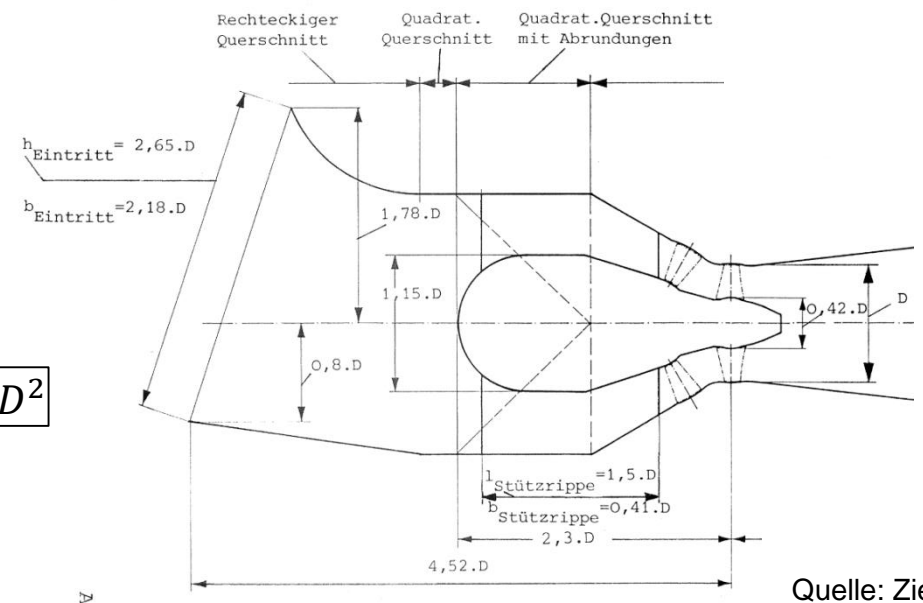
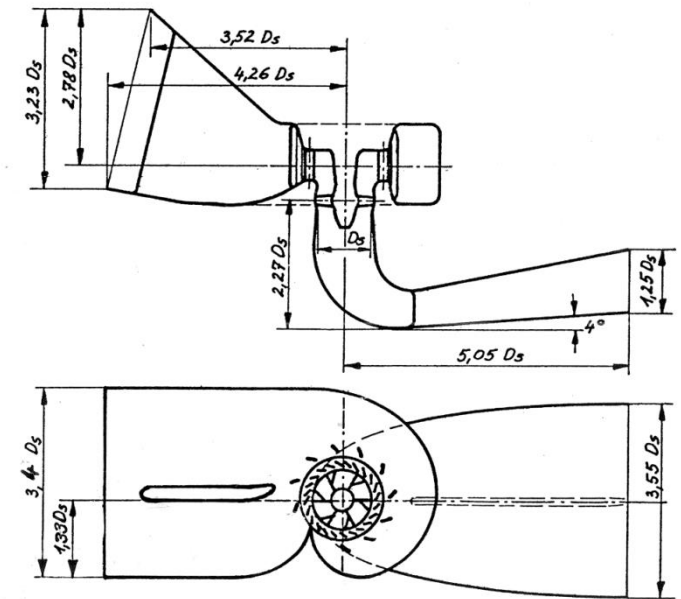
$$B \cdot H = 3,4 \cdot 3,23 \cdot D^2 = 10,98 \cdot D^2$$

Bei Rohrturbinen ist Beschleunigung (=ausgeglichener Effekt) schwächer als bei Kaplan-Turbinen

→ Bei Rohrturbinen besonderes Augenmerk auf rotationssymmetrischer Zuströmung:

- Zulaufsohle
- Einlaufrechen mit Stützen
- Rippen (Zugang zur Birne)

$$B \cdot H = 2,18 \cdot 2,65 \cdot D^2 = 5,76 \cdot D^2$$



Quelle: Ziegler

7.3 Kaplan-Turbine

Überlegungen zum Saugrohr-Verlust

$$h_v = \frac{c_e^2 - c_a^2}{2g} \cdot (1 - \eta_D)$$

$$= \frac{Q^2}{2g} \cdot \frac{1}{A_e^2} \cdot \left(1 - \frac{A_e^2}{A_a^2}\right) \cdot (1 - \eta_D)$$

mit $Q = Q_{11} \cdot D^2 \cdot \sqrt{H}$

$$A_e = \frac{\pi D_s^2}{4} \cdot (1 - v^2)$$

$$h_v = Q_{11}^2 \cdot \left(\frac{D}{D_s}\right)^4 \cdot H \cdot \left(1 - \frac{A_e^2}{A_a^2}\right) \cdot (1 - \eta_D) \cdot \frac{8}{g\pi^2 \cdot (1 - v^2)^2}$$

Damit kann der Saugrohrverlust (ohne Austrittsverlust) als Funktion typischer Turbinenwerte dargestellt werden

Kaplan:

$$Q_{11} = 2,5$$

$$D/D_s = 1/0,975$$

$$A_e/A_a = 0,2$$

$$v = 0,35$$

$$h_v/H = Q_{11}^2 \cdot (1 - \eta_D) \cdot 0,115$$

vgl. Francis

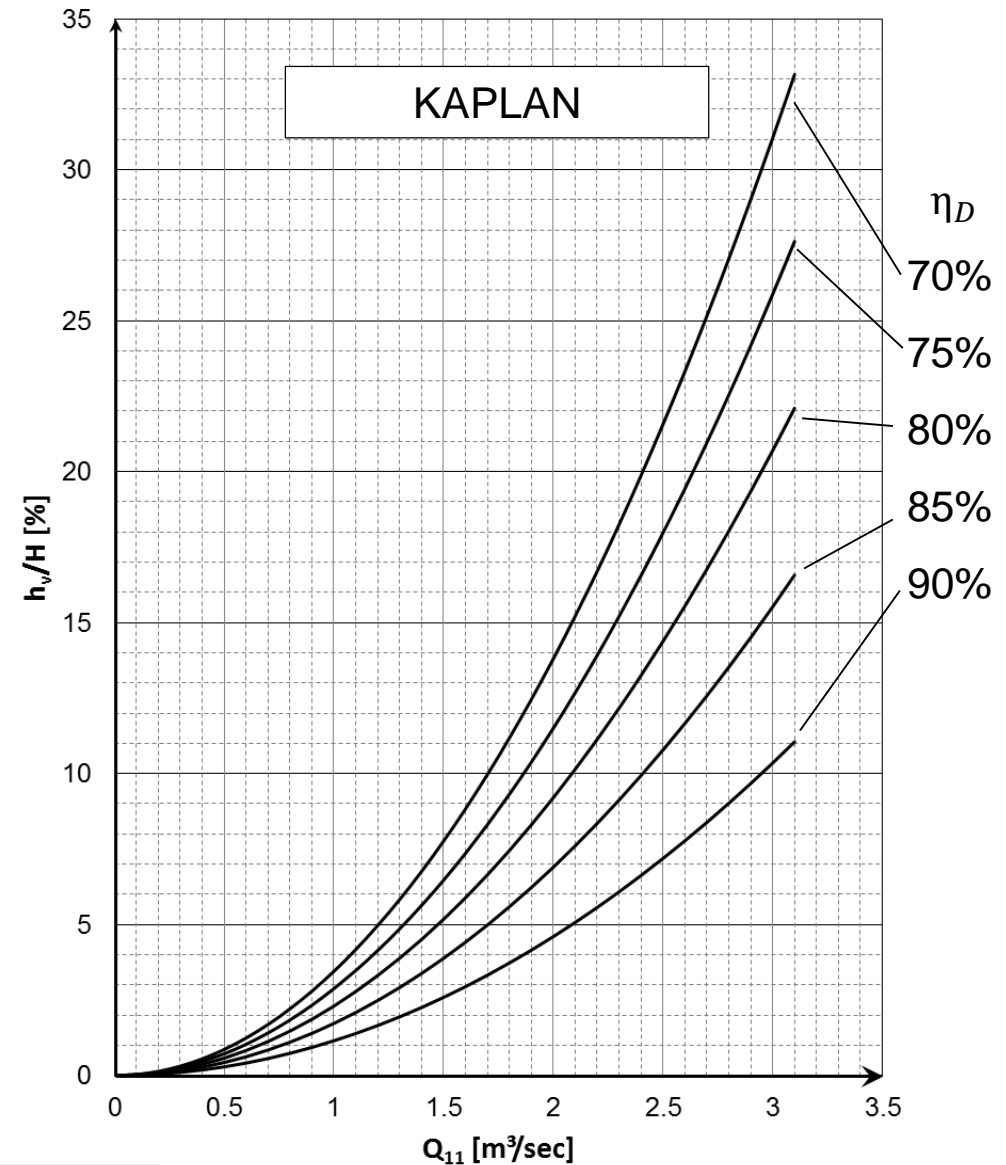
$$Q_{11} = 0,5$$

$$D/D_s = 1,15$$

$$A_e/A_a = 0,11$$

$$v = 0$$

$$h_v/H = Q_{11}^2 \cdot (1 - \eta_D) \cdot 0,143$$



7.3 Kaplan-Turbine

- aus $\frac{dh_v/H}{d\eta} = -1$ (1 Punkt relativer Saugrohrverlust h_v/H entspricht 1 Punkt Saugrohrwirkungsgrad)
→ $Q_{11} = 2,949 \text{ m}^3/\text{s}$ Bei diesem spezifischen Durchsatz schlägt sich 1 Punkt Saugrohrverlust mit einem Punkt Turbinenwirkungsgrad nieder
- Wirkungsgradunterschiede Kaplanturbine – Rohrturbine (-6%) entspricht 8% η_D -Verlust

7.3 Kaplan-Turbine

- **Geschwindigkeitshöhe am Saugrohereintritt...**

...liegt bei der Kaplanturbine in einem engen Band

$$\frac{c_s^2}{2gH} = Kc_s^2$$

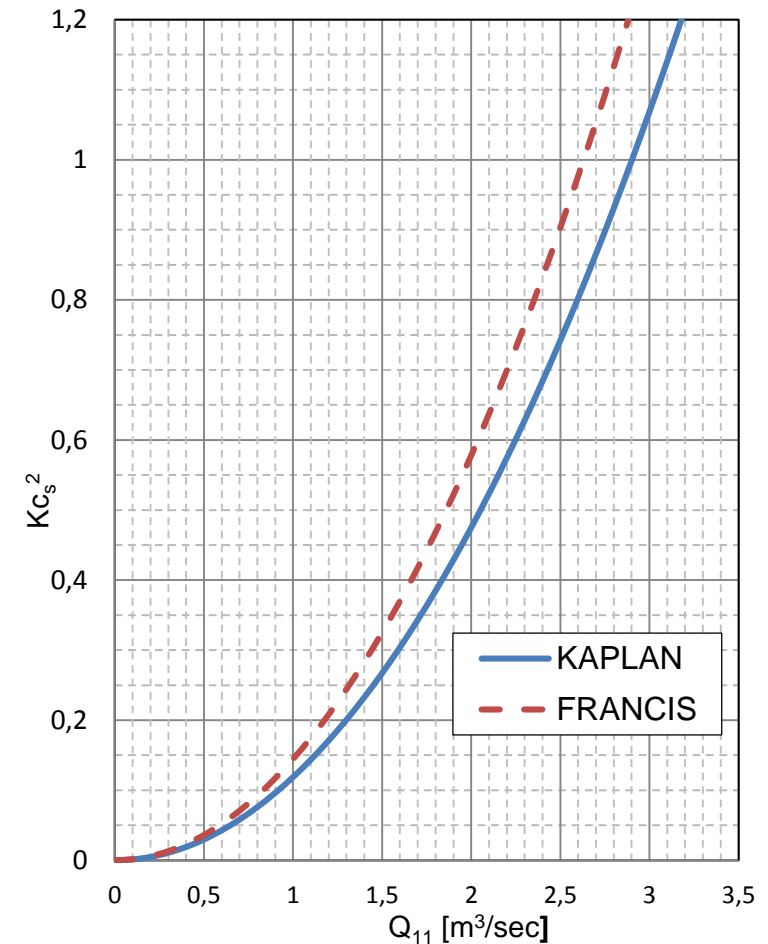
$$Kc_s = \frac{c_s}{\sqrt{2gH}} = \frac{Q}{A_s} \cdot \frac{1}{\sqrt{2gH}} = \frac{Q_{11} D^2 \sqrt{H}}{A_s \sqrt{2gH}} = \frac{Q_{11} D^2}{\frac{\pi}{4} \cdot D_s^2 \cdot (1 - v^2) \cdot \sqrt{2g}}$$

→ mit angegebenen Annahmen für D/D_s und v

$$Kc_s = Q_{11} \cdot 0,345 \quad \leftrightarrow \quad Kc_s^2 = Q_{11}^2 \cdot 0,119$$

vgl. Francis

$$Kc_s = Q_{11} \cdot 0,380 \quad \leftrightarrow \quad Kc_s^2 = Q_{11}^2 \cdot 0,145$$



7.3 Kaplan-Turbine

Bestpunkt Turbine-Auslegungspunkt Laufrad

geg.: Q, H, n

Gesamtverlust der Turbine: v_{TU} : spezifische Turbinenverluste

$$\sum v_{TU} = \frac{h_{v,Saugrohr}}{H} + \frac{h_{v,La}}{H} + \frac{h_{v,Einlauf+Le}}{H} + \frac{Q_{Spalt}}{Q} = 1 - \eta_{hydr}$$

Saugrohr: $h_v/H = Q_{11}^2 \cdot (1 - \eta_D) \cdot 0,115$

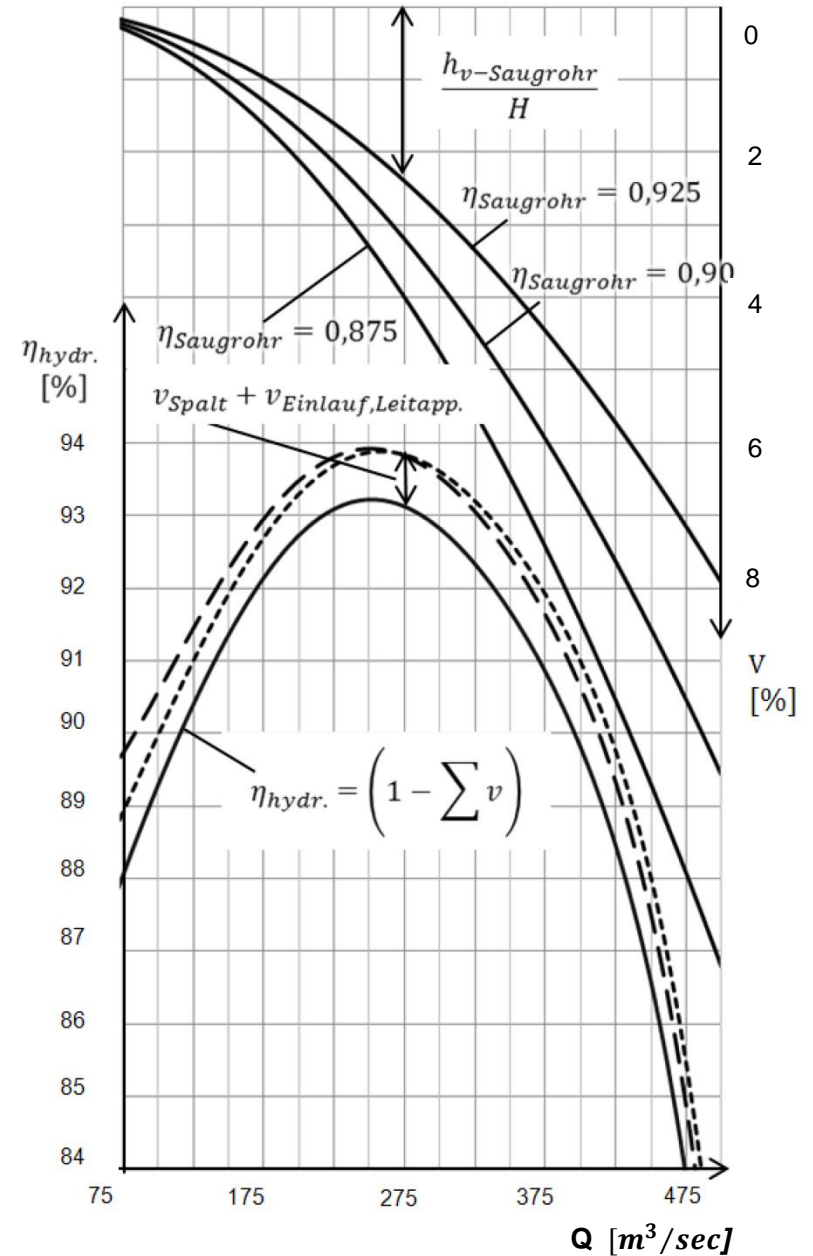
Einlauf: $h_v/H = K_2 \cdot Q^2$

Spalte: $Q_{Spalt}/Q = K_1/Q$

nach $h_{v,La}/H$ auflösen.

	1	2
Spalt	0,5%	0,25%
Einlauf	0,2%	0,4%
	-----

alles bei $Q = 250 \text{ m}^3/\text{s}$



7.3 Kaplan-Turbine

Mit diesen Annahmen:

$\frac{h_v}{H} \Big|_{La}$ kann in Abhängigkeit dieser Annahmen berechnet werden

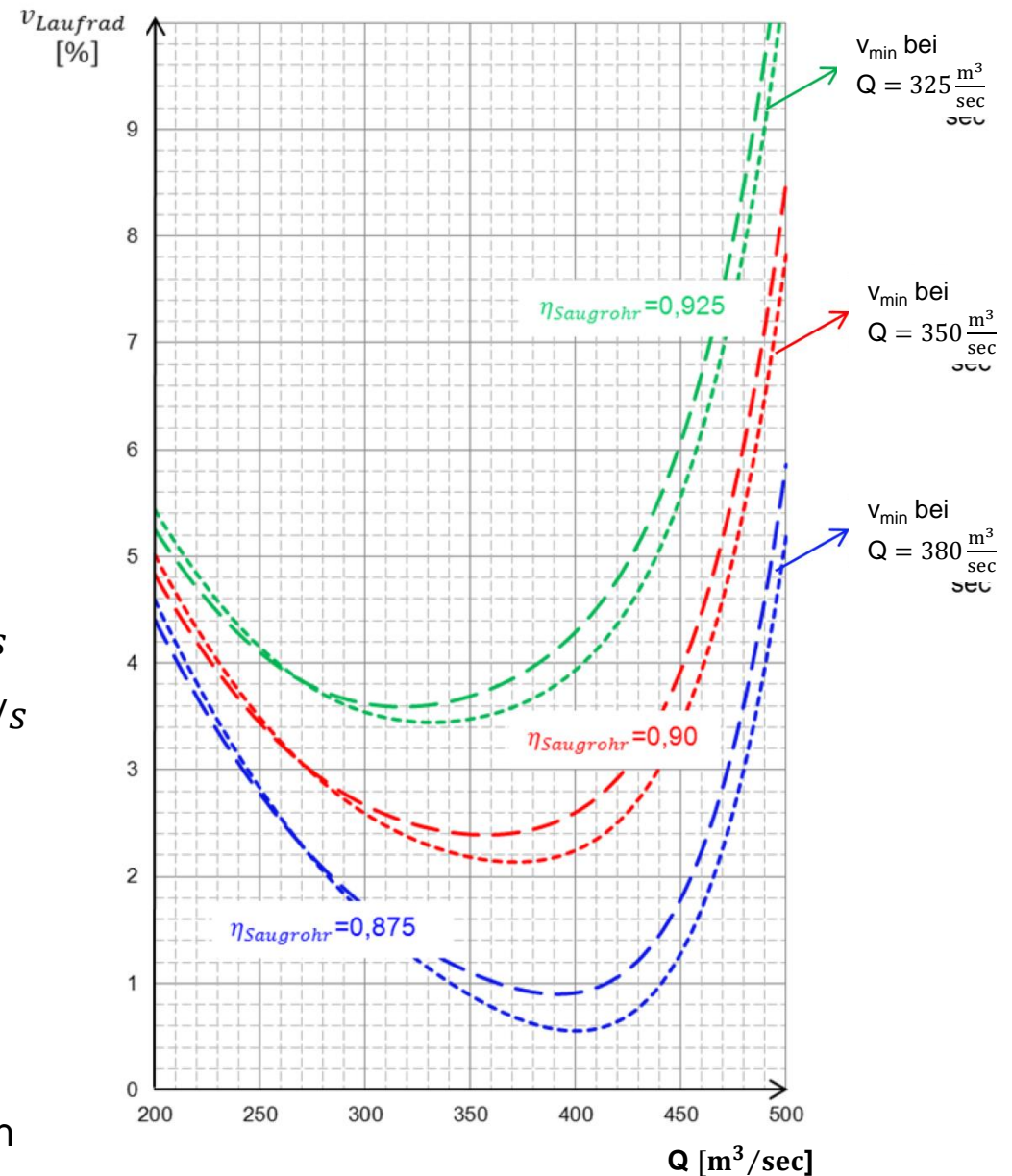
Unterschiedliche Annahmen der Spalt- und Einlaufverluste haben nur geringen Einfluss auf v_{\min} bzw. Q_{\min}

→ optimaler Laufrad-Wirkungsgrad bei $Q \approx 350 \text{ m}^3/\text{s}$
 optimaler Turbinen-Wirkungsgrad bei $Q \approx 250 \text{ m}^3/\text{s}$

Laufrad wird für erheblich größeren Durchsatz ausgelegt als Turbine.

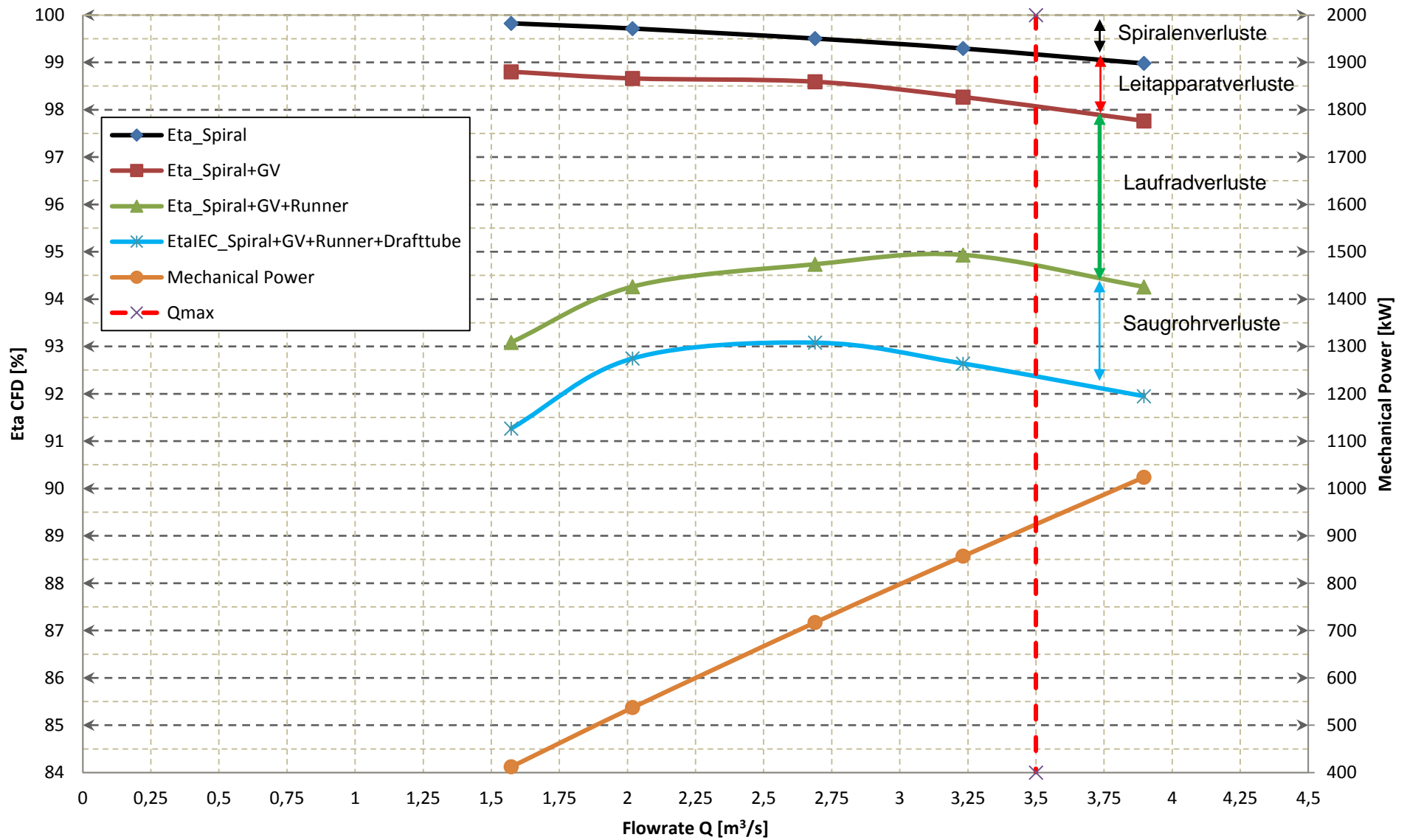
Kaplan-Schnellläufer: durchsichtig, 3-4 Schaufeln

Kaplan-Langsamläufer: undurchsichtig, 7-8 Schaufeln

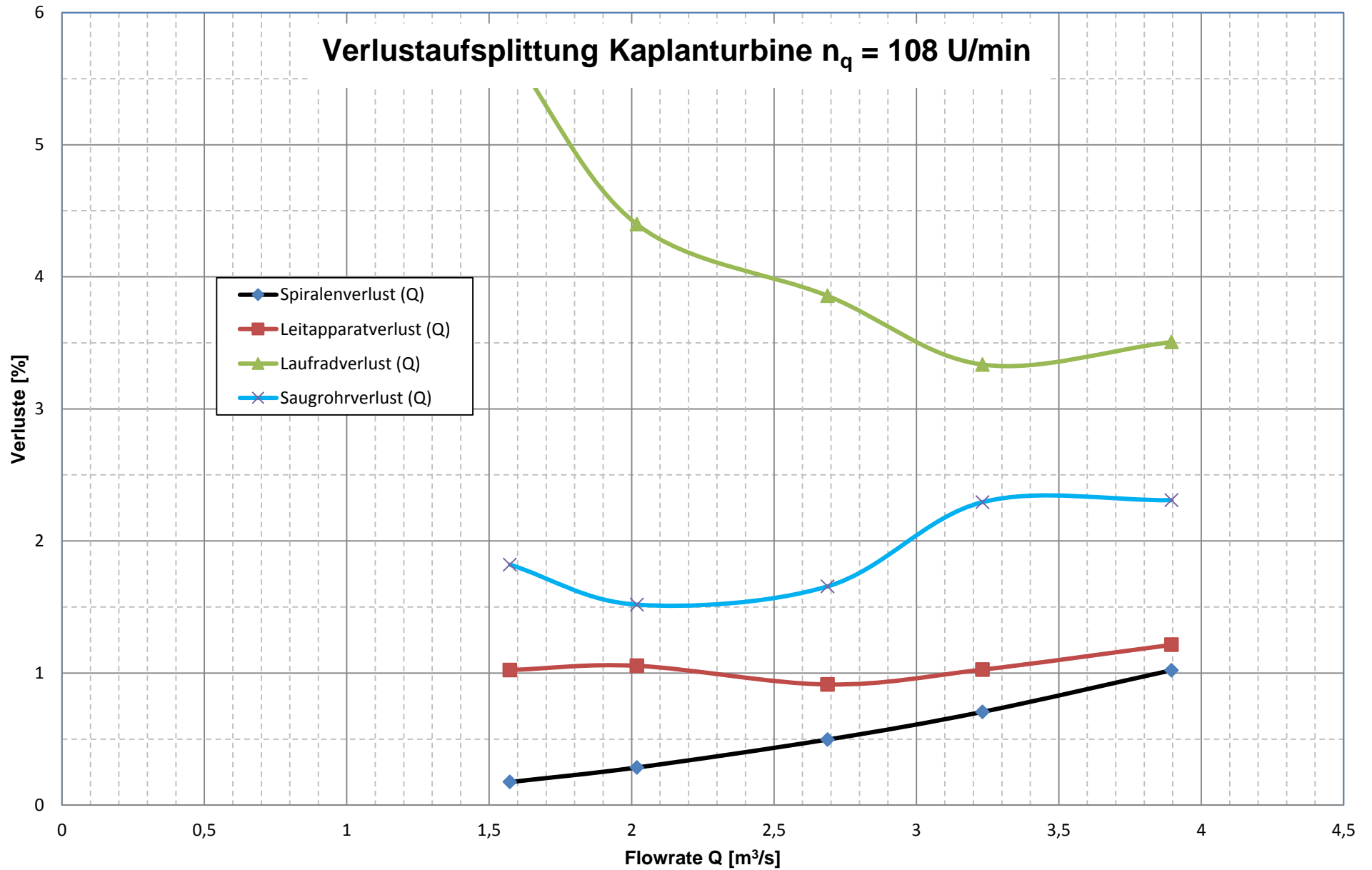


7.3 Kaplan-Turbine

Wirkungsgradaufsplittung einer Kaplan turbine $n_q = 108 \text{ U/min}$



7.3 Kaplan-Turbine



7.3 Kaplan-Turbine

Off Design Behaviour:

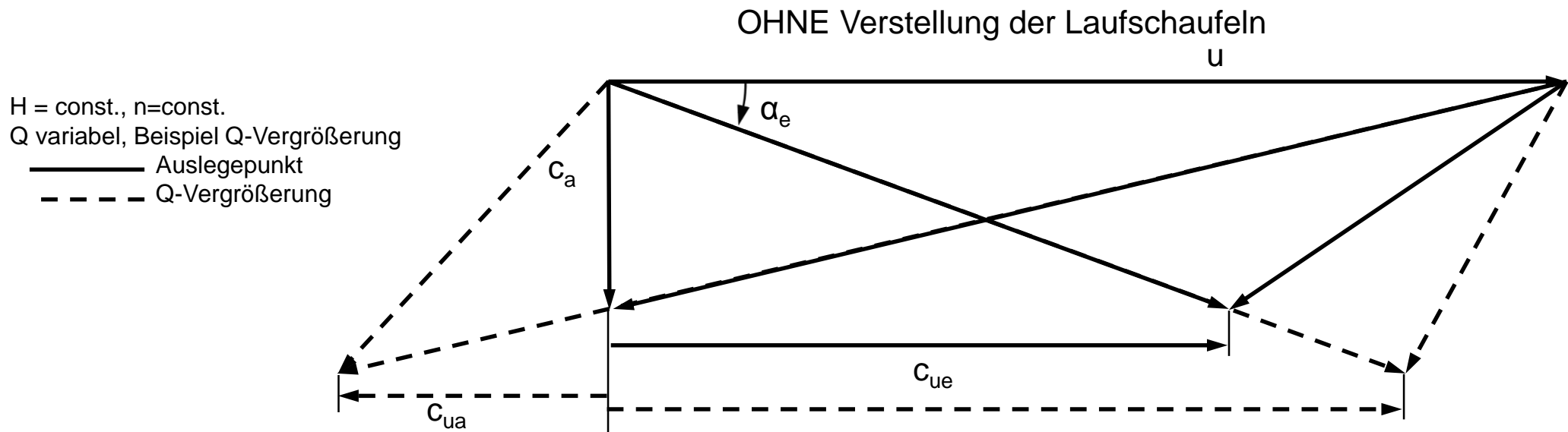
Durchsatzänderung

- Steigendes Q bedeutet bei Francis-Turbine Gegendrall am Turbinen-Austritt.
Aus $H = \frac{1}{g} \cdot (u_e \cdot c_{ue} - u_a c_{ua})$ folgt, dass mit steigendem c_m und somit steigendem c_{ua} (Gegendrall) auch H eigentlich steigt. Zum Ausgleich dieser Tendenz:

Kaplan: Steiler stellen der Laufschaufel

→ drallfreier Austritt

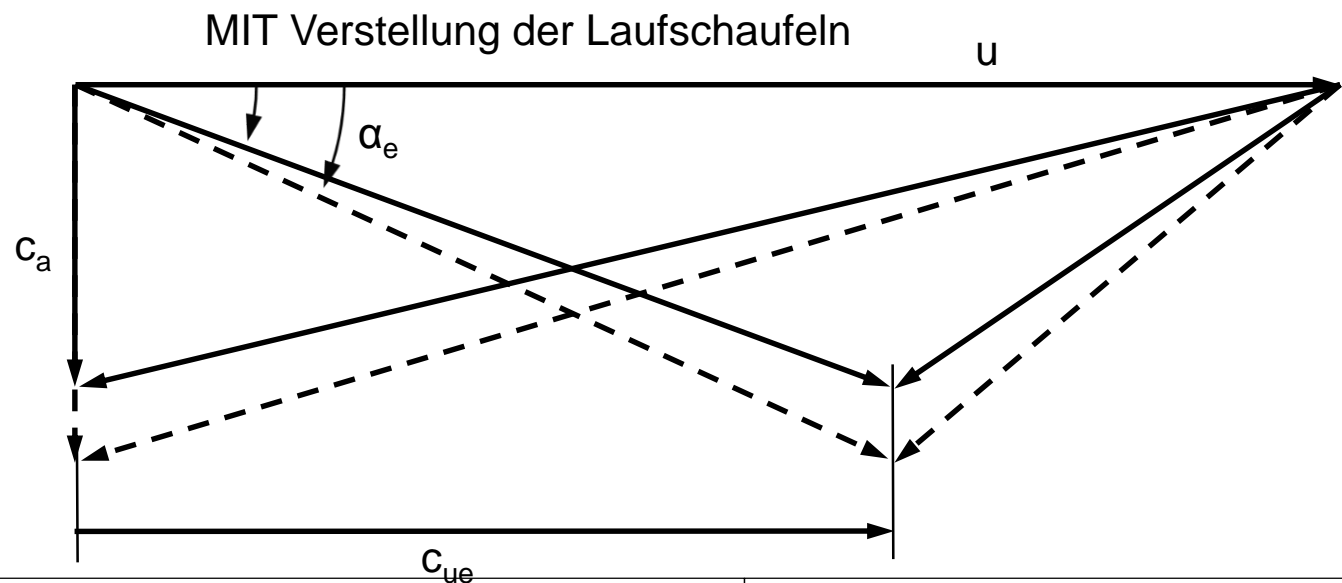
Dabei tritt Kavitation am Eintritt auf (Falschanströmung) und auch am Austritt (durch H- und in Folge p-Absenkung)



7.3 Kaplan-Turbine

Off Design Behaviour:

- Aus $H = \frac{1}{g} \cdot (u_e \cdot c_{ue} - u_a c_{ua})$ folgt, dass mit steigendem c_m und somit steigendem c_{ue} auch H eigentlich steigt. Zum Ausgleich dieser Tendenz: steiler stellen der Leitschaufeln
→ gleicher Drall am Eintritt
- Steilere Le-Abströmung trifft auf steilere Laufradschaufeln
→ Konsequenzen der Falschanströmung nicht so stark ausgeprägt
=> Wirkungsgrad ändert sich mit variablem Q nur wenig



$H = \text{const.}, n = \text{const.}$

Q variabel, Beispiel Q Vergrößerung

— Auslegungspunkt

- - - Q -vergrößerung

7.3 Kaplan-Turbine

Fallhöhenänderung

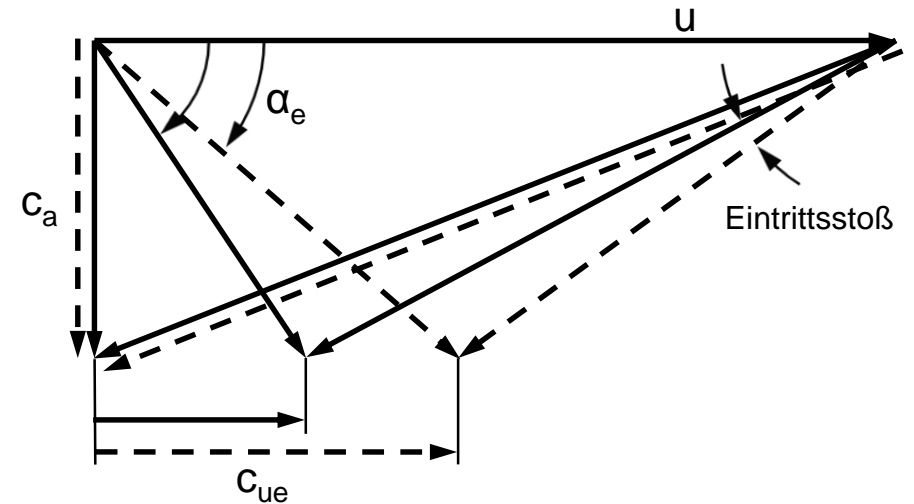
- $c_{ua} = 0$, weil c_m unverändert

$$\frac{c_{ue1}}{c_{ue2}} = \frac{\eta_u H|_1}{\eta_u H|_2}$$

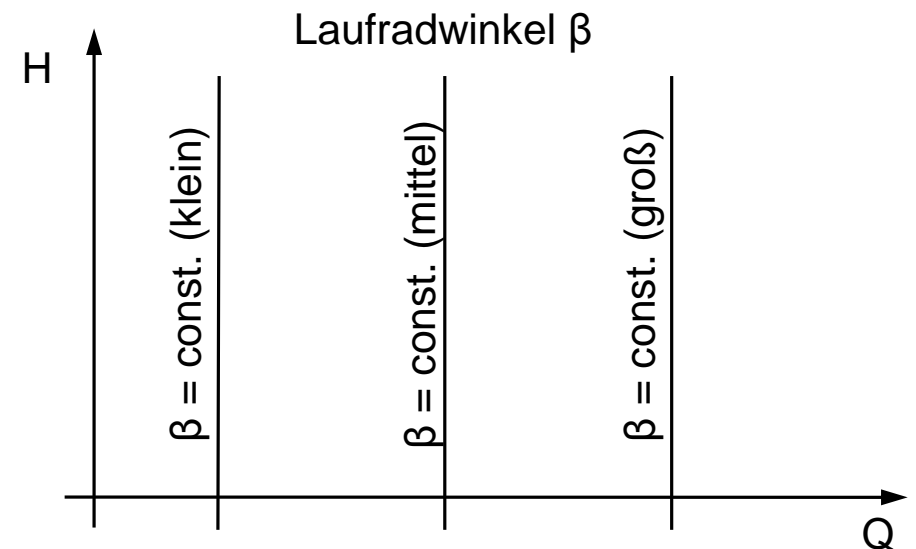
- Laufradwinkel bleibt unverändert
- Leitrad muss nachgeführt werden

sinkendes H: Le steiler
steigendes H: Le flacher

Starke Falschanströmung des Laufrades mit negativen Auswirkungen auf Wirkungsgrad und Kavitation



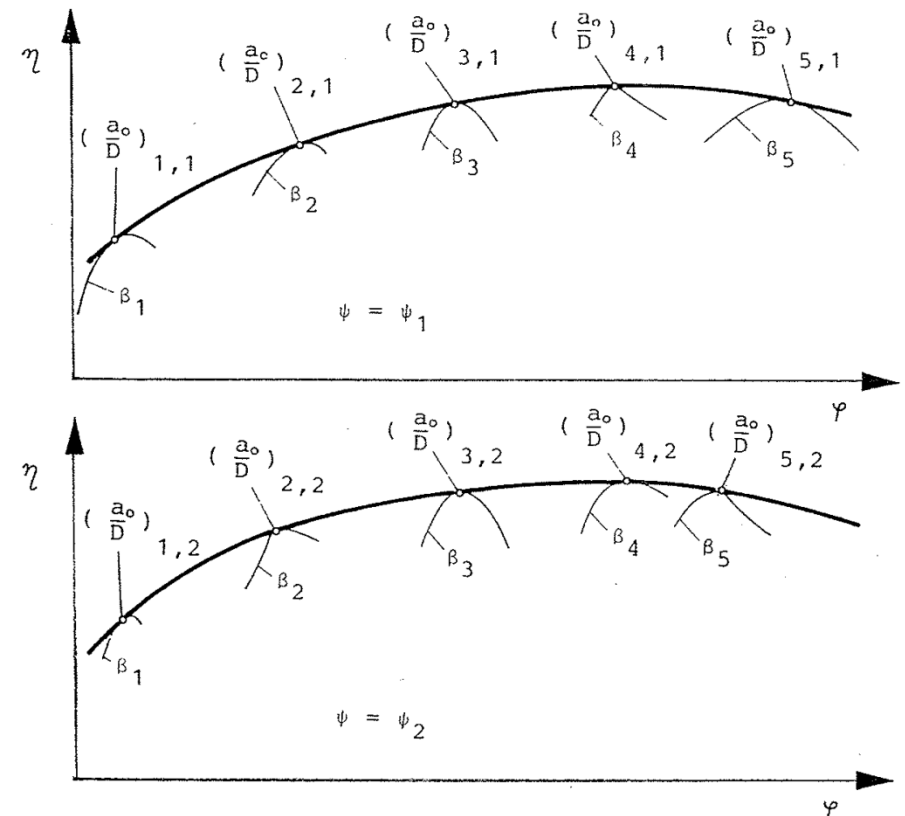
Q = const., n = const.
H variabel, Beispiel H Vergrößerung
— Auslegepunkt
- - - Q-vergrößerung



7.3 Kaplan-Turbine

Optimaler Zusammenhang Laufradstellung/Leitradstellung

- Axialturbinen mit nicht verstellbarem Laufrad:
Propellerturbinen
- Fahre mit verschiedenen β_i verschiedene Propellerkurven
- Einhüllende: Kaplan-Kurve
- Betriebspunkte: Berührungspunkte der Propellerkurve mit Kaplan-Kurve
- Wiederhole Verfahren für verschiedene Fallhöhen bzw. ψ



i Index f. Laufradstellung β

j Index f. Fallhöhe bzw.
Druckziffer ψ

$(\frac{a_0}{D})_{i,j}$... rel. Leitapparatöffnung

β ... Laufradstellung [$^\circ$]

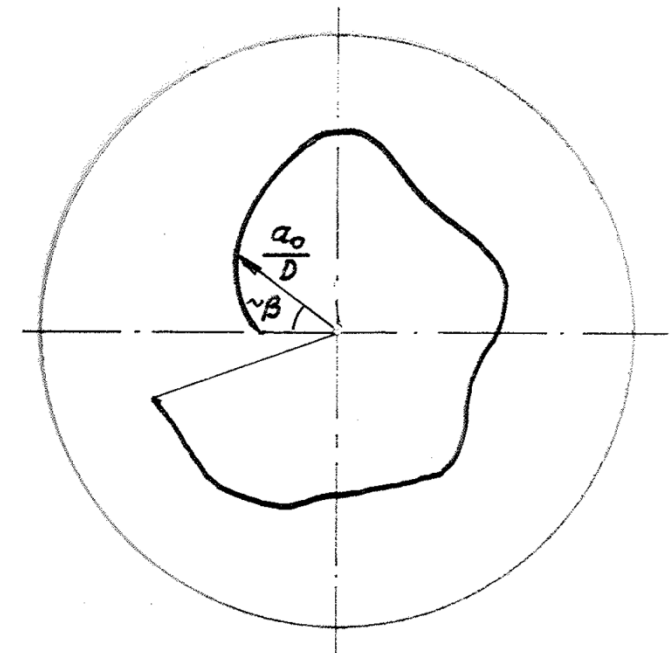
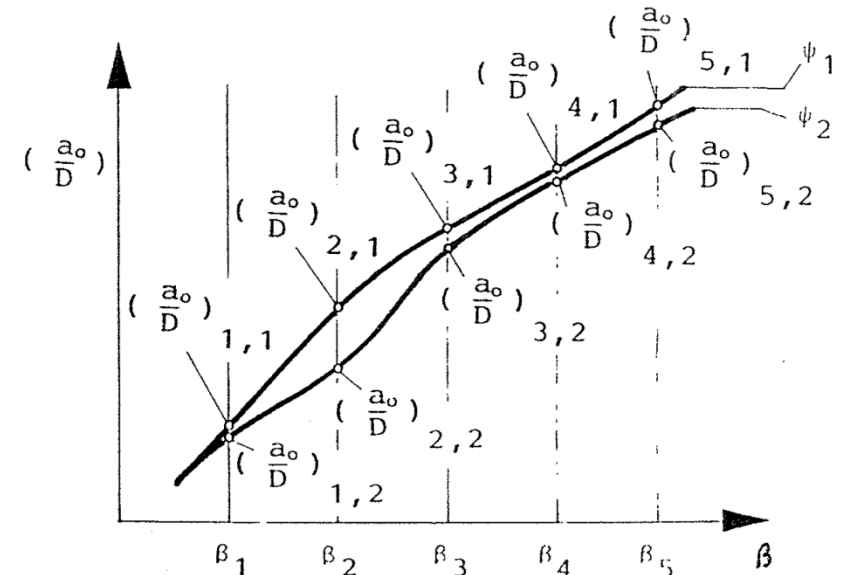
7.3 Kaplan-Turbine

- Ergebnis: unterschiedliche Kaplan-Kurven
 → Vorschrift für optimale Zuordnung:
 Laufradstellung $\leftarrow \rightarrow$ Leitradstellung

früher: Kurvenscheibe bei konstantem ψ
 Kurvenwalze bei variablem ψ

heute: elektronische Regelung

- Zuordnung Laufrad $\leftarrow \rightarrow$ Leitrad am Modell zu ermitteln. Für zuverlässige Ergebnisse müssen auch Spirale und Saugrohr zwischen Modell und Großausführung exakt ähnlich sein.



7.3 Kaplan-Turbine

Messung in der Anlage: Winter-Kennedy

Direkte Wirkungsgradmessung in der Anlage: scheidet aus wegen Aufwand der Durchsatzmessung

Möglichkeit = **indirekte** Messung

Die indirekte Wirkungsgradmessung ergibt NICHT den absoluten Wert des Wirkungsgrades. Für die Bestimmung des maximalen Wirkungsgrades bei konstantem Laufschaufelwinkel α und variablem Leitradwinkel β reicht es aus, die relativen Verhältnisse zu kennen, da sich das Maximum des Wirkungsgrades als absoluten oder relativen Wert bei der selben Leitradstellung β ergibt.

- Ansatz:
1. Geschwindigkeitsverteilung in einem Querschnitt zwischen Einlauf und Stützschaufeln
 - 1.1 von Durchsatz abhängig
 - 1.2 von Leitradöffnung abhängig
 - konstant: n , H , β
 2. In bestimmten Durchsatzbereichen ist die Geschwindigkeitsverteilung nicht oder nur schwach von der Leitradstellung abhängig

7.3 Kaplan-Turbine

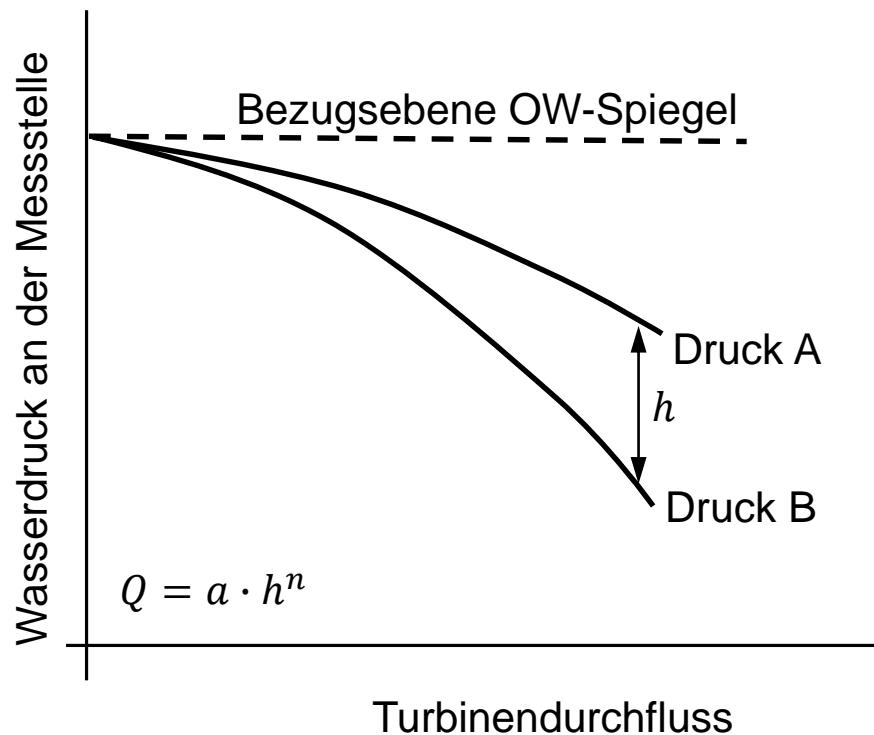
Messung in der Anlage: Winter-Kennedy

Vorgangsweise:

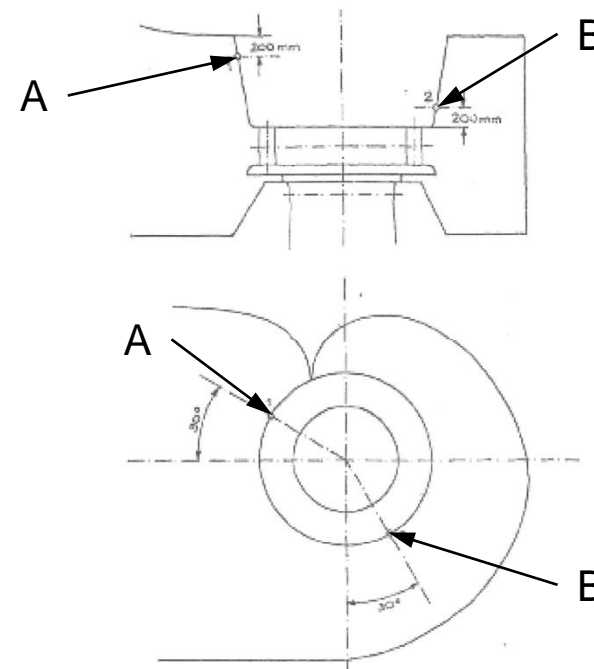
In der Zulaufspirale wird an 2 Stellen, mit möglichst großem Druck- bzw. Geschwindigkeitsunterschied, der Druckunterschied gemessen.

Durch Kenntnis des funktionalen Zusammenhangs zwischen Druckunterschied und Durchfluss kann nun ein Größe, welche dem Volumenstrom proportional ist, kontinuierlich gemessen werden.

In der rechten Abbildung ist ein Beispiel für zwei Messstellen angegeben. Es gibt für die Wahl der Messstellen mehrere Möglichkeiten, wichtig dabei ist nur das die Druckdifferenz groß genug ist um messbar zu sein und der Druckverlust von A nach B klein klein bleibt.



Beispiel für 2 Messstellen



Quelle: M. Weißmann

7.3 Kaplan-Turbine

→ Geschwindigkeit \triangleq Durchsatz

- Energiesatz (Bernoulli) zwischen zwei Punkten „A“ und „B“

$$\frac{p_A - p_B}{\rho g} + z_A - z_B = \frac{c_B^2 - c_A^2}{2g} = \left(\frac{1}{A_B^2} - \frac{1}{A_A^2} \right) \cdot \frac{Q^2}{2g} = K \cdot Q^2$$

$$Q = \sqrt{\frac{1}{K}} \cdot \sqrt{\frac{p_A - p_B}{\rho g} + z_A - z_B} = C \cdot \sqrt{\frac{p_A - p_B}{\rho g} + z_A - z_B}$$

- Setzt man nun den Ausdruck für Q in die Formel für den Turbinenwirkungsgrad ein ergibt sich der bis auf die Konstante C bestimmt ist.

$$\eta_{TU} = \frac{P_{Gen}}{QH\rho g\eta_{Gen}} = \frac{P_{Gen}}{C \cdot \sqrt{\frac{p_A - p_B}{\rho g} + z_A - z_B} \cdot H\rho g\eta_{Gen}}$$

Man definiert nun den Wirkungsgrad mal die Konstante C als indirekten Wirkungsgrad und sucht bei α =konstant und β variabel das Maximum des indirekten Wirkungsgrades

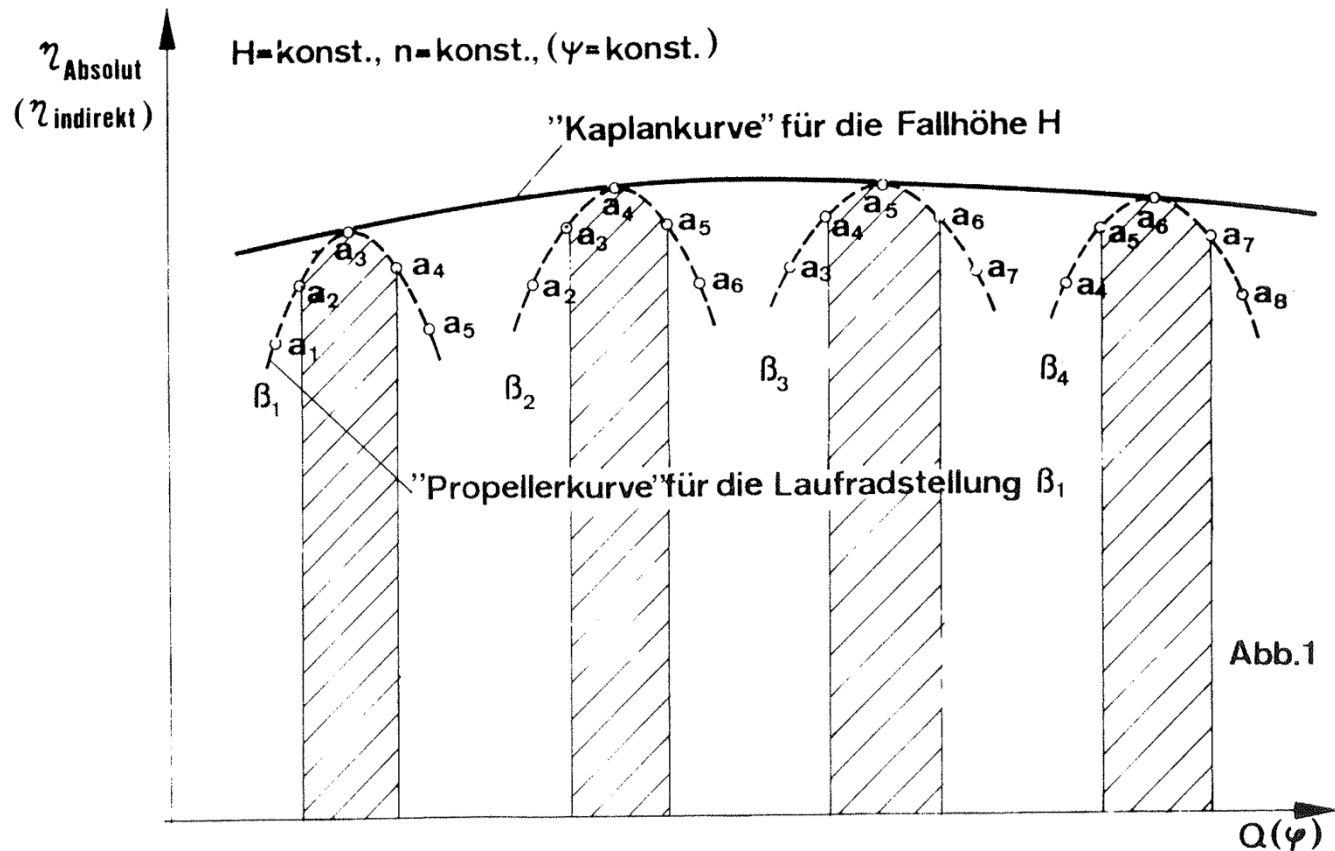
$$\eta_{TU|indirekt} = \eta_{TU} \cdot C = \frac{P_{Gen}}{\sqrt{\frac{p_A - p_B}{\rho g} + z_A - z_B} \cdot H\rho g\eta_{Gen}}$$

7.3 Kaplan-Turbine

Der indirekte Wirkungsgrad sagt nichts über das η_{TU} Niveau aus...

...solange aber C konstant bleibt, wird eine auch über den indirekten Wirkungsgrad zuverlässige Aussage darüber getroffen, ob η_{TU} ein **Maximum** wird oder nicht.

C muss nur über ein kleines Intervall Q konstant bleiben.



7.3 Kaplan-Turbine

- Messung der Fallhöhe

Differenz zwischen Oberwasser und Unterwasser

Unter Berücksichtigung von Eintritts- und Austrittsverlusten

$$H = z_o - z_u + \frac{c_e^2 - c_a^2}{2g}$$

$$c_e = \frac{Q}{A_e}, c_a = \frac{Q}{A_a} \text{ mit } Q \text{ laut}$$

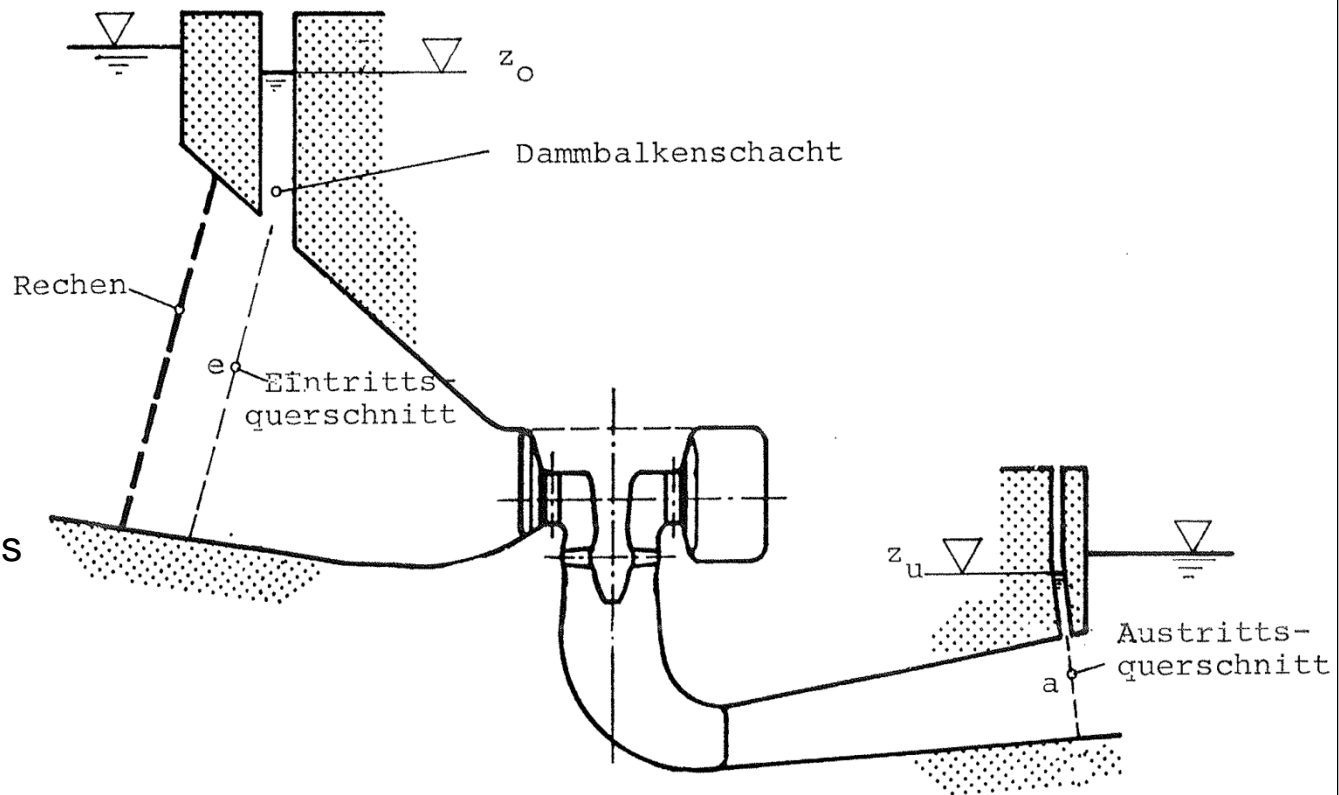
Herstellerangaben bei geg. Leistung

Genauere Ermittlung unnötig, weil

$$\frac{c_e^2 - c_a^2}{2g} \ll z_o - z_u$$

- Beharrungszustand des Anlagenbetriebs

- Laufschaufel-/Leitschaufelstellung mit Messuhren kontrollieren



7.3 Kaplan-Turbine

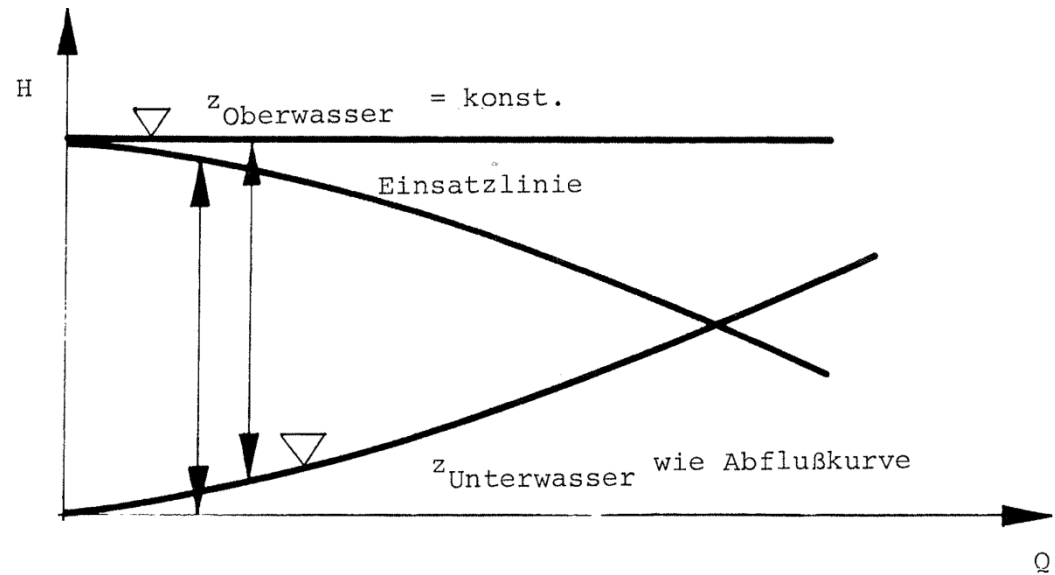
- Optimale Zuordnung Laufrad-/Leitrad wird für verschiedene H ermittelt

- Laufkraftwerke an Flüssen:

Optimale Zuordnung entlang Einsatzkennlinie $H(Q)$

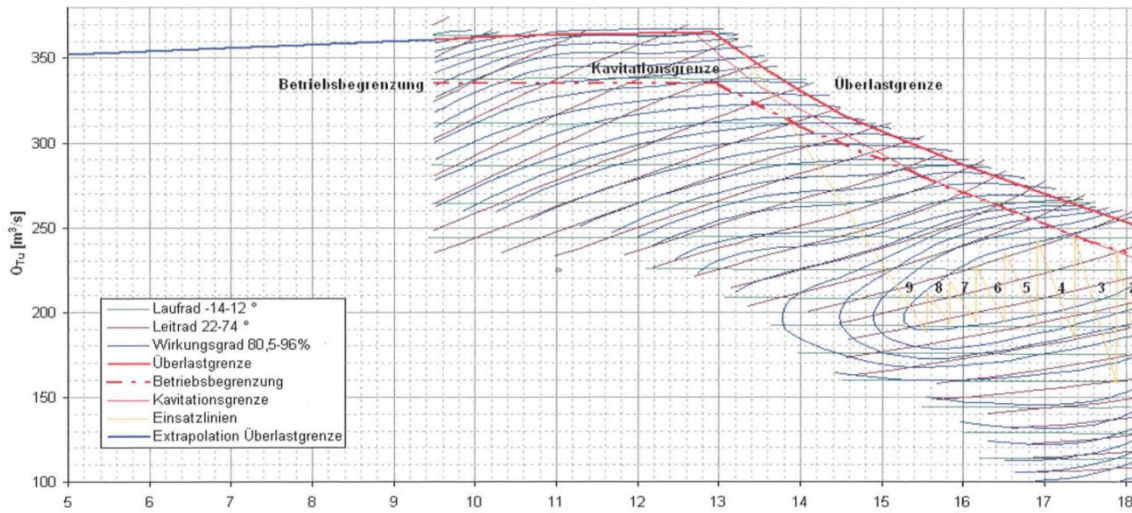
Annahme:

- Kein Wasser über Wehr
- Oberwasserpegel konstant
- Unterwasserpegel entsprechend Abfluss

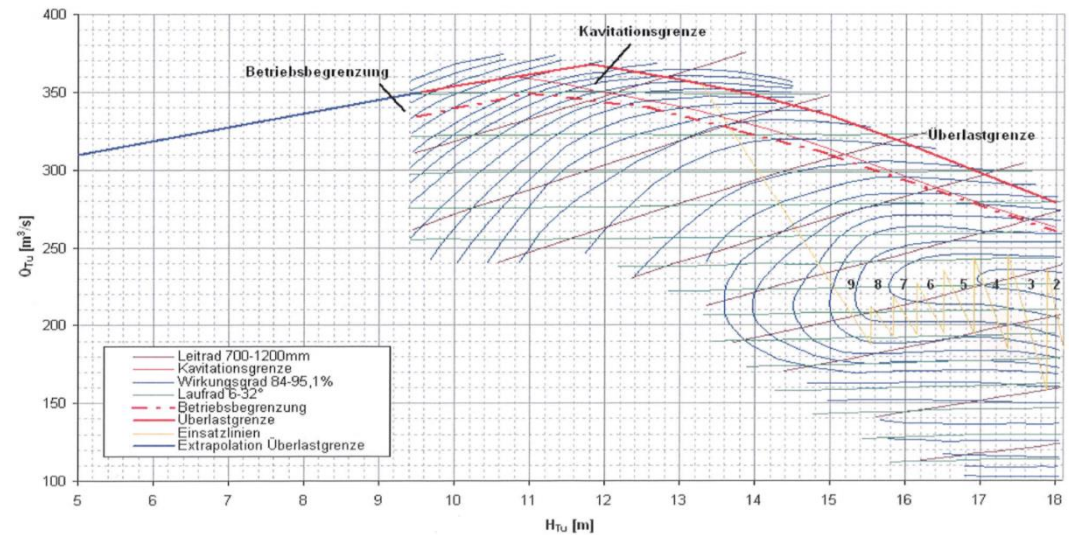


Einsatzlinie am Beispiel eines Fluß-Kraftwerkes mit konstanter Kote Oberwasser, variabler Kote Unterwasser.

7.3 Kaplan-Turbine

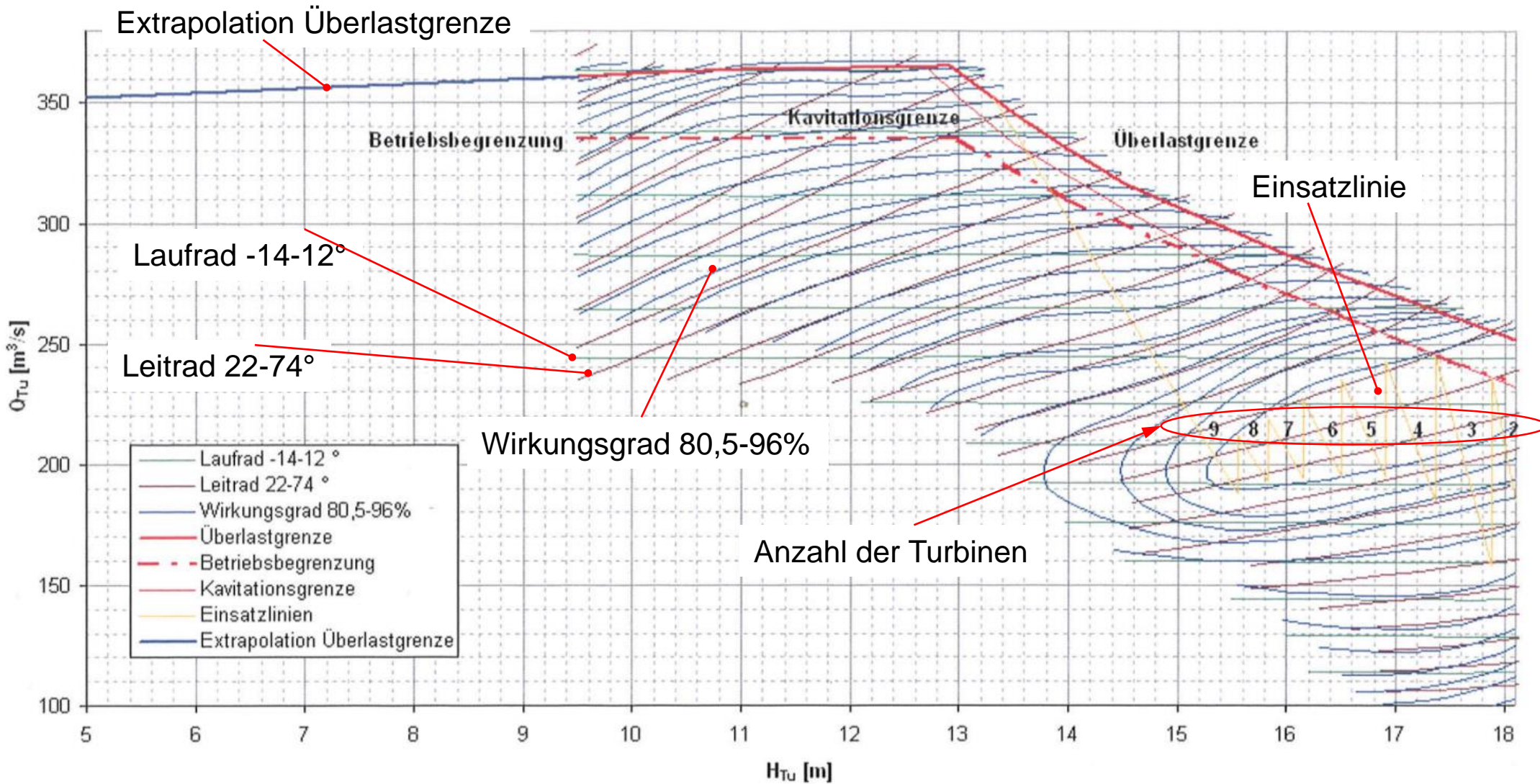


Maschinenkennfeld HM 4-6



Maschinenkennfeld HM 7-9

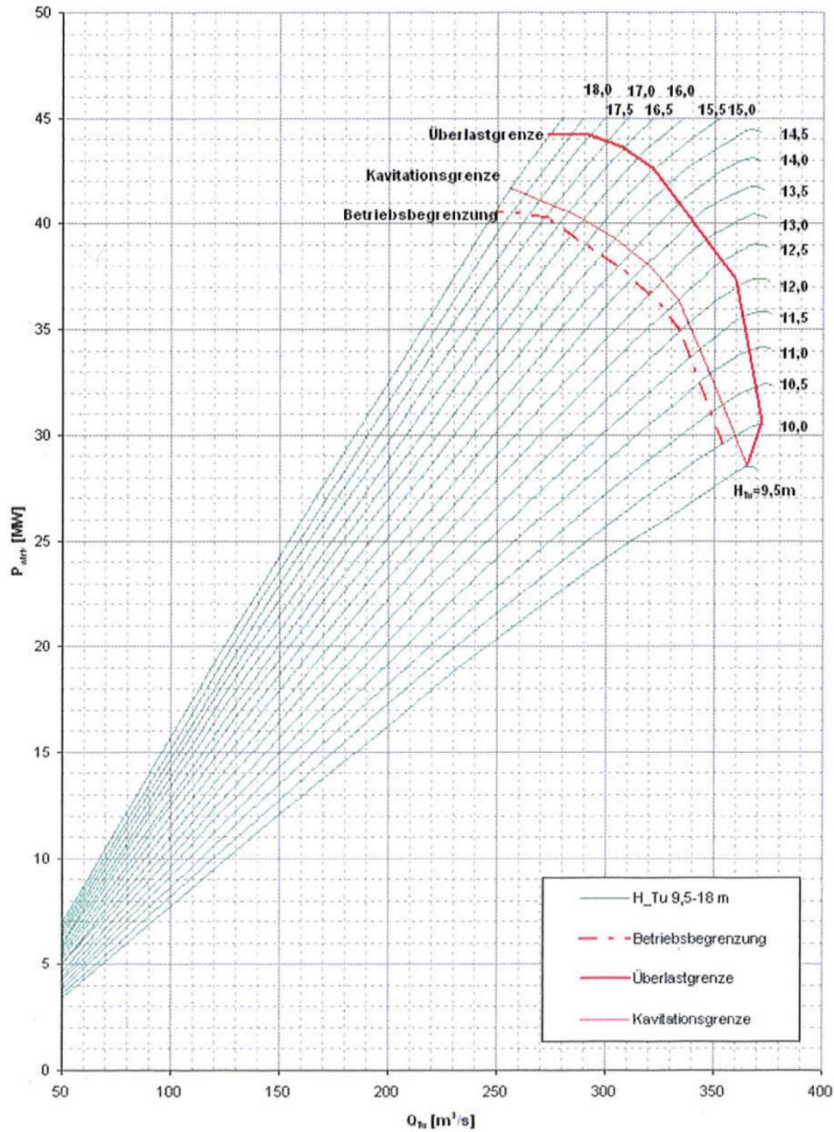
7.3 Kaplan-Turbine



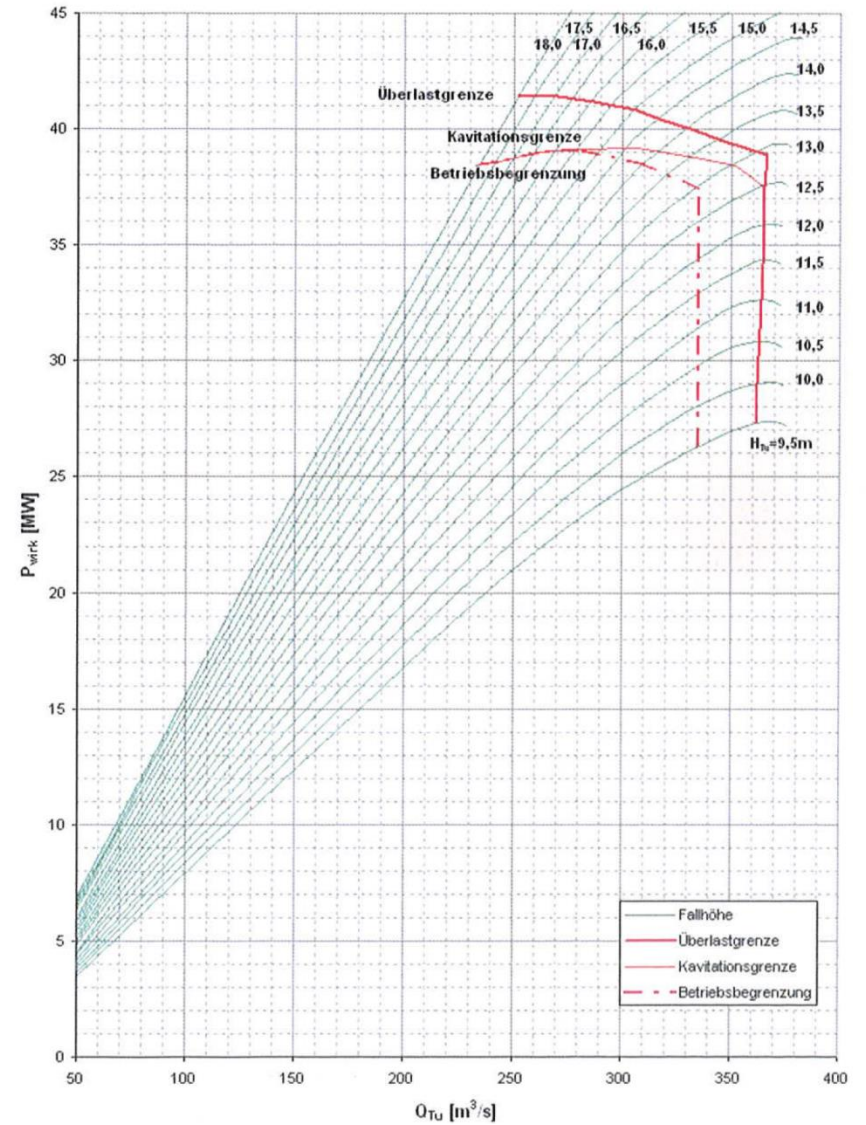
Maschinenkennfeld HM 4-6

Bild: Andritz

7.3 Kaplan-Turbine

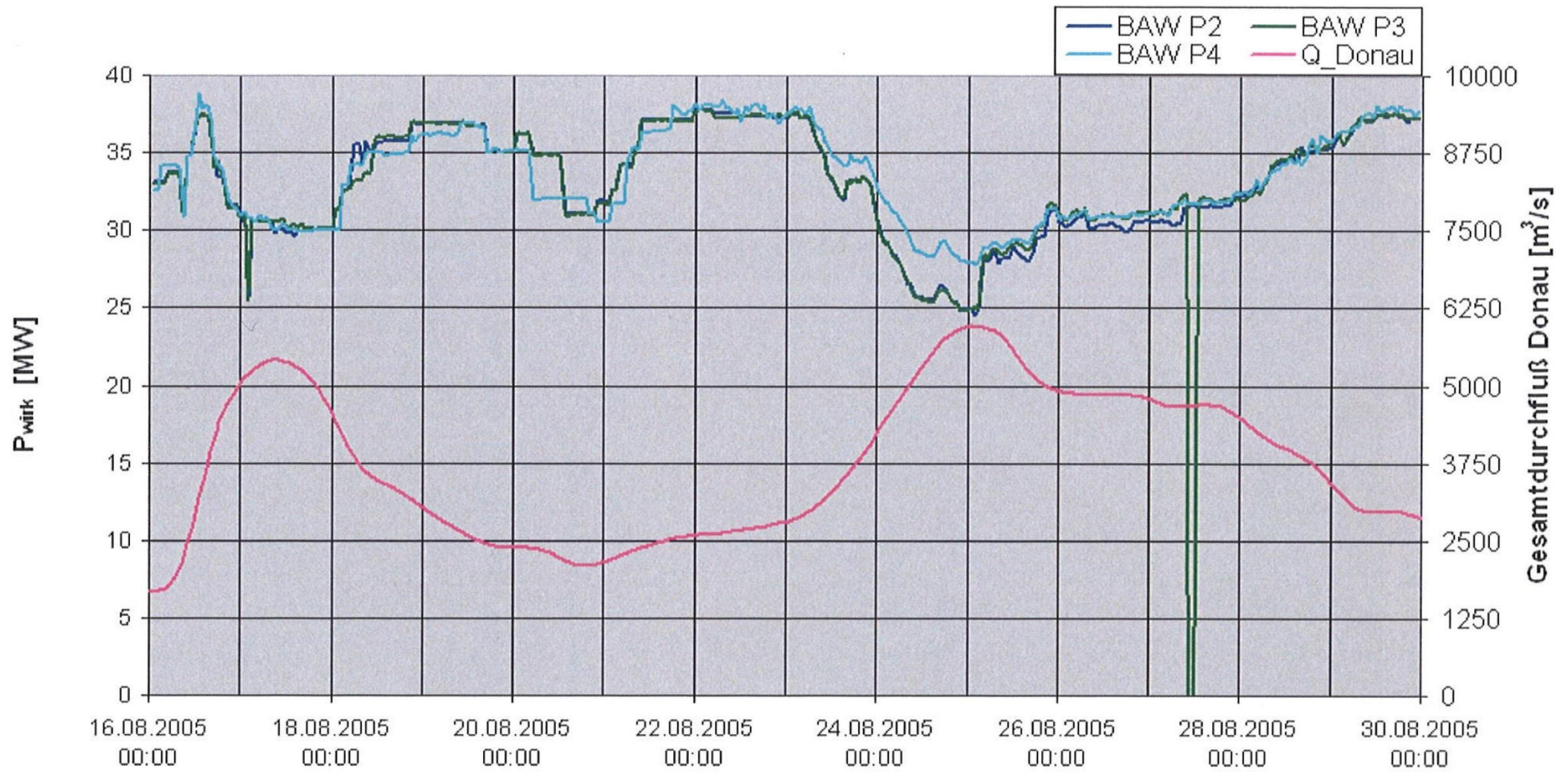


PQ-Diagramm HM 1-3



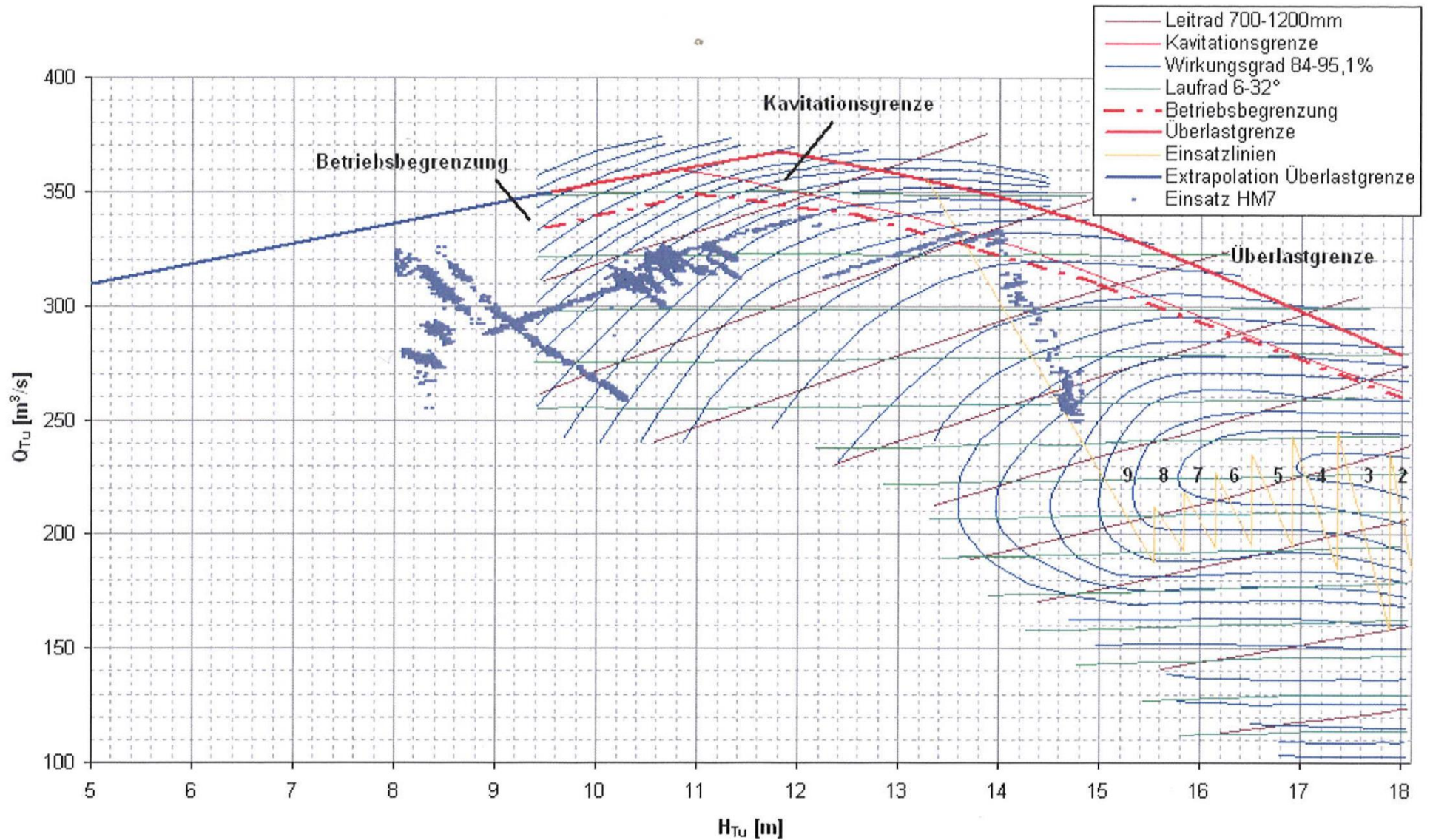
PQ-Diagramm HM 4-6

7.3 Kaplan-Turbine



Einsatz HM 2-4 Hochwasser August 2005

7.3 Kaplan-Turbine

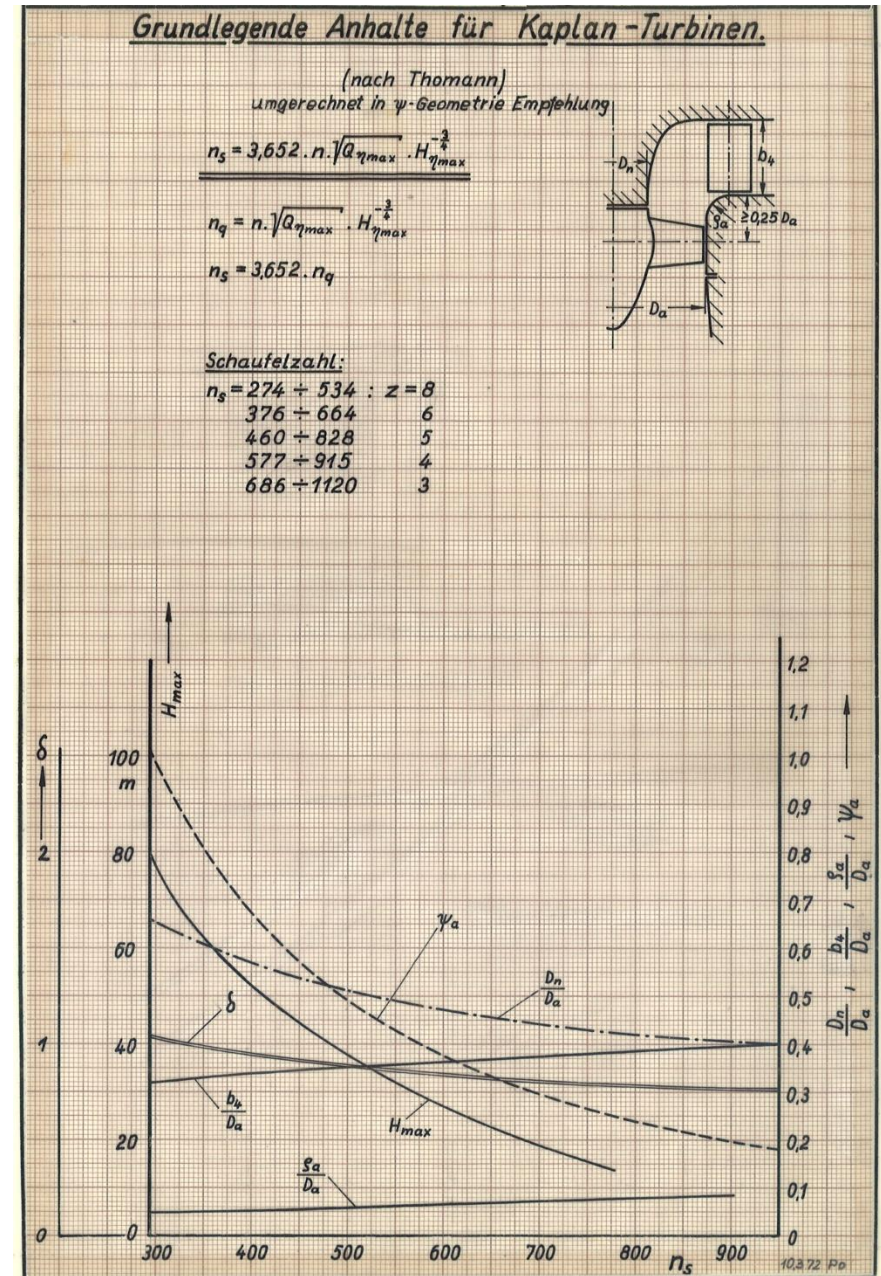


Einsatz im Maschinenkennfeld HM 7 - KW 09/2007

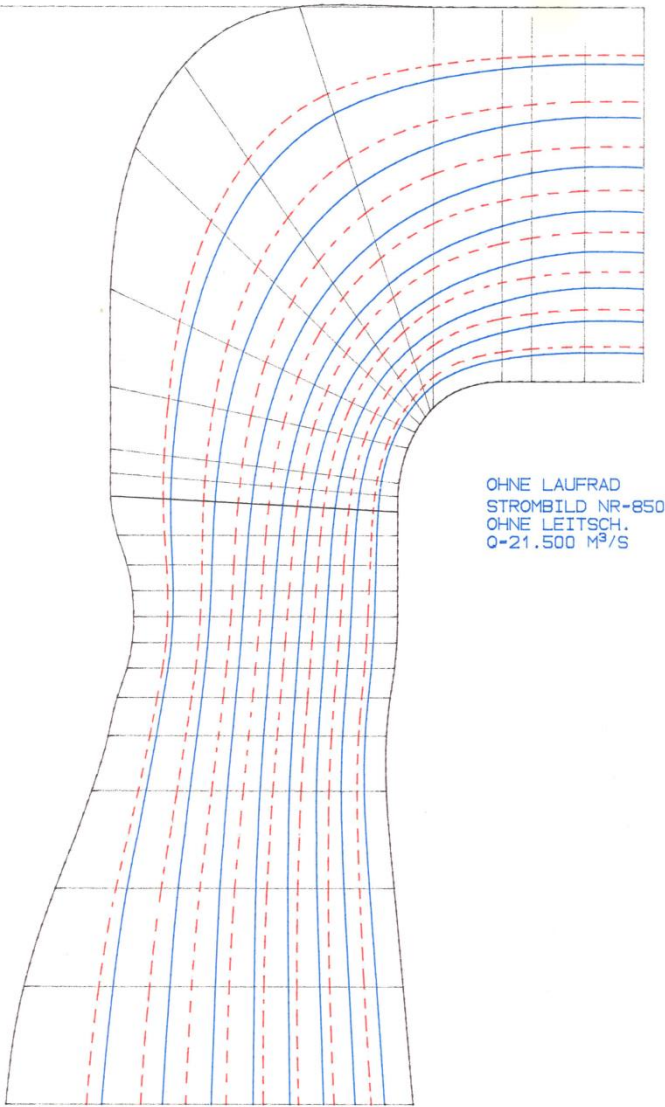
7.3 Kaplan-Turbine

Schaufelauslegung

- Thomann Anhalte für Turbinenhauptabmessungen
- Schaufelauslegung für Laufrad/Leitrad
 - NACA auf Teilfluträdern
 - Konventionelle Gitterdaten
 - Singularitäten-Verfahren
 - Stromlinien-Krümmungsverfahren
 - u.U. 3D-Verfahren
- Wegen $u = u(r)$ entstehen immer verwundene Schaufeln



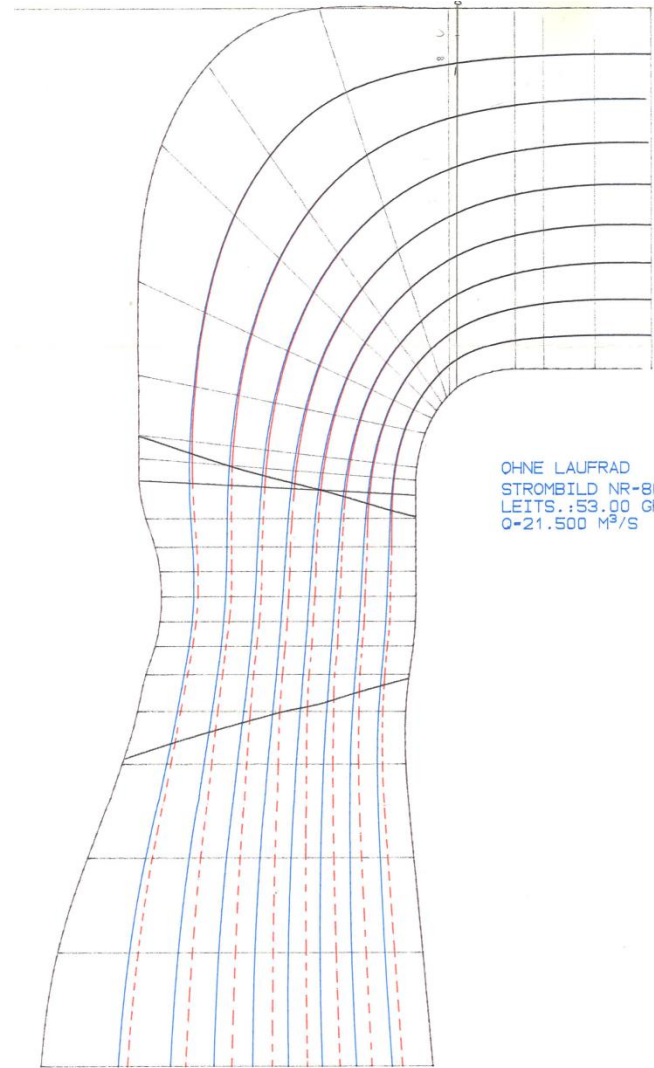
7.3 Kaplan-Turbine



OHNE LAUFRAD
STROMBILD NR-850
OHNE LEITSCH.
Q=21.500 M³/S

OHNE LAUFRAD
NR-800
LEITS. : 53.00
Q=21.500

Abb. III.30: Stromlinien für die Strömung durch den Leitapparat allein; voll ausgezogen drallfrei. Gestrichelt Leitschaufelwinkel wie Auslegungspunkt.



OHNE LAUFRAD
STROMBILD NR-800
LEITS. : 53.00 GRAD
Q=21.500 M³/S

KAPL3
NR-460
LEITS. : 53.00
Q=21.500
H=4.153
N=150.00

Abb. III.32: Zuströmung zum Laufrad mit (gestrichelt) und ohne (voll) Laufrad.

7.4 Pumpen

Pumpenkennlinie von Axial- und Radialpumpen

Regelungsmöglichkeiten und Betriebsverhalten in Verbindung mit der Anlage

Anfahrverhalten

Abnahmeversuche

7.4 Pumpen

Energieübertragung im Laufrad

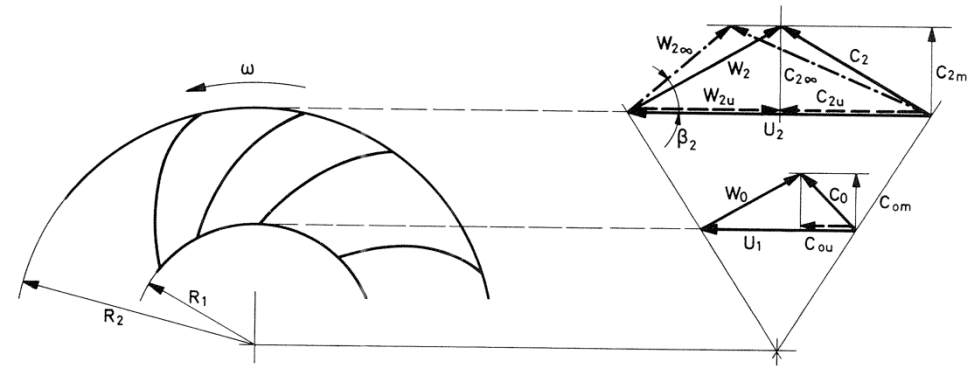
Euler-Gleichung: $Y_u = g \cdot H_u = c_{u2} \cdot u_2 - c_{u1} \cdot u_1$

Tatsächliche Förderhöhe: $H = \eta_h \cdot H_u = \eta_h \cdot \left(\frac{P_{La}}{\rho \cdot Q_{La}} \right)$
 (Index La: Laufrad)

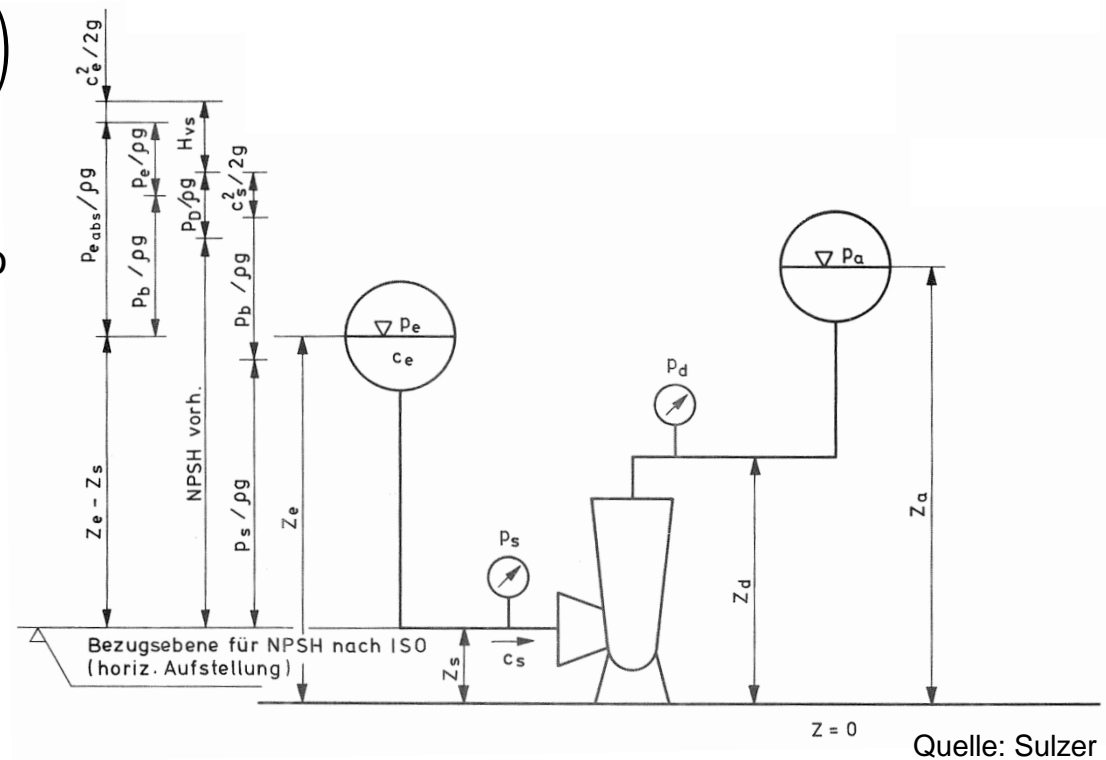
Übertragene spezifische Leistung Y ist also unabhängig vom Fördermedium

Totaldruckdifferenz über die Pumpe:

$$\frac{p_s}{\rho g} + \frac{c_s^2}{2g} + z_s + H = \frac{p_d}{\rho g} + \frac{c_d^2}{2g} + z_d$$



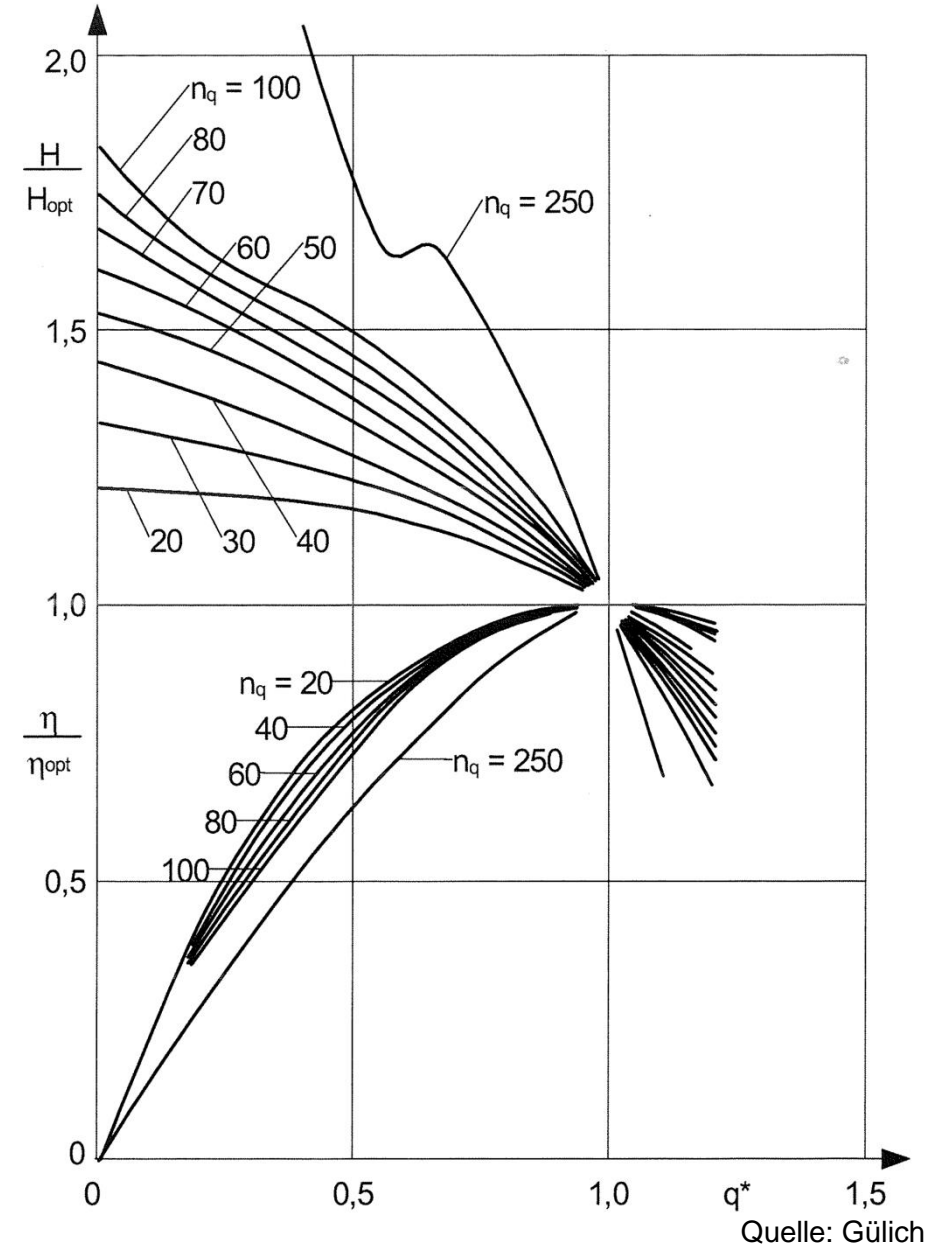
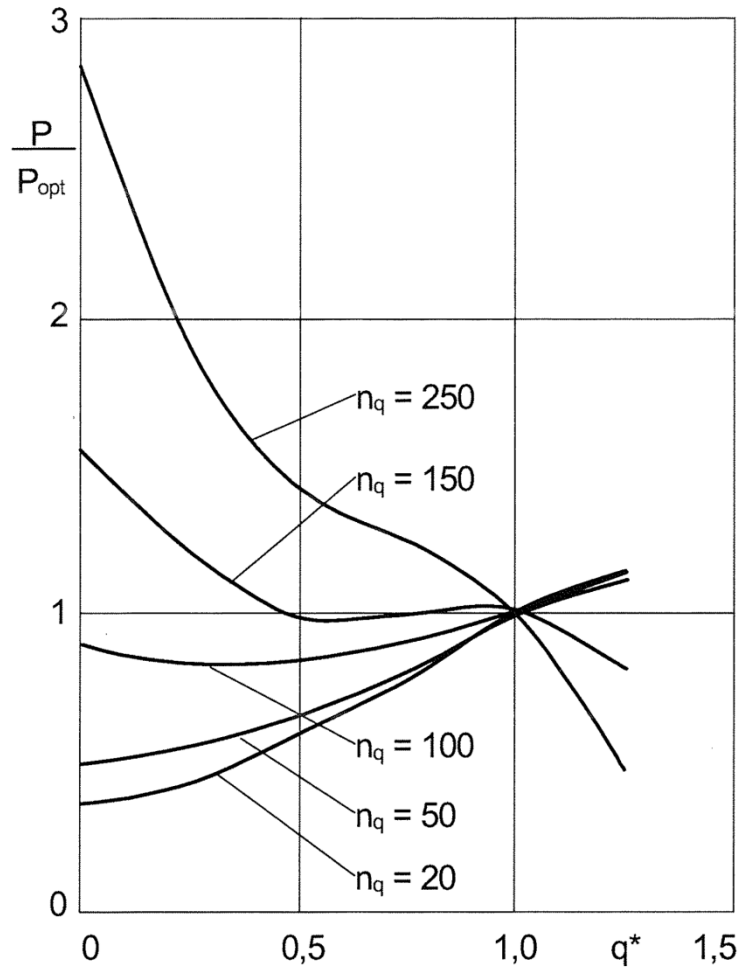
--- Schaufel - Kongruente Strömung
 ——— reale Strömung



Quelle: Sulzer

7.4 Pumpen

Kennlinien- und Wirkungsgradverläufe hängen stark von der spezifischen Drehzahl n_q ab



7.4 Pumpen

Leistung, Verluste, Wirkungsgrade

Der gesamte Förderstrom durch das Laufrad setzt sich zusammen aus

- Förderstrom der Pumpe Q
- Leckagestrom Q_L
- Entlastungsstrom Q_E

Die der Pumpe/dem Laufrad zugeführte Energie muss außerdem abdecken:

- Radseitenreibung P_{RS}
- Mechanische Verluste in Entlastungseinrichtungen P_E
- Mechanische Verluste in Lagern und Dichtungen P_{LD}

Gesamter Leitungsbedarf:

$$P = \rho \cdot g \cdot (Q + Q_L + Q_E) \cdot H_u + P_{RS} + P_{LD} + P_E$$

7.4 Pumpen

Hydraulischer Wirkungsgrad:

$$\eta_h = \frac{H}{H_u}$$

Volumetrischer Wirkungsgrad:

$$\eta_v = \frac{Q}{Q+Q_L+Q_E}$$

Mechanischer Wirkungsgrad:

$$\eta_m = \frac{P-P_m}{P}$$

Pumpenwirkungsgrad:

$$\eta = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{P}$$

Gesamter Leitungsbedarf als Funktion von Q,H wie am Druck-/Saugstutzen messbar.

$$P = \rho \cdot g \cdot \frac{Q}{\eta_h} \cdot \frac{H}{\eta_v} + P_{RS} + P_{LD} + P_E$$

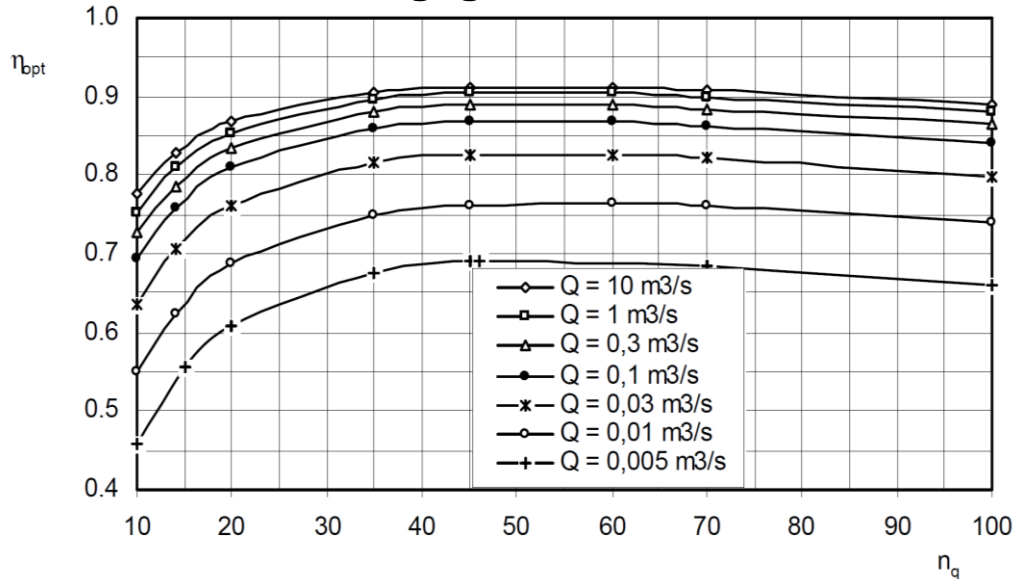
$$\rightarrow \eta = \eta_h \cdot \eta_v \cdot \left(\eta_m - \frac{P_{RS} + P_E}{P} \right)$$

innerer Wirkungsgrad:

$$\eta_i = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{P - P_m}$$

7.4 Pumpen

Erreichbare Wirkungsgrade



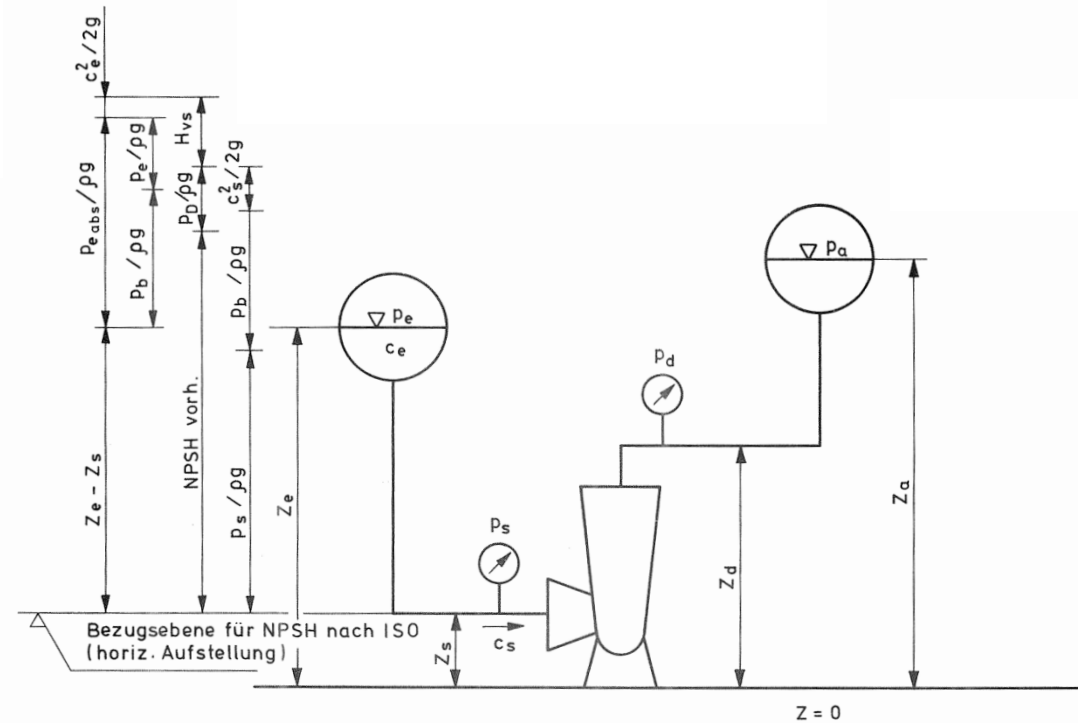
Wirkungsgrade einstufiger, einflutiger Radialpumpen Quelle: Gülich

Förderhöhenbedarf der Anlage

$$H_A = \frac{p_a - p_e}{\rho g} + \frac{c_a^2 - c_e^2}{2g} + z_a - z_e + H_{v,a \rightarrow e}$$

Auswahl der Pumpe: $H_A = H$

Keine Sicherheitsmenge vorsehen!



Quelle: Sulzer

7.4 Pumpen

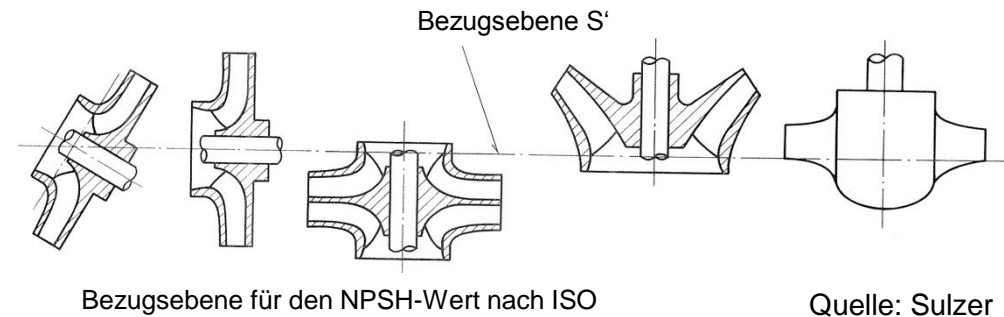
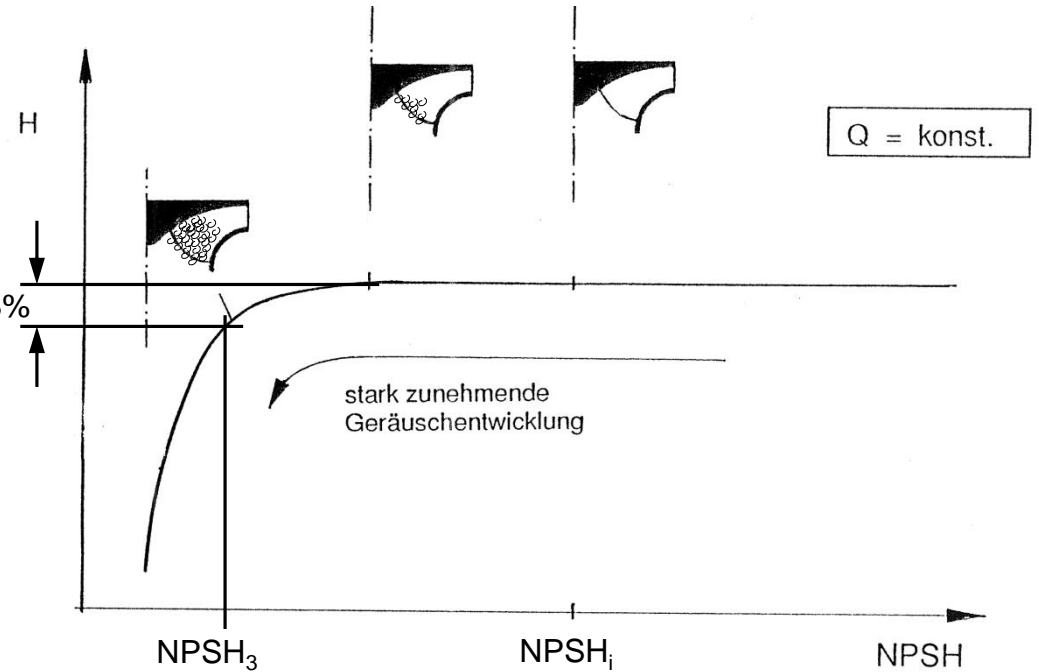
Kavitation

1. Pumpe

- Trage „Abreisskurve“ über Haltedruckhöhe bzw. 3% über NPSH auf
- Kavitationskriterium angeben
- Für NPSH: Bezugsebene vor dem Laufrad

NPSH: Druckwert im Saugstutzen S, bei dem die Pumpe in einem bestimmten Kavitationszustand arbeitet.

$$\text{Def.: } NPSH_{vorh} = \frac{p_{tot,S} - p_d}{\rho \cdot g}$$



Messe $p_{tot,S}$ und beobachte, was innerhalb der Pumpe passiert; auch das H abfällt. Der Bezugspunkt für die potentielle Energie wird bei der NPSH-Definition immer durch den Punkt S bzw. S' gelegt: $z_S = 0$ bzw. $z_{S'} = 0$.

7.4 Pumpen

2. Anlage

$NPSH_{Anlage}$: Druckwert im Saugstutzen S, der in der Anlage bei

- bestimmtem Druckniveau
- bestimmtem Durchsatz
- einem bestimmten Fluid vorherrscht

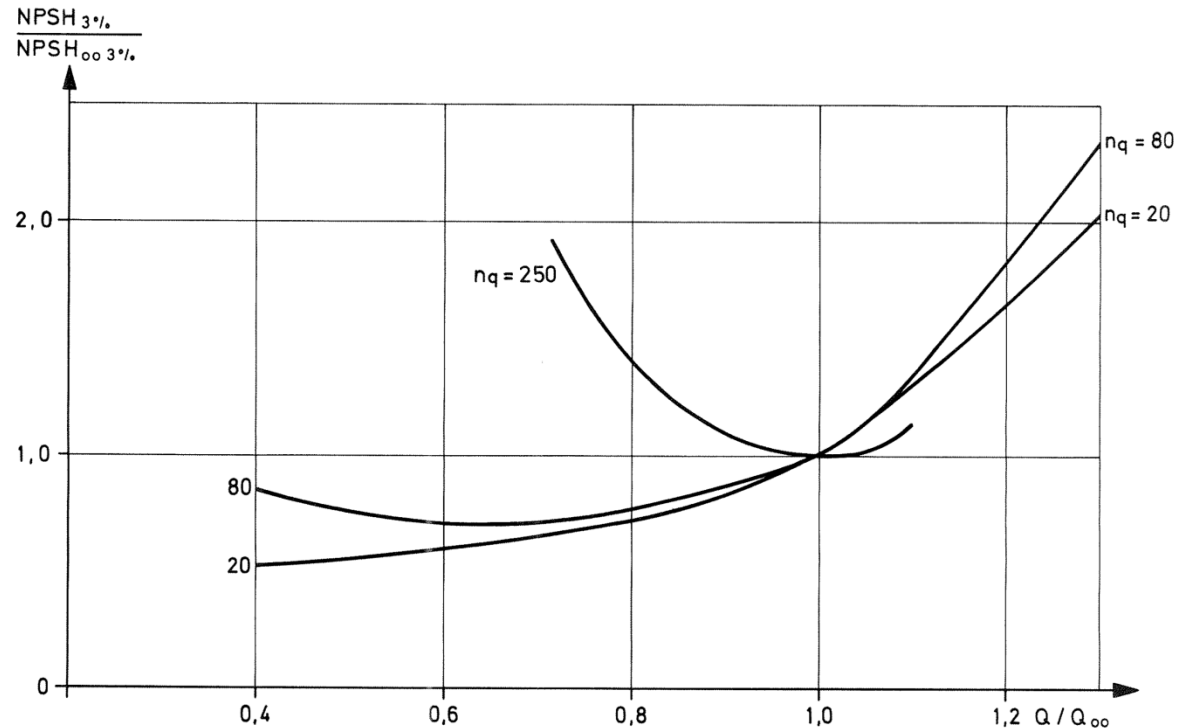
$$NPSH_{Anlage} = \frac{p_S - p_D}{\rho g} + \frac{c_S^2}{2g} =$$

$$NPSH_{vorhanden} = \frac{p_e - p_D}{\rho g} + \frac{c_e^2}{2g} + z_e - z_S - H_v$$

da $z_S = 0$

Pumpe läuft kavitationsfrei (entsprechend dem gewählten Kriterium), wenn

$$NPSH_{Anl} > NPSH_{erf}$$



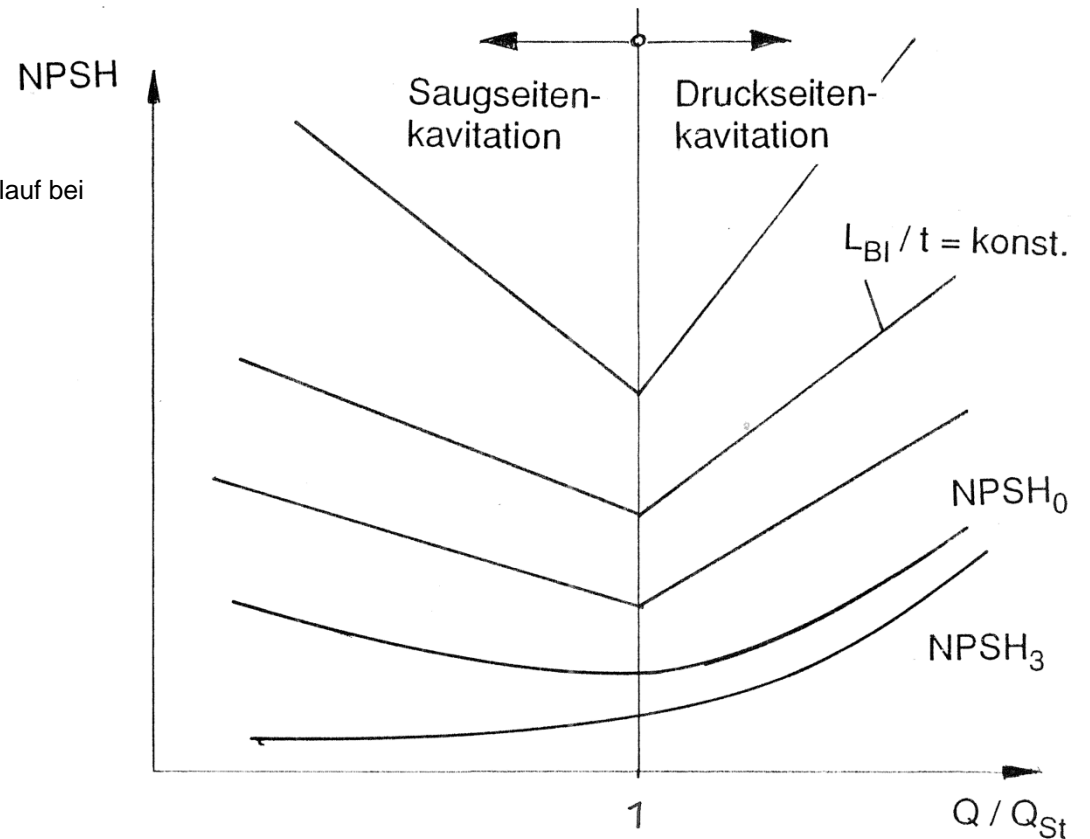
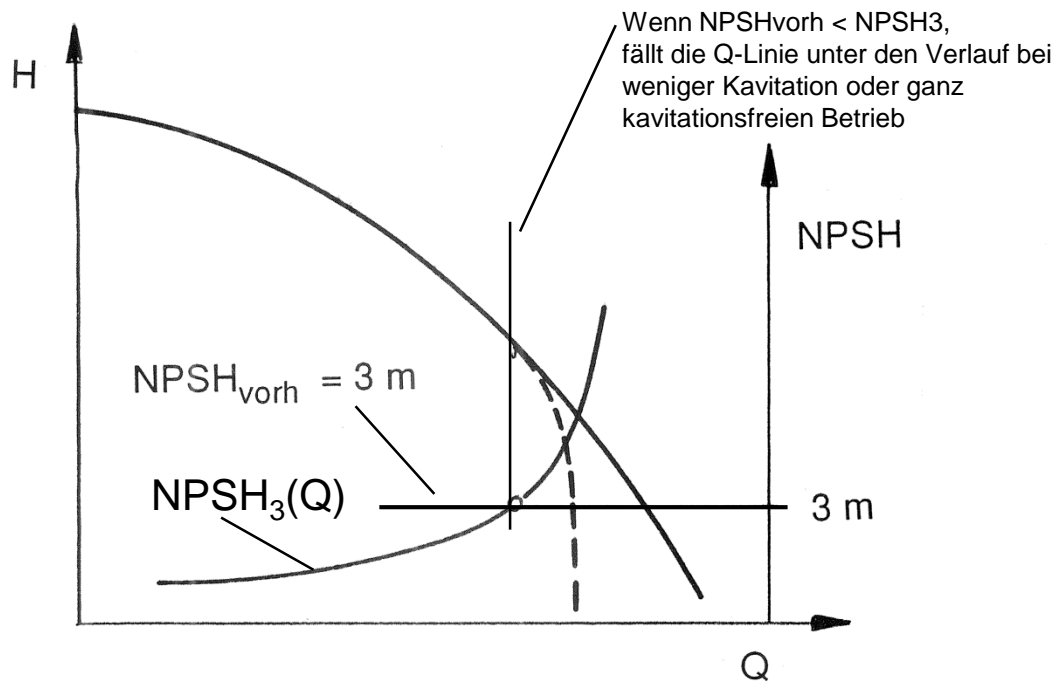
Approximativer NPSH-Verlauf über dem Förderstrom in Abhängigkeit von der spezifischen Drehzahl.

Quelle: Sulzer

7.4 Pumpen

Die Verläufe $NPSH_{erf}$ hängen stark vom gewählten bzw. zulässigen Kriterium ab.

In der Kennlinie zeigt sich nur das Kriterium $NPSH_3$ oder $NPSH_{voll}$



Das Kavitationsverhalten wird zur Regelung von Kondensatpumpen eingesetzt.

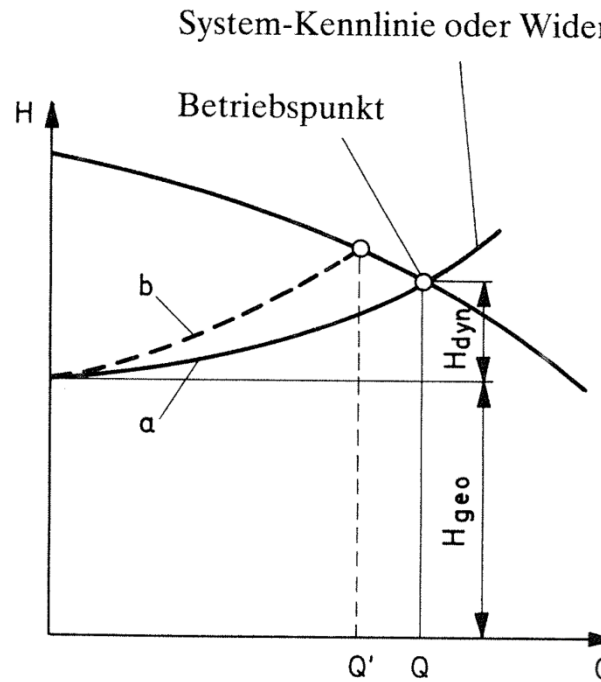
Quelle: Sulzer

7.4 Pumpen

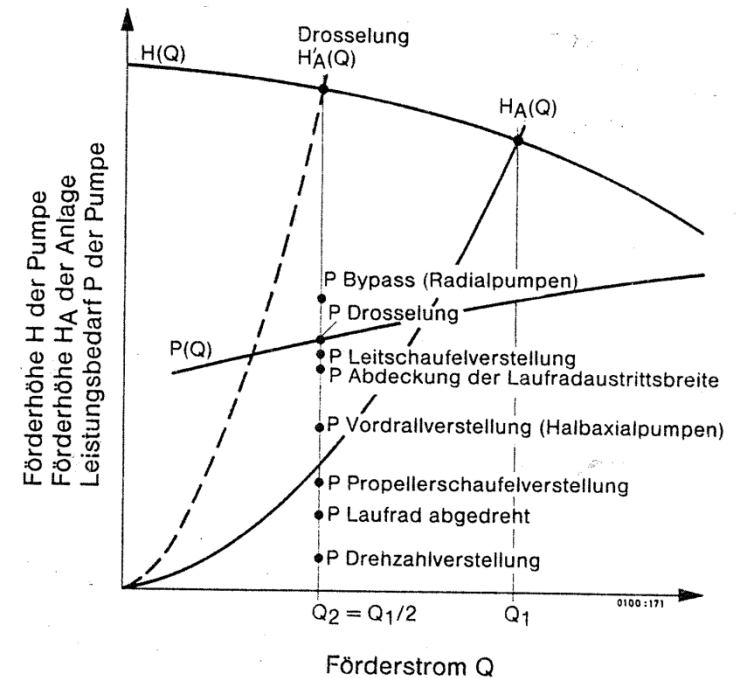
Regelung von Kreiselpumpen

Regelungsmöglichkeiten:

- a. Drosselung
- b. Zu-/Abschalten von Pumpen
- c. Bypass-Regelung
- d. Drehzahl-Regelung
- e. Laufschaufelverstellung
- f. Vordrallregelung
- g. Kavitationsregelung



- a = Neuzustand
- b = Zunahme des dynamischen Höhenverlustes mit fortschreitender Inkrustierung der Leitung.



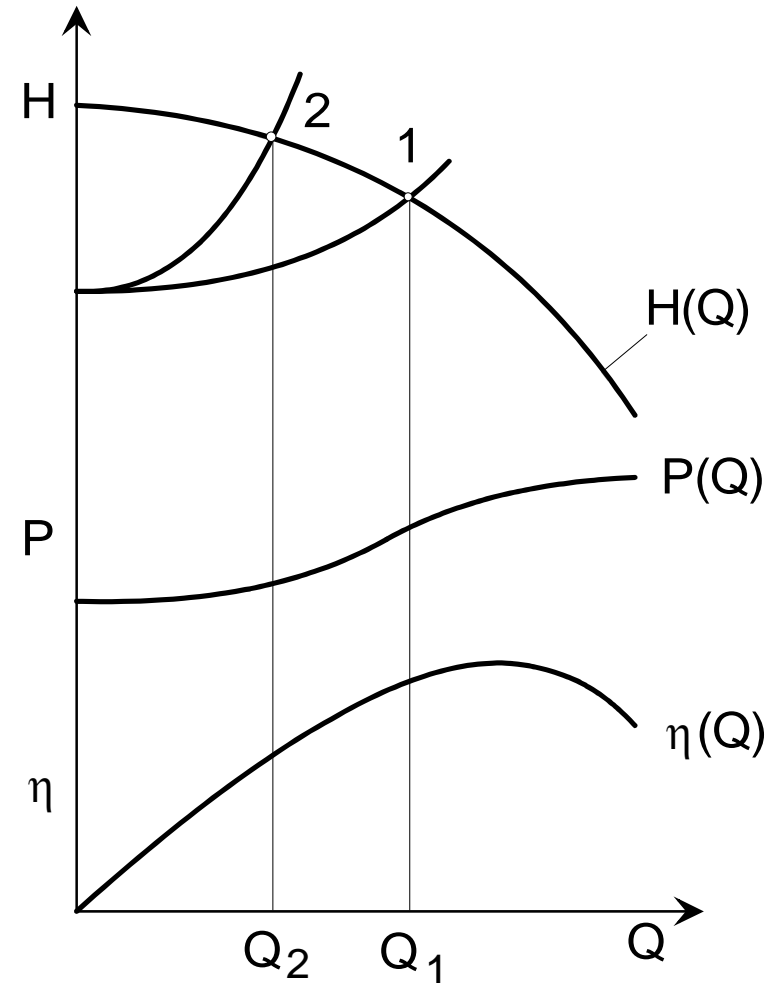
Leistungsvergleich der verschiedenen Regelarten

Quelle: Sulzer

7.4 Pumpen

a. Drosselung

- Anlagenkennlinie wird steiler, weil ζ steigt
- Wenn dem Verbraucher nur an geringem Förderstrom gelegen ist, wird bei Drosselung enorm Energie verschwendet
- Nur sinnvoll bei Radialpumpen bis $n_q \sim 60$ weil bei größerer Schnellläufigkeit Motor beim Drosseln überlastet werden kann
- Drosselung nur auf der Druckseite wegen **Kavitationsgefahr**
- Regelung sinnvoll, wenn Nullförderhöhe erhalten bleiben muss
- Anlagenwirkungsgrad 12% (Bsp.: s.u.), Pumpenwirkungsgrad 60% (enthält aber noch die in der Anlage weggedrosselte Energie)



Drosselregelung und Leistungsbedarf bei konstanter Drehzahl

Quelle: HFM

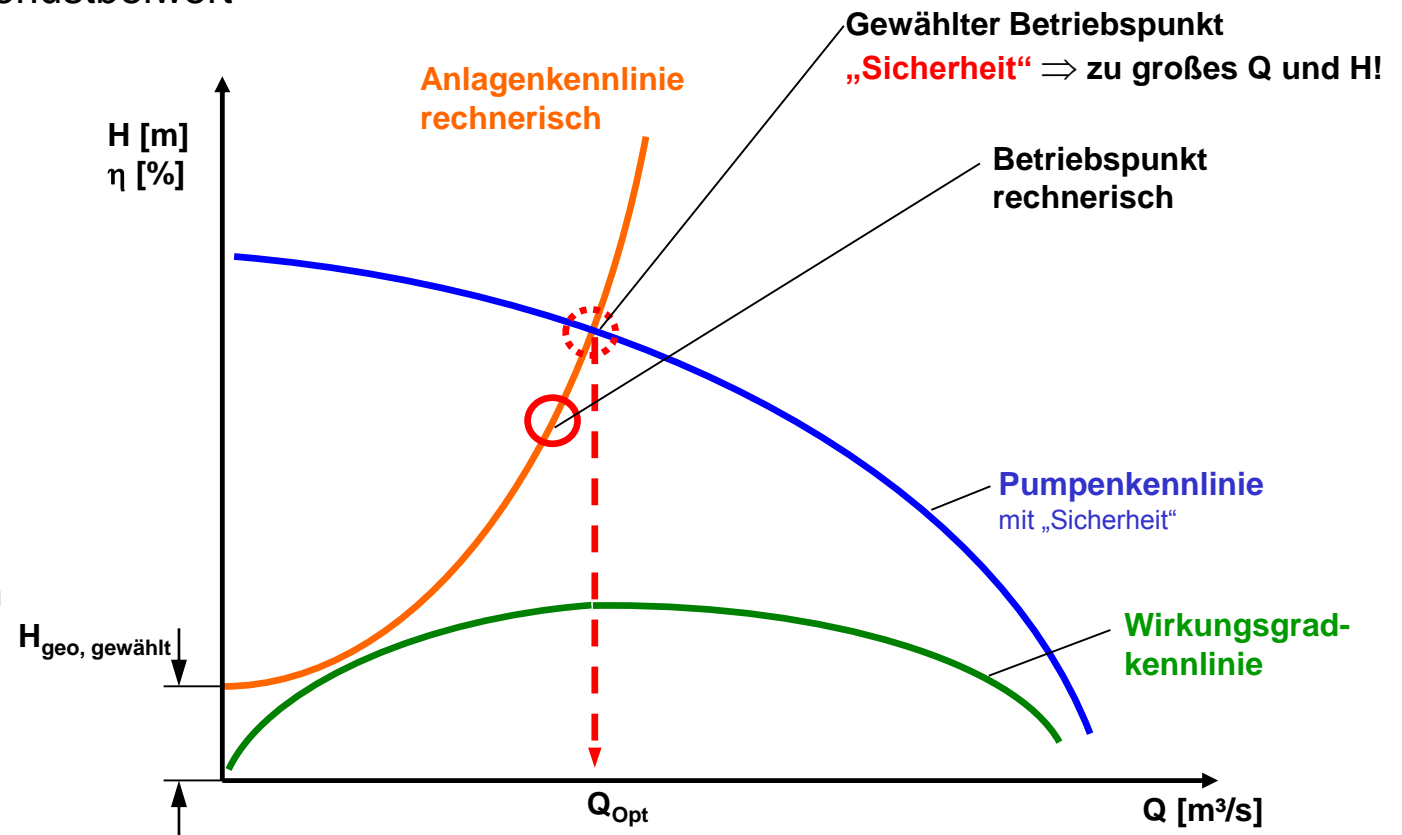
7.4 Pumpen

$$H_p = \underbrace{H_{geo} + \frac{p_a - p_e}{\rho \cdot g}}_{H_{stat}} + \underbrace{\frac{v_a^2 - v_e^2}{2 \cdot g} + \sum H_{vi}}_{H_{dyn}}$$

$$H_{vi} = \zeta_i \frac{v_i^2}{2 \cdot g} \quad \text{Verlustansatz mit } \zeta_i \text{ Verlustbeiwert}$$

Falsches Sicherheitsdenken:

- ζ -Werte zu groß gewählt gegenüber der tatsächlichen Anlagenkennlinie; rechnerische Anlagenkennlinie zu steil
- Durchsatz Q zu groß gewählt: geht quadratisch in v_i ein, H (Betriebspunkt BP) liegt zu hoch
- H_{geo} zu groß gewählt
- Pumpenauswahl für Q/H , beide Werte Q und H zu groß im Vergleich zur Realität

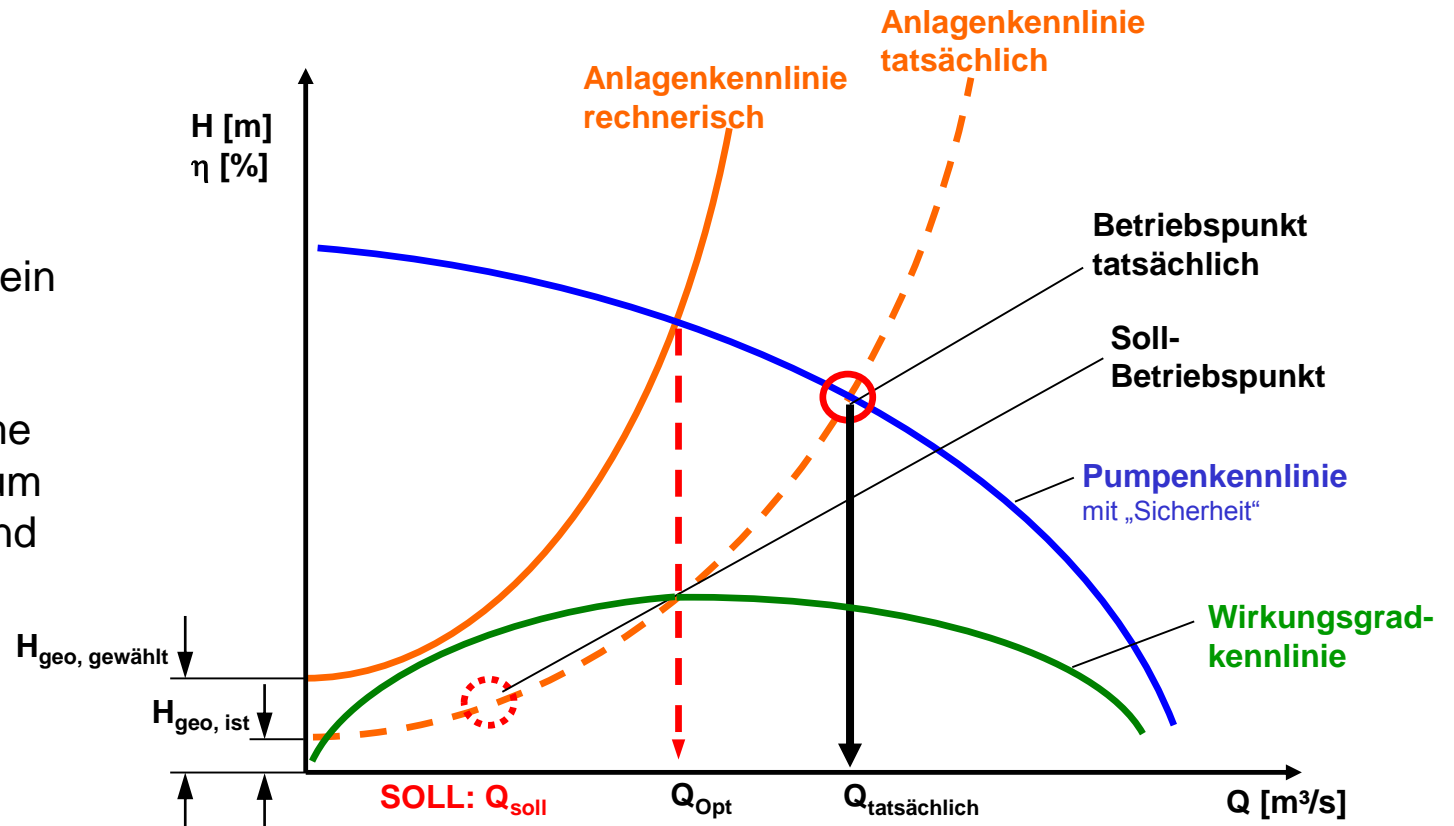


Quelle: HFM

7.4 Pumpen

Falsches Sicherheitsdenken:

- Konsequenz:
Hoher Energieverbrauch, da ein Großteil der ins Medium eingebrachten Energie durch Drosselung in Reibungswärme umgewandelt werden muss um den gewünschten Soll-Zustand zu erreichen.

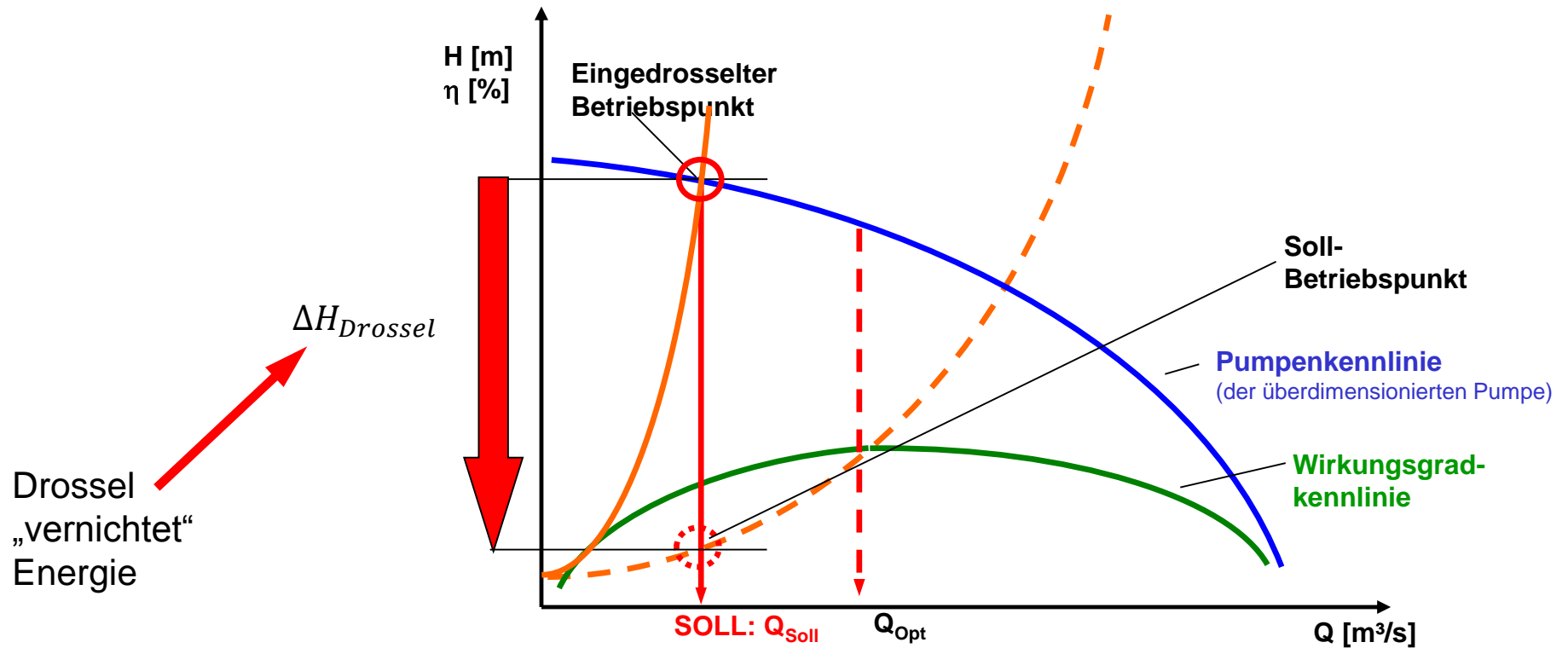


Quelle: HFM

7.4 Pumpen

Durch Drosseln (Umwandlung der Bewegungsenergie in Reibungswärme) kann der Sollzustand erreicht werden. Die dabei umgewandelte Energie lässt sich folgendermaßen bestimmen:

$$P_{Reib} = \rho \cdot g \cdot \Delta H_{Drossel} \cdot Q_{Soll}$$



Quelle: HFM

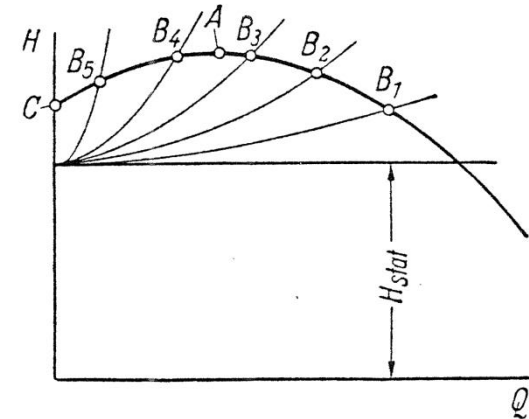
7.4 Pumpen

Drosselung bei instabilen Kennlinien

Instabile Kennlinien können zu problematischem Betriebsverhalten führen:

keine Probleme: $H_{stat} \leq H(Q = 0)$

Problemfall: $H_{stat} > H(Q = 0)$



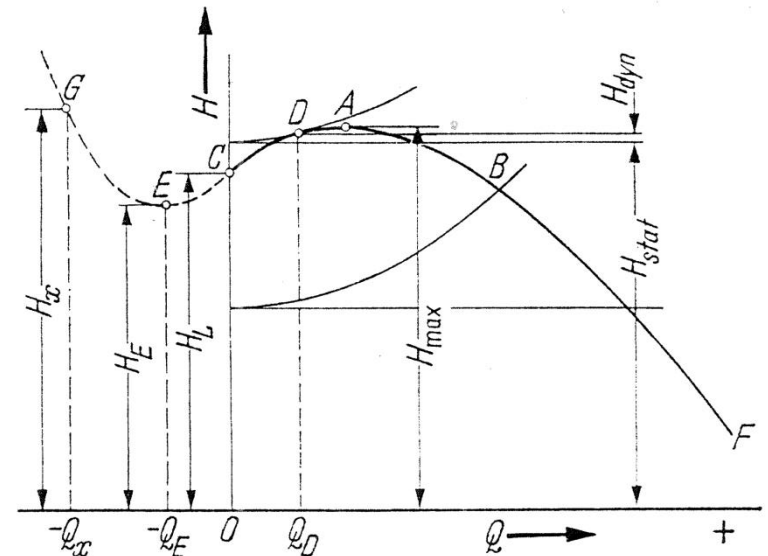
Wandern des Betriebspunktes auf der Drosselkurve bei allmählichem Schließen des Druckschiebers

- Drosselung ausgehend von Punkt B sei mit Anstieg H_{stat} verknüpft: sich füllender Behälter oder Druckkessel, lange elastische Druckleitung

- Bei Drosselung unter Q_D : kein Schnittpunkt Anlagenkennlinie mit Pumpenkennlinie im I. Quadranten

→ weil Druck H_D immer noch anliegt:

- Durchströmung kehrt schlagartig um (G)
- Pumpe wird rückwärts durchströmt bis $H = H_E$
- Förderung setzt schlagartig auf Ast „AF“ ein
- siehe Parallelbetrieb



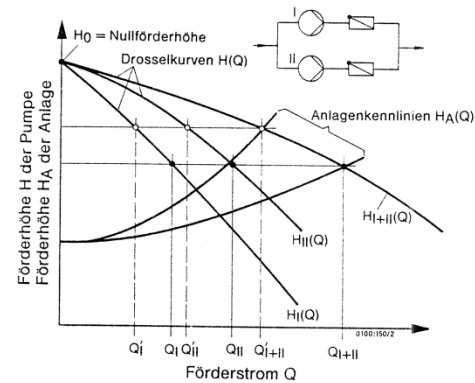
Labiler Zweig AC der Drosselkurve

Quelle: Schulz

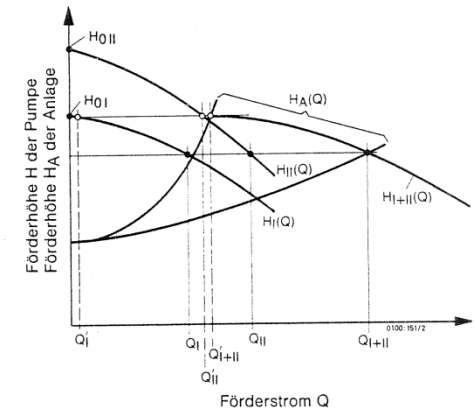
7.4 Pumpen

b. Zu-/Abschalten von Pumpen

- Bei stark variierenden Anforderungen: mehrere kleine Pumpen mit höherem n_q und η
- Änderung des Förderstroms: Zu-/Abschalten
- Kriterien:
 - Betriebsanforderungen
 - Platzbedarf
 - Invest-Kost. f. Pumpen & Steuerung
 - Montageaufwand



: Parallelbetrieb zweier Kreiselpumpen I und II mit stabilen Drosselkurven



: Parallelbetrieb zweier Kreiselpumpen I und II mit unterschiedlichen Nullförderhöhen

1. Parallelbetrieb

- Einsatz: $H_{geo} \gg H_{dyn}$, d.h. flache Anlagenkennlinie
- Unterschiedliche : führt schnell zum Nullpunkt: Erwärmung, Kavitation!

Bei Parallelbetrieb von 2 Pumpen addieren sich deren Volumenströme Q bei gleicher Höhe H . Um ein Zu- und Abschalten einzelner Pumpen zu ermöglichen ist nach jeder Pumpe ein Rückschlagventil vorzusehen.

Pumpen mit stabiler Kennlinie:

Bei 2 ähnlichen Pumpen mit identischer Nullförderhöhe ist der Parallelbetrieb unproblematisch, da sich die Volumenströme der einzelnen Pumpen nicht zu stark unterscheiden. (linke Abbildung)

Bei unterschiedlichen Nullförderhöhen erreicht die Pumpe mit geringerer Nullförderhöhe sehr schnell dieselbe und der Volumenstrom geht gegen Null (Gefahr: Überhitzung; Mindestmenge s.u.). (rechte Abbildung)

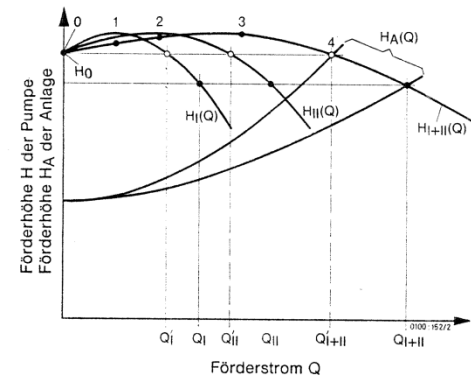
Quelle: KSB

7.4 Pumpen

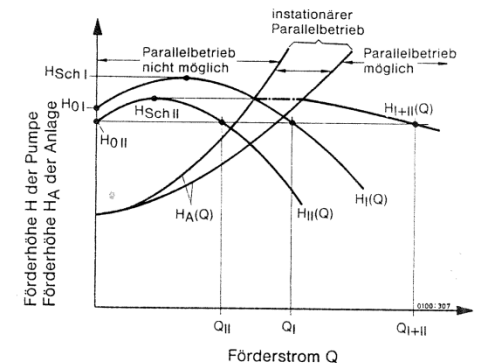
- bei instabiler Drosselkurve Parallelbetrieb nur möglich im Bereich: $H_A \leq H_I(Q = 0)$

$$H_A \leq H_{II}(Q = 0)$$

- weil: - Rückschlagklappe nicht geöffnet werden kann
- Anlagenschwingungen auftreten



Parallelbetrieb zweier Kreiselpumpen I und II mit instabilen Kennlinien und gleichen Scheitelförderhöhen



Parallelbetrieb zweier Kreiselpumpen I und II mit instabilen Kennlinien und ungleichen Scheitelförderhöhen

Pumpen mit instabiler Kennlinie:

In der linken Abbildung ist der Parallelbetrieb von 2 Pumpen mit instabiler Kennlinie und identer Null- und Scheitelförderhöhe (H_0 bzw. H_{Sch}) dargestellt. Die beiden Pumpen sind im Bereich zwischen 4 und 5 zu fahren. Bei Betrieb im Punkt 4 kann gerade noch eine weitere Pumpe zugeschaltet werden. Zwischen den Punkte 4,3,2,1 bis kurz vor 0 ist das nicht möglich, da die Nullförderhöhe einer weiteren Pumpe mit identer Null- und Scheitelförderhöhe das dahinter angeordnete Rückschlagventil nicht aufdrücken könnte (Nullförderhöhe < Scheitelförderhöhe).

Bei Parallelbetrieb von 2 unterschiedlichen ($H_{0I} \neq H_{0II}$ und $H_{SchI} \neq H_{SchII}$) Pumpen (rechte Abbildung) ergibt sich bei Verringerung der Fördermenge zuerst ein instationärer Zustand und danach schließt die Rückschlagklappe der Pumpe mit geringerer Nullförderhöhe diese ganz ab (Gefahr: Überhitzung der Pumpe).

Quelle: KSB

7.4 Pumpen

2. Serienbetrieb

- Einsatz: steile Anlagenkennlinie, flache Pumpenkennlinie

$$H_{geo} \ll H_{dyn}$$

$$Q = Q_I = Q_{II}$$

$$H = H_I + H_{II}$$

- Einsatz: Pipelines, Kesselspeisewasser, selten/unüblich bei Wasserkraftanlagen

- In Strömungsrichtung

erste Pumpe: gutes Kavitationsverhalten

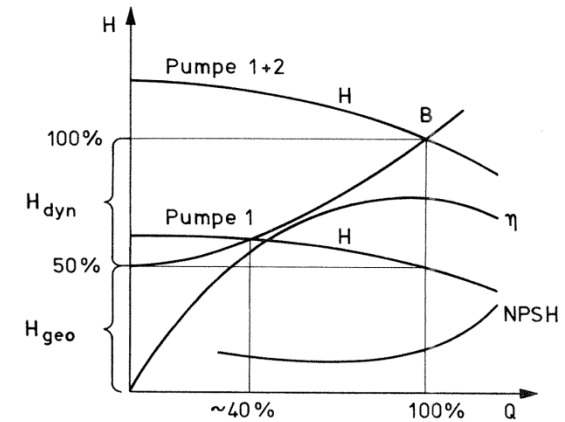
zweite Pumpe: hoher Systemdruck

→ Dichtungen, Gehäuse anpassen

- Zuschalten erst I dann II
Abschalten erst II dann I

Serieschaltung

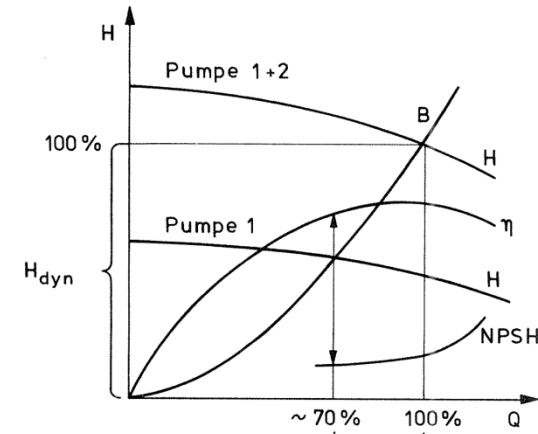
Beispiel : $H_{geo} \geq H_{dyn}$



a.) Abfall der Fördermenge bei Ausfall einer Pumpe

Serieschaltung

Beispiel : $H_{geo} = 0$



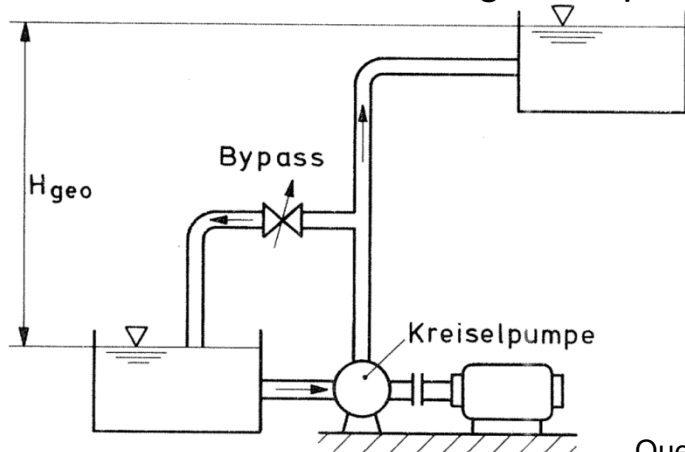
c.) Abfall der Fördermenge bei Ausfall einer Pumpe

Quelle: Sulzer

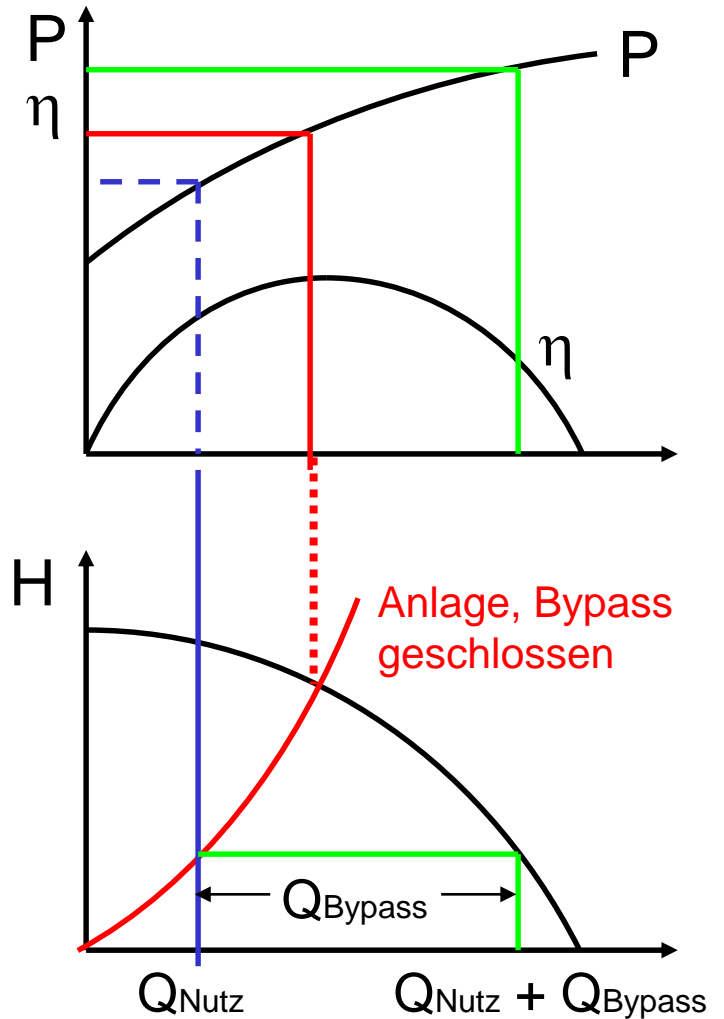
7.4 Pumpen

c. Bypass-Regelung

- Möglichkeit der Fördermengenregulierung
- (Teil-) Rückführung des Förderstroms zur Pumpensaugseite, u.U. durch Kühler
- Gründe: Einsatz im Teillastgebiet vermeiden (wg. Kavitation, Aufheizung oder Axialschub)
Typisch: Anfahren großer Pumpen und Anlagen
- Große Energieverschwendung
Ausnahme: schnellläufige Pumpen

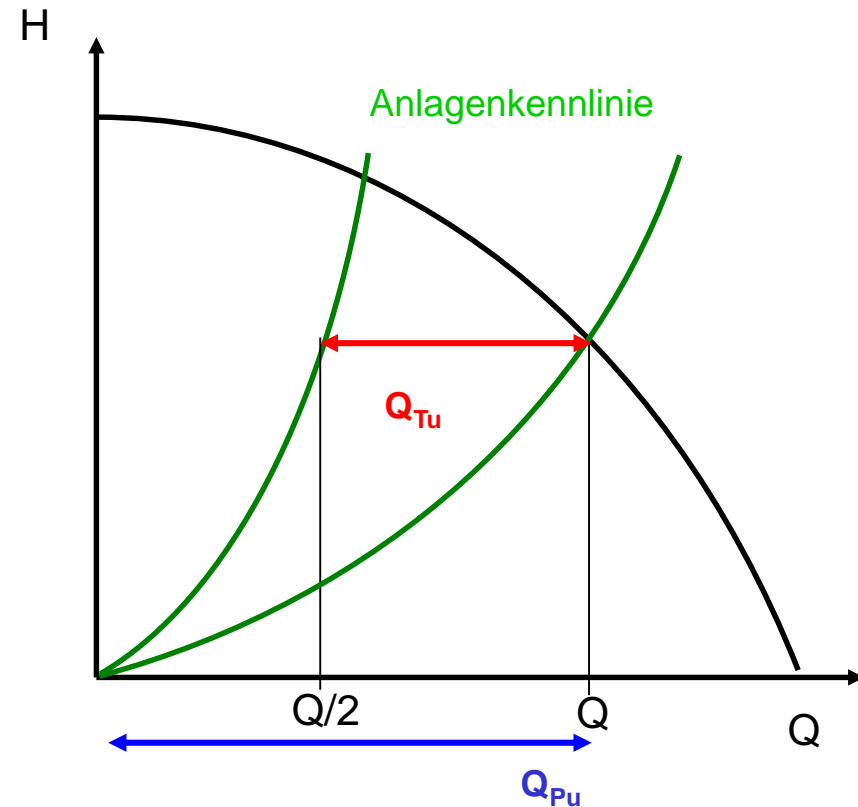
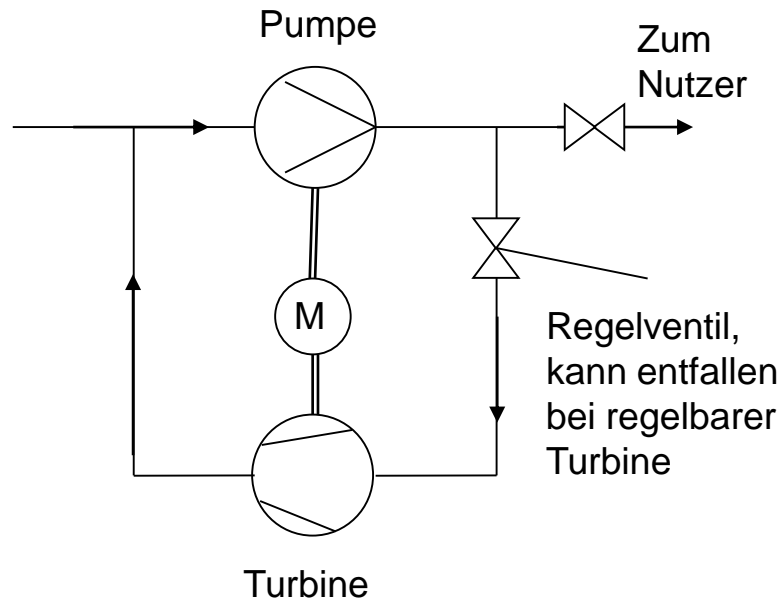


Quelle: Sulzer



7.4 Pumpen

c. Bypass-Regelung - Bsp.: Hydraulischer Kurzschluss



Bei **variablem** Volumenstrom:

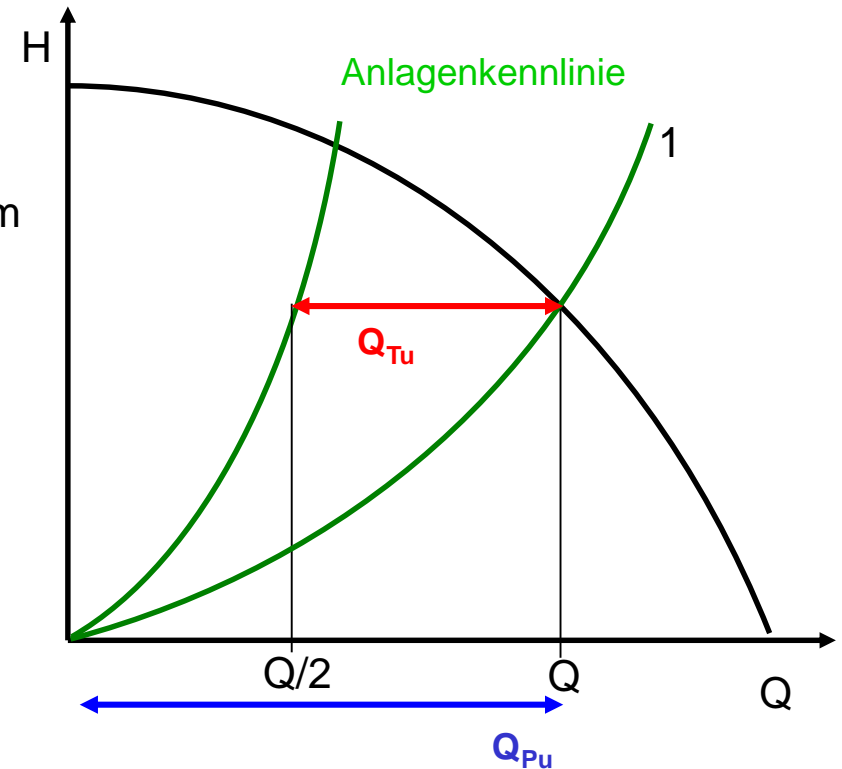
- Pumpe fährt **immer im optimalen Betriebspunkt**:
 - optimaler Wirkungsgrad, keine Radialkraft, minimales NPSH_i
- **Förderhöhe bleibt** erhalten (im Unterschied zu Drehzahlregelung)

7.4 Pumpen

- c. **Bypass-Regelung** - Bsp.: Hydraulischer Kurzschluss:
Wenn der Volumenstrom oder die Aufgenommene Leistung verringert werden soll.

Einschub:

- Anlagenkennlinie 1 im Pumpbetrieb, Pumpe im Optimum
- Volumenstrom soll halbiert werden:
 - Pumpe läuft immer noch im Optimum, zieht volle Leistung P_P
 - Regelventil (oder Turbinenleiteinrichtung) wird geöffnet
 - Volumenstrom geht durch Turbine, Turbine führt Leistung P_{Tu} dem Motor zu
 - Beim Nutzer kommt verringerter Volumenstrom an
 - Motor zieht nur die Leistung $P_M = P_P - P_{Tu}$



7.4 Pumpen

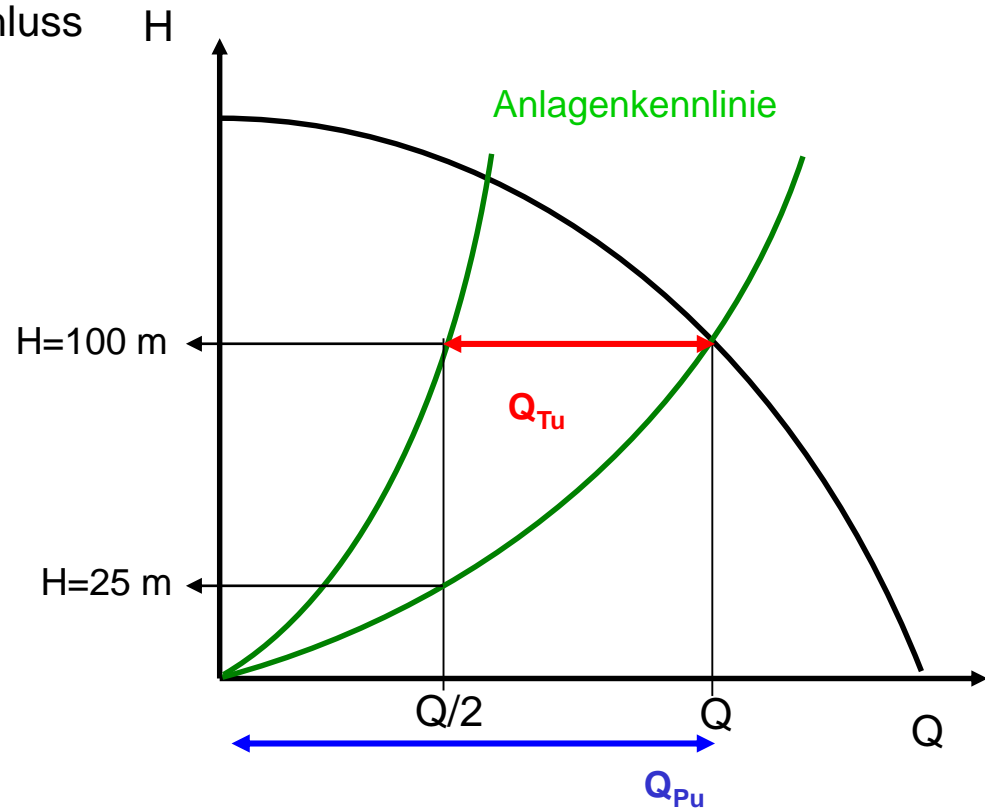
c. Bypass-Regelung - Bsp.: Hydraulischer Kurzschluss

Beispiel : Q wird von 1 m³/s auf 0,5 m³/s reduziert.

Drosselung :
Anlagenwirkungsgrad = 12% !

Hydraulischer Kurzschluss :
Anlagenwirkungsgrad = 69% !

Drehzahlregelung:
Anlagenwirkungsgrad = 85% !
...aber Förderhöhe geht zurück



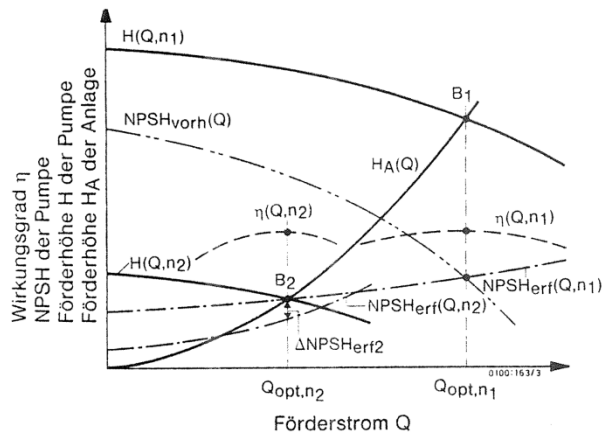
	Q _{Pu} m ³ /s	H _{Pu} m	η	P _{eIPu} kW	H _{anl} m	P _{nutz} kW	η _{nutz} =P _{nutz} /P _{eIPu}
Volllast	1,00	100	0,85	1.176	100	1000	0,85
50 % Drosselung	0,50	125	0,60	1.042	25	125	0,12
50 % Drehzahlregelung	0,50	25	0,85	149	25	125	0,85
50 % Turbinieren	1,00	100	0,85	1.176	100	500	
	Q _{Tu}	H _{Tu}	η	P _{eITu}			η _{nutz} =P _{nutz} /(P _{eIPu} -P _{eITu})
	0,50	100	0,90	450	100	500	0,69

7.4 Pumpen

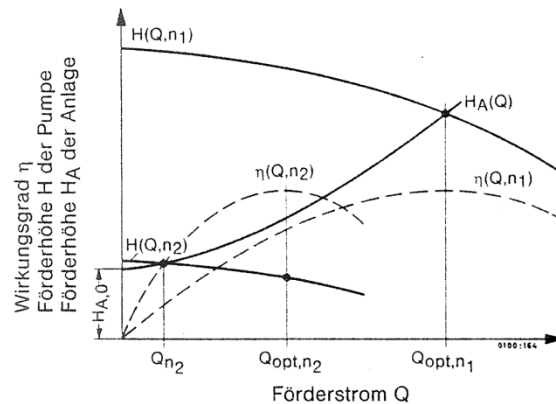
d. Drehzahl-Regelung

- Geeignet für Kennlinien mit hauptsächlich dynamischen Anteil
- Hohe Kosten für Frequenzumformer
- Energiesparendste Regelung, anlagenschonend
- Stufenlose Regelung, gestuft mit polumschaltbaren Elektromotoren

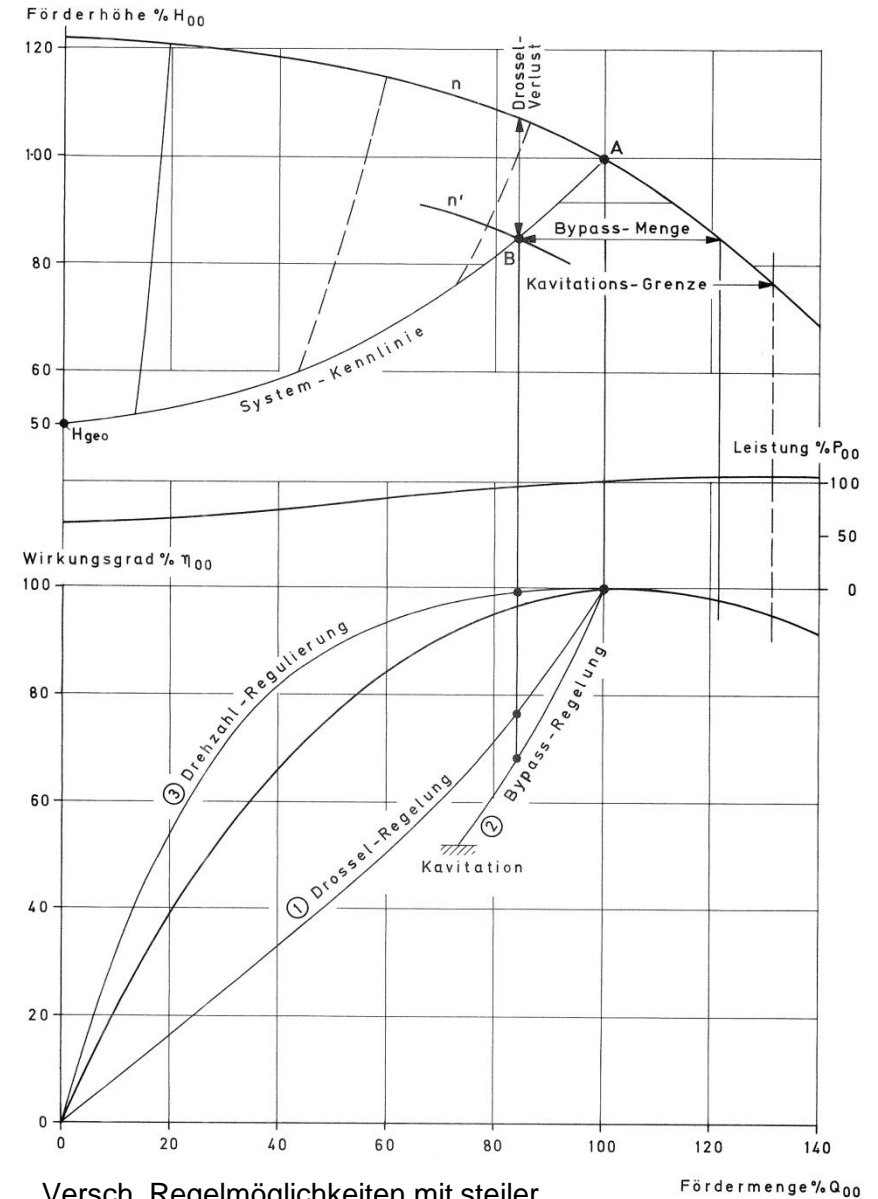
$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2} \quad \frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2 = \frac{NPSH_1}{NPSH_2} \quad \text{Mit sinkendem } n \text{ nimmt } H \text{ ab!}$$



Kennlinien der Pumpe $H(Q)$, $\eta(Q)$ und $NPSH_{erf}(Q)$ bei Drehzahlverstellung ($n_1 = n$; $n_2 = n/2$) im Zusammenwirken mit den Anlagenkennlinien $H_A(Q)$ (mit $H_{A,0} = 0$) und $NPSH_{vorh}(Q)$



Kennlinie $H(Q)$ und Anlagenkennlinie $H_A(Q)$ bei $H_{A,0} > 0$



Versch. Regelmöglichkeiten mit steiler Anlagenkennlinie

Quelle: Sulzer

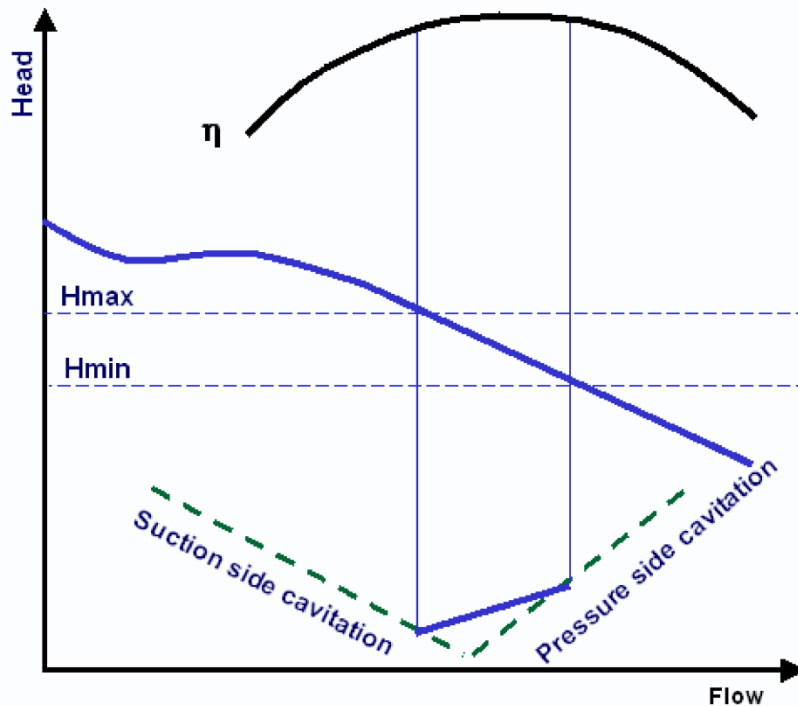
7.4 Pumpen

d. Drehzahl-Regelung: Anwendung an einer Pumpturbine

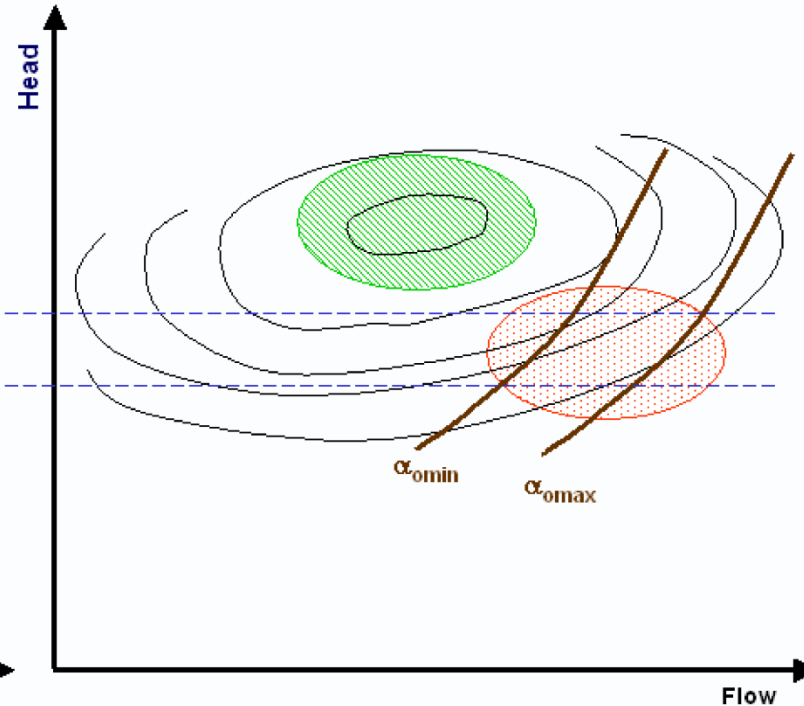
Die Drehzahlregelung von Pumpturbinen wird dort angewendet wo große Unterschiede zwischen dem maximalen und minimalen Höhenunterschied zwischen Ober- und Unterwasser (H_{\max} und H_{\min}) auftreten. Durch die variable Drehzahl wird aus einem Betriebspunkt im Pumpbetrieb ein Betriebsbereich. Es ist damit möglich über einen Regler den günstigsten Betriebspunkt für die Pumpe einzustellen.

Wesentlich ist auch, dass im Turbinenbetrieb durch die variable Drehzahl der Betriebsbereich von Teillast zum Optimum hin verlagert werden kann.

Pumpenkennlinie



Turbinenkennlinie

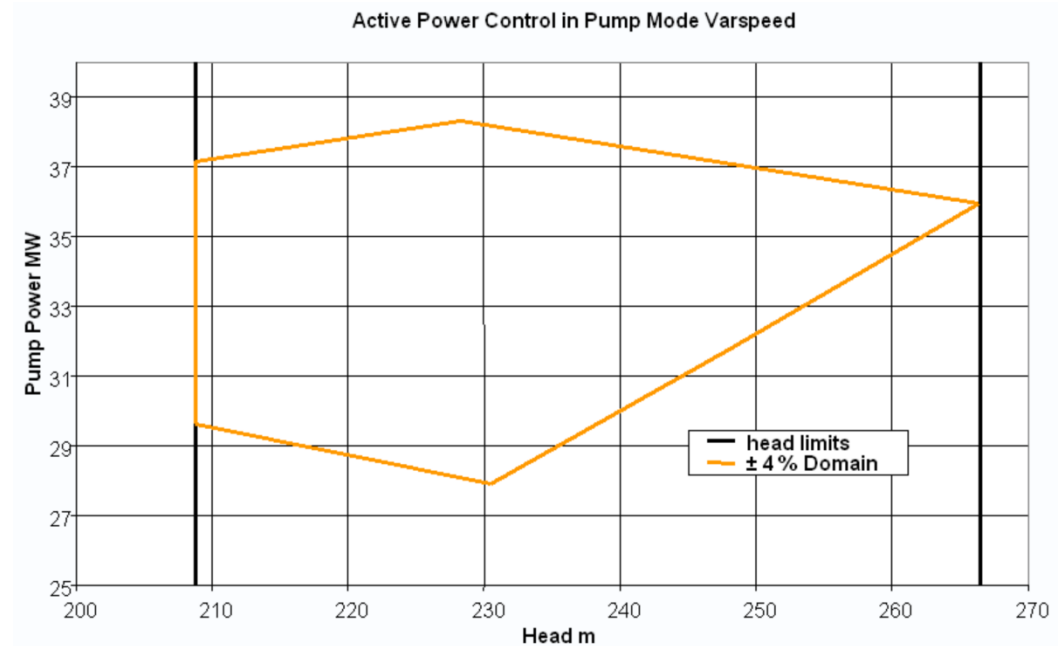
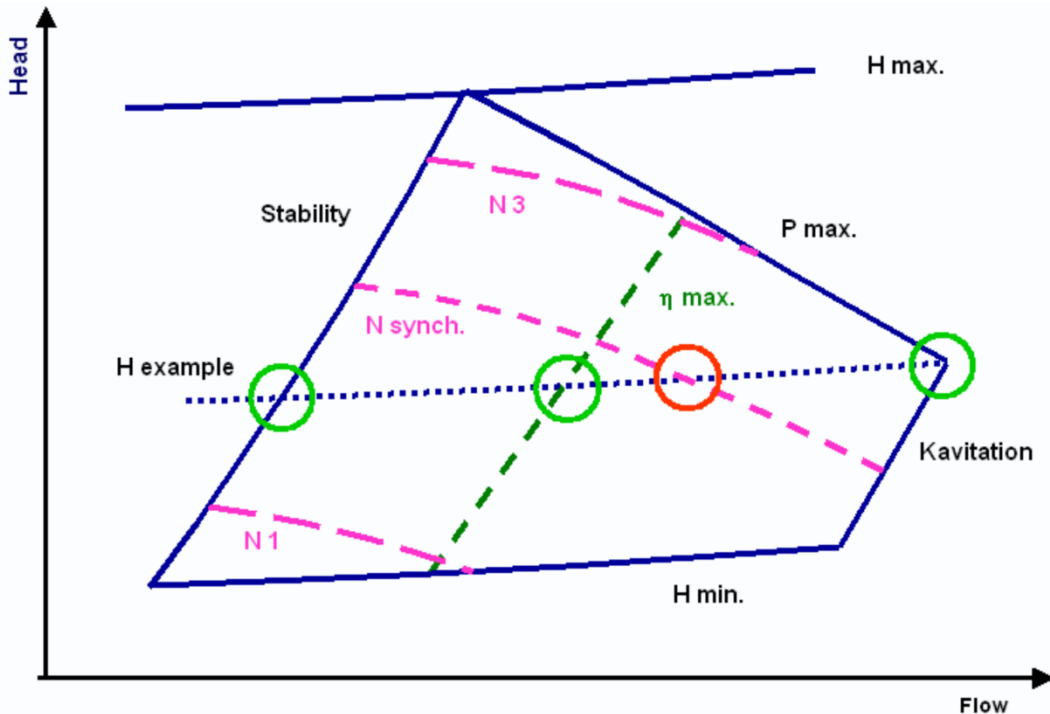


Quelle: Alstom

7.4 Pumpen

Der Betriebsbereich der Pumpe ist nach unten und oben durch H_{min} und H_{max} begrenzt und an den Seiten durch die Stabilitätsgrenze der Kennlinie (links) bzw. durch die maximale Leistung und die Kavitationsgrenze (rechts)

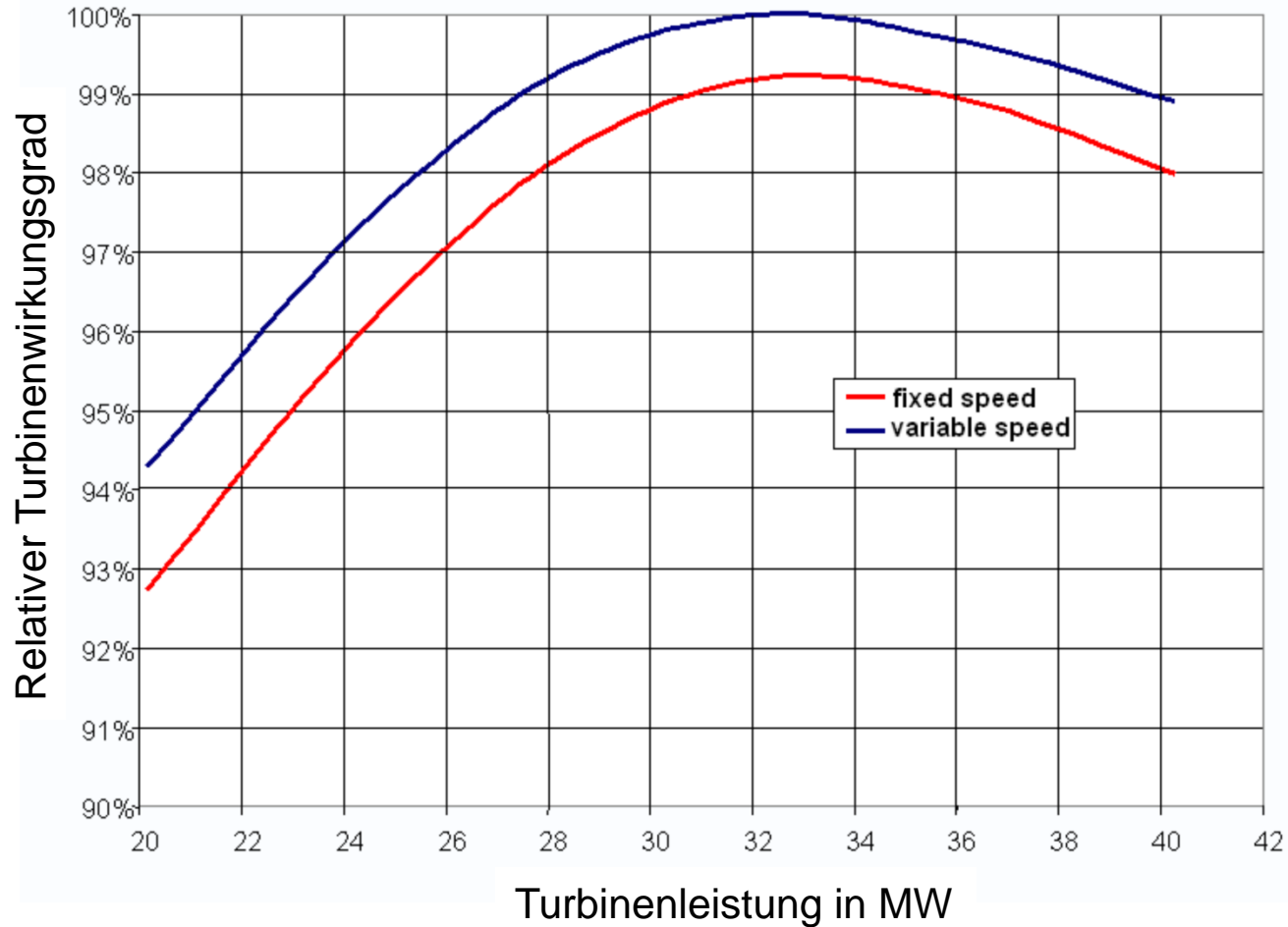
Betriebsbereichsgrenzen der Pumpe



Quelle: Alstom

7.4 Pumpen

Bei Turbinenbetrieb wird der Wirkungsgrades durch Variation der Drehzahl und damit Verlagerung des Betriebsbereiches in das Turbinenoptimum merklich verbessert.

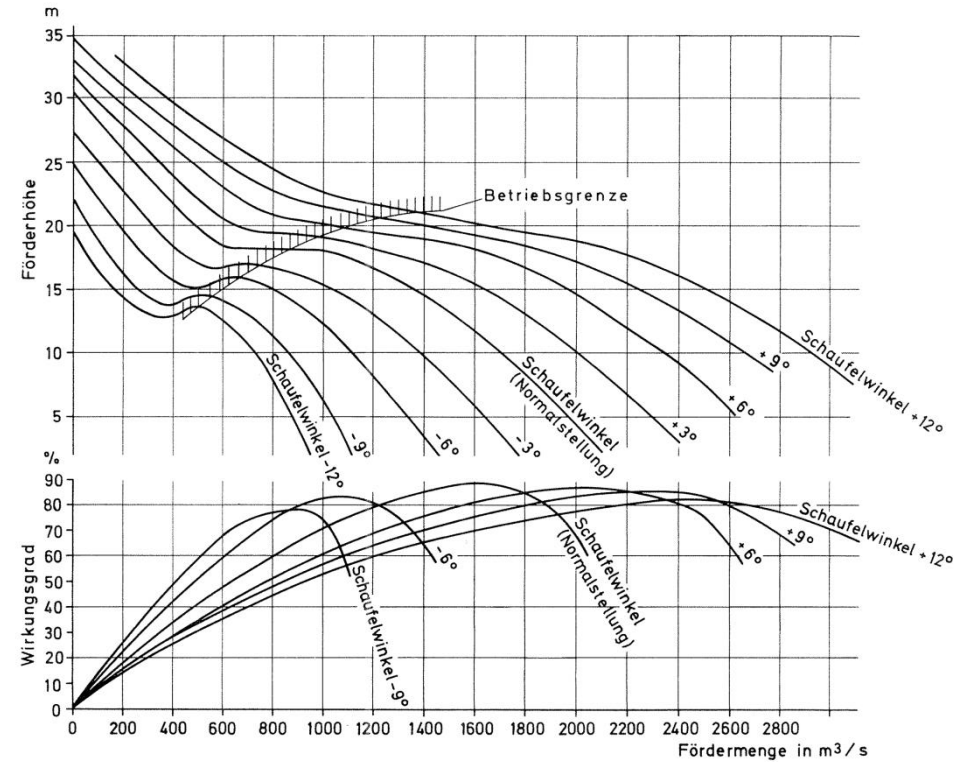


Quelle: Alstom

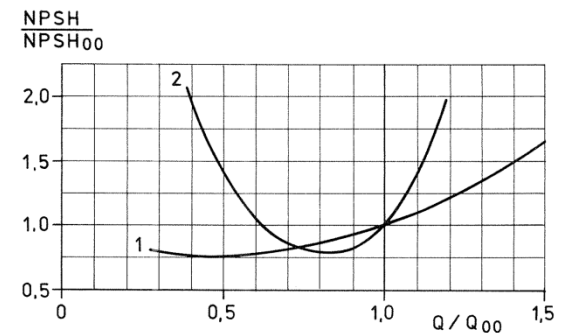
7.4 Pumpen

e. Laufschaufelverstellung

- Einsatz bei stark schwankenden Förderströmen
- Einsatz ausschließlich bei Propellerpumpen. Jede Schaufelstellung ergibt eine Kennlinie wegen geändertem Geschwindigkeitsdreieck
- Gutes Kavitationsverhalten ist mit Messungen abzusichern



Kennlinie einer halbaxialen Pumpe mit Laufschaufelverstellung.



Dimensionaler Haltedruckverlauf für (1) Laufschaufelverstellung und (2) Vordrall-Regelung.

Quelle: Sulzer

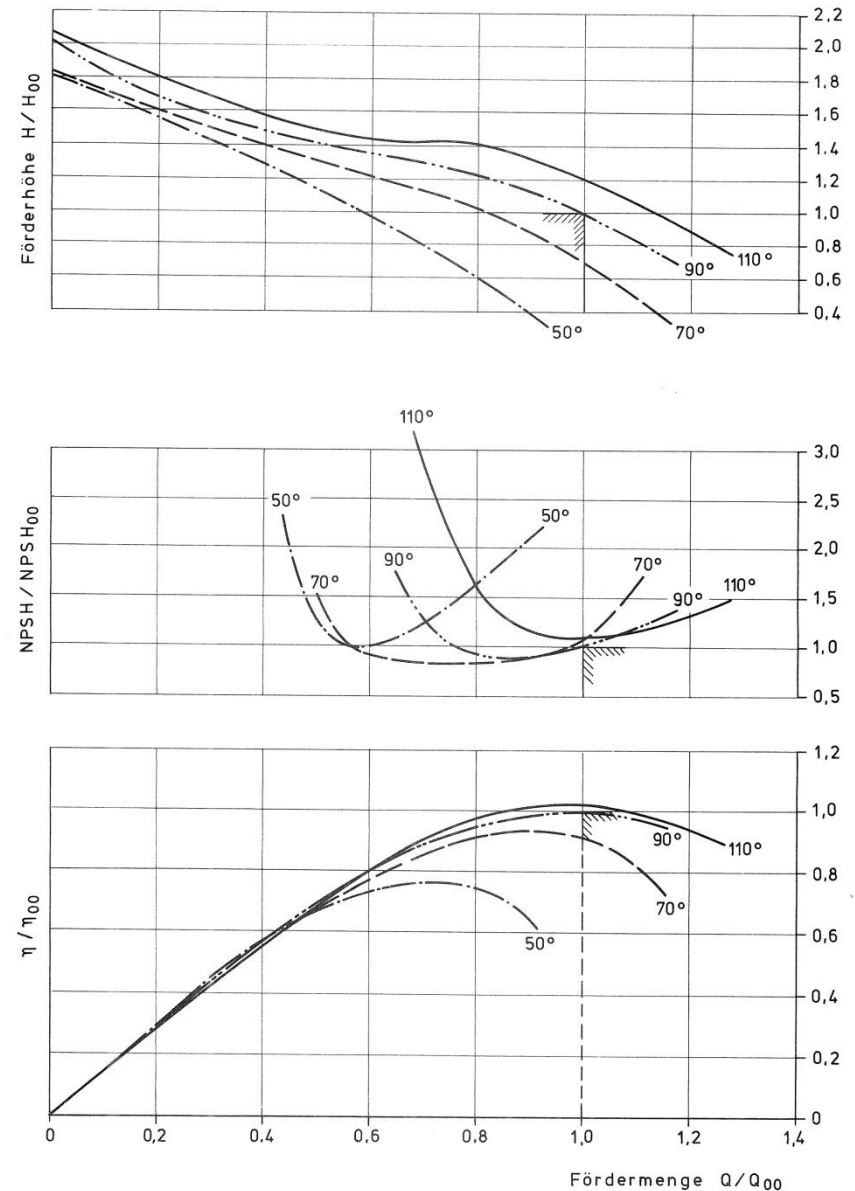
7.4 Pumpen

f. Vordrallregelung

- Regelbarer Vorleitapparat, feste Laufschaufeln
- Geändertes Q_{opt} durch andere Zuströmrichtung
geänderte Förderhöhe durch Vordrall c_{ue}

$$H = \frac{1}{g} \cdot (u_a c_{ua} - u_e c_{ue})$$

- Anwendbarkeit bei allen Pumpen, besonders starke Wirkung bei schnellläufigen Maschinen
- Auswirkungen:
 - starke Wirkungsgradabnahme
 - starker Anstieg der Kavitationsempfindlichkeit
 - hohe Schaufelbelastung
- Einsatz bei Schöpfwerk- und Kühlwasserpumpen



(Q_{00} = Bestpunkt für Normalstellung 90°)

Kennlinie einer halbaxialen Kühlwasserpumpe mit Vordrall-Regelung. Quelle: Sulzer

7.4 Pumpen

g. Kavitationsregelung

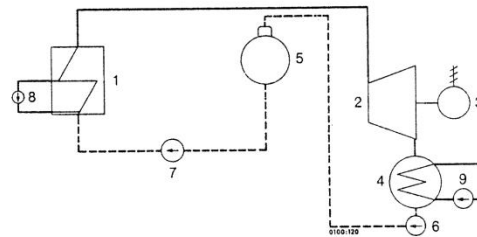
- Einsatz bei kleineren Kondensatpumpen
- Grenze: Laufruhe, Kavitationsverschleiß
- Funktion: $Q_{Kondensat} < Q_{Pumpe}$

→ Füllstand sinkt, d.h. $NPSH_{vorh}$ sinkt

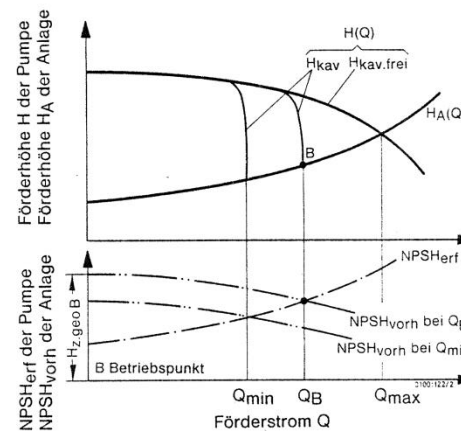
1. Pumpenstufe kavitiert

Q_{Pumpe} sinkt bis $Q_{Kondensat} \geq Q_{Pumpe}$

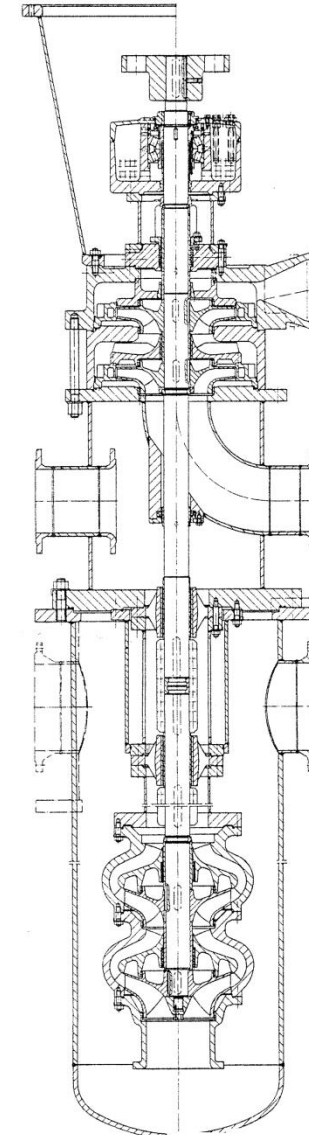
Füllstand steigt wieder



Kondensat- und Speisewasserkreislauf
 1 Kessel; 2 Turbine; 3 Generator; 4 Kondensator;
 5 Speisewasserbehälter; 6 Kondensatpumpe; 7 Kes-
 selspeisepumpe; 8 Umwälzpumpe; 9 Hauptkühlwas-
 serpumpe



Drosselkurven $H(Q)$, $NPSH_{erf}$ der Kondensat-
 pumpe, Anlagenkennlinie $H_A(Q)$ und $NPSH_{vorh}$ zur
 Funktionsbeschreibung einer selbstregelnden Kon-
 densatpumpe



Vertikale Kondensatpumpe in Behälterbau-
 weise (Topfpumpe) mit Zwischenentnahme nach der
 2. Stufe. Nach Durchlaufen der Vollentsalzungsan-
 lage wird das Kondensat der 3. Stufe der Pumpe zu-
 geführt. Aufstellung unter Flur

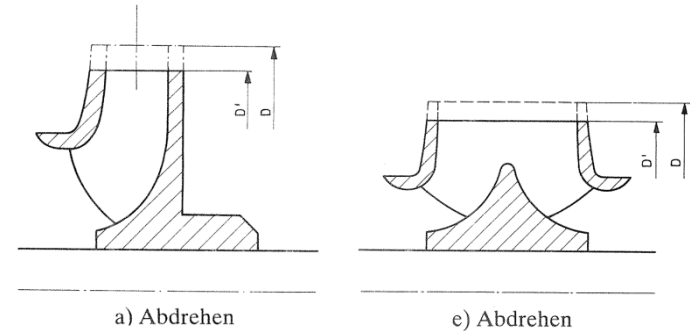
7.4 Pumpen

Anpassen der Kennlinie an die Betriebsdaten

Ist Verbrauch **immer** kleiner als Fördermenge: Laufrad anpassen

Spiralgehäusepumpen:

Abdrehen

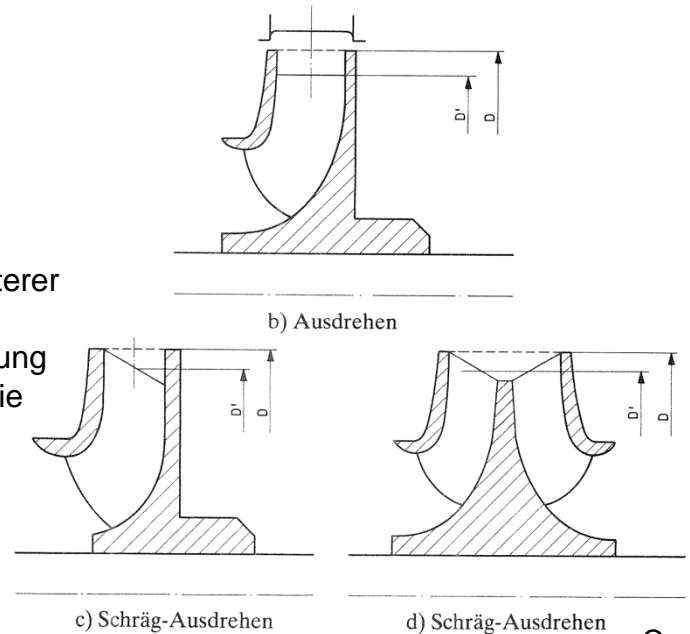


Leitradpumpen:

Abdrehen/Ausdrehen

Weil der Spalt zwischen vorderer/hinterer Deckscheibe und Gehäuse/Laufrad erhalten bleibt, bleibt auch die Strömung in den Radseitenräumen und damit die Axialkraft unverändert.

Schrägausdrehen ergibt (meist) stabilere Drosselkurve



Quelle: Sulzer

7.4 Pumpen

- Wirkungsgrad und Kavitationsverhalten nehmen beim Abdrehen (innerhalb gewisser Grenzen, d.h. bis ca. 5%) nur wenig ab, bei kleinem n_q gar nicht
- Bei starkem Abdrehen sinkt Kavitationsverhalten bei Überlast wegen Schaufelbelastung

$$\frac{Q'}{Q} = \left(\frac{D'}{D}\right)^m = \frac{H'}{H}$$

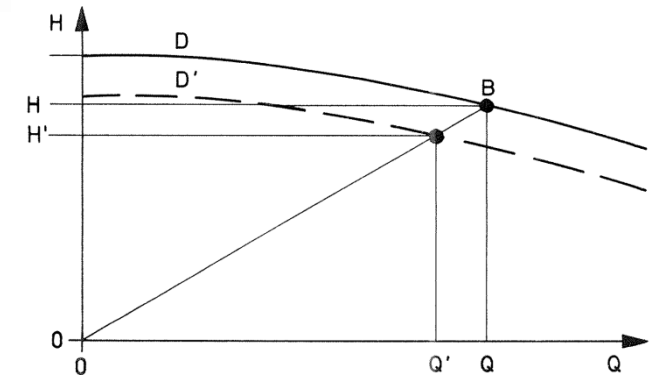
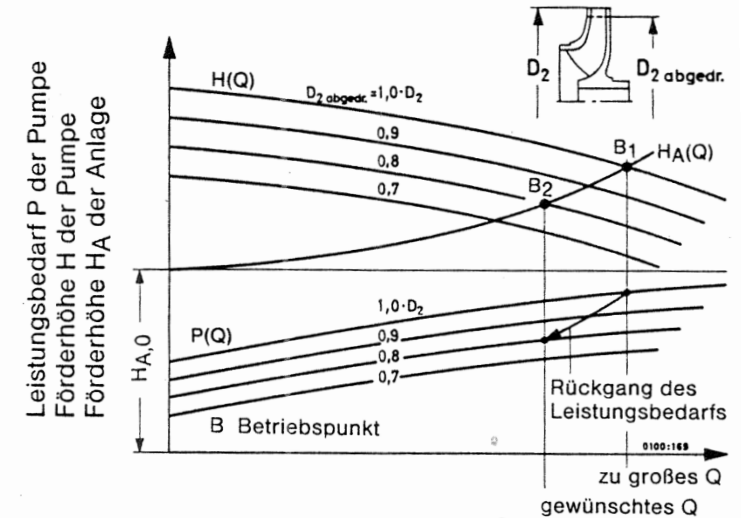
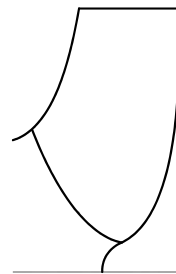
üblich: $m = 2$

m hängt von Veränderung der Austrittsbreite und Austrittswinkel mit dem Durchmesser D ab.

Auffinden des neuen Betriebspunktes:

Gerade B-Nullpunkt einzeichnen H' oder Q' eintragen und mit der Geraden schneiden und Q' oder H' ermitteln.

- Schnellläufige Räder ($n_q > 50$) schrittweise ab-/ausdrehen: Zunächst auf einen größeren als den berechneten Durchmesser abdrehen und anschließend einen Probelauf durchführen. Erst danach wird das Laufrad auf den endgültigen Durchmesser gedreht.



Änderung der Kennlinien durch Abdrehen des Laufrades

Quelle: Sulzer

7.4 Pumpen

Zuschärfen:

Dadurch:

- Veränderung der Austrittswinkel bzw. H und Austrittsbreite bzw. Q
 → Wirkungsgrad steigt geringfügig
- Beeinträchtigung der Schaufelfestigkeit berücksichtigen, Mindestdicke 2mm wegen Erosion und Schwingungen
- Hilft bei geringen Schnellläufigkeiten mehr als bei hohen

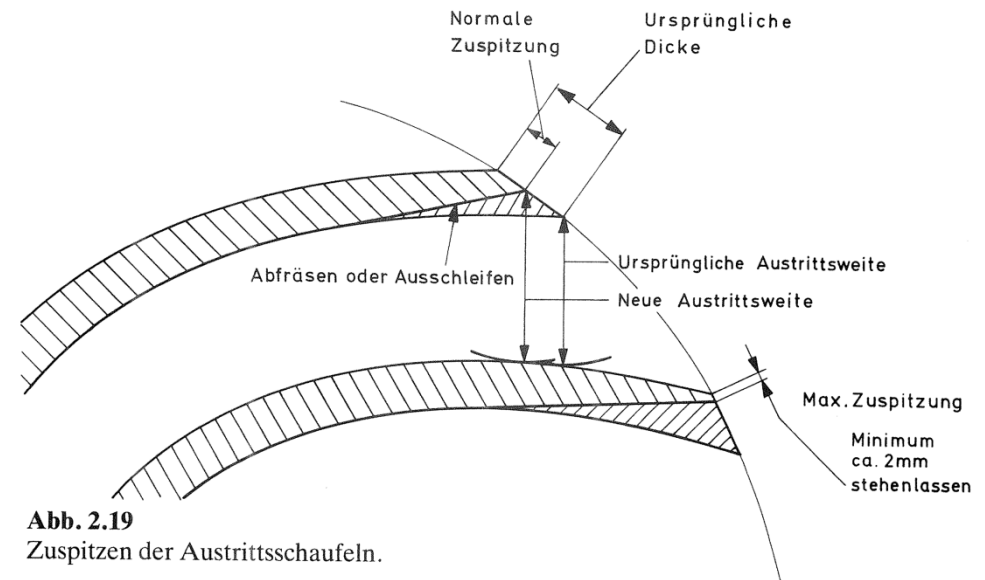


Abb. 2.19 Zuspitzen der Austrittsschaufeln.

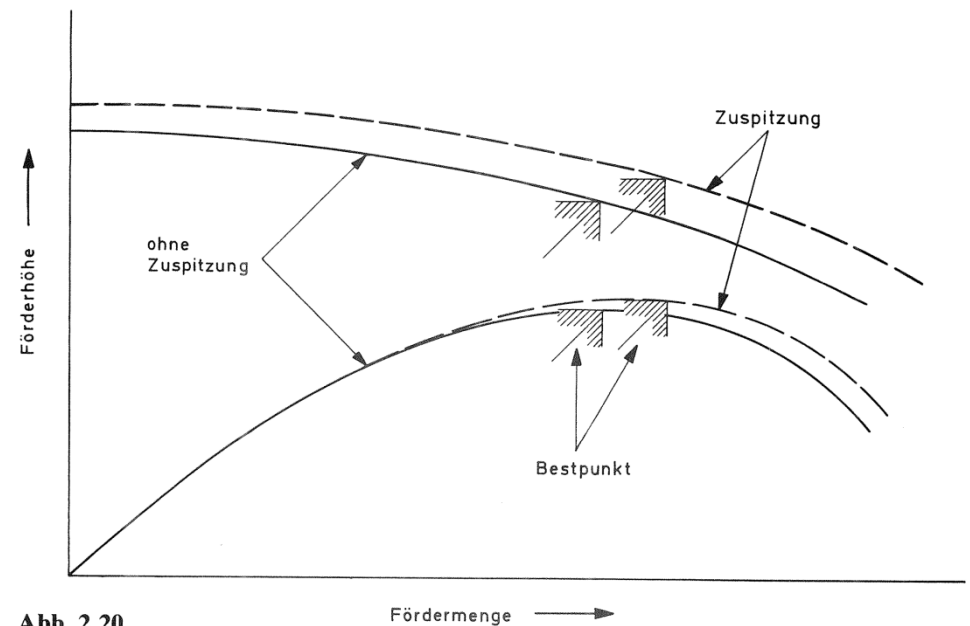


Abb. 2.20 Einfluss der Zuspitzung auf die Pumpen-Kennlinie.

Quelle: Sulzer

7.4 Pumpen

Anfahrverhalten:

Stillstand → Betriebspunkt: anlagenabhängig

$T_M > T_P$: Überschussdrehmoment beschleunigt

Maßgeblich:

$$\alpha = \frac{t_P}{t_P + t_Q}$$

t_P ...Anlaufzeit Pumpe
 t_Q ...Anlaufzeit Medium

$\alpha = 0$

$\alpha = 1$

$Q = 0$ bis H_0

$P \sim n^3$ bis P_0

$T \sim n^2$ bis T_0

(Ausnahme T_L)

Verharrung bei H_0, P_0 bis Medium beschleunigt

$H \sim Q^2$ • durch Ursprung
○ durch K

$P \sim Q^3$ • durch Ursprung
○ durch K

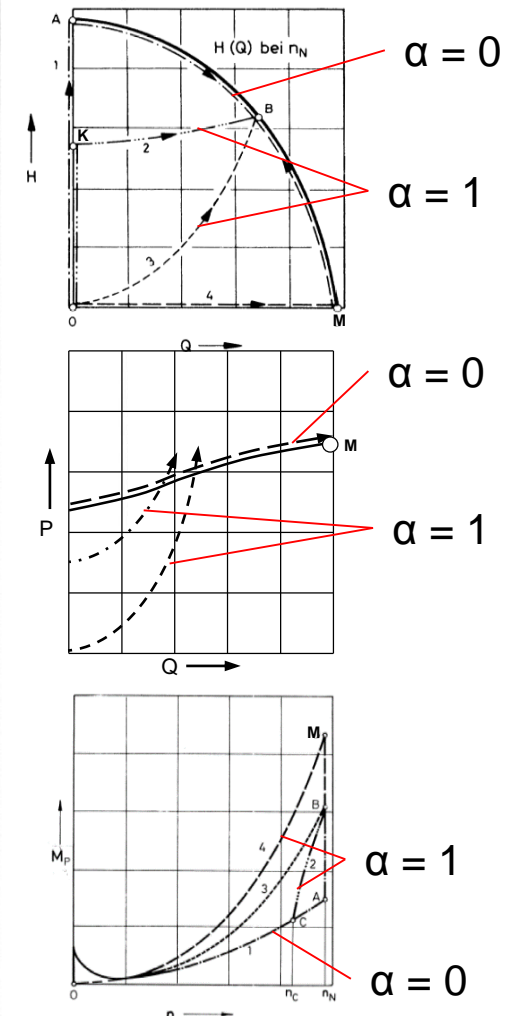
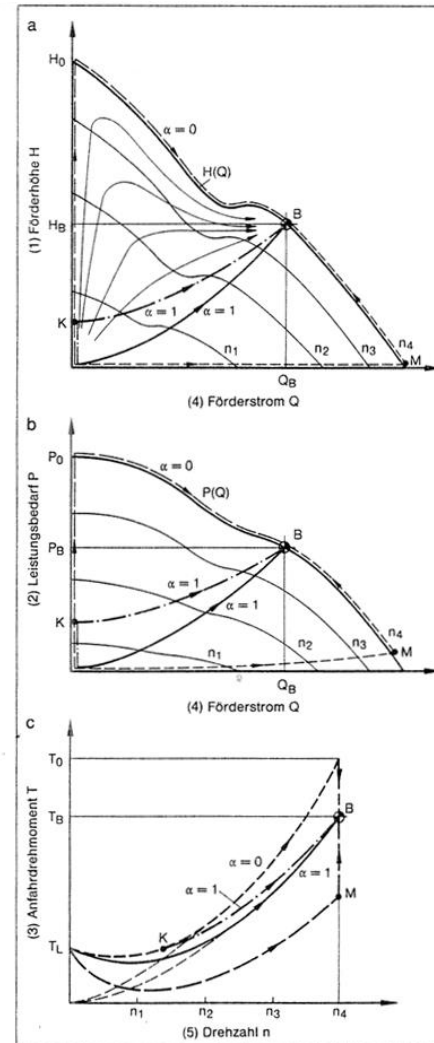
$T \sim n^2$ • bis Betriebspunkt (Aus. T_L)
○ von K bis Betriebspunkt

→ von Ursprung bis K:

gleiche Kurve wie bei $\alpha = 0$

Bsp.: Propellerpumpe

Bsp.: Radialpumpe



7: Anfahrverhalten $H(Q)$, $P(Q)$ und $T(n)$ von Propellerpumpen

7.4 Pumpen

Anfahrzeit

$\alpha = 0$ } Anfahrzeit der Pumpe, Anlaufzeit
 $\alpha = 1$ } des Mediums sind unwichtig

- $\alpha = 1$ $\Delta t = 2 \cdot \pi \cdot J \cdot \sum_i \frac{\Delta n_i}{T_{\ddot{u},i}}$
 Zusammenhang Drehzahl/Zeit ist gefunden

- $\alpha = 0$ Medium in Ruhe, Pumpe auf Betriebsdrehzahl
 zwischen Ursprung und $H_0(K)$:
 Berechnung wie $\alpha = 1$
 zwischen H_0 und Betriebspunkt:
 Beschleunigung des Mediums

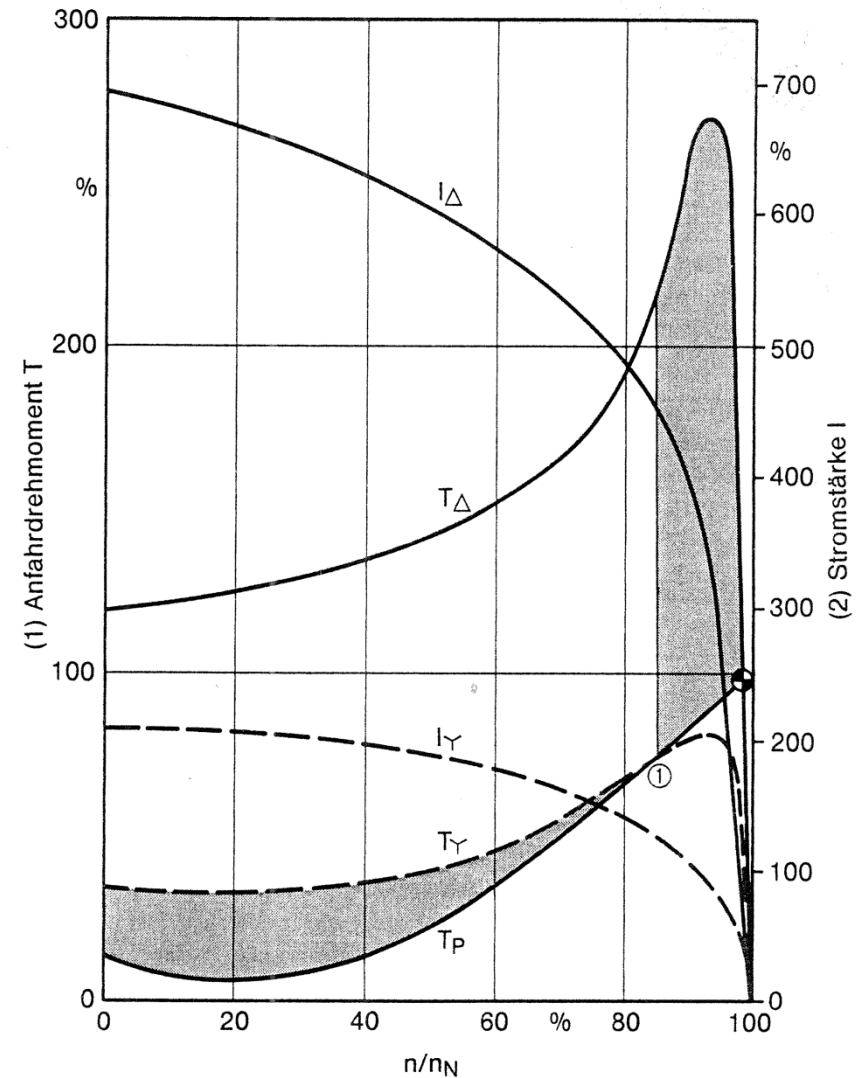
$$a \cdot Q^2 + \frac{2 \cdot P}{\rho \cdot Q} + b \cdot \frac{dQ}{dt} = 2 \cdot g \cdot H_{geo}$$

↑ Reibung

↑ Rohrquerschnitte

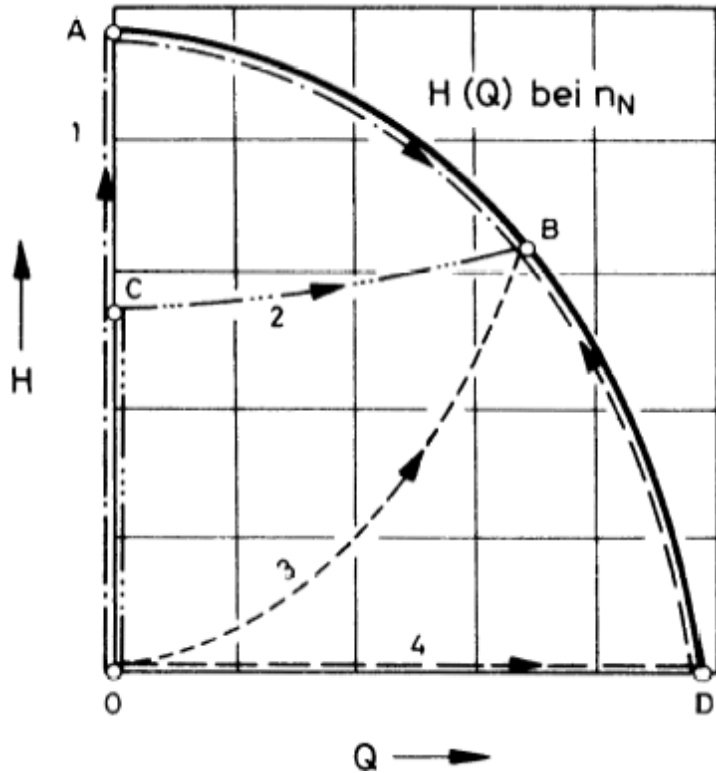
- $0 < \alpha < 1$: Pumpe und Medium gemeinsam berechnen

Drucklose Rohrleitung: Umkehrfall zu $\alpha = 0$



γ - Δ -Anlauf eines Asynchronmotors zum Antrieb einer Propellerpumpe
 ① Umschaltunkt von γ auf Δ
 Überschubdrehmoment

7.4 Pumpen

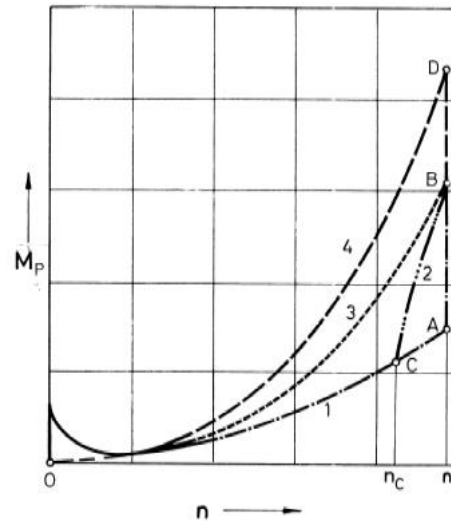


Linienzug 0 - A - B: Anfahren bei geschlossenem Absperrorgan, nach Erreichen der Nenndrehzahl öffnen des Absperrorgans

Linienzug 0 - C - B: Anfahren bei geöffnetem Absperrorgan gegen eine auf einem Rückflussverhinderer lastende rein statische Förderhöhe der Anlage

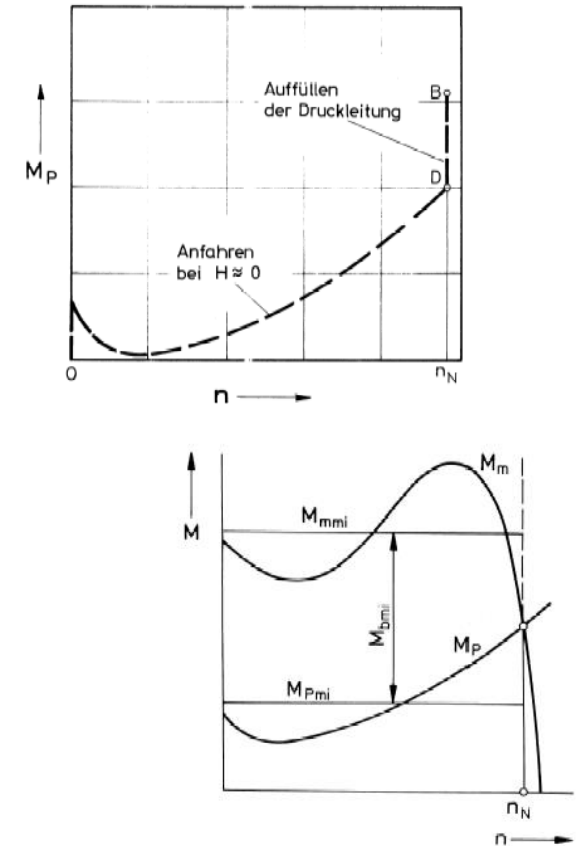
Linienzug 0 - B: Anfahren bei geöffnetem Absperrorgan gegen eine rein dynamische Förderhöhe der Anlage

Linienzug 0 - D - B: Anfahren bei geöffnetem Absperrorgan und entleerter Druckleitung



$$M_b = M_m - M_P$$

Antriebsmoment M_m (über die Kupplung aufgen. Drehmoment) **minus**
 Anfahrmoment der Pumpe M_P **=**
 überschüssigen Moment M_b



$$t_A = \frac{\pi}{30} \cdot \frac{n_N \cdot J_{gr}}{M_{b\ mi}} \quad \text{in s}$$

n_N = Nenndrehzahl in 1/min

J_{gr} = Summe aller Trägheitsmomente des Aggregats in kg m^2

$M_{b\ mi}$ = mittleres Beschleunigungsmoment in N m

7.4 Pumpen

Mindestmenge

Kleinster Förderstrom, den die Pumpe fördern kann, ohne Schaden zu nehmen

Kriterien:

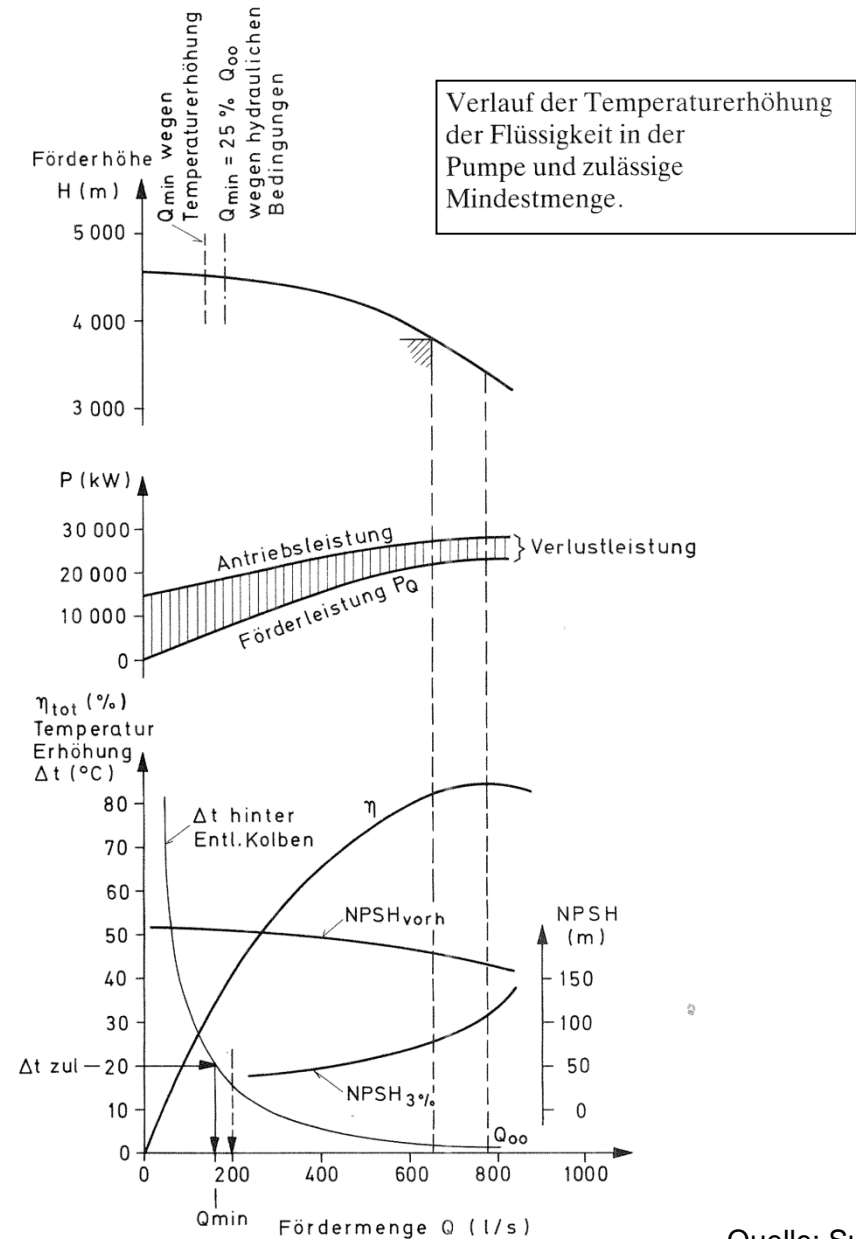
- Aufgrund innerer Verluste
- Rezirkulationen im Laufrad
- Schwingungen durch Strömungsablösungen
- Druckschwankungen
- Anstieg des Axial-/Radialschubs

In der Hydraulik

$$\Delta t_R = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{\dot{m} \cdot c} \cdot \left(\frac{1}{\eta} - 1 \right)$$

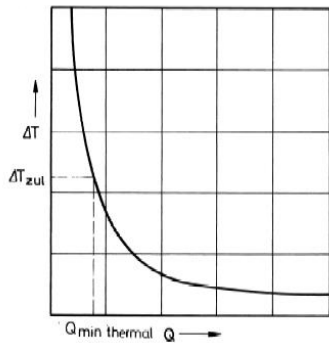
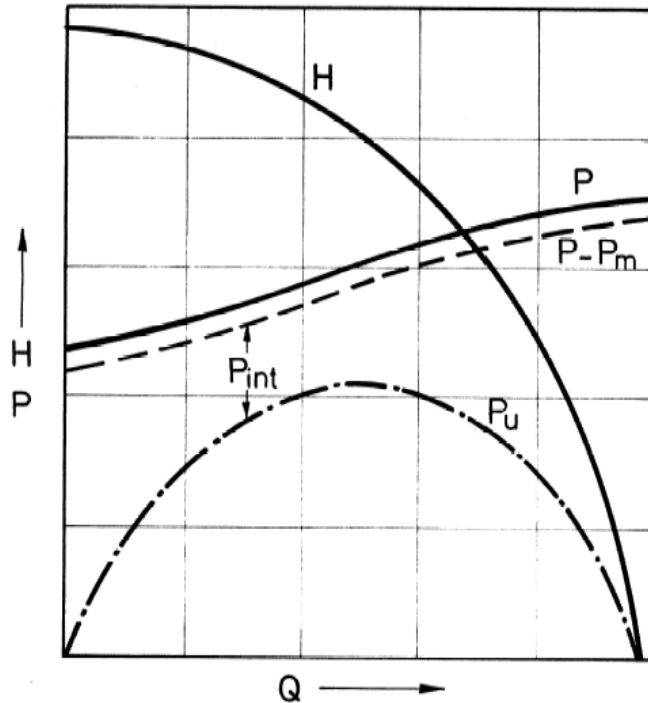
Über die Entlastungseinrichtung

$$\Delta t_E = \frac{g \cdot H}{c} \cdot \frac{1}{\eta}, \text{ weil gesamte Leistung über Entlastungseinrichtung abgebaut wird}$$



Quelle: Sulzer

7.4 Pumpen



Angaben des Herstellers beachten! Insbesondere bei Magnet-Kupplungs-Pumpen und Spaltrohr-Motor-Pumpen

$$P_{int} = q \cdot c \cdot \Delta T = \rho \cdot Q \cdot c \cdot \Delta T \quad \text{muss durch das Medium abgeführt werden}$$

$$P_{int} = P - P_m - P_u = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H \cdot \left(\frac{\eta_m}{\eta} - 1 \right) \quad \begin{array}{l} \text{mechanische Verlustleistung } P_m \\ \text{hydraulische Leistung } P_u \end{array}$$

$$\Delta T = \frac{P - P_m - P_u}{\rho \cdot Q \cdot c} = \frac{g \cdot H}{c} \left(\frac{\eta_m}{\eta} - 1 \right)$$

Die höchste Temperatur: im Druckstutzen der Pumpe (keine Gefahr der Verdampfung der Förderflüssigkeit)

Kritischer: Erwärmung der Förderflüssigkeit an Stellen, wo kleinste statischen Drücke herrschen, bei mehrstufigen Pumpen mit gemeinsamer Entlastungseinrichtung in den Drosselspalten bzw. hinter der Entlastungseinrichtung oder im Laufradeintritt (bei mehrstufigen Pumpen im Laufradeintritt der 1.Stufe), wenn ein Teil des erwärmten Förderstromes von der Druckseite der Pumpe zur Saugseite zurückgeführt wird (z.B. der Entlastungsstrom oder ein Bypass-Strom)

Pumpenart	Seitenkanal-pumpen	Radialpumpen	Halbaxial-pumpen	Axialpumpen
n_s	4 ... 12	8 ... 45	40 ... 160	100 ... 300
$Q_{min\ stable}/Q_{opt}$	0,10 ... 0,64	0,10 ... 0,40	0,60 ... 0,65	$\approx 0,75$
$Q_{max\ stable}/Q_{opt}$	1,10 ... 1,40	$\approx 1,50$	$\approx 1,35$	$\approx 1,10$

7.4 Pumpen

Abnahmeversuche

- Werks-/Abnahmeversuch beim Hersteller: sehr genau
- Messungen in der Anlage: schwierig durchführbar wg. Lage der Meßorte
- Wiederholversuche in der Anlage: Feststellung der Abnutzung
- Versuche an Modellmaschinen: Bei 100-% modellähnlich Ersatz für Abnahmeversuch

Abnahmeregeln sind genormt:

DIN / ISO / API / ASME

und sollen sicherstellen, dass der wahre Wert der Meßgröße mit einer Sicherheit von 95% erreicht wird

Norm		Genauigkeitsklassen		
		höchste	mittlere	niedrige
DIN 1944	alt	I	II	III
ISO 3555	alt		B	
ISO 2548	alt			C
DIN ISO 9906	aktuell		1	2
DIN ISO 5198	aktuell	A (Präzision)		

Vergleich von alten und neuen Normen/Bezeichnungen

7.4 Pumpen

Aktuelle Normen für die Abnahme von Pumpen, Turbinen und Anlagen (Auszug)

Pumpen:

- DIN (ÖNORM) EN ISO 9906: Kreiselpumpen – Hydraulische Abnahmeprüfung – Klasse 1 und 2
- DIN (ÖNORM) EN ISO 5198: Kreiselpumpen – Regeln für die Messung des hydraulischen Betriebsverhaltens – Präzisionsklasse
- API 610 – 11th Edition: Centrifugal Pumps for Petroleum, Petrochemical and Natural Gas Industries – ist seit der 9. Edition auch eine ISO Norm: EN ISO 13709
- ASME PTC 8.2: Centrifugal Pumps
- ANSI/HI 12.1-12.6 – 2005: American National Standard for Rotodynamic (Centrifugal) Slurry Pumps

Turbinen:

- IEC 60193: Hydraulic Turbines, Storage Pumps and Pump-Turbines – Model Acceptance Test
- ASME PTC 18: Hydraulic Turbines and Pump-Turbines

Anlagen:

- IEC 60041: Field Acceptance Tests to determine the Hydraulic Performance of Hydraulic Turbines, Storage Pumps and Pump-Turbines

7.4 Pumpen

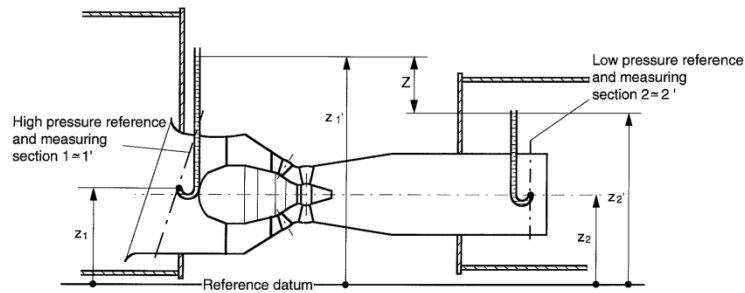
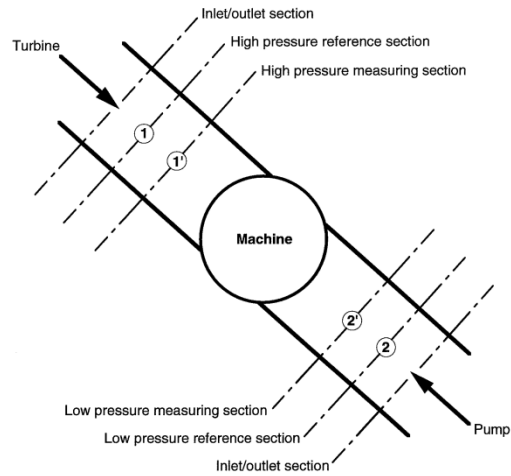
NORME
INTERNATIONALE
INTERNATIONAL
STANDARD

CEI
IEC
60193

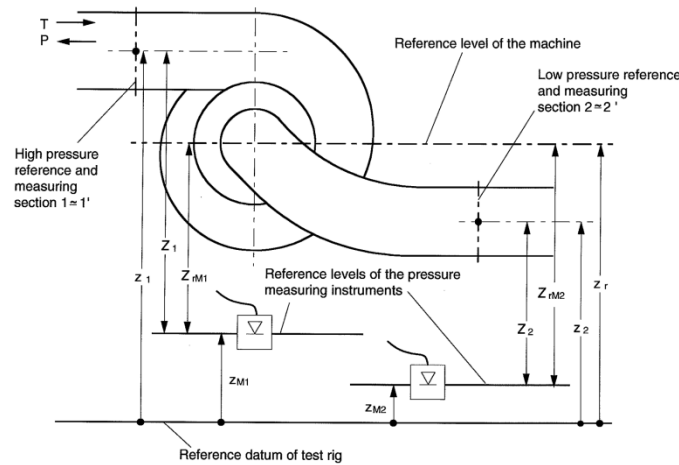
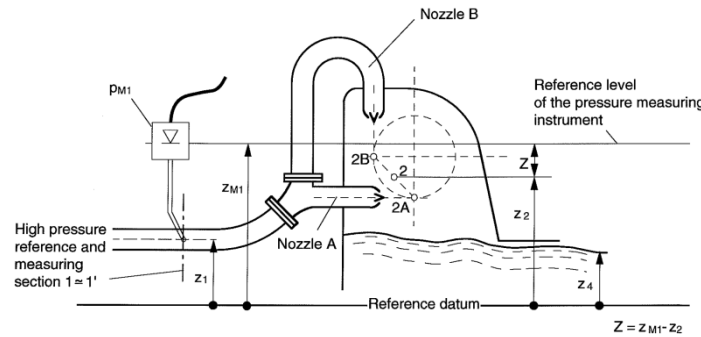
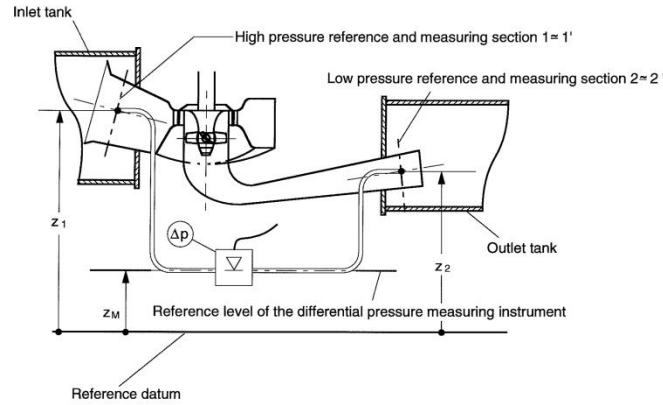
Deuxième édition
Second edition
1999-11



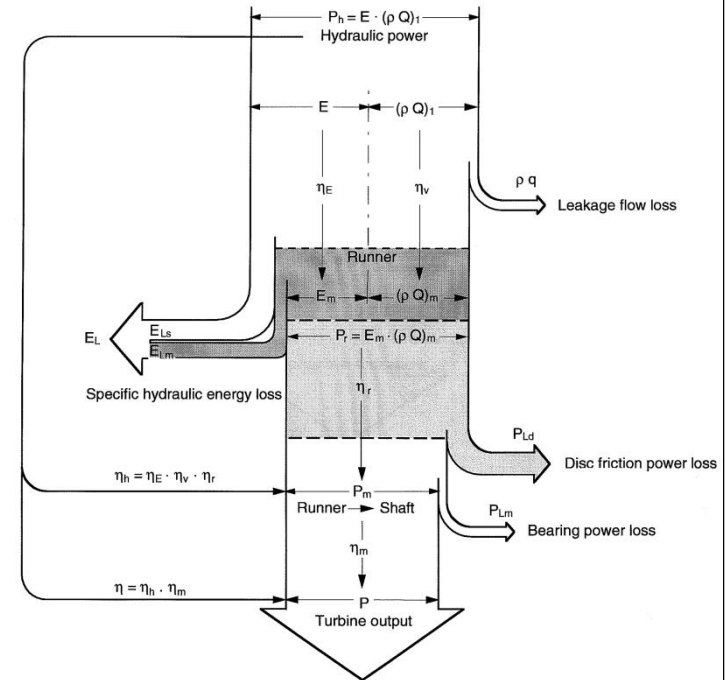
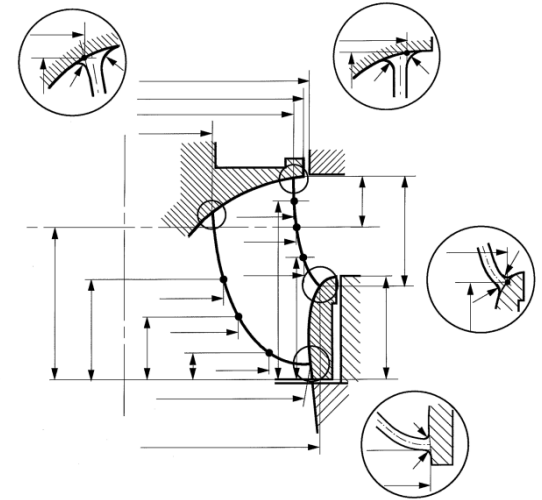
Hydraulic turbines, storage pumps
and pump-turbines –
Model acceptance tests



$Z = z_1' - z_2'$



Special case: $z_{M1} = 0$ and $z_{M2} = 0$, then $z_{M1} = z_{rM2} = z_r$



7.4 Pumpen

Abnahmeregeln

sind in Normen festgehalten und vereinfachen die Verständigung zwischen Hersteller und Auftraggeber und enthalten in der Regel:

- Definitionen aller Größen, die für die Beschreibung der Funktion einer Kreiselpumpe und für die Festlegung der Garantien für ihre Förderwerte (Q,H), für ihren Wirkungsgrad (η) und für ihren erforderlichen (NPSH)-Wert benötigt werden
- Festlegungen über die technischen Garantien und deren Erfüllung
- Empfehlungen für Vorbereitung/Durchführung von Abnahmeversuchen zur Prüfung garantierter Daten
- Festlegungen für den Vergleich der Messergebnisse mit den garantierten Werten und über die Schlussfolgerungen aus dem Vergleich
- Empfehlungen für das Abfassen des Versuchsberichtes
- Beschreibungen der wichtigsten für den Garantienachweis gebräuchlichen Messverfahren

7.4 Pumpen

Abnahmeprüfungen nach DIN EN ISO 9906

Diese Norm für hydraulische Abnahmeprüfungen an Kreiselpumpen fasst die folgenden früheren internationalen Richtlinien für Abnahmeprüfungen zusammen und ersetzt sie:

- ISO 3555 „Kreiselpumpen (Radial-, Halbaxial- und Axialpumpen)-Richtlinien für Abnahmeversuche Klasse B“ (entspricht Klasse 1 der neuen Norm)
- ISO 2548 „Kreiselpumpen (Radial-, Halbaxial- und Axialpumpen)-Richtlinien für Abnahmeversuche Klasse C“ (entspricht Klasse 2 der neuen Norm)
- Diese Norm ersetzt auch die nationale Norm: DIN 1944 „Abnahmeversuche an Kreiselpumpen“

Diese Norm enthält 2 Messgenauigkeitsklassen:

- Klasse 1, für höhere Genauigkeit
- Klasse 2, für geringere Genauigkeit

Eigenschaft	Einheit	Max. Wert
Temperatur	°C	40
Kinematische Zähigkeit	m ² /s	1,75 × 10 ⁻⁶
Dichte	kg/m ³	1 050
Anteil an ungelösten freien Feststoffen	kg/m ³	2,5
Anteil an gelösten Feststoffen	kg/m ³	50

Eigenschaften des „reinen, kalten Wassers“ nach
DIN EN ISO 9906

7.4 Pumpen

Erfüllung der Garantien nach EN ISO 9906

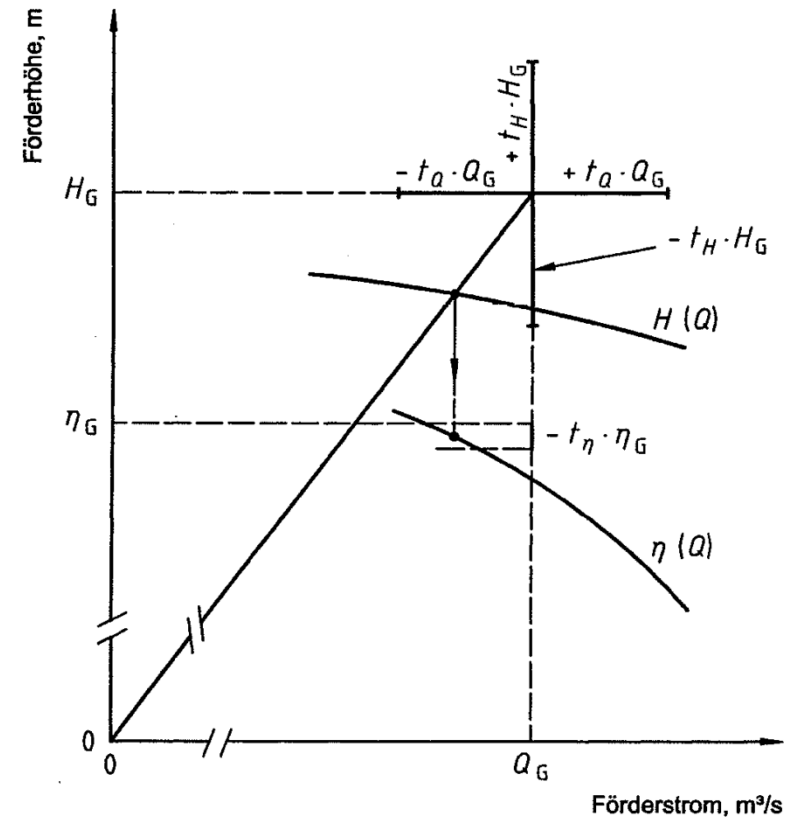
Garantie für Q/H:

- Toleranzkreuz ($\pm t_Q \times Q_G, \pm t_H \times H_G$) durch den Garantiepunkt Q_G, H_G legen
- Garantie erfüllt, wenn $H(Q)$ -Linie das Kreuz schneidet/berührt

Garantie für Wirkungsgrad:

- Linie 1: Nullpunkt - Betriebspunkt Q_G, H_G
- Schnittpunkt 1: Linie 1 - $H(Q)$
- Linie 2: vertikale Linie in Schnittpunkt 1
- Schnittpunkt 2: Linie 2 - $\eta(Q)$
- Garantie erfüllt, wenn Schnittpunkt 2 $\geq \eta_G \times (1 - t_\eta)$

wichtig: sämtliche Bau- und Messtoleranzen in t_Q, t_H und t_η zusammengefasst!



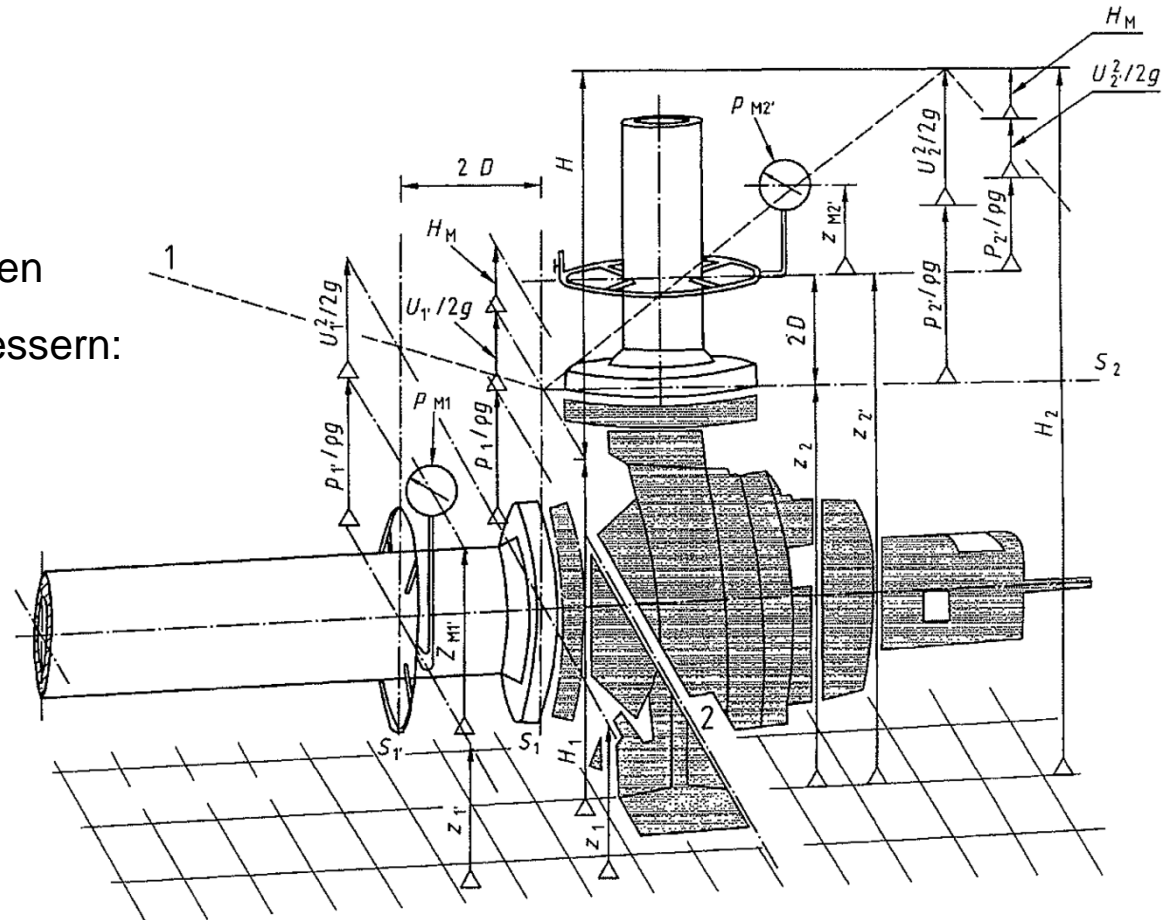
Größe	Formelzeichen	Klasse 1 %	Klasse 2 %
Volumenstrom	t_Q	$\pm 4,5$	± 8
Förderhöhe der Pumpe	t_H	± 3	± 5
Pumpenwirkungsgrad	t_η	-3	-5

Erfüllung der Garantien nach EN ISO 9906

7.4 Pumpen

Prüfstands Aufbau nach EN ISO 9906

- Möglichst ähnlich zur Anlage
- Besonders wichtig bei Axial-/Halbaxialpumpen
- u.U. durch Gleichrichter Geschw.profil verbessern:
 - „richtiges“ Geschwindigkeitsprofil
 - ausgeglichener statischer Druck
 - Drallfreiheit



Legende

- 1 Bezugsebene für die Energiehöhe
- 2 (NPSH)-Bezugsniveau

ANMERKUNG Für diesen Fall horizontale Welle $z_1 = z_D = z_1'$

Messanordnung zur Bestimmung der Förderhöhe nach EN ISO 9906

7.4 Pumpen

Garantien anderer Normen/Richtlinien:

(Auszug)

- API 610 (aktuell 11. Ausgabe)
- Institutsinterne Vorgaben
- usw.

API 610			Hydraulic Institute Standards test code
bei n_N und Q_N gilt:			Pumpen sollen innerhalb folgender Toleranzen liegen: bei vereinbarter Förderhöhe: + 10% des Nennförderstromes oder bei Nennförderstrom + 5% der Förderhöhe unter 152,4 m + 3% der Förderhöhe über 152,4 m Übereinstimmung mit nur einer der obigen Toleranzen ist gefordert. Test Toleranzen: Bei Tests nach diesen Regelwerken dürfen die Ergebnisse keine Minustoleranzen bezüglich der Menge, oder Förderhöhe der des Nennwirkungsgrades im Betriebspunkt aufweisen.
Nenn-differenzhöhe	Garantie-punkt	Null-punkt	
0– 150 m	+ 5% – 2%	$\pm 10\%$ ¹⁾	
150 – 300 m	+ 3% – 2%	$\pm 8\%$	
> 300 m	$\pm 2\%$	$\pm 5\%$	
η_N	– 1/2 Pkt, des Wirkungsgrades		
P_N	+ 4%		
NPSH _{erf.}	+ 0		
¹⁾ Wenn eine ansteigende Q/H-Kurve vorgeschrieben ist, soll die hier angeführte Minustoleranz nur dann zulässig sein, wenn die Prüfkennlinie weiter ansteigende Tendenz zeigt.			
Zulässige Messunsicherheit:			
Die Messunsicherheiten sind in den oben aufgeführten Werten enthalten.		Förderstrom	$\pm 2\%$
		Förderhöhe	$\pm 2\%$
		Zulaufdruck	$\pm 3\%$
		Drehzahl	$\pm 0,3\%$
		Leistungsbedarf	$\pm 1\%$

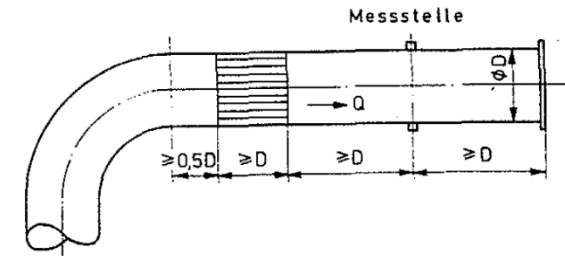
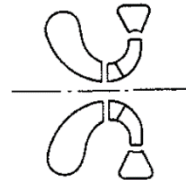
Toleranzen nach API 610 (10. Ausgabe) bzw. institutsinternen Vorgaben

7.4 Pumpen

Weitere Vorgaben: (aus EN ISO 5198 – gilt auch für 9906)

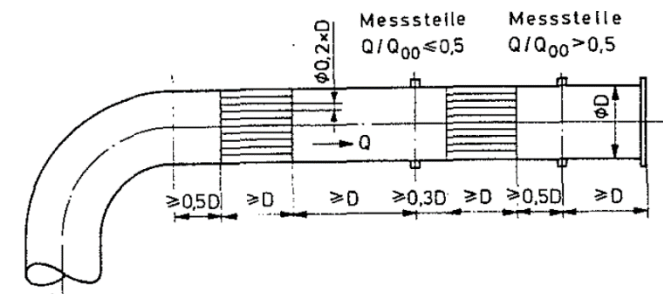
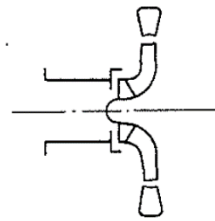
Mindestens 7D Abstand zwischen Saugstutzen der Pumpe und Krümmer oder Blende

a) für radialen Eintritt an Pumpen:

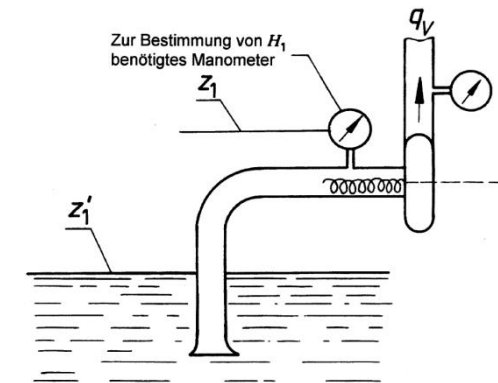
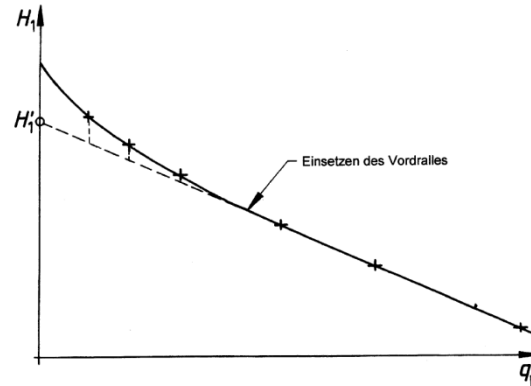


Abhilfen durch Mehrlochblenden und Gleichrichter

b) für axialen Eintritt an Pumpen:



Teillastwirbel kann Messung des statischen Drucks verfälschen

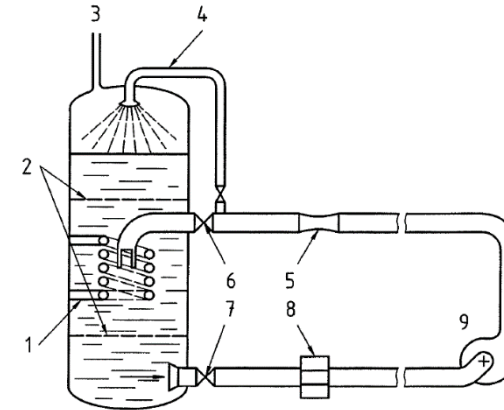


Quelle: EN ISO 5198

7.4 Pumpen

Möglichkeiten der Versuchsdurchführung zur NPSH-Messung

- u.U. Vorpumpe (Booster-Pumpe) einsetzen
 - Kriterien der NPSH-Messung beachten:
 - beginnende Kavitation
 - Blasenlänge, Blasenbilder
 - Spaltkavitation
 - Schwingungen, Geräusche
 - Förderhöhenabfall
 - Wirkungsgradabfall
- Sonderfall Axialmaschinen



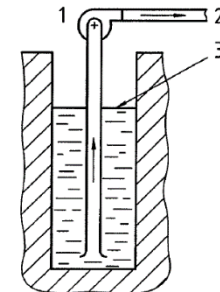
Legende

- | | |
|--|----------------------------|
| 1 Kühl- oder Heizschlangen | 6 Durchflussregelventil |
| 2 Beruhigungssiebe | 7 Isolationsventil |
| 3 zur Vakuum- oder Druckregelung | 8 Messstelle für Gasgehalt |
| 4 Sprühdüse zur Flüssigkeitsentlüftung | 9 zu prüfende Pumpe |

ANMERKUNG Statt Kühlung mittels einer Rohrschlinge kann kaltes Wasser in den Raum oberhalb der Flüssigkeitsoberfläche eingespritzt und eine entsprechende Menge aufgewärmtes Wasser entzogen werden.

Bild 15 – Kavitationsprüfungen – Veränderung des (NPSH)-Wertes mittels eines geschlossenen Kreislaufes mit Druck und/oder Temperaturregelung

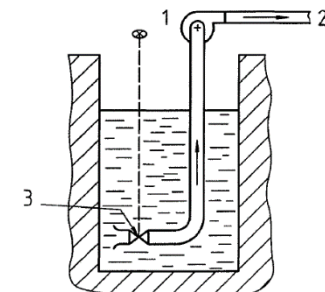
NPSH Messung für ein geschlossenes System – EN ISO 9906



Legende

- 1 zu prüfende Pumpe
- 2 zum Durchflussregelventil und zum Strömungsmessgerät
- 3 einstellbares Flüssigkeitsniveau

Bild 16 – Kavitationsprüfungen – Änderung des (NPSH)-Wertes durch Ändern des eintrittsseitigen Flüssigkeitsspiegels



Legende

- 1 zu prüfende Pumpe
- 2 zum Durchflussregelventil und zum Strömungsmessgerät
- 3 Regelventil Einlauf

Bild 17 – Kavitationsprüfungen – Änderung des (NPSH)-Wertes durch ein Regelventil am Einlauf

NPSH Messung für ein offenes System – EN ISO 9906

7.4 Pumpen

Messunsicherheit

Alle Messwerte sind unvermeidlicherweise fehlerbehaftet.

- zugelassene Messfehler: - abhängig von Messverfahren
festgelegt in

DIN 1944	}	veraltet bzw. nicht mehr gültig
ISO 2548		
ISO 3555		
ISO 9906		
ISO 5198		

Nach EN ISO 9906:

Messgrößen: Q, n, T, H, P_{gr}, P; dazugehörige Fehler : e_Q e_n e_T e_H e_{Pgr} e_P (Index gr: Aggregat (Pumpe + Antrieb))

Zur Berechnung der Gesamtunsicherheit für den Wirkungsgrad des Pumpenaggregates und für den Pumpenwirkungsgrad ist folgende Gleichung zu verwenden:

$$e_{\eta_{gr}} = \sqrt{e_Q^2 + e_H^2 + e_{Pgr}^2}$$

$$e_{\eta} = \sqrt{e_Q^2 + e_H^2 + e_T^2 + e_n^2} \quad (\text{wenn der Wirkungsgrad aus Drehmoment und Drehzahl errechnet wird})$$

$$e_{\eta} = \sqrt{e_Q^2 + e_H^2 + e_P^2} \quad (\text{wenn der Wirkungsgrad aus dem Leistungsbedarf der Pumpe errechnet wird})$$

Ermittlung der Messunsicherheit für den Wirkungsgrad nach EN ISO 9906

7.4 Pumpen

Zulässige Werte der Gesamtmessunsicherheiten

Größe	Formelzeichen	Klasse 1 %	Klasse 2 %
Volumenstrom	e_Q	± 2,0	± 3,5
Drehzahl	e_n	± 0,5	± 2,0
Drehmoment	e_T	± 1,4	± 3,0
Förderhöhe der Pumpe	} e_H	± 1,5	± 3,5
Leistungsbedarf des Motors			
Leistungsbedarf der Pumpe (berechnet aus dem Drehmoment und der Drehzahl)			
Leistungsbedarf der Pumpe (berechnet aus Motorleistung und Motorwirkungsgrad)	e_p	± 2,0	± 4,0

Ergebniswerte der Gesamtunsicherheit für den Wirkungsgrad

Größe	Formelzeichen	Klasse 1 %	Klasse 2 %
Wirkungsgrad der Motor-Pumpenaggregate (berechnet aus Q , H und P_{gr})	$e_{\eta_{gr}}$	± 2,9	± 6,1
Pumpenwirkungsgrad (berechnet aus Q , H , T und n)	e_{η}	± 2,9	± 6,1
Pumpenwirkungsgrad (berechnet aus Q , H , P_{gr} und η_{mot})	e_{η}	± 3,2	± 6,4
ANMERKUNG Zur Berücksichtigung weiterer Unsicherheiten bezogen auf Verluste siehe 10.4.			

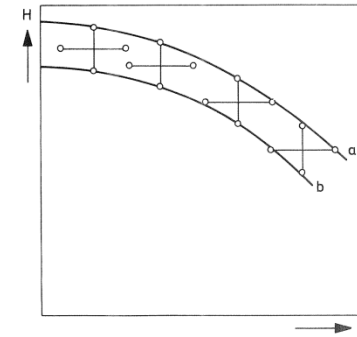
Quelle: EN ISO 9906

7.4 Pumpen

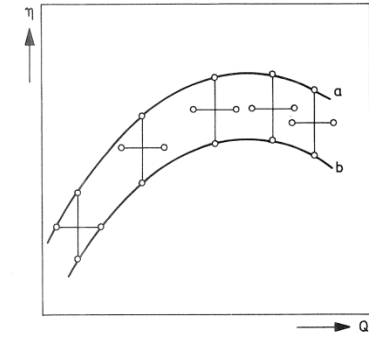
Statt der eigentlichen Messwerte entsteht folglich eine Bandbreite

Garantierter Q,H – Punkt darf nach DIN, ISO, API mit Bautoleranz behaftet sein, darf also ebenfalls in einer gewissen Bandbreite liegen.

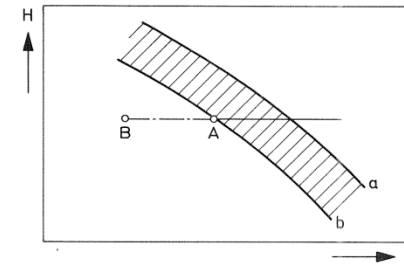
Wenn Messwert-Bandbreite und Bautoleranz-Bandbreite sich gerade noch berühren, gilt die Garantie als erfüllt.



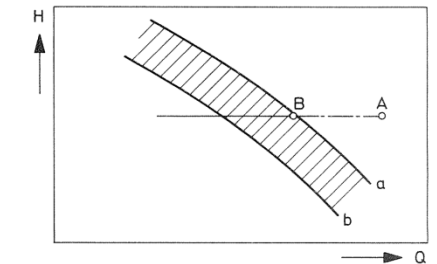
Berücksichtigung der Messunsicherheiten bei der H(Q)-Kurve



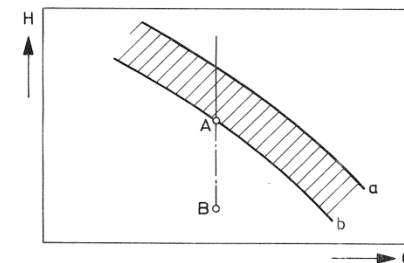
Berücksichtigung der Messunsicherheiten bei der η(Q)-Kurve



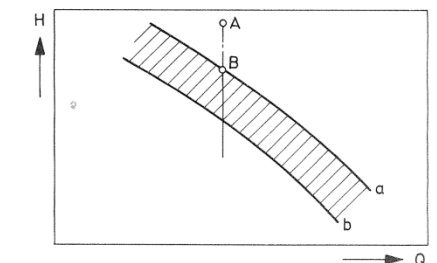
Untere Grenzdrosselkurve b geht bei A durch den grössten Wert der Förderstromgarantie.



Obere Grenzdrosselkurve a geht bei B durch den kleinsten Wert der Förderstromgarantie.



Untere Grenzdrosselkurve b geht bei A durch den grössten Wert der Förderhöhengarantie.



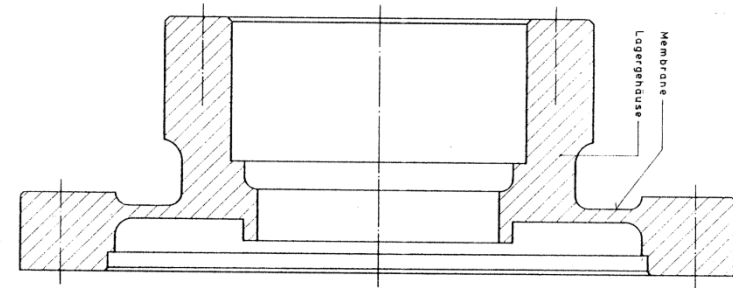
Obere Grenzdrosselkurve a geht bei B durch den kleinsten Wert der Förderhöhengarantie.

Quelle: Sulzer

7.4 Pumpen

Axialschubmessung

Ringkraftaufnehmer mit DMS
Eichung mit bekannten Kräften

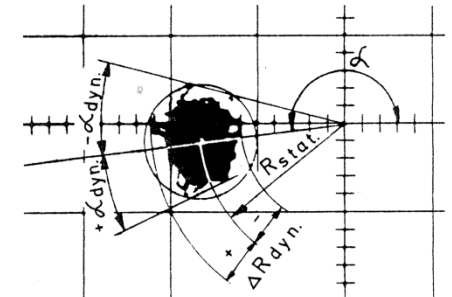
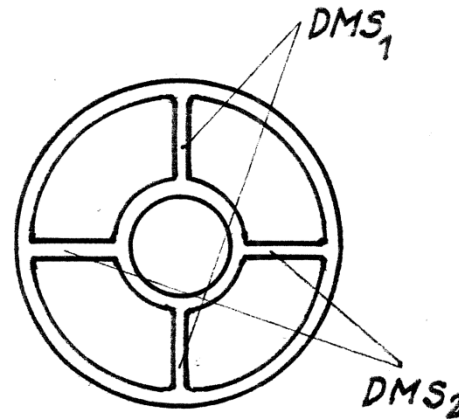


Membrane als Axialkraftaufnehmer.

Radialschubmessung

statische Eichung: Gewichtbelastung in
verschiedenen Richtungen

dynamische Eichung: Welle mit bekannter
Unwucht



Oszilloskop-Bild der Radialschubmessung.

7.4 Pumpen

Geräuschemission

- **Schall:** mechanische Schwingung
 - Luftschall
 - Körperschall
 - Flüssigkeitsschall
- **Pegelwerte:** wegen großer Dynamik logarithmisch aufgetragen
- **Schalldruck:** wird vom Ohr wahrgenommen
- **Schalleistung:** wird von der Schallquelle abgestrahlt
- **Schallintensität:** Schalleistung pro Fläche

Schalldruckpegel:	Bezugsgröße
$L_p[dB] = 10 \cdot \lg \frac{p^2}{p_0^2} = 20 \cdot \lg \frac{p}{p_0}$	$p_0 = 2 \cdot 10^{-5} \frac{N}{m^2}$
Schalleistungspegel:	
$L_w[dB] = 10 \cdot \lg \frac{P}{P_0}$	$P_0 = 10^{-12} W$
Schallintensitätspegel:	
$L_I[dB] = 10 \cdot \lg \frac{I}{I_0}$	$I_0 = 10^{-12} \frac{W}{m^2}$
Körperschallpegel:	
$L_v[dB] = 10 \cdot \lg \frac{v}{v_0}$	$v_0 = 5 \cdot 10^{-8} \frac{m}{s}$

7.4 Pumpen

- Die Empfindlichkeit des Ohres ist stark frequenzabhängig.

→ Bewertung L_{PA}

- Geräuschquellen

- Lager
 - Turbulenz
 - Unwucht
 - periodische Anregung
- Drehklang

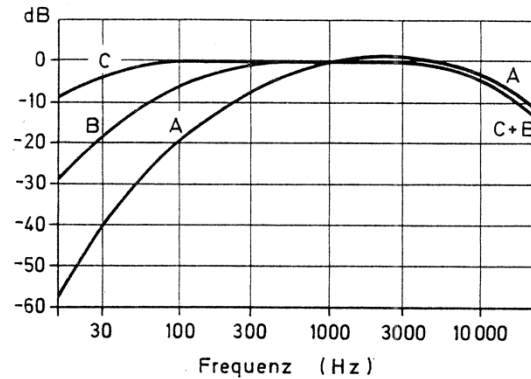
$n \cdot z_{La} \cdot k$...Rotor-Drehklang

$n \cdot z_{Le} \cdot k$...Stator-Drehklang

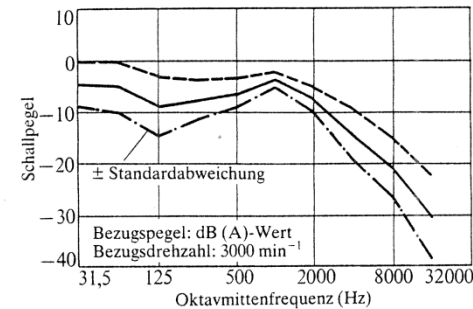
$n \cdot z_{La} \cdot z_{Le} \cdot k$...Interferenz-Drehklang

$k = 1,2,3, \dots$...Harmonische

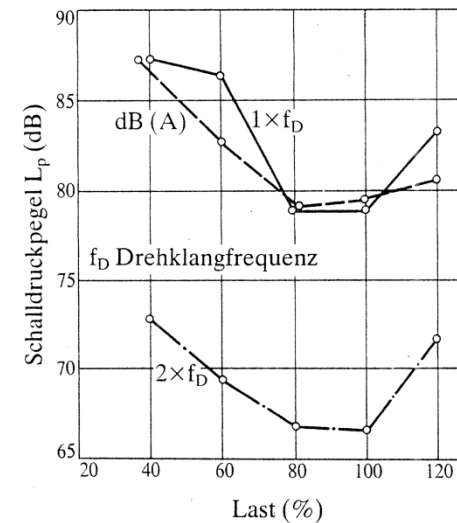
- Zulässige Werte VDI-Richtlinie Nr. 3743 – aktuelle Version 2003-09



Bewertungskurven.



Relatives Oktavspektrum.



Schalldruckpegel in Abhängigkeit von der Last.

7.4 Pumpen

Geräuschemission – Maßnahmen zur Minimierung

Primär-Maßnahmen:

- Vermeidung eines Betriebes im Bereich der Kavitationsgrenze
- Wahl einer niedrigen Pumpendrehzahl
- Wahl geringer Strömungsgeschwindigkeiten in den Anschlussrohrleitungen
- Verwendung geräuscharmer Armaturen
- Anschluss der Armaturen nicht unmittelbar an die Pumpenstutzen
- Vermeidung von Rohrbögen mit großem Radius
- Sorgfältige Ausrichtung von Pumpe, Kupplung und Antrieb
- Verwendung elastischer Elemente zwischen Grundplatte und Fundament
- Fundamentlose, elastische Aufstellung des Aggregates
- Anschluss der Rohrleitungen an die Pumpe über Kompensatoren
- Körperschallgedämmte Gestaltung der Rohrbefestigungen und Rohrdurchführungen durch Wände

7.4 Pumpen

Sekundär-Maßnahmen:

1. Aktive Schallschutzmaßnahmen: in der unmittelbaren Nähe der Lärmquelle (Emissionsschutz)
 - schalldämmende (reflektierende) und schalldämpfende (absorbierende) Wände oder
 - komplett geschlossene Schallschutzhauben
2. Passive Schallschutzmaßnahmen für Personen, insb. dem Bedienungspersonal (Immisionsschutz) – festgehalten in VOLV (Verordnung Lärm und Vibration) und GKV (Grenzwerteverordnung)
 - Ein passiver Schallschutz wird erreicht, durch schallgedämmte oder schallgedämpfte Arbeitskabinen (z.B. Messwarten) oder
 - Ohrenschutz

Fast immer kommt der Luftschall vom Motor/Lüfter. Gegebenfalls Schallschutzhaube vorsehen (aktive Schallschutzmaßnahme siehe oben), jedoch Vorsicht, dass noch genügend Kühlung zur Verfügung steht.

Normen:

Schallpegelmesser:

- DIN 45633
- IEC 651

Schallmessungen:

- DIN 45635 Geräuschmessung an Maschinen
- DIN EN ISO 3741:2011-01 Schalleistungsmessung
- ISO 4412-1:1991-08 Luftschall bei Hydropumpen

Schallemission:

- VDI 3743:2003-09

Schalldämmung:

- DIN EN ISO 15667:2001-07

7.4 Pumpen

Rohrleitungskräfte

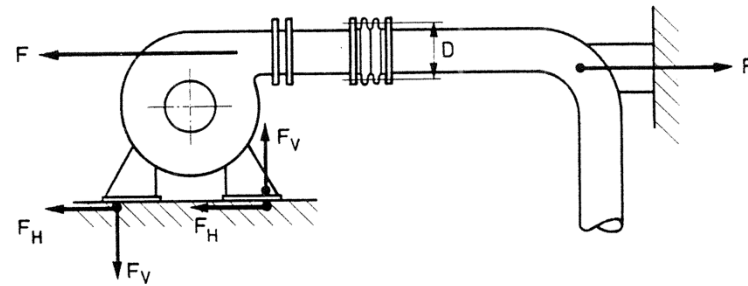
Hauptsächliche Ursachen:

- Eigengewicht der Leitung und Förderflüssigkeit
- Stationärer Innendruck
- Druckstöße und -pulsationen
- Thermische Kräfte
- Erdbebenkräfte und Detonationen

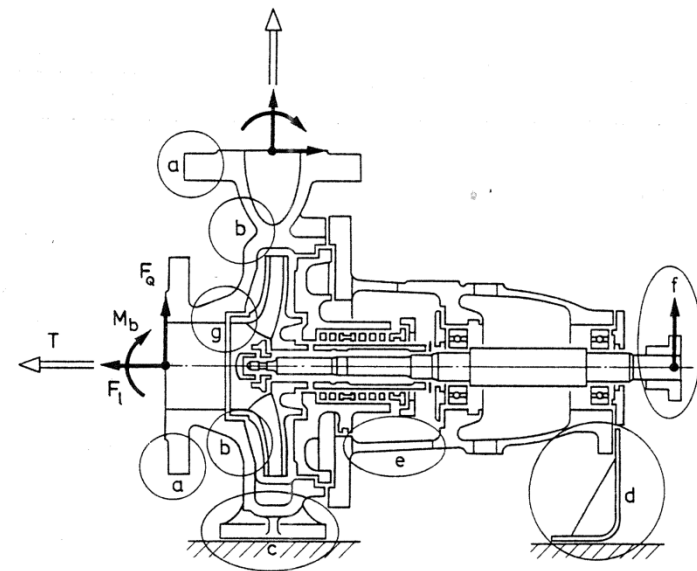
Druckkraft: $F = \frac{D^2 \pi}{4} \cdot p$

Hydrostatischen Ausgleich vorsehen

- Beanspruchungen können zum Bruch des Gehäuses führen
- Maximal zulässige Kräfte müssen angegeben werden, Regelwerk API610



Die von der Pumpe aufzunehmenden Kräfte bei Verwendung von nicht ausgeglichenen Kompensatoren in der Druckleitung.

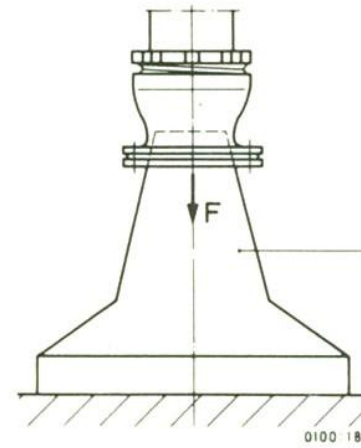


Wirkung der Rohrleitungslasten auf eine Pumpe.

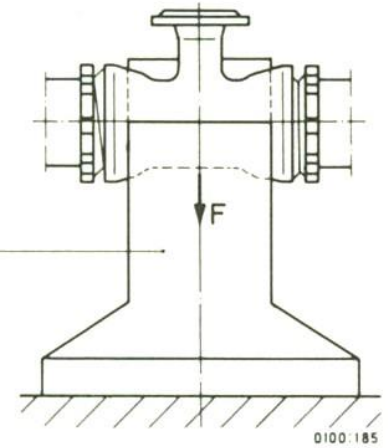
7.4 Pumpen



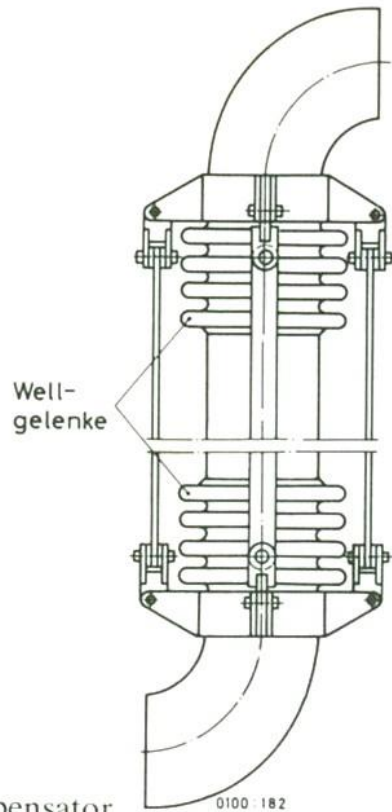
Ausgleichsbewegungen von Kompensatoren



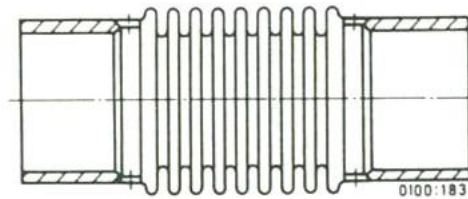
Endsicherung



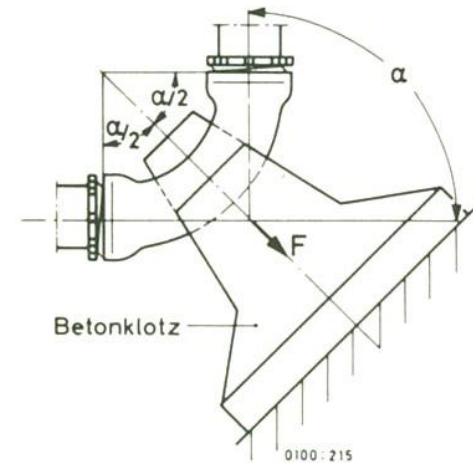
Abzweigsicherung



Gelenkkompensator



Axialkompensator



Krümmersicherung

8. Sekundärströmungen, 4-Quadrantenverhalten

Typische Kennlinien von Pumpen

Detaillierte Betrachtung der Strömungsverhältnisse im Inneren eines Laufrades

Vollständige Charakteristik von Pumpen und Turbinen in verschiedenen Darstellungsformen

8. Sekundärströmungen, 4-Quadrantenverhalten

- Kanalwirbel
- Teillastwirbel
- Druckseitenzirkulation
- Rotating stall
- Hufeisenwirbel
- Passage Vortex

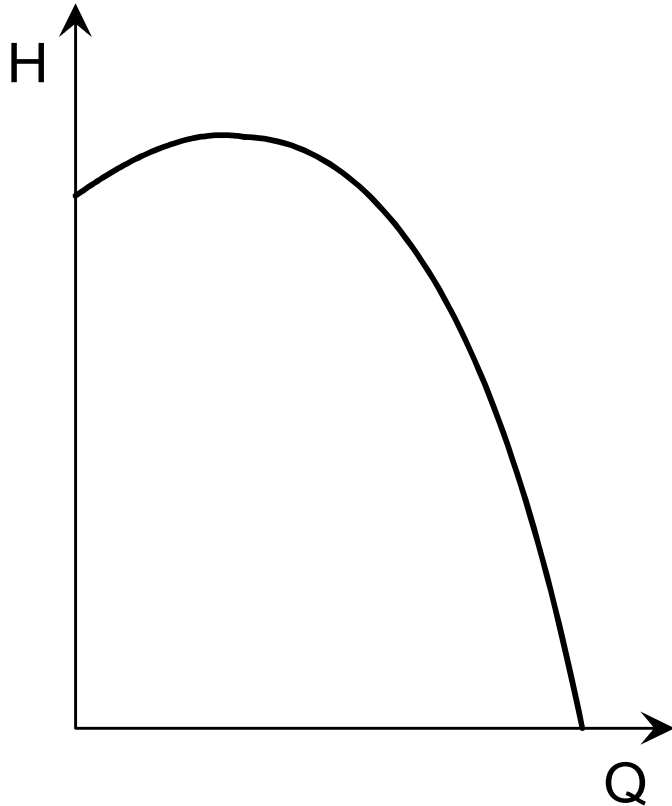
Sekundärströmungen können:

- die Form der Q,H – Linie/Kennlinie
- die Laufruhe der Maschine

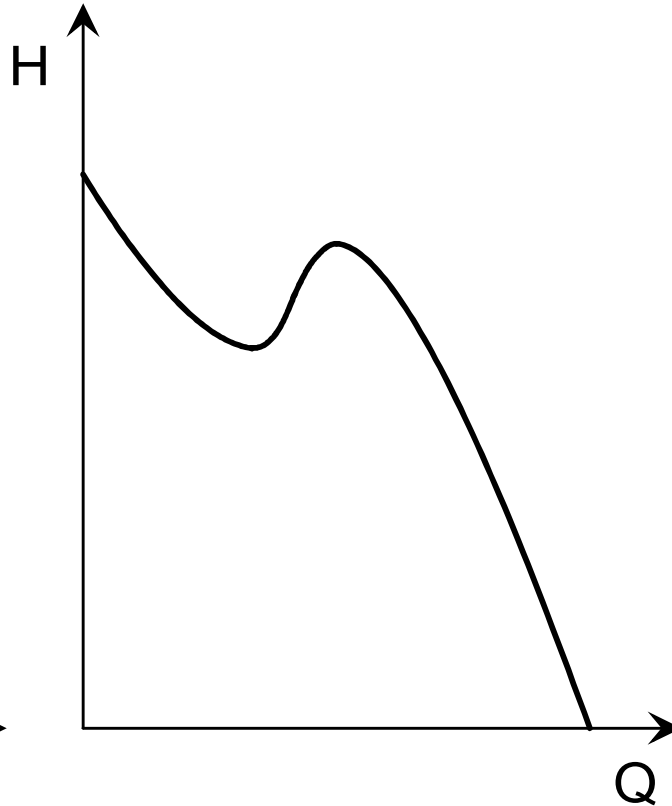
entscheidend verschlechtern.

8. Sekundärströmungen, 4-Quadrantenverhalten

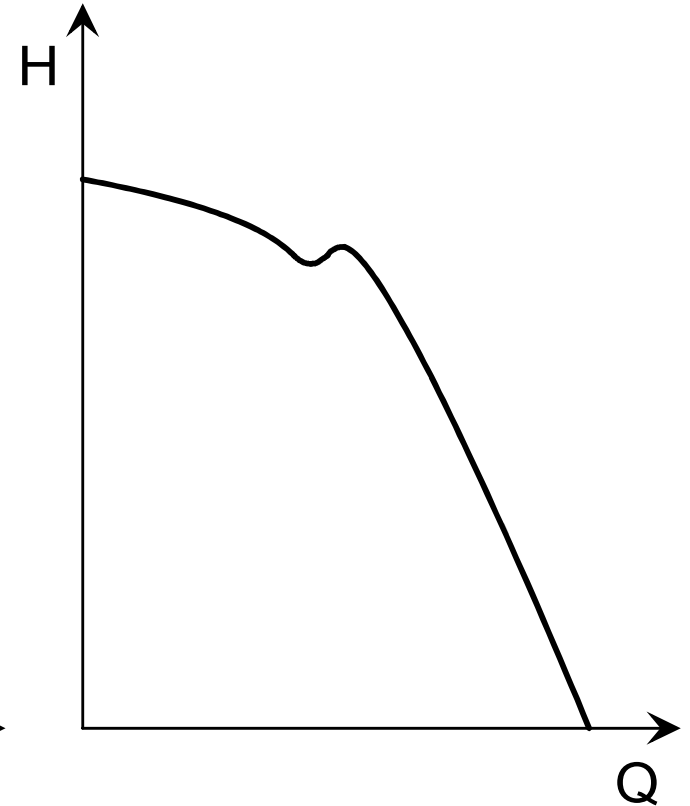
Typische Kennlinien



Langsamläufige Radialpumpe
Instabile Kennlinie Beeinflussung
meist durch Teillastwirbel

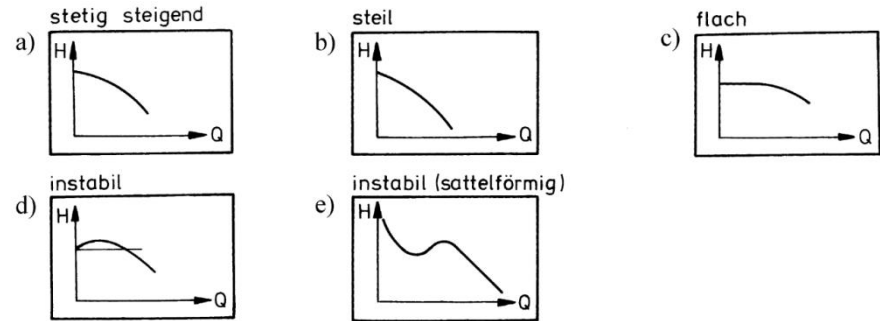
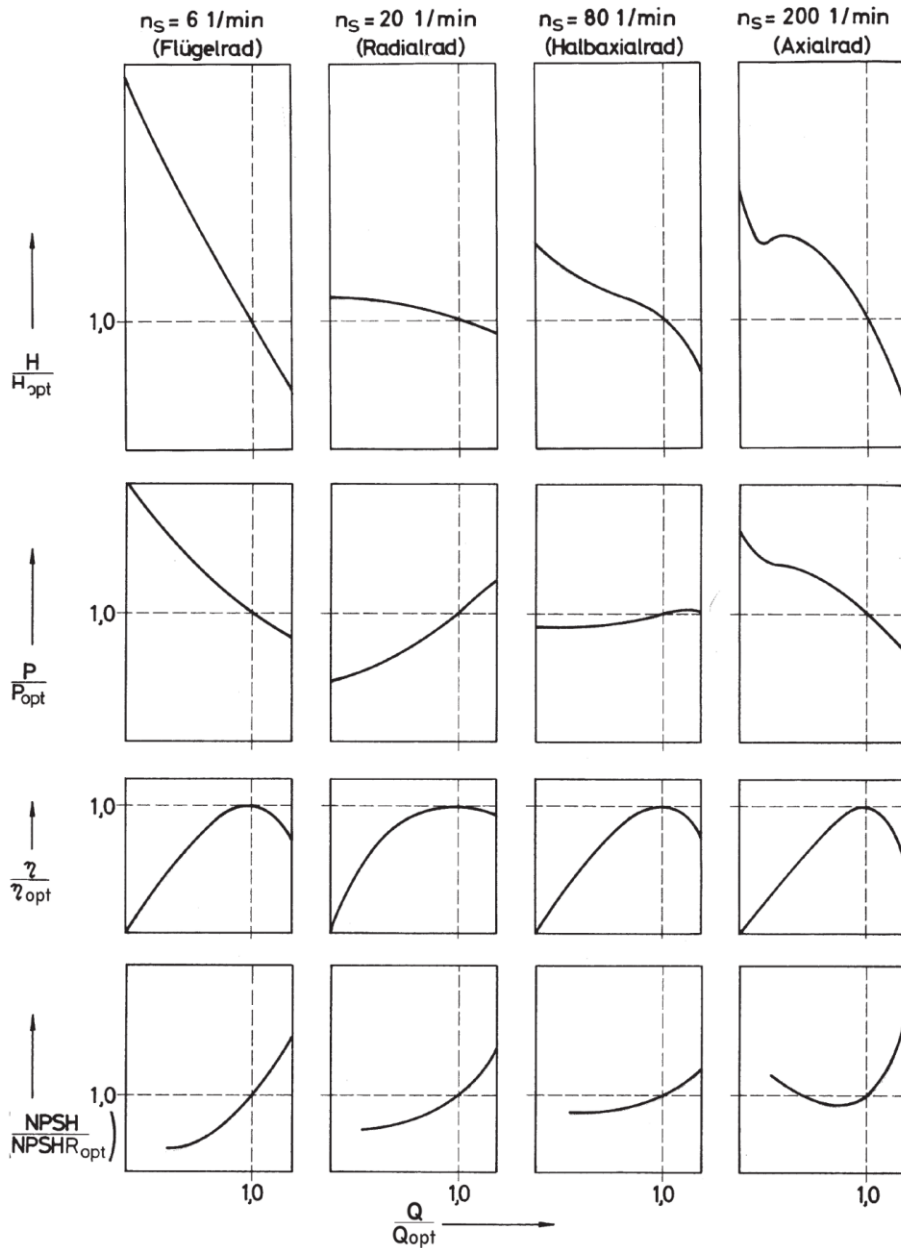


Schnellläufige Pumpe
Sattel durch rotating stall im
Lauftrad



Radialrad mittlerer
Schnellläufigkeit mit Leitrad
Vollast-Instabilität durch
ungünstiges Zusammenwirken
Lauftrad/Leitrad (u.U. rotating stall)

8. Sekundärströmungen, 4-Quadrantenverhalten



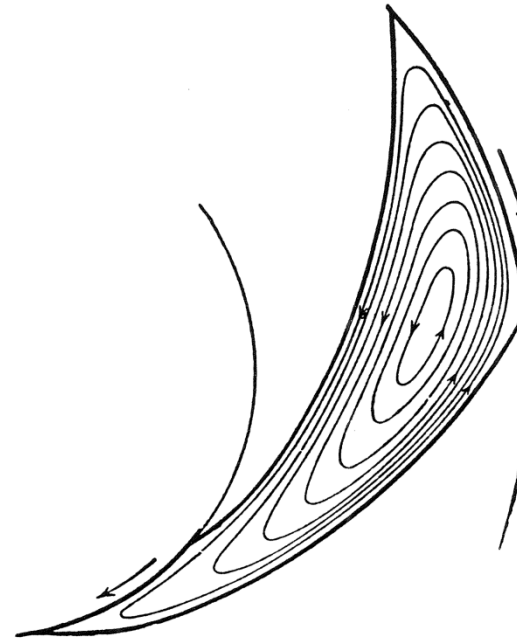
Einfluss der spezifischen Drehzahl
auf den Verlauf der Kennlinien

Quelle: Sirling SIHI

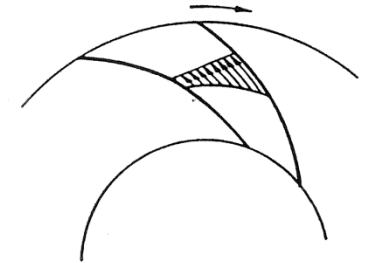
8. Sekundärströmungen, 4-Quadrantenverhalten

Kanalwirbel

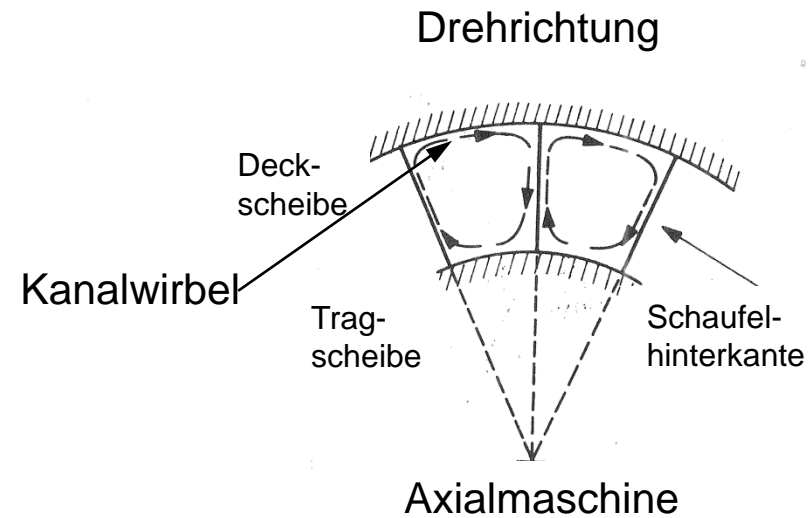
- Entsteht wegen Drehungsfreiheit des Gesamtsystems
- $\Gamma_{Kanalwirbel} + \Gamma_{La} = 0$
- Hat nichts mit Reibung zu tun
- Ist bei Laufrädern im Eintrittsbereich bis $\approx \frac{(r_{ein} + r_{aus})}{2}$ feststellbar (Laufradmitte)



Relativströmung im allseitig geschlossenen Radialrad bei reibungsloser Flüssigkeit (relativer Kanalwirbel)



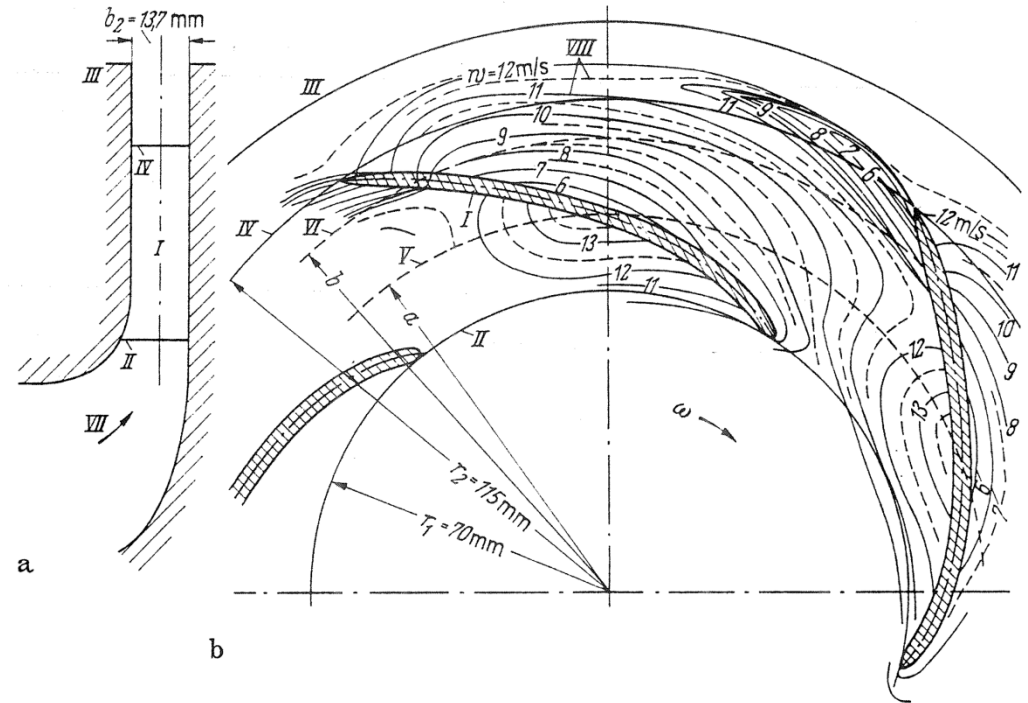
Verteilung der Relativgeschwindigkeit im Laufschaufelkanal bei reibungsloser Flüssigkeit



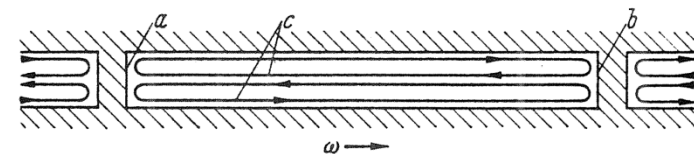
8. Sekundärströmungen, 4-Quadrantenverhalten

Reibungsbedingte Sekundärströmung

- Strömung an Seitenwand:
 - niedrige Geschwindigkeit
 - niedrige Corioliskraft
 - Strömung in Kanalmitte
 - hohe Geschwindigkeit
 - hohe Corioliskraft
- wird zur DS der Schaufel abgedrängt
- Aus Gründen der Kontinuität und wegen niedriger Corioliskraft: Strömung an Seitenwand geht in Richtung Schaufelsaugseite



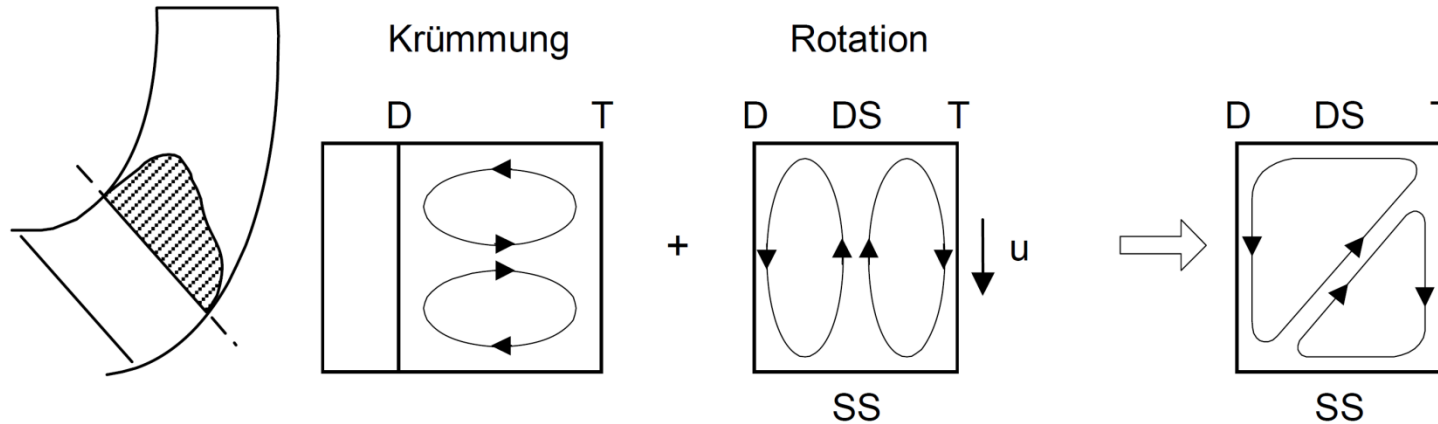
Meridianschnitt und Querschnitt eines Pumpenlaufrades mit Linien gleicher Relativgeschwindigkeit nach *Lewinsky-Kesslitz* [V, 47]
I Laufschaufeln; *II* Eintritt in die Laufschaufelkanäle; *III* äußere Begrenzung der Laufradscheiben; *IV* Austritt aus den Laufschaufelkanälen; *V*, *VI* Kreise mit Achsabstand *a* bzw. *b*; *VII* Zuströmrichtung; *VIII* Isotachen (Linien gleicher Relativgeschwindigkeit w) ω = Winkelgeschwindigkeit des Laufrades



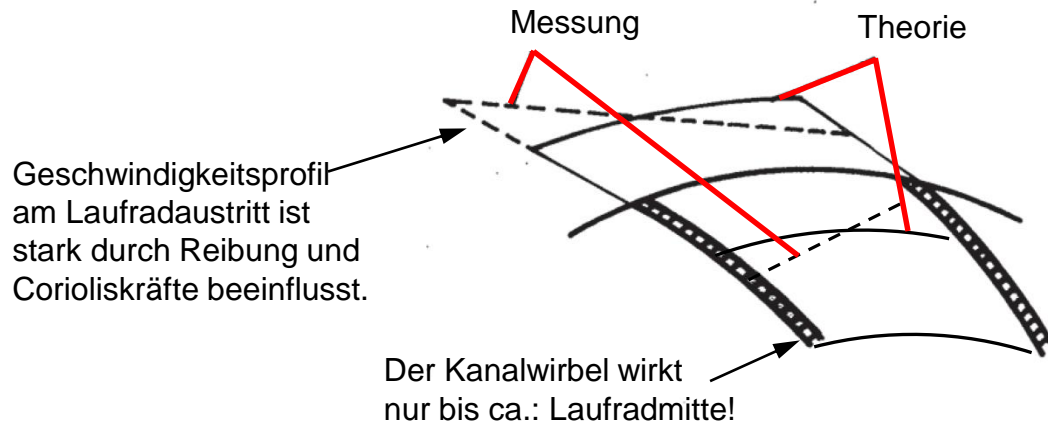
„abgewinkelter Zylinderschnitt am Kreis VI des Laufrades nach Abb.2.13 mit eingezeichneter Sekundärströmung
a, *b* Druck- bzw. Saugseite; *c* Stromlinien der Sekundärströmung; ω Winkelgeschwindigkeit des Laufrades

8. Sekundärströmungen, 4-Quadrantenverhalten

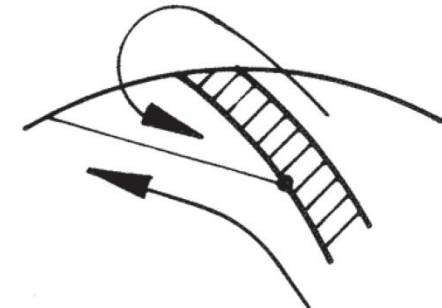
- Überlagerung der durch Krümmung und Rotation verursachten Sekundärströmungen; D Deckscheibe, T Tragscheibe, SS Saugseite, DS Druckseite



- Veränderung des Geschwindigkeitsdreieckes am Austritt:



u.U. Umströmung der Hinterkante



Quelle: Gülich

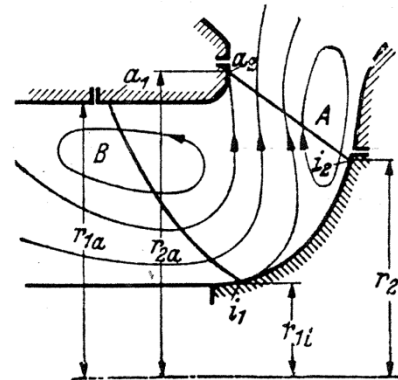
Die reibungsbehaftete Sekundärströmung kippt im Vergleich zum relativen Kanalwirbel das Profil der Relativgeschwindigkeit

8. Sekundärströmungen, 4-Quadrantenverhalten

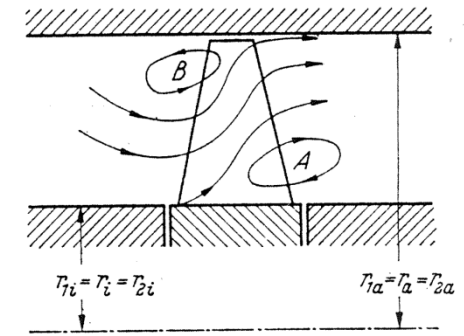
Rezirkulationen

Bei Drosselung unter den Auslegestrom bilden sich **hauptsächlich auf der Saugseite** Rezirkulationsgebiete aus, die sich bis zu $10 - 15 \cdot D$ in die Saugleitung erstrecken können.

- Von größerem Q kommend bildet sich meistens zuerst A aus
- Die Verschiebung des Durchsatzes zur Nabe ergibt eine Verminderung der Falschanströmung und damit Verbesserung des Wirkungsgrades und des Kavitationsverhaltens
- Drall führt u.U. zur Fehlmessung der Förderhöhe

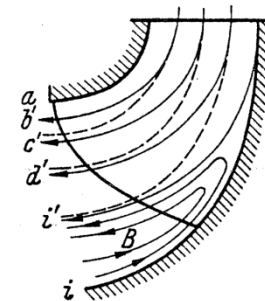


Schnellläufige Pumpe

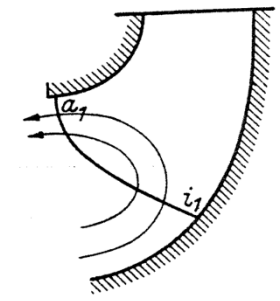


Axialpumpe

Darstellung der Toträume A und B



Strömungsbild der Francis-Turbine, Normallast -----, Teillast ———

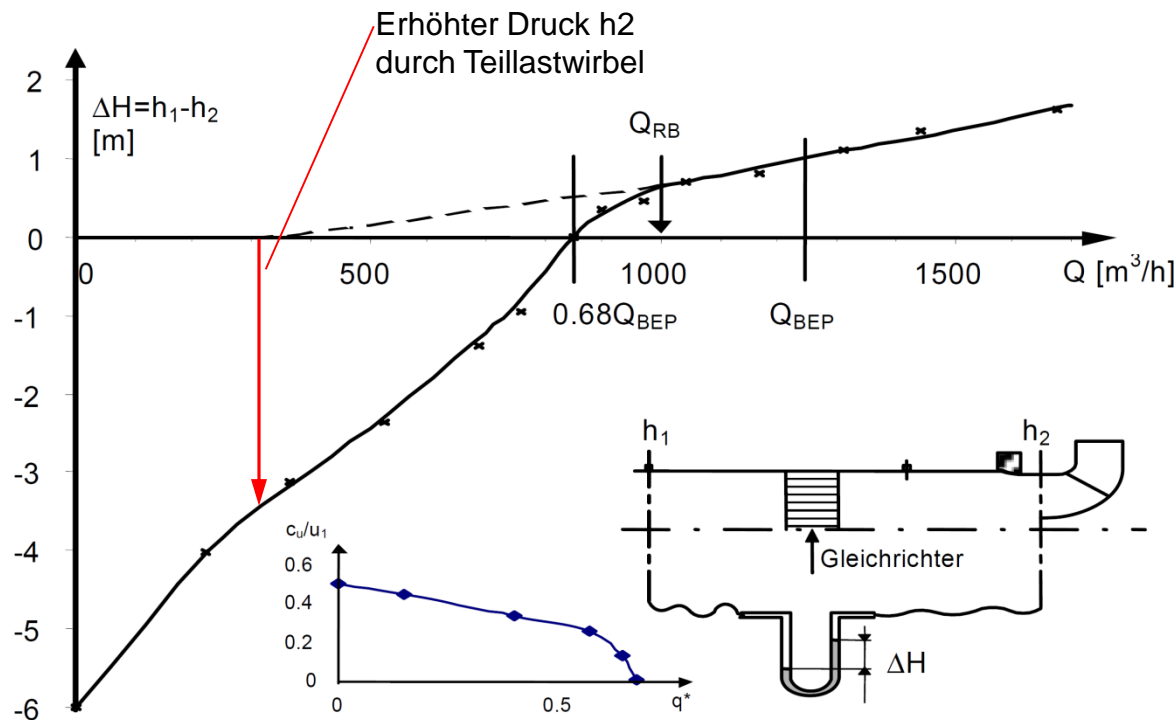


Umlaufströmung an der Saugkante bei fehlendem Durchfluß

8. Sekundärströmungen, 4-Quadrantenverhalten

Der Teillastwirbel kann durch Einbauten/Rippen abgeschwächt werden (siehe nächste Seite)

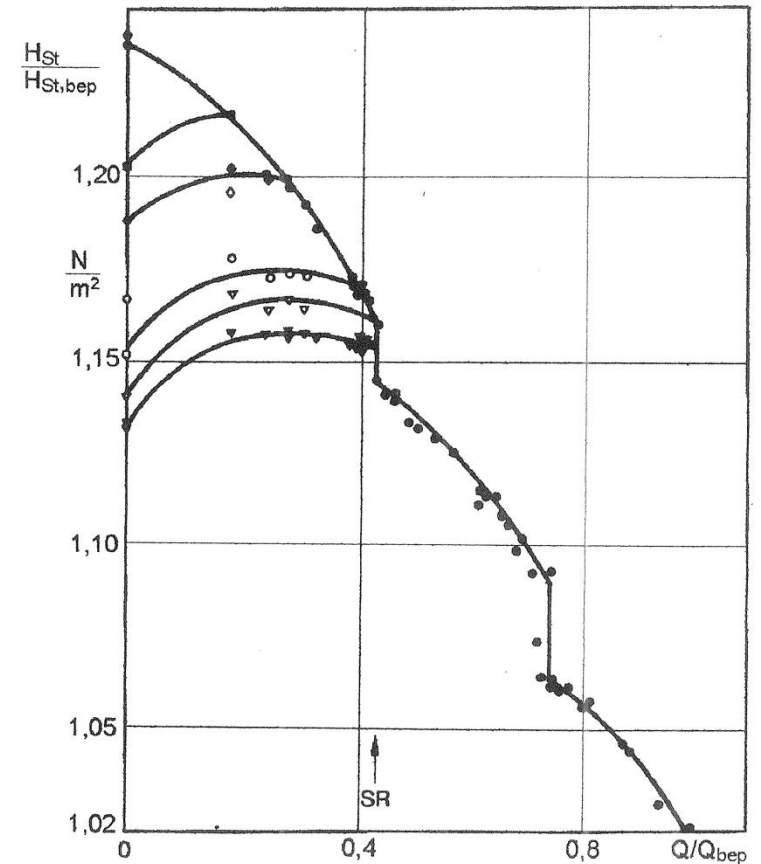
Die Fehlmessung der Kennlinie wird dadurch weniger schlimm oder vollständig vermieden.



Ermittlung des Rezirkulationsbeginns durch Druckmessung in der Saugleitung,

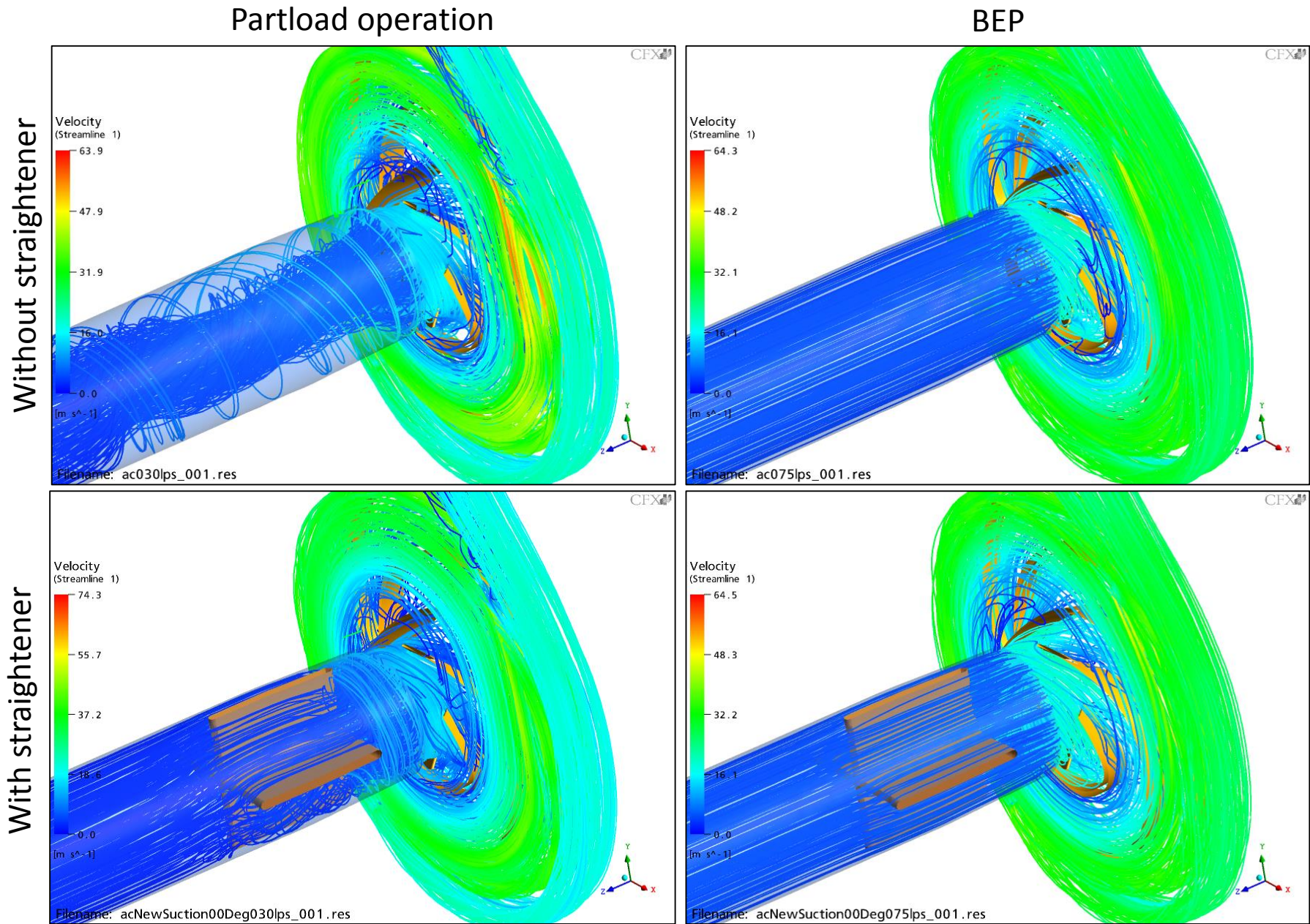
$n_q = 90$

Quelle: Gülich



Static pressure head curve for radial impeller with vaneless diffuser

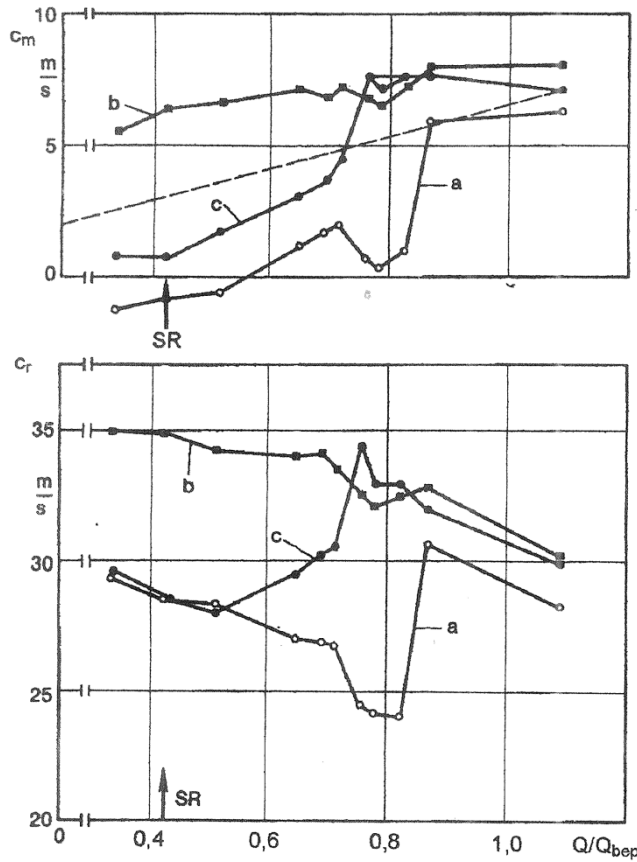
8. Sekundärströmungen, 4-Quadrantenverhalten



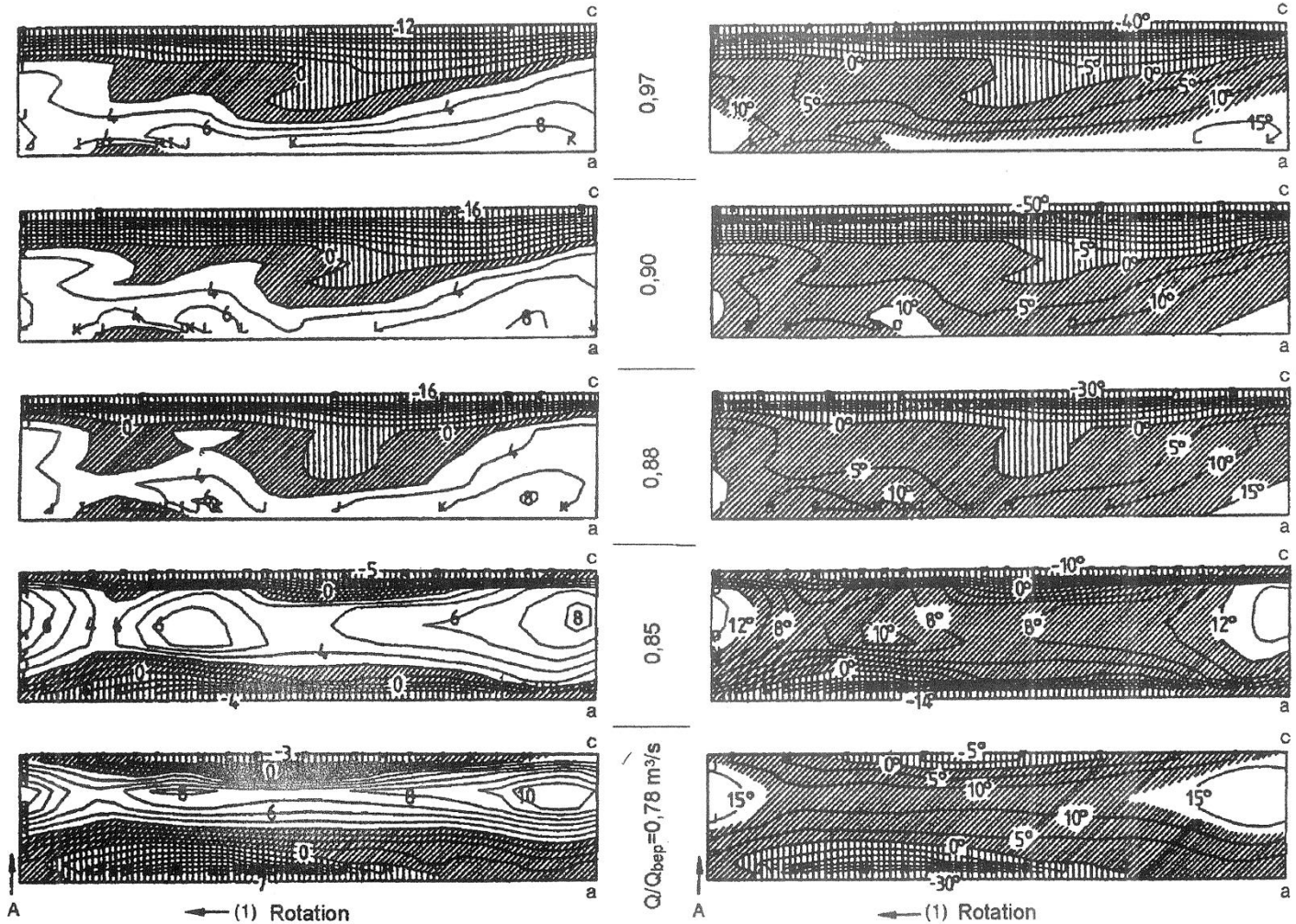
8. Sekundärströmungen, 4-Quadrantenverhalten

Es gibt Fälle, bei denen sich die Druckseiten-Rezirkulation an der vorderen Deckscheibe ausbildet.

Grund: vermutlich rotating stall



Circumferentially averaged velocities
a: shroud, b: mid, c: hub, dashed line: theoretical c_m

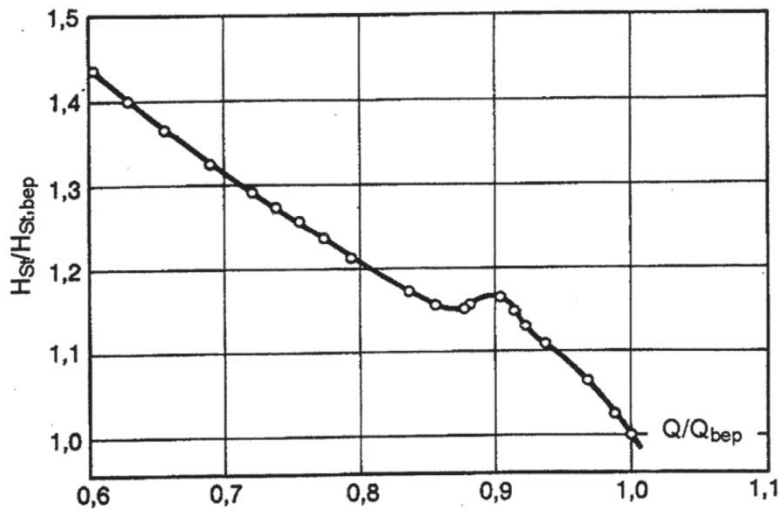


Isolines of the discharge radial velocity [m/s] and the absolute flow angle of the multi-stage pump ahead of the diffuser vanes,
A: impeller blade position, a: shroud, c: hub, backflow , wake

8. Sekundärströmungen, 4-Quadrantenverhalten

Multistage pump with vaned diffusor

head curve

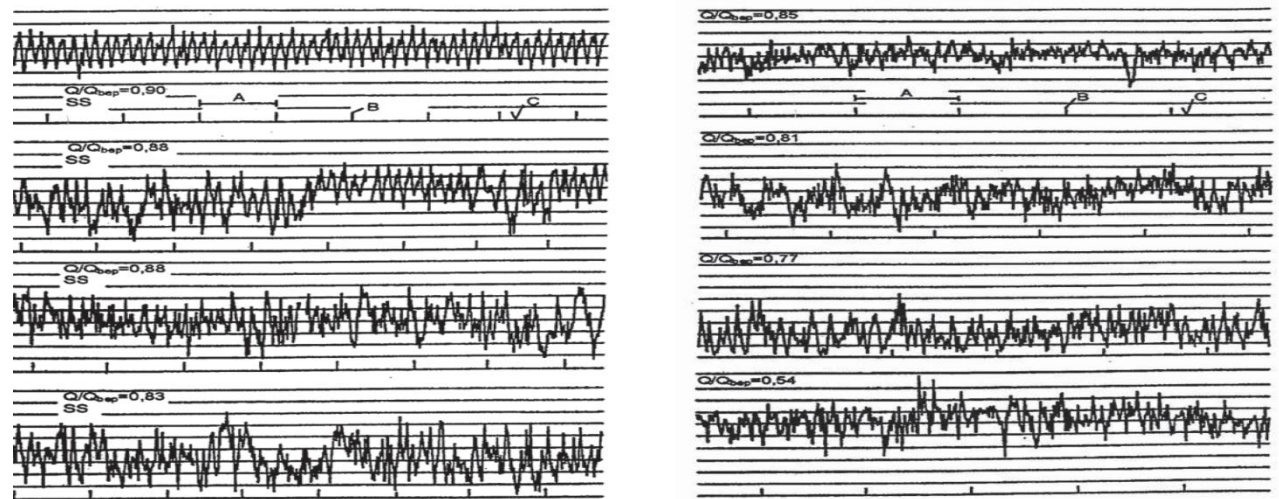


instantaneous absolute velocity

A: impeller revolution

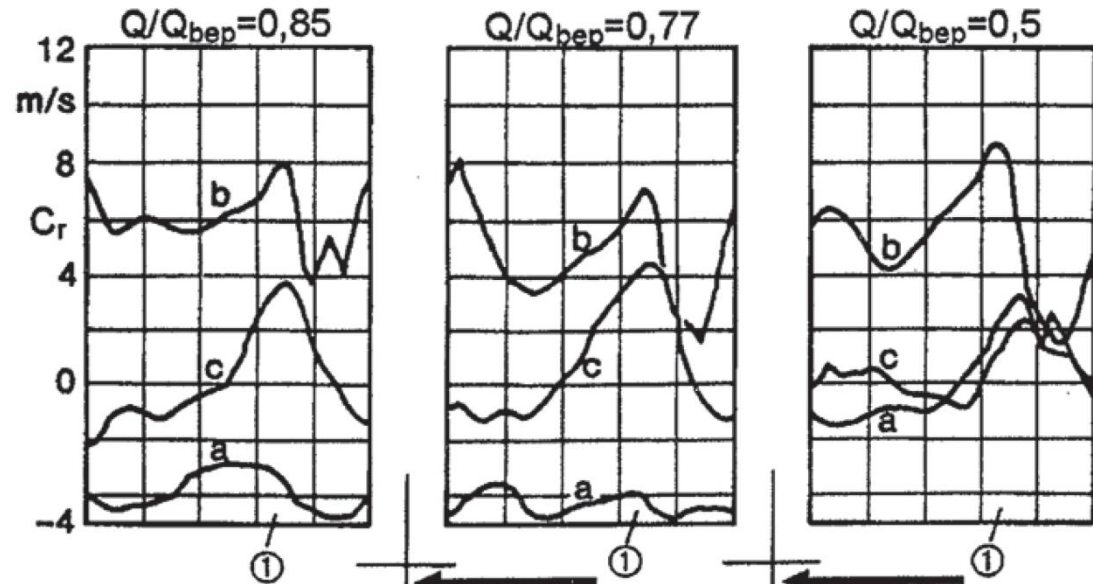
B: trigger mark

C: reference $c = m/s$

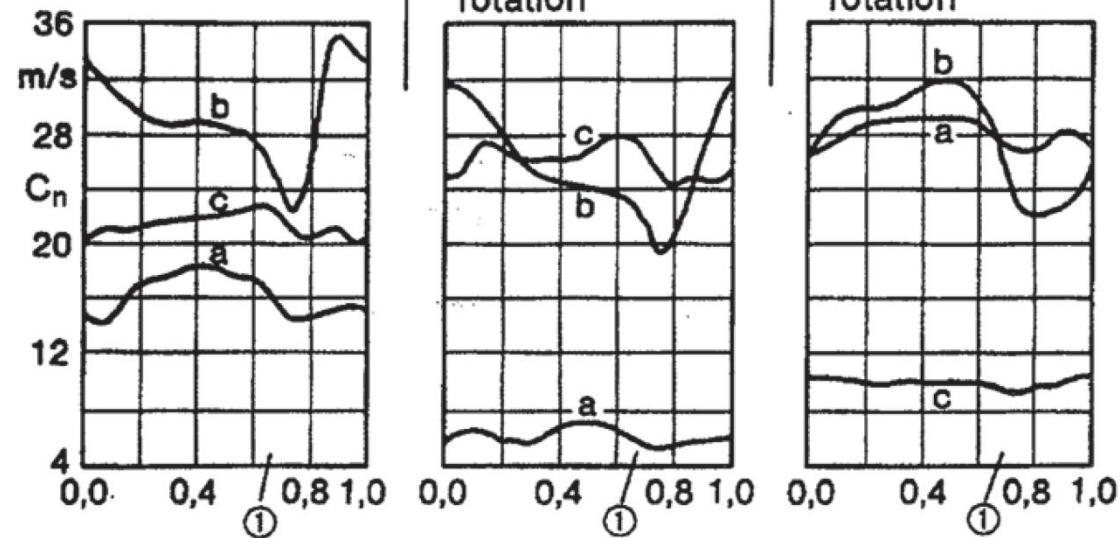


8. Sekundärströmungen, 4-Quadrantenverhalten

Radial velocity



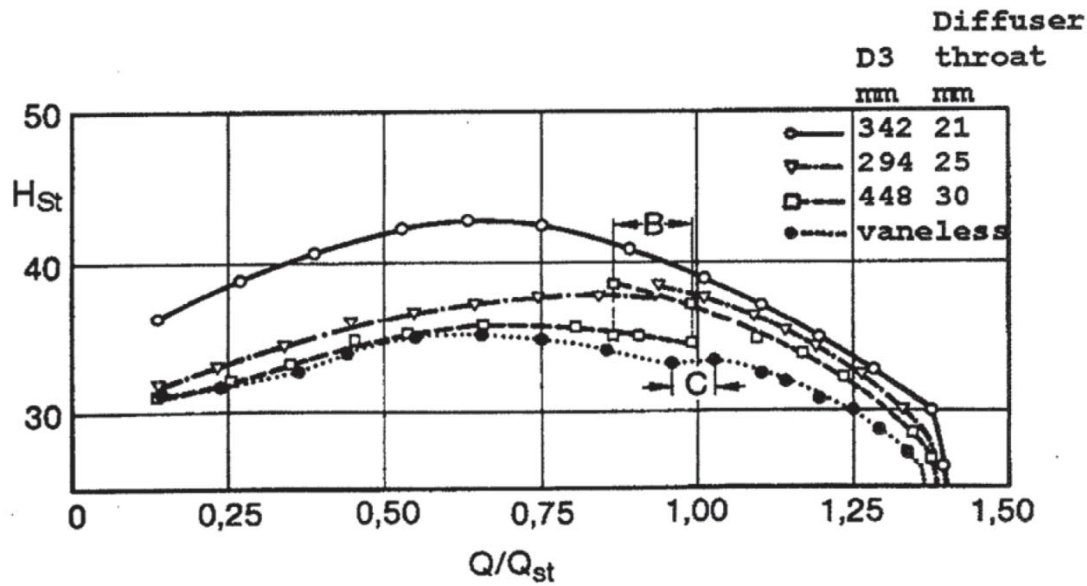
Tangential velocity



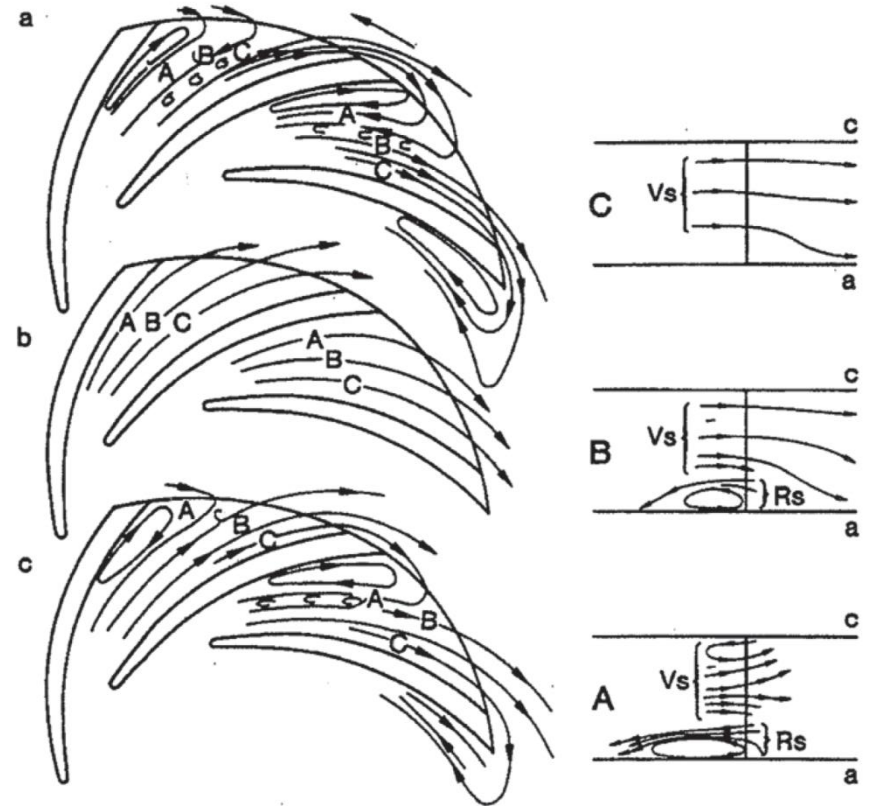
- a: shroud
- b: mid
- c: hub
- ① impeller blade

8. Sekundärströmungen, 4-Quadrantenverhalten

Stable and unstable characteristics
(measurements by Schrader 1939)

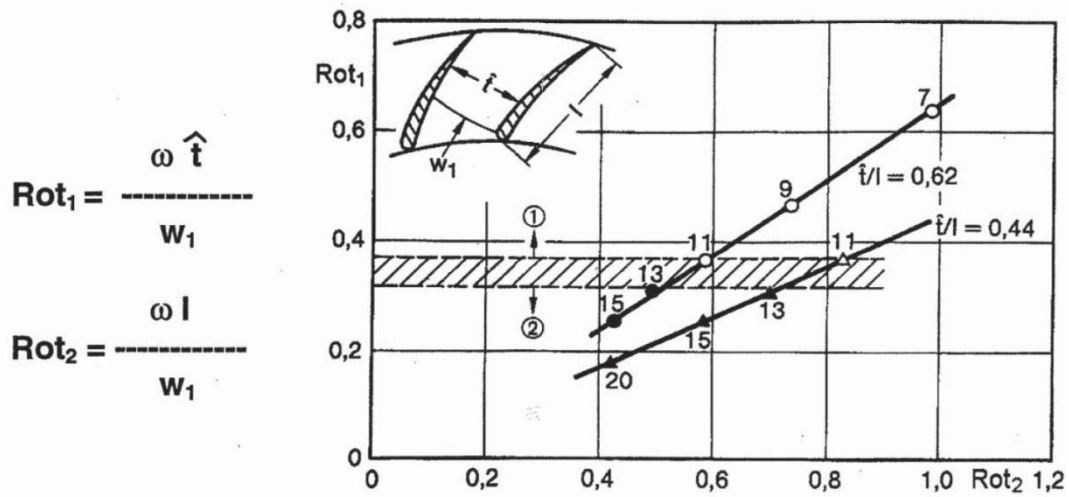


Discharge flow pattern
(measurements by Murakami)

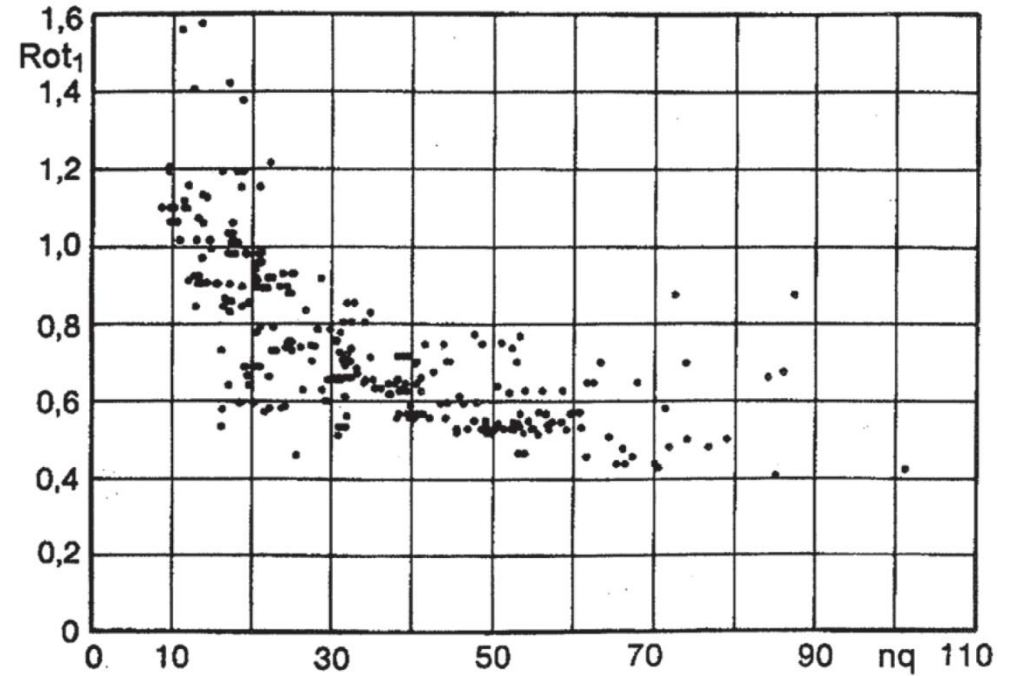


8. Sekundärströmungen, 4-Quadrantenverhalten

Rotation number Rot_1 vs. Rot_2



Rotation number vs. impeller specific speed



8. Sekundärströmungen, 4-Quadrantenverhalten

Rotating stall

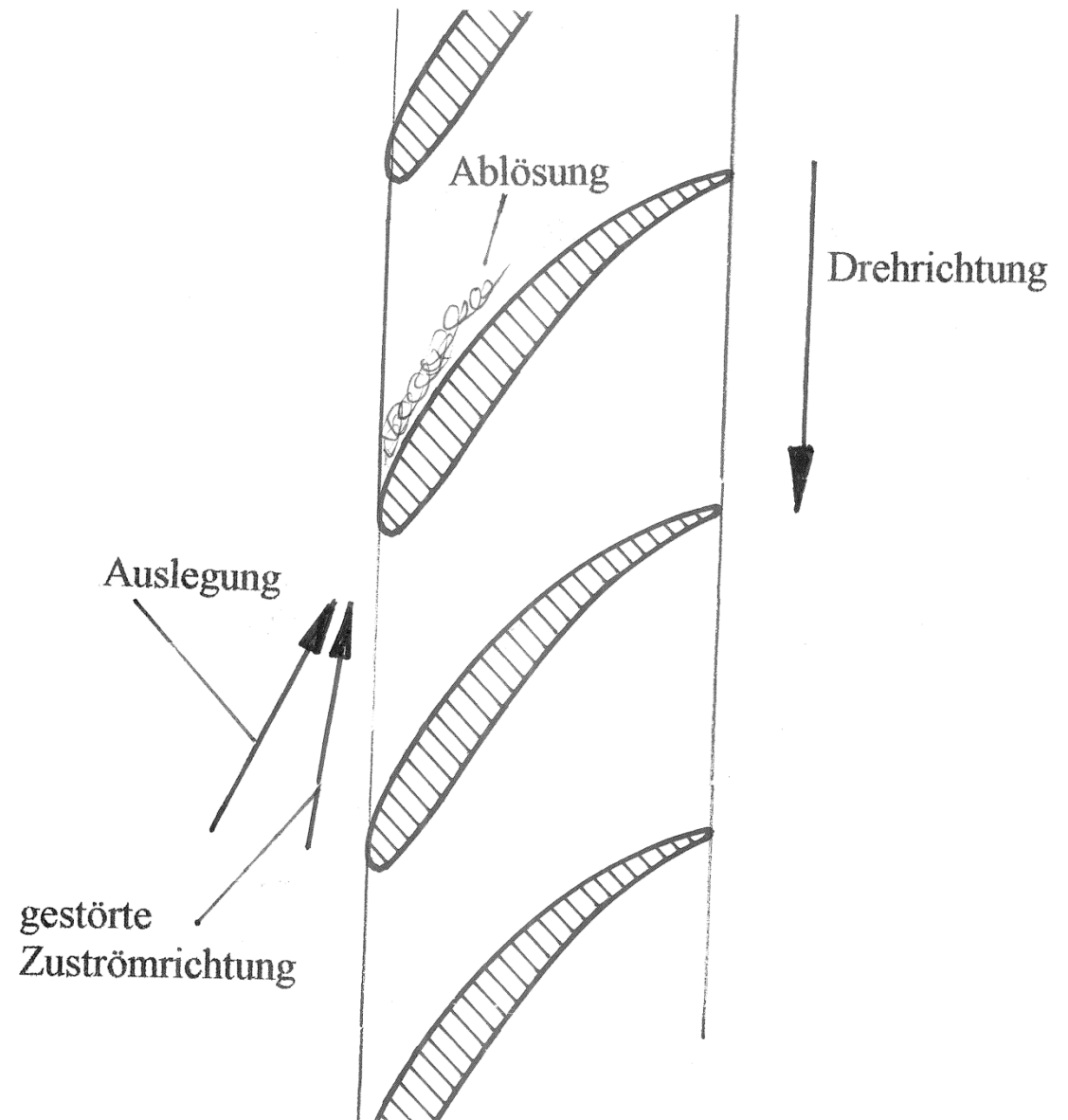
Ist ein lokales Abreißen der Strömung in einzelnen Schaufelkanälen.

Der abgelöste Kanal wird teilweise versperrt und das Medium verdrängt.

→ Gegen die Umfangsrichtung wird die Zuströmung flacher und der Nachbarkanal „stallt“

→ In Umfangsrichtung wird die Zuströmung steiler und die abgerissene Kanalströmung legt sich wieder an

Rotating stall kann auch an der Austrittskante oder im Leitrad auftreten

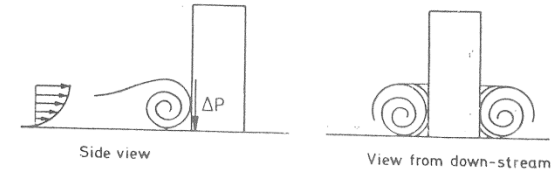


8. Sekundärströmungen, 4-Quadrantenverhalten

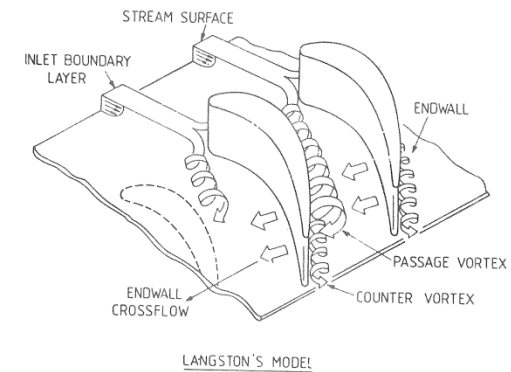
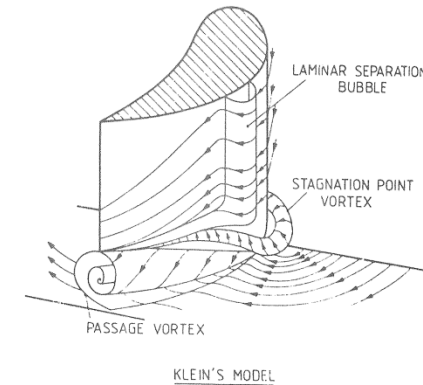
Hufeisenwirbel, Passage Vortex

Hufeisenwirbel entsteht durch „Aufrollen“ der Wandgrenzschicht beim Auftreffen auf ein umströmtes Hindernis.

- Druckseitige Hälfte des Hufeisenwirbels vermischt sich mit Passage Vortex
- Die saugseitige Hälfte bildet die „Corner Vortex“ in der Ecke Saugseite/Deckscheibe



ROLLING UP OF ENDWALL BOUNDARY LAYER INTO A VORTEX IN FRONT OF A CYLINDER
- FORMATION OF HORSESHOE VORTEX

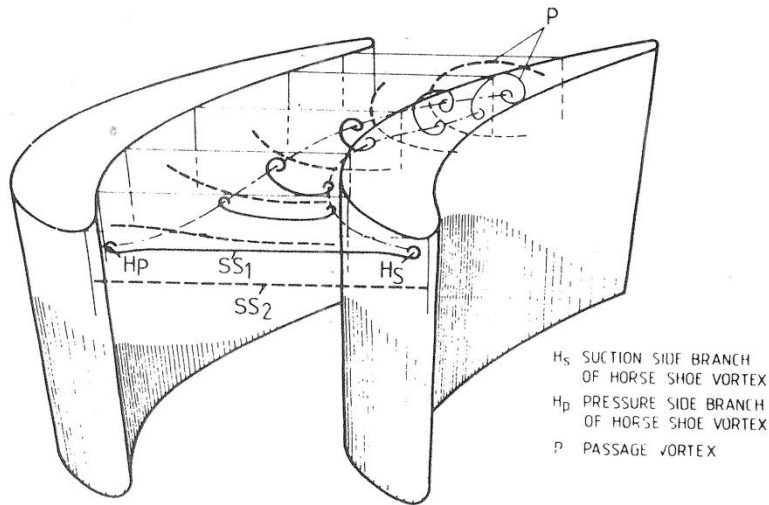


ENDWALL FLOW MODELS BY KLEIN [8] AND LANGSTON [13]

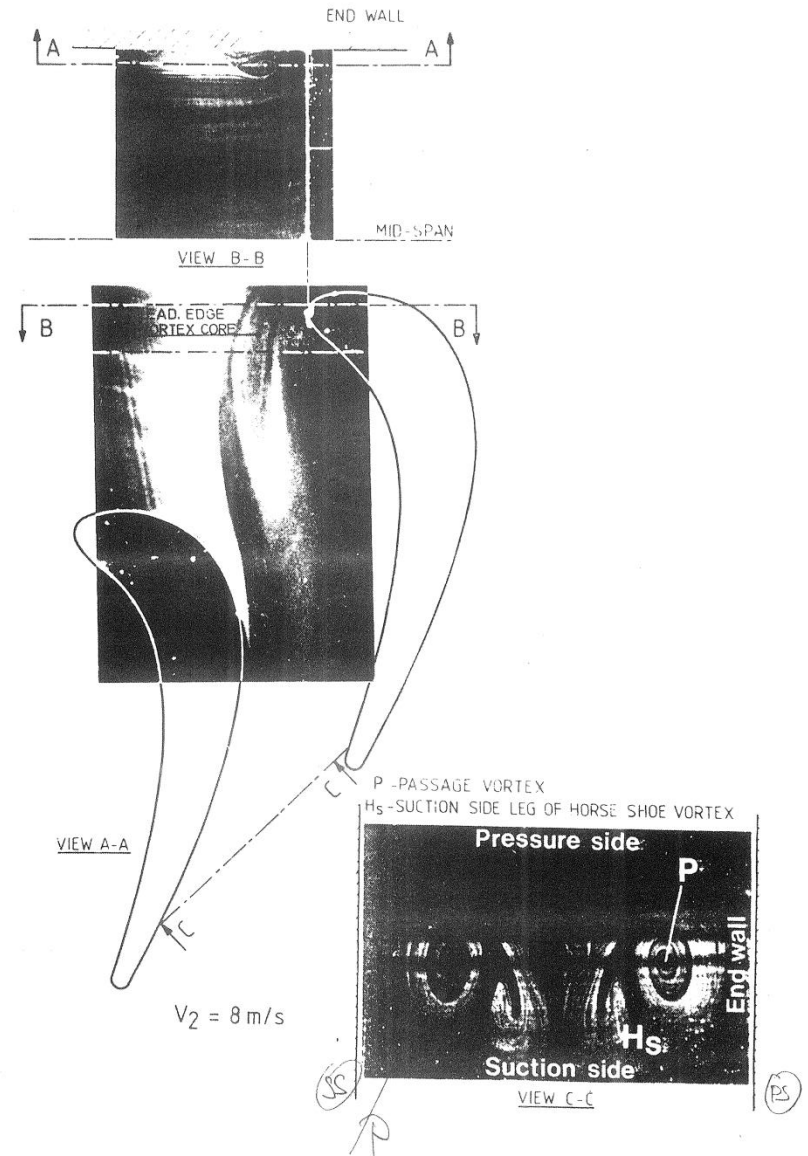
8. Sekundärströmungen, 4-Quadrantenverhalten

Annahme:

- Hufeisenwirbel und Passage Vortex bilden sich gleichzeitig
- Hufeisenwirbel nur von Bedeutung im Vorderkantenbereich



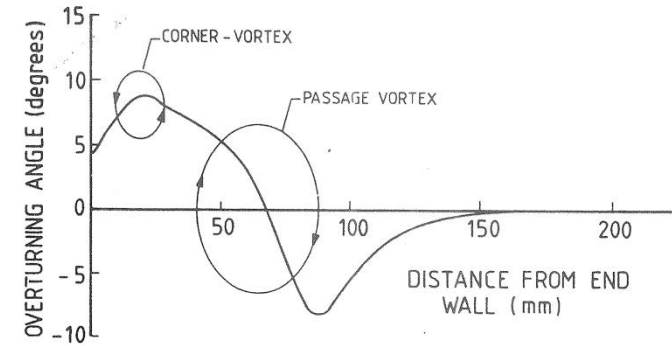
SYNCHRONOUS EVOLUTION OF HORSESHOE AND PASSAGE VORTICES AFTER SIEVERDING AND VAN DEN BOSCH [17]



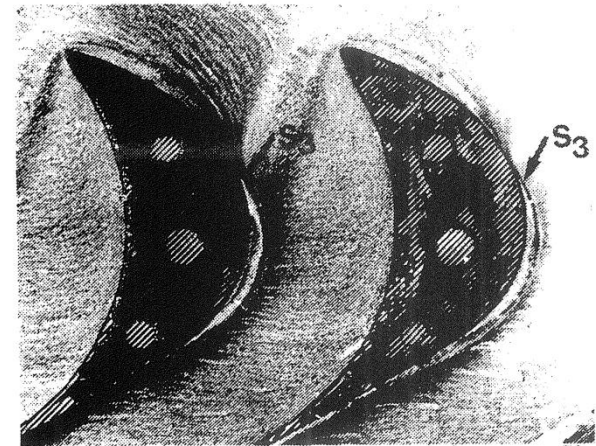
VISUALIZATION OF HORSESHOE AND PASSAGE VORTICES USING THE LIGHT SHEET TECHNIQUE

8. Sekundärströmungen, 4-Quadrantenverhalten

→ Corner Vortex ist auch ohne Hufeisenwirbel vorhanden
Sehr kleine Ausdehnung



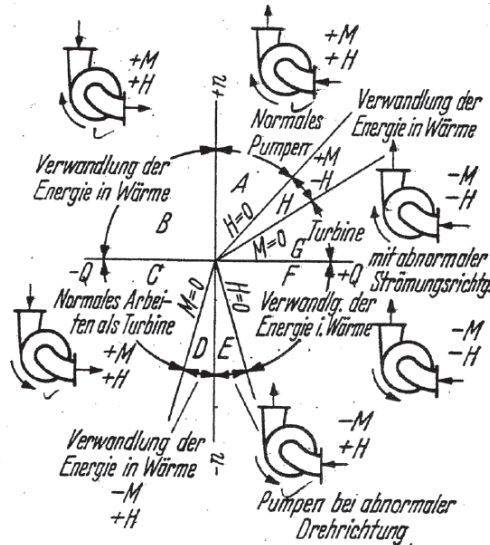
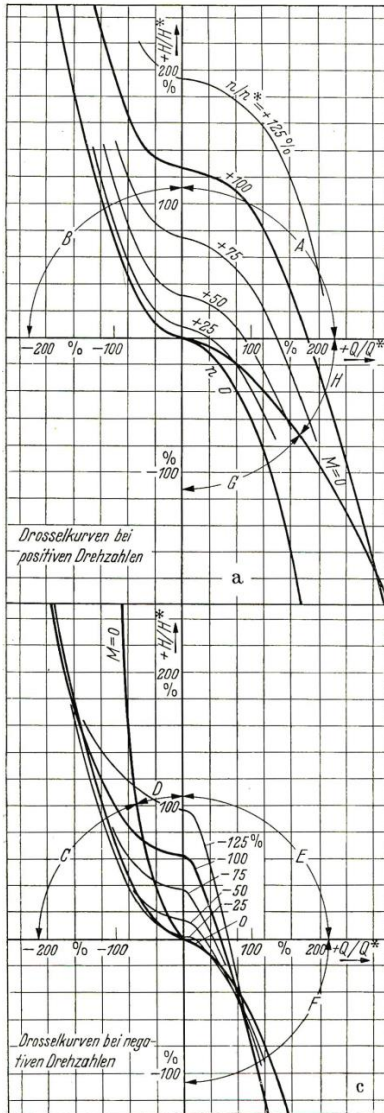
REDUCTION OF OVERTURNING NEAR ENDWALL DUE TO PRESENCE OF CORNER VORTEX
(Extracted from Gregory-Smith and Graves [19])



ENDWALL LIMITING STREAMLINES INDICATING GENERATION OF CORNER VORTEX IN AN IMPULSE BLADE PASSAGE (from Belik [20])

8. Sekundärströmungen, 4-Quadrantenverhalten

4-Quadranten-Verhalten von Strömungsmaschinen



Quelle: Stepanoff

- A: normaler Pumpenarbeitsbereich
- B: H größer als Pumpe leisten kann
 $\rightarrow Q < 0$, Energiedissipation
- C: normaler Turbinenbetrieb
- D: Dargebotene Energie reicht nicht aus,
 Turbine zu drehen
- E: Pumpe mit falscher Drehrichtung
- F: $H < 0$ $p_{tot,D} < p_{tot,S}$ - Turbine mit
 falscher Strömungsrichtung,
 Energiedissipation
- G: $H < 0$ $p_{tot,D} < p_{tot,S}$ $M < 0$
 abnormale Turbine
- H: $H < 0$ $p_{tot,D} < p_{tot,S}$ $M > 0$
 Energiedissipation (z.B. bei Pumpen in
 Serienschaltung)

8. Sekundärströmungen, 4-Quadrantenverhalten

Unbeabsichtigtes Betreiben der Pumpe im Turbinenbetrieb

normalerweise unproblematisch

Ausnahme: verdampfende Medien

Pumpe für Kohlenwasserstoffe

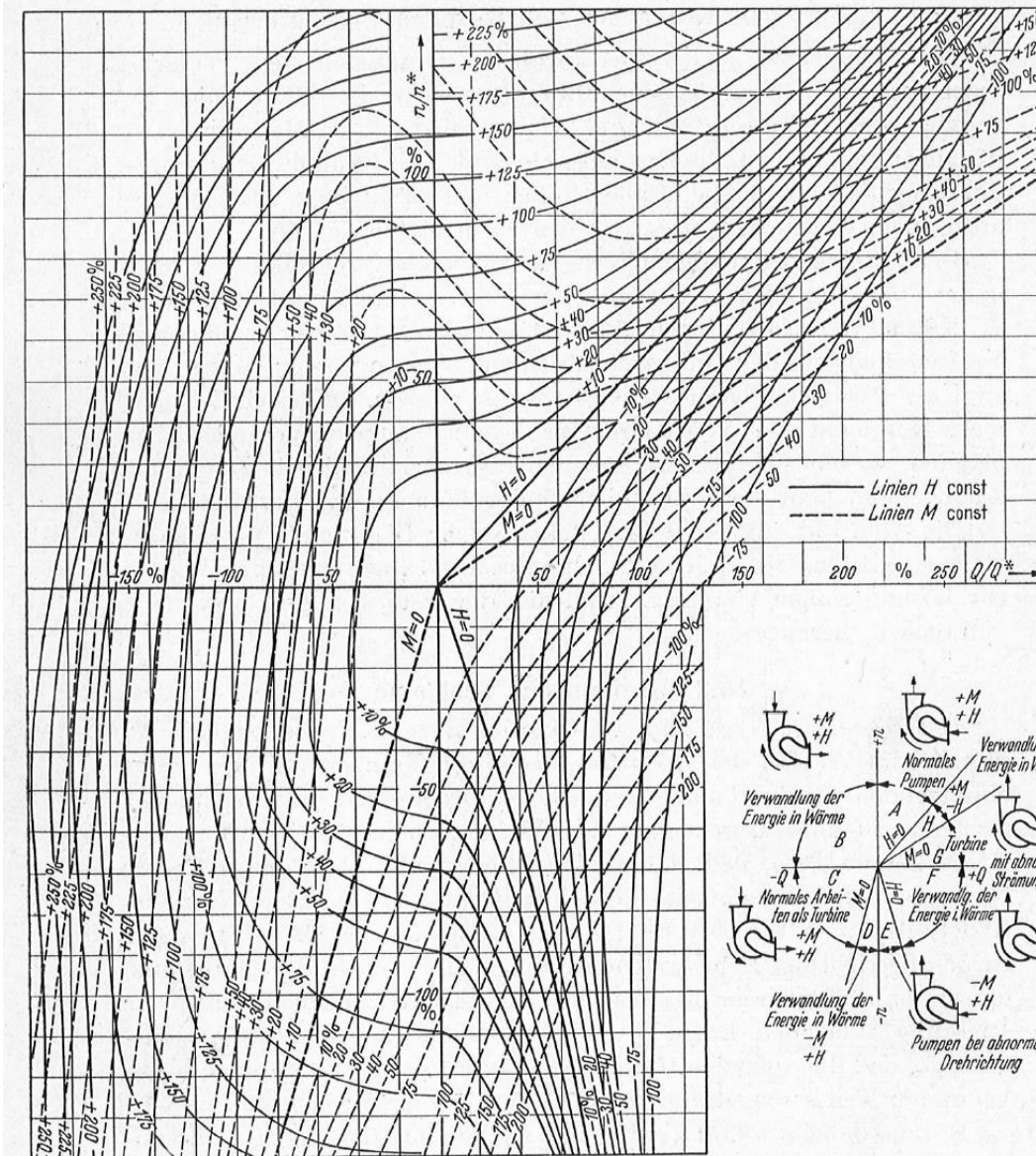
Kesselspeisepumpen

$$p = \rho_F \cdot g \cdot H_F = \rho_G \cdot g \cdot H_G \rightarrow H_G = \frac{\rho_F}{\rho_G} \cdot H_F$$

weil

$$\frac{\rho_F}{\rho_G} \gg 1 \rightarrow \frac{H_G}{H_F} \gg 1$$

8. Sekundärströmungen, 4-Quadrantenverhalten



Pumpe im Turbinenbetrieb:

- Suche Betriebspunkt A (normale Pumpe)
- Folge Linie H=const. bis M=0 (im 3. Quadranten)

$$\rightarrow n \approx 120\%$$

$$Q \approx -70\%$$

$$H_T = \frac{H_P}{\eta_{hT} \cdot \eta_{hP}} = \frac{H_P}{\eta_h^2}$$

$$Q_T = \frac{Q_P}{\eta_h}$$

$$n_{qT} = n_{qP} \cdot \eta_h$$

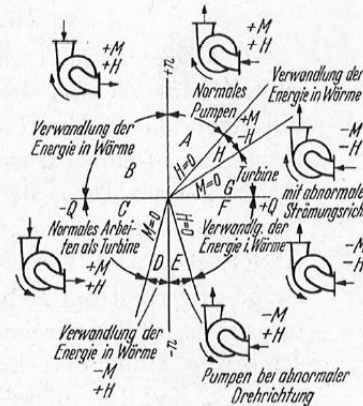


Abb. 13.2. Vollständige Charakteristik einer doppelströmigen Pumpe; $n_a = 35$. 36

- + Q Zulauf durch Saugstutzen
- Q Zulauf durch Druckstutzen
- + H Höhe am Druckstutzen größer als am Saugstutzen
- H Höhe am Druckstutzen kleiner als am Saugstutzen
- + n normales Pumpen; - n normales Arbeiten als Turbine
- + N der Welle zugeführte Leistung
- N der Welle entnommene Leistung
- + M = C $\frac{N}{n}$ oder M = C $\frac{-N}{-n}$
- M = C $\frac{-N}{n}$ oder -M = $\frac{N}{-n}$

Quelle: Stepanoff

8. Sekundärströmungen, 4-Quadrantenverhalten

Wirkungsgrade von Pumpen im Turbinenbetrieb

- Eine gute Pumpe ist auch eine (ziemlich) gute Turbine
- Gute Turbinen zeigen oft schlechte Pumpenwirkungsgrade

Grund:

- Beschleunigungen sind leichter zu beherrschen als Verzögerungen
- Gute Pumpen verzögern nicht zu stark

Tabelle 13.1. Wirkungsgrade im Optimalpunkt

Typ	n_q	Feld A, normale Pumpe ($+n$)	Feld B, Pumpe bei Umkehr der Drehrichtung ($-n$)	Feld C, normale Turbine ($-n$)	Feld G, Turbine bei umgekehrter Drehrichtung ($+n$)
Radial . .	36	83%	9	70	9
Halbaxial	150	82%	9	78	9
Axial . .	150	77%	25	—	—
Axial . .	270	80%	34	78	50

Quelle: Stepanoff

8. Sekundärströmungen, 4-Quadrantenverhalten

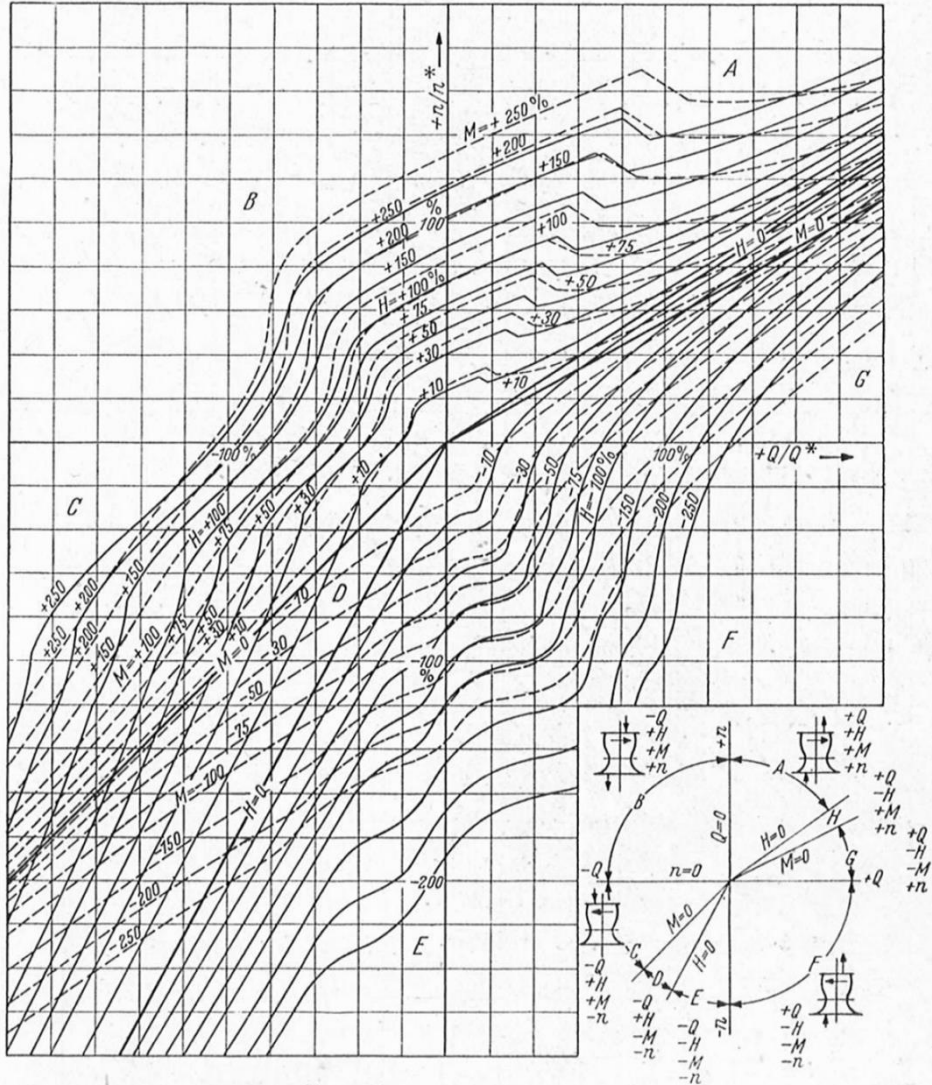


Abb. 13.3. Vollständige Charakteristik einer halbaxialen Pumpe; $n_q = 145$

Quelle: Stepanoff

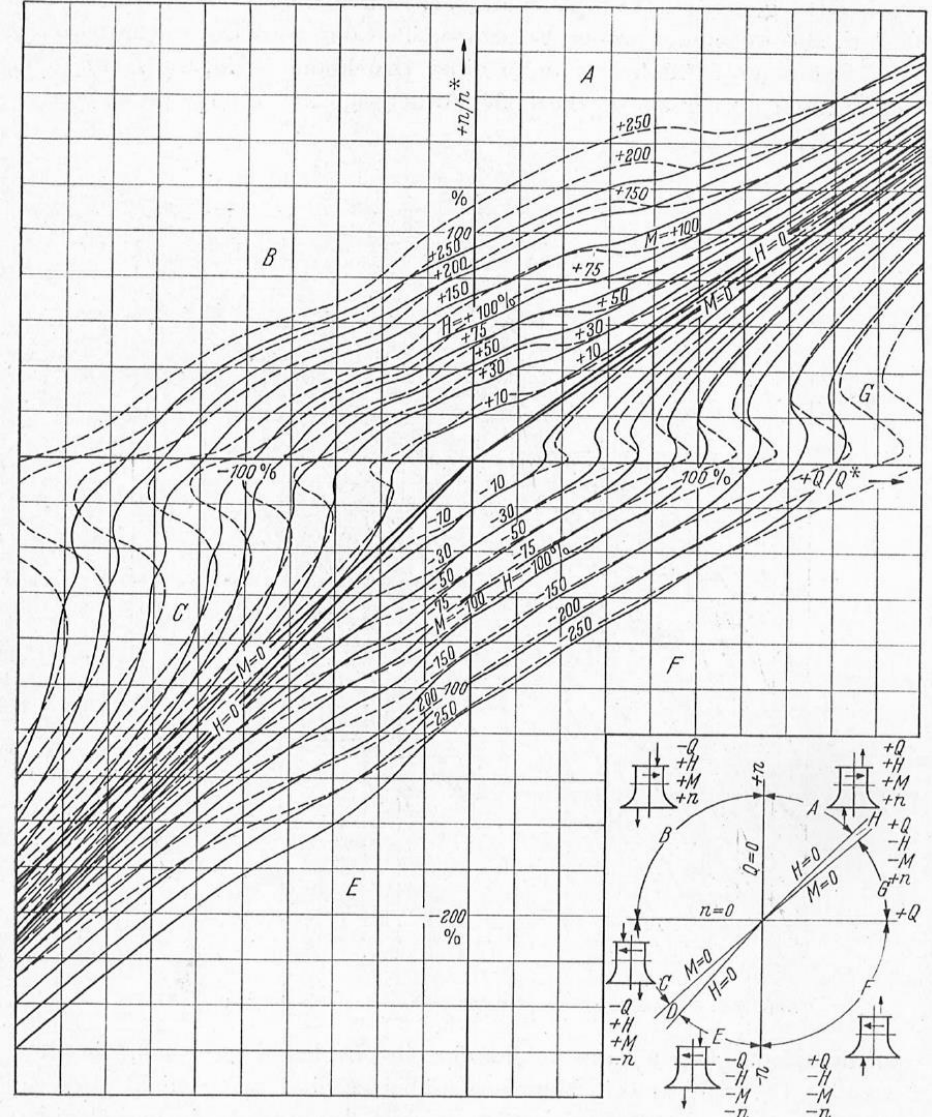


Abb. 13.4. Vollständige Charakteristik einer Axialpumpe; $n_q = 260$

8. Sekundärströmungen, 4-Quadrantenverhalten

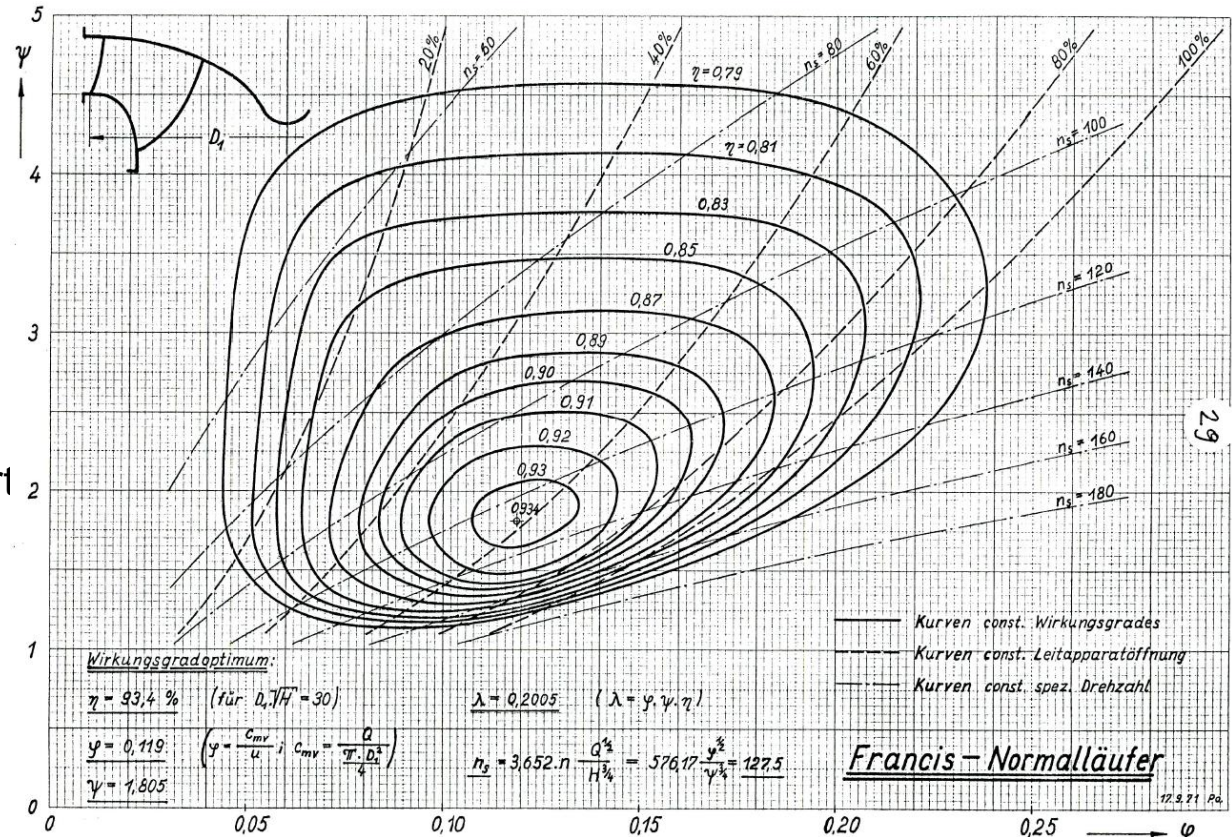
Kennliniendarstellung / Suter-Transformation

Pumpen und Turbinen können alle Betriebszustände (auch irreguläre) in einer Maschinenversion einnehmen: abhängig vom Gegendruck und von der Drehrichtung

- Antriebsausfall einer Pumpe führt i.A. zur Umkehr der Pumpendrehrichtung und Strömung
- Ausfall des Generators einer Turbine führt zu anderer Drehzahl und Durchfluss

Von drehzahlabhängiger Q-/H- Darstellung übergehen auf drehzahlunabhängige und größenunabhängige

- φ -/ ψ -Darstellung
- Q_{11} -/ n_{11} -/ T_{11} -Darstellung



8. Sekundärströmungen, 4-Quadrantenverhalten

Vier-Quadranten-Darstellung nach IEC 60193:

Normierung auf:

$$Y = g \cdot H = 1 \frac{J}{Kg} \quad D = 1m \quad \rho = 1 \frac{kg}{m^3}$$

$$n_{11} = n * \frac{D}{\sqrt{g * H}} \quad Q_{11} = \frac{Q}{D^2 * \sqrt{g * H}} \quad T_{11} = \frac{T}{\rho * D^3 * g * H}$$

n: abhängige Variable

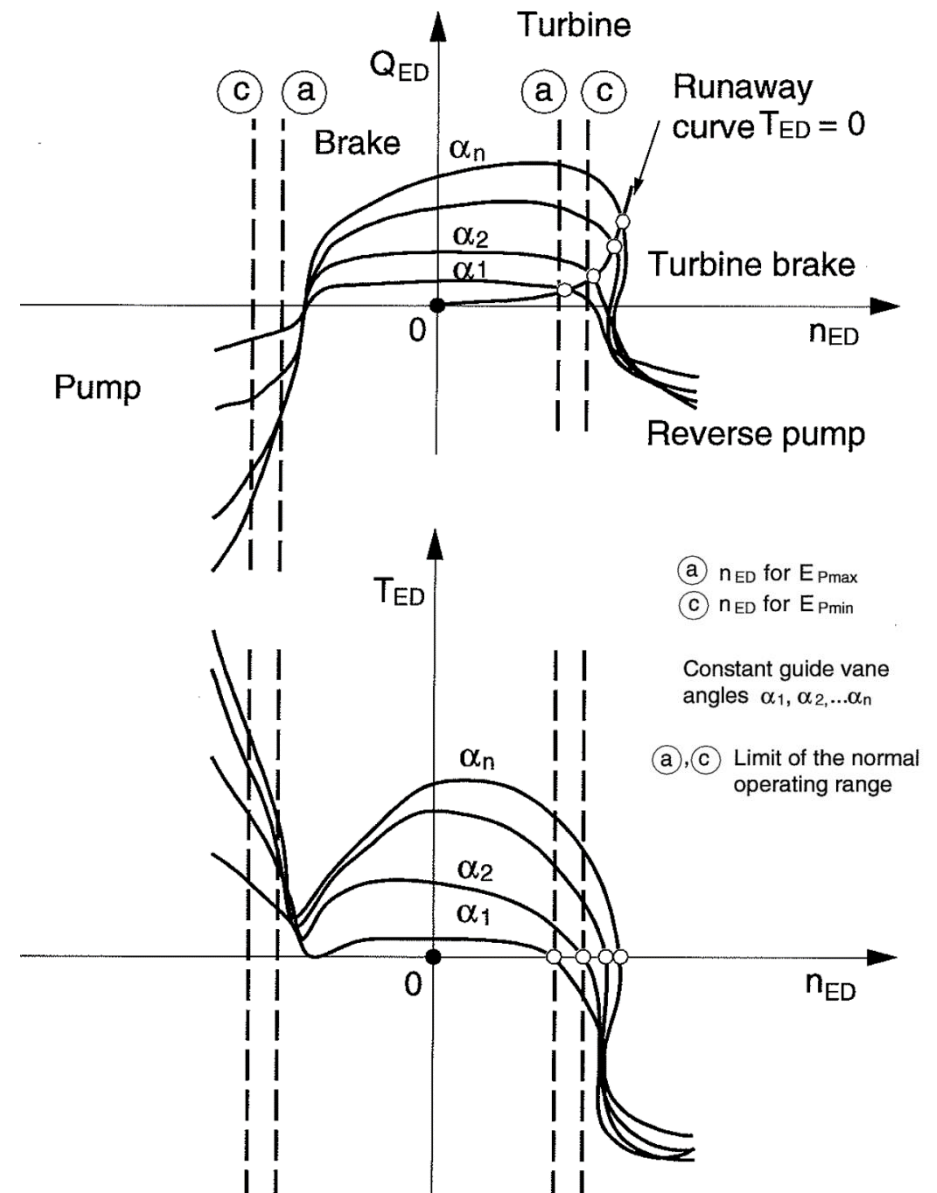
n > 0: Turbine mit P, Q > 0

n < 0: Pumpe mit P, Q < 0

Y bzw. H sind nicht mehr explizit, sondern implizit in n_{11} , Q_{11} , T_{11} enthalten

Für jede Leitapparatstellung α_i gibt es immer noch eine eigene Kurve

Eindeutige Festlegung der Betriebsbereiche, bei bestimmtem n_{11} gibt es aber bis zu 3 verschiedene Q_{11}/T_{11} , sowohl im Pump- als auch im Turbinenbetrieb


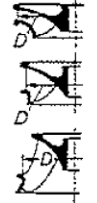



8. Sekundärströmungen, 4-Quadrantenverhalten

Tafel 2–10. Kennwerte von Laufrädern in Abhängigkeit der spez. Drehzahl

$$n_{q1/1} = n(\text{U/min}) \frac{\sqrt{Q_{1/1}(\text{m}^3/\text{s})}}{H(\text{m})^{3/4}}, \quad n_{s1/1} = n(\text{U/min}) \frac{\sqrt{P_{1/1}(\text{kW})}}{H(\text{m})^{5/4}} \cong 3 n_{q1/1}.$$

Bezugspunkt mit Voll-Lastdurchfluß $Q_{1/1}$ hat 2% Wirkungsgradabfall gegenüber Bestpunkt

		Type	$n_{q1/1}$	$Q_{111/1}$	n_{111}	H_{max}	n_{11d}	n_{11dmax}	σ^2	
				m^3/s	U/min	m	U/min	$\text{U/min}^1)$		
Gleichdruck- turbinen	Pelton- turbinen		1 Düse	3,7–5,2	0,008–0,016	41–42	1800–1650	74–76		
			1 Rad	4,8–8,0	0,014–0,042	39–41	1650–700	70–74		
				7,3–9,0	0,033–0,056	38–40	700–350	68–72		
Überdruckturbinen	Francisturbinen		langsam	22–43	0,126–0,425	62–66	750–250	103–116	0,04–0,09	
			mittel	43–57	0,425–0,663	66–70	250–150	116–129	0,09–0,12	
				57–70	0,663–0,870	70–75	150–100	129–143	0,12–0,18	
			schnell	70–85	0,870–1,130	75–80	100–70	143–156	0,18–0,24	
		85–94	1,130–1,235	80–92	70–50	156–180	0,24–0,30			
Überdruckturbinen	Kaplanturbinen		7–10	102–132	1,01–1,21	101–120	75	242–295	347	0,3 –0,5
			5–8	132–160	1,21–1,38	120–137	45	295–338	397	0,5 –0,8
			4–6	160–188	1,38–1,53	137–152	30	338–380	442	0,8 –1,05
			4	188–260	1,53–2,02	152–183	12	380–465	517	1,05–1,8
			3 ³⁾	260–317	2,02–2,45	183–203	5	465–542	574	1,8 –3,0

1) Maximale Durchgangsdrehzahl an doppeltgeregelten Kaplanturbinen bei Lösung des vorgeschriebenen Stellungszusammenhanges von Lauf- und Leitschaufeln.

2) σ erforderlich.

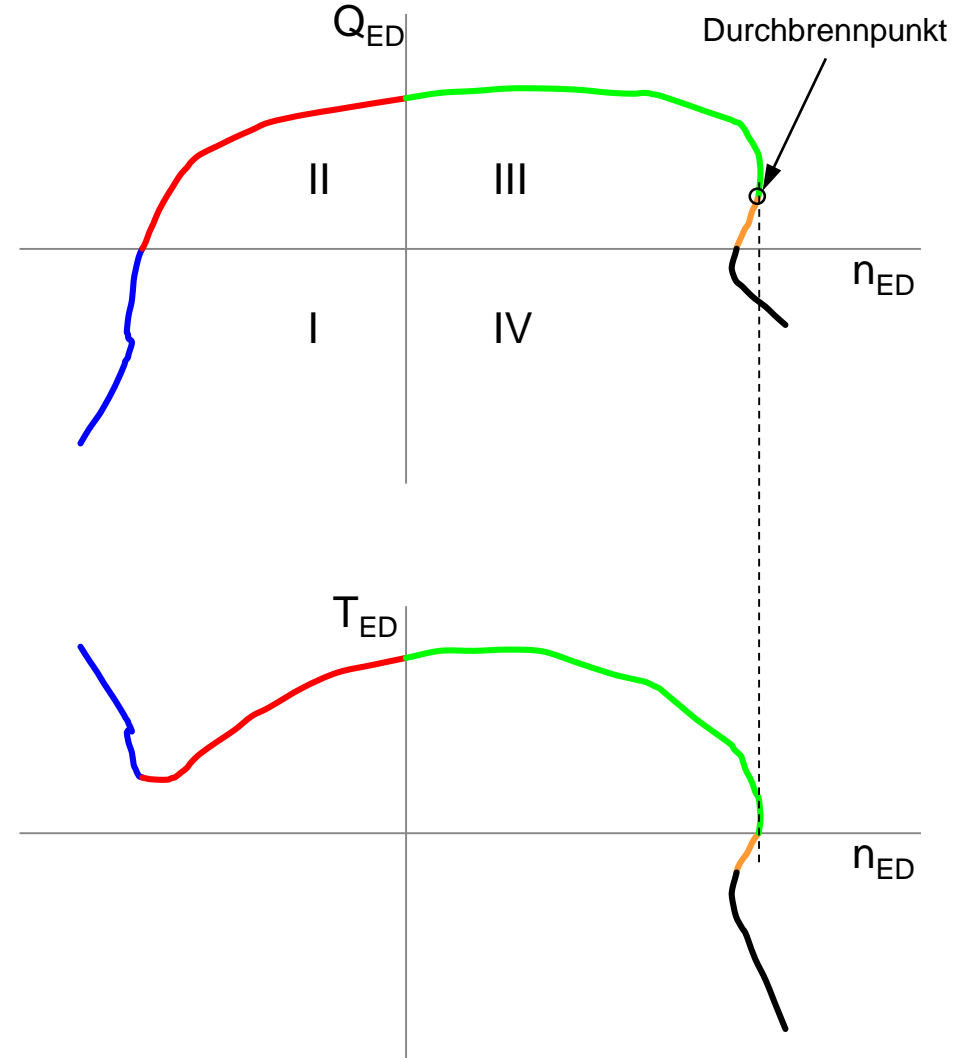
3) Flügelzahl streut je nach Baujahr und Hersteller, Beispiele: St. Martin, Österreich, Voith, max $H = 75 \text{ m}$, $z = 7$, 1969, $P = 11 \text{ MW}$; Tres Marias, Brasilien, Voith, max $H = 50 \text{ m}$, $z = 8$, 1959, $P = 67 \text{ MW}$; Orlik, CSSR, Blansko, max $H = 72 \text{ m}$, $z = 10$, 1958, $P = 72 \text{ MW}$; Gezhouba, China, max $H = 28 \text{ m}$; $z = 4$, 1982, $P = 178 \text{ MW}$; Hunderfossen, Norwegen, NOHAB, max $H = 46 \text{ m}$, $z = 5$, 1969, $P = 57 \text{ MW}$; Barcis, Italien, Escher Wyss, max $H = 64 \text{ m}$, $z = 8$, 1950, $P = 10 \text{ MW}$; Rochetta, Italien, Franco Tosi, max $H = 54 \text{ m}$, $z = 8$, 1937, $P = 3 \text{ MW}$.

Quelle: Raabe

8. Sekundärströmungen, 4-Quadrantenverhalten

Beispiel Pumpturbine

Quadrant		Richtung			Betriebsbereich
Nummer	Name	Q	n	T	
1	Pumpenquadrant	-	-	+	Pumpe
1/2		0	-	+	kein Durchfluss
2	Bremsquadrant	+	-	+	Pumpenbremsen
2/3		+	0	+	Laufgradstillstand
3	Turbinenquadrant	+	+	+	Turbine
				0	Durchbrennen der Turbine
				-	Turbinenbremse
3/4		0	+	-	kein Durchfluss
4	reverse Pumpe	-	+	-	Pumpe in falscher Drehrichtung
4/1		-	0	-	Laufgradstillstand



Quelle: Stepanoff

8. Sekundärströmungen, 4-Quadrantenverhalten

Maschinencharakteristik nach Suter:

Übergang von kartesischen Koordinaten Q_{11} , n_{11} , T_{11} auf Polarkoordinaten ergibt eine stets eindeutige Zuordnung

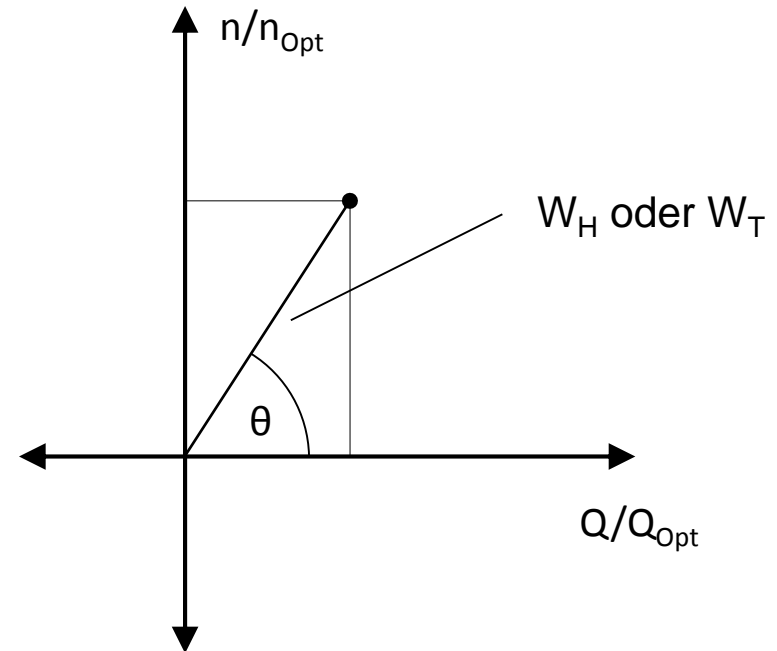
- I. Quadrant: $0 \leq \theta \leq \pi/2$
- II. Quadrant: $\pi/2 \leq \theta \leq \pi$
- III. Quadrant: $\pi \leq \theta \leq 3\pi/2$
- IV. Quadrant: $3\pi/2 \leq \theta \leq 2\pi$

Statt IEC-Koordinaten Q_{11} , n_{11} , T_{11}

werden

$$\frac{Q}{Q_{Opt}}, \frac{n}{n_{Opt}}, \frac{T}{T_{Opt}}, \frac{H}{H_{Opt}}$$

verwendet: anschaulich



$n > 0$: Pumpe mit $P, Q > 0$

$n < 0$: Turbine mit $Q, P < 0$

8. Sekundärströmungen, 4-Quadrantenverhalten

Variablendefinition nach Suter:

$$\theta = \arctan\left(\frac{n/n_{Opt}}{Q/Q_{Opt}}\right)$$

$$W_H = \text{sign}(H) \cdot \frac{|H/H_{Opt}|}{\sqrt{\left(\frac{n/n_{Opt}}{Q/Q_{Opt}}\right)^2 + \left(\frac{Q/Q_{Opt}}{Q_{Opt}}\right)^2}}$$

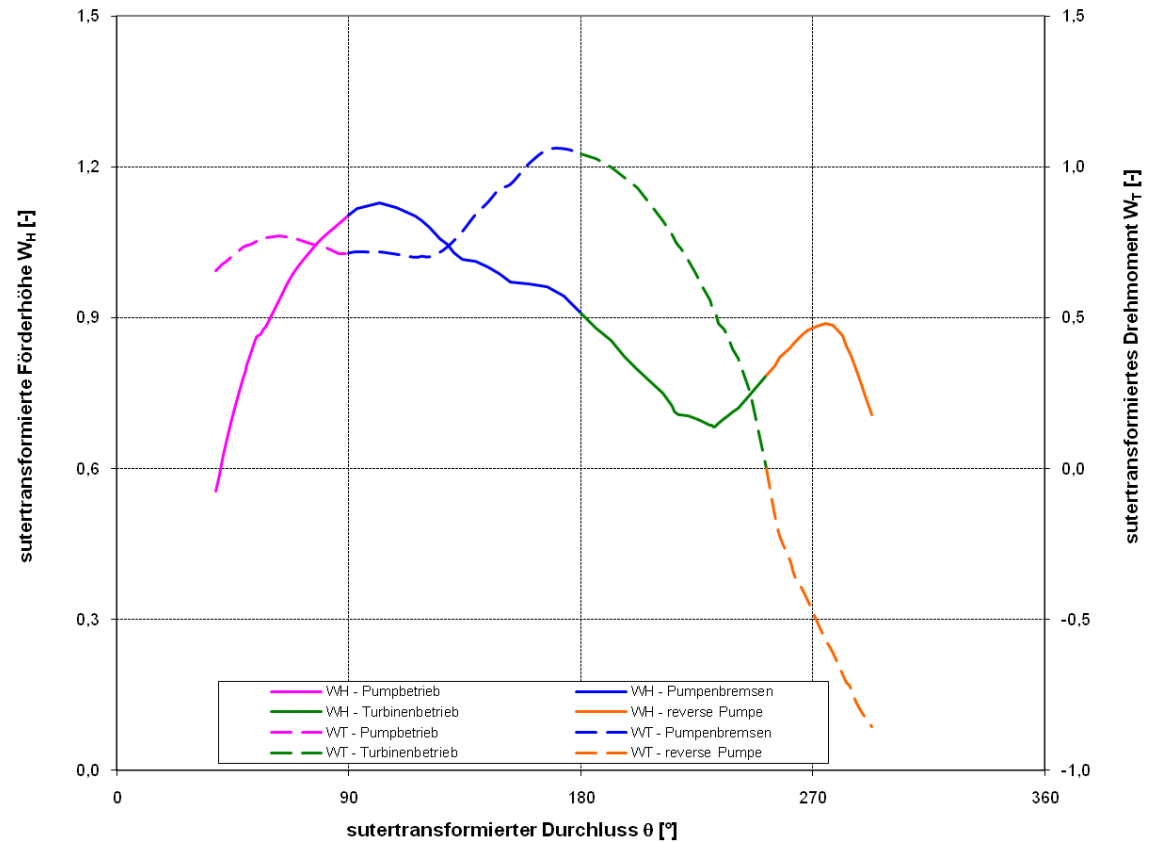
$$W_T = \text{sign}(T) \cdot \frac{|T/T_{Opt}|}{\sqrt{\left(\frac{n/n_{Opt}}{Q/Q_{Opt}}\right)^2 + \left(\frac{Q/Q_{Opt}}{Q_{Opt}}\right)^2}}$$

Quadrant		Richtung		Betriebsbereich	
#	Wertebereich θ	Q	n	T	
1	$0 < \theta < \pi/2$	+	+	+	Pumpe
1/2	$\pi/2$	0	+	+	kein Durchfluss
2	$\pi/2 < \theta < \pi$	-	+	+	Pumpenbremsen
2/3	π	-	0	+	Laufradstillstand
3	$\pi < \theta < 3\pi/2$	-	-	+	Turbine
				0	Durchbrennen als Turbine
				-	Turbinenbremsen
3/4	$3\pi/2$	0	-	-	kein Durchfluss
4	$3\pi/2 < \theta < 2\pi$	+	-	-	Pumpe in falscher Drehrichtung
4/1	0	+	0	-	Laufradstillstand

- nur praktische Gründe

- eindeutige Abhängigkeiten

- keine Polstellen für $u=0$ bei: $\varphi = \frac{c}{u}$, $\psi = \frac{2 \cdot g \cdot H}{u^2}$



Literaturliste Pumpen, Turbinen

Titel	Institut	Signatur
Faragallah, W. Rotierende Verdrängermaschinen	HSM	P117
Giesecke, J. Wasserkraftanlagen	HSM	EW111
Gülich, J.F. Kreiselpumpen	HSM	PU121
Horlock, J.H. Axialkompressoren	TTM	Strm28
Neumaier, R. Hermetische Pumpen	HSM	P105
Pfleiderer, C. Die Kreiselpumpen für Flüssigkeiten und Gase	HSM	P38
Pfleiderer/Petermann Strömungsmaschinen	HSM	Strm35
Prager, R. Oszillierende Verdrängerpumpen	HSM	P123
Raabe, J. Hydro Power	HSM	WT53
Scholz, N. Strömungsuntersuchungen an Schaufelgittern	HSM	Hy96
Scholz, N. Aerodynamik der Schaufelgitter	TTM	

Literaturliste Pumpen, Turbinen

Titel	Institut	Signatur
Sigloch Strömungsmaschinen	HSM	Strm126
Stepanoff, A.J. Radial- und Axialpumpen	HSM	P51
Traupel, W. Thermische Turbomaschinen Band 1	HSM	V58
Traupel, W. Thermische Turbomaschinen Band 2	HSM	V62
VEB Technisches Handbuch Verdichter	HSM	V64
VEB Technisches Handbuch Pumpen	HSM	P85

HSM Hydraulische Strömungsmaschinen
TTM Thermische Turbomaschinen

Empfohlene Lehrveranstaltungen zum Thema Wasserkraft

LV-Nr	LV-Titel	SWS	ART	ECTS	SEM	ORGANISATION	VORTRAGENDE
317.014	Instationäre Strömungen in Anlagen und Systemen	3	Vo+Ue	4	W	Institut für Hydraulische Strömungsmaschinen	Jaberg
317.020	Rechnerische Simulation von Strömungsmaschinen und Anlagen	3	VU	3	W	Institut für Hydraulische Strömungsmaschinen	Benigni
317.023	Strömungsmaschinen Grundlagen	3	Vo+Ue	4	W	Institut für Hydraulische Strömungsmaschinen	Jaberg
317.028	Industrielle Konstruktionspraxis hydraulischer Strömungsmaschinen	2	Vo	3	W	Institut für Hydraulische Strömungsmaschinen	Radulovic
317.010	Laborübung Hydraulische Strömungsmaschinen	3	LU	3	S	Institut für Hydraulische Strömungsmaschinen	Benigni, Schiffer, Höller
317.017	Bachelor-Projekt - Hydraulische Strömungsmaschinen	8	PR	13	S	Institut für Hydraulische Strömungsmaschinen	Benigni, Schiffer, Höller
317.024	Hydraulische Strömungsmaschinen	2	Vo	3	S	Institut für Hydraulische Strömungsmaschinen	Jaberg
317.025	Hydraulische Strömungsmaschinen Vertiefung MB	3	Vo	4.5	S	Institut für Hydraulische Strömungsmaschinen	Jaberg
317.029	Betriebsführung von Wasserkraftwerken	1	Vo	1.5	S	Institut für Hydraulische Strömungsmaschinen	Demel
319.101	Maschinendynamik I	4	Vo+Ue+LU	5	W	Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik	Heitmeir
319.102	Maschinendynamik II	3	Vo+Ue	4	S	Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik	Heitmeir
431.110	Elektrische Antriebstechnik	2	VU	3	W	Institut für Elektrische Antriebstechnik und Maschinen	Krischan
303.045	Korrosion und Korrosionsschutz	2	Vo	3	W	Institut für Werkstoffkunde und Schweißtechnik	Sommitsch
303.016	Bruchmechanik	2	Vo	3	W	Institut für Werkstoffkunde und Schweißtechnik	Enzinger
303.151	Fügetechnik	2	Vo	3	W	Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik	Enzinger
321.106	Höhere Strömungslehre und Wärmeübertragung	2	Vo	3	W	Institut für Strömungslehre und Wärmeübertragung	Steiner
371.119	Energiewirtschaftslehre	2	Vo	3	W	Institut für Industriebetriebslehre und Innovationsforschung	Spitzer
443.772	Regelungstechnik 1	2	Vo	3	W	Institut für Regelungs- und Automatisierungstechnik	Hofer
443.773	Regelungstechnik 2	3	Vo+Ue	3	S	Institut für Regelungs- und Automatisierungstechnik	Hofer
443.770	Regelungstechnik 3	3	Vo+Ue	3	S	Institut für Regelungs- und Automatisierungstechnik	Hofer
213.456	Fluss- und Sedimenthydraulik	2	VU	4	S	Institut für Wasserbau und Wasserwirtschaft	Knoblauch
213.461	Hydraulik	4	VU	6	W	Institut für Wasserbau und Wasserwirtschaft	Dorfmann

Hydraulic Aspects in Design and Operation of Axial-Flow Pumps

H. Jaberg, Frankenthal

The article describes the fluid-mechanic conditions present in axial propeller pumps and how the pump design is affected by these conditions. The pump flow behaviour in the point of best efficiency as well as under off-design conditions are described. It will be shown that propeller pumps have to meet very stringent accuracy requirements. Using the selection and design process as a basis, the paper describes how KSB meets these requirements and how the high quality levels of both the manufacturing process and the final product are maintained. An outline is given of the start-up procedure of several pumping plant concepts and possible control methods with their respective advantages and drawbacks are discussed. The article is of particular interest to designers and operators of pumping stations equipped with axial propeller pumps, as it focuses on a comprehensive as well as intelligible explanation of hydraulic aspects.



Dr.-Ing. Helmut Jaberg, born in 1952, studied Aerospace Science at the Universität Stuttgart, the University of Southampton and the Technische Universität München. He worked with MTU (Motoren- und Turbinennunion München) for three years, and in 1986 attained his doctorate at the Technische Universität Stuttgart with a thesis on the numerical calculation of viscous, reactive fluid flows. In 1985 he joined KSB's Corporate Research and Development Division and headed Research in Propeller Hydraulics and Fluid Dynamics. Today is head of department Mechanical Analysis and Technical Computations.

1. Introduction

Specifications of consultants and operators of pumping stations to the pump manufacturer often require that the pump lift large capacities over low geodetic head differences. Examples of this kind of application are bucket elevators, stormwater and flood-water pumping stations, cooling water supply systems, and sewage treatment plants. Suitable pumps for these requirements are axial-flow pumps.

The ratio of inlet and outlet radii of the pump impeller is primarily determined by the total head required: the higher the head, the larger is the ratio of radii. Given the low heads resulting from the applications listed above the ratio of the radii approaches 1; this calls for an axial design where the head is achieved by reaction only. In principle, this requirement could also be met by using radial or mixed-flow impellers; however, a good efficiency and a technically reasonable pump size for high volume capacities and low heads can only be achieved with axial pumps. One criterion for the design is the specific speed n_q , which is calculated by a geometrically similar conversion of a certain pump into one with a capacity of 1 m³/s and a head of 1 m. According to experience, pumps with low specific speeds are equipped with radial impellers, medium specific speeds require mixed-flow impellers, and high-specific-speeds above $n_q = 150$ are achieved with axial impellers.

CORDIER [1] succeeded in providing a similarity-true diagram of the feasible efficiencies as a function of the speed and a dimensionless diameter coefficient. The CORDIER

diagram (figure 1) assigns different impeller designs to their specific speed and thus indicates the peak efficiency that can be obtained. This CORDIER diagram allows a comparative study of all turbomachinery from low-speed radial impellers via axial pumps to ship and air pro-

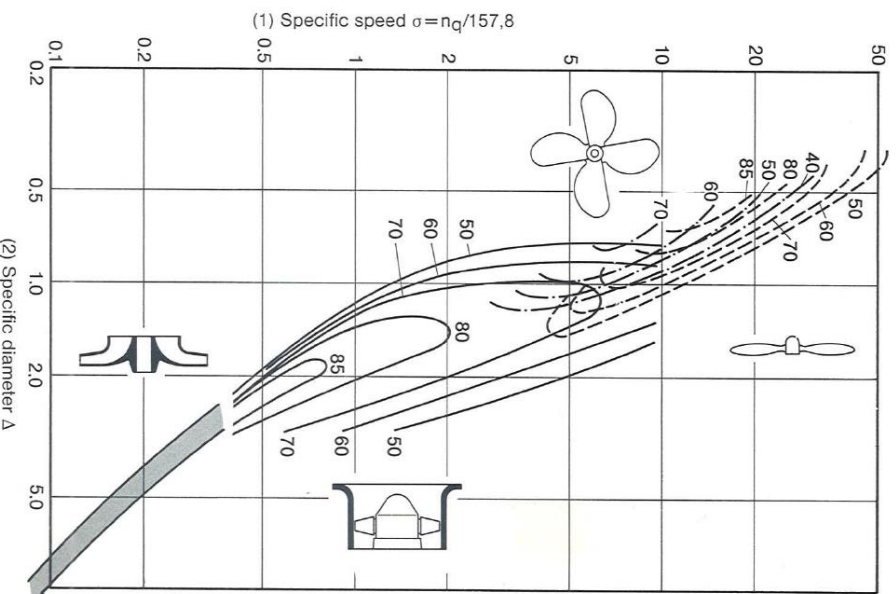


Fig. 1: CORDIER diagram (numerical values = η in %) — — — — — Air craft propeller
 Ships propeller
 - · - · - · Hélice aéronautique
 - - - - Hélice de navire
 ——— Axial propeller pump
 ——— Radial impeller pump
 ——— Hélice axiale
 ——— Roue radiale
 (1) Vitesse spécifique, (2) Diamètre spécifique

2. Flows in Axial-Flow Pumps

The impellers and diffusers of axial-flow pumps consist of vanes whose profiles are derived from airfoils. Thus, it can be ensured that the flow reaction required for generating the energy conversion is performed with the highest benefit possible. High-speed propeller pumps with $n_q > 300$ are equipped with just two impeller blades, with decreasing specific speed n_q the number of blades increases up to approximately eight at $n_q \approx 150$.

The cascade flow of propeller vanes shows a number of peculiarities which make the vanes very sensitive in terms of hydraulics and will therefore be explained in detail. In order to guarantee a high product quality, in spite of these difficulties, KSB carried out studies in their in-house research center, which have produced details about the flow in vane cascades of propeller pumps and thus allowing one to obtain reliable knowledge in this demanding field.

2.1 Vane cascade flow and characteristic curve

In axial propeller pumps the flow approximately moves along a coaxial cylindrical section. In the impeller the flow is redirected, which results in a pressure increase, since it acts like a divergent channel with energy supply. The medium handled enters the impeller in axial direction and leaves it, as illustrated in figure 2, with an angular momentum and thus a higher absolute velocity. By a second redirection in axial direction in the diffuser and, consequently, further deceleration, the diffuser, also, contributes to the pressure build-up or head generation. In accordance with the curvature and profile of the impeller and diffuser vanes a low-pressure area develops on their convex side and an high-pressure area on their concave side. Therefore, a distinction is made between the suction side SS and the pressure side DS of the vane.

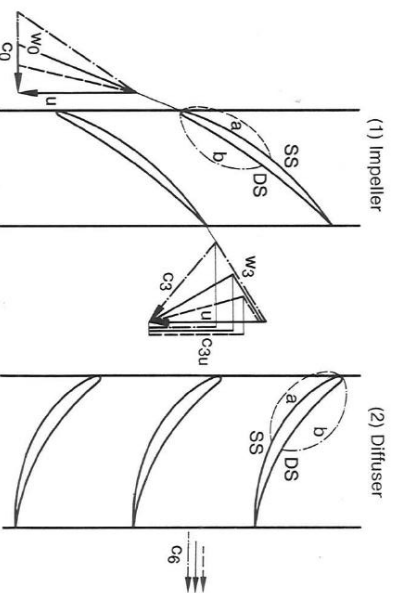


Fig. 2: Cascade flow at design point (—), under part-load (---) and overload conditions (----)
 a = minimum pressure point under part-load
 b = minimum pressure point under overload
 Fig. 2: Ecoulement à travers une grille au point nominale (—), en cas de charge partielle (---) et de surcharge (----)
 a = dépression maximale de charge partielle
 b = dépression maximale de surcharge
 (1) Roue, (2) Diffuseur

If the capacity is reduced, i.e. if the duty point is shifted towards part load, the inlet velocity c_0 decreases, with the peripheral velocity u remaining unchanged, and the flow approaches the vane at a flatter angle (see figure 2). On the vane suction side minimum pressure points develop in the area which is characterized by a low-pressure anyway, which may lead to cavitation problems.

Since the flow has to move from an extremely low-pressure area to a high pressure area, flow separations may occur along the flow path. The outlet angle of the flow remains more or less the same, even for part-load conditions, but the height of the velocity triangle (see figure 2) diminishes. This results a flatter inlet angle into the diffuser, which – similar to the impeller – is approached with a so-called *pressure side impact* and also develops minimum pressure regions on its suction side, resulting in a potential risk of flow separation. Another consequence of the smaller axial velocity downstream of the impeller is an increase in the peripheral component of the absolute velocity at the impeller outlet, causing an increase in the head, as will be shown below.

If the capacity is increased, i.e. when operating in the overload area, the axial inlet velocity rises, and the impeller is approached at a steeper angle than at design point. This case is referred to as a so-called *suction side impact*. Here the minimum pressure peaks develop on the pressure side DS, which may also be subject to cavitation, even though not to the same extent as the suction side with its lower pressures. Due to the axial velocity increase, the axial velocity at the impeller outlet and the absolute angle increase. Consequently, the diffuser is also approached with a suction side shock – with consequences similar to those for the impeller. The peripheral component of the absolute velocity decreases, and, therefore, the head is reduced.

Since flow rate, beyond the design point, is characterized by increased losses, the efficiency decreases both at overload and at part-load conditions. In case of axial propellers with relatively low heads, these losses have a considerable magnitude and, in contrast to radial pumps, lead to a steeper efficiency curve over the capacity.

The characteristic curves, also called throttling curves, for axial propellers are relatively steep, which is a result of the flat outlet angles [2]. Towards part-load, all characteristic curves $H(Q)$ of figure 3 show a saddle shape, since, in case of this capacity, the flow in the flow channels stalls. Even at a slightly higher capacity, the so-called *operating limit*, the phenomenon of rotating stall occurs: the flow stalls at the suction side of one vane and partly blocks the flow channel. Due to this blockage, the flow is forced into the two adjacent channels, which means that the adjacent channel in the direction of rotation is approached at a steeper angle, whereas the flow into the adjacent channel opposite to the direction of circulation is even flatter. Consequently, the flow in this channel will stall next, which, in turn, makes the channel flow stalled just before steeper and thus results in re-establishing contact in this channel. It also causes a flatter inlet flow angle to the next channel opposite to the direction of rotation followed by a stall. The stall thus moves in the opposite direction to the impeller rotation and is therefore called rotating stall. Rotating stall

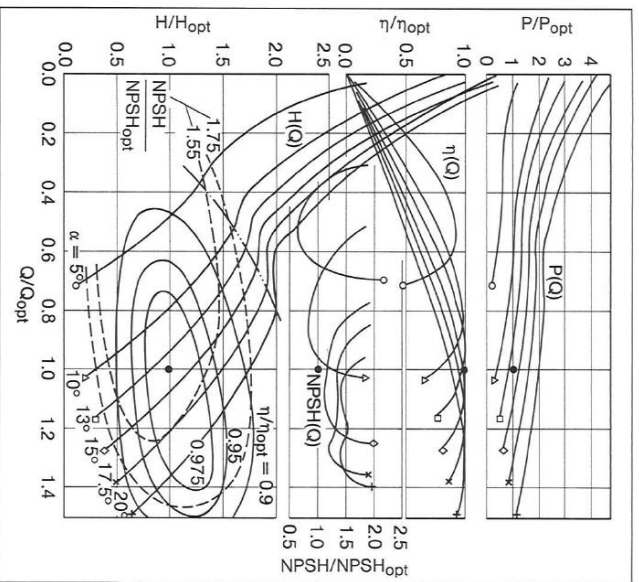


Fig. 3: Selection chart of a propeller pump $\eta_q = 280$ for different vane positions α .

Fig. 3: Courbes caractéristiques d'une pompe hélice $\eta_q = 280$ avec différentes positions d'aubes α .

is of major concern, since it may cause undesirable vibrations and, in extreme cases, even a vane failure. This has to be taken into consideration for the stability design of the vane. Rotating stall is also found in radial pumps, where it is considered to be the cause for unstable characteristic curves.

When the capacity is further reduced, the characteristic curve passes the said "saddle" and again rises steeply towards lower flow. This rise results from the appearance of part-load and interchange vortices upstream and/or downstream of the diffuser, where the medium handled leaves the impeller and re-enters it on a different diameter. Thus to part of the medium energy is added several times, and the characteristic curve rises in this area since this repeated supply of energy exceeds the losses caused by a poor inlet triangles as described above. In addition, the flow no longer moves in the axial direction, but moves from a smaller radius at the inlet to a larger one at the outlet and thus absorbs more energy. However, this phenomenon goes hand-in-hand with a considerable increase in power consumption, i.e. the above-mentioned steep efficiency curve over the capacity according to figure 3 develops. The energy input $P(Q)$ of the hydraulics is illustrated in figure 3 and shows the decline of energy input with increasing flow, which is well-known for high-specific-speed pumps. The large increase in power consumption

at small capacities is a significant phenomena of high-specific-speed pumps. This is in contrast with the power input of low-specific-speed pumps, where the power input rises with increasing capacity. The reason is for the difference can be found in the recirculation effects described as they constitute only a fraction of the total energy conversion in low-specific-speed pumps. At $\eta_q = 100$ the power consumption over the capacity is found to be approximately constant.

The total head is determined from the difference of the total pressures $P_{tot,D}$ and $P_{tot,S}$ at the discharge and suction side of the pump, divided by the density ρ of the medium handled and the gravitational constant g :

$$H = \frac{P_{tot,D} - P_{tot,S}}{\rho \cdot g}$$

It results from the energy added in the hydraulic stage, which according to EULER's turbomachinery equation can be written as theoretic head

$$H_{th} = \frac{1}{g} (u \cdot C_{3u} - u \cdot C_{0u})$$

and has to be reduced by the losses caused by friction, poor inlet flow conditions, and blockage due to guide vane finite thicknesses:

$$H = H_{th} - H_v = H_{th} \cdot \eta_v$$

It follows from EULER's equation that the head is proportional to the peripheral component of the absolute velocity downstream of the impeller C_{3u} , which rises with decreasing the capacity, as discussed earlier. If necessary, an prerotation at the inlet, C_{0u} , must be subtracted. Depending on the sign of the pre-rotation component this may increase or reduce the total head. Capacity control by pre-rotation swirl adjustment of pumps is based on this effect (see section 4.2.5).

2.2 Sensitivity to geometric errors and losses

As repeatedly mentioned, axial propeller pumps in particular are extremely sensitive to minor geometric errors or losses. In the following we will show that even minimum deviations from the specified geometry may shift the duty point considerably and lead to a marked change in head. Since axial pumps in general produce only low heads, any further loss will result in undesirable losses of efficiency and head.

Figure 4 illustrates the effect of a discharge angle reduced by just one degree. For three different capacity coefficients φ corresponding to a dimensionless capacity the ratio of the theoretical heads H_{th} at a wrong discharge angle to those at a correct discharge angle H_{th} are plotted.

In addition, the inlet flow angles β_0 pertinent to each capacity coefficient φ are indicated. If the influences of boundary layers are neglected, the result is [2]:

$$\frac{H_{th}}{H_{th}} = \frac{1 - \varphi \cdot \cot \beta_3}{1 - \varphi \cdot \cot \beta_3^*}$$

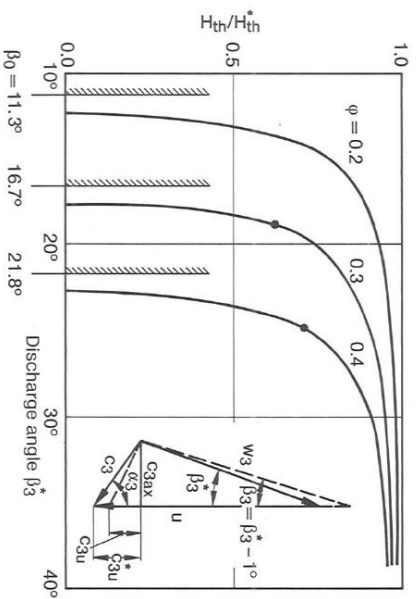


Fig. 4: Sensitivity: Change in the head H_{th} for a discharge angle deviating by one degree ($\beta_3 = \beta_3^* - 1^\circ$) for different capacity coefficients φ or inlet flow angles β_0 ($\beta_3 =$ design discharge angle)
 ● Examples in the text

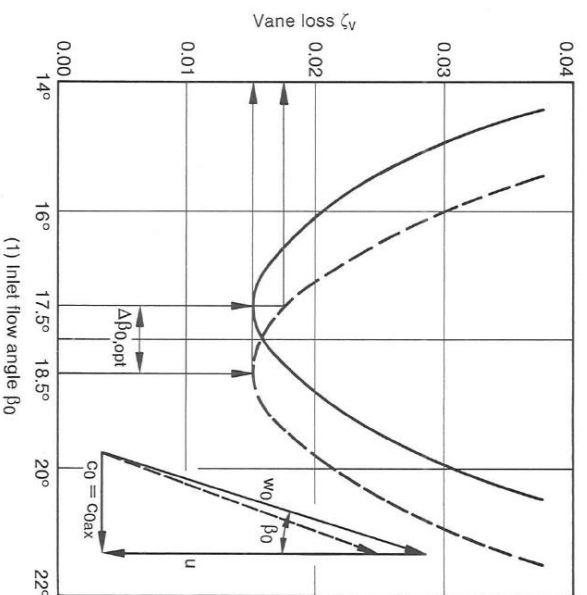


Fig. 5: Sensitivity of inlet flow: Vane losses ζ_v of an optimum vane (—) and a vane with a curvature deviating by one degree (---) ($\Delta\beta_0, opt = 1^\circ$; $\Delta\eta = -2\%$; points or optimum point at $\Delta Q = +6\%$)
 Fig. 5: Sensibilité de l'entrée. Pertes au niveau des aubes ζ_v avec une aube de courbure optimale (—) et de courbure diminuée de 1° (---)
 (1) Angle d'entrée

Figure 4 shows that in case of major deviations, i.e. large β_3^* , the ratio of the heads approaches 1, in other words: deviations in the discharge direction hardly affect the head at all. High-speed axial machines, in contrast, are characterized by slightly curved vanes with slight deviations, i.e. by small angles β_3^* . In these areas the curves for the ratio of the heads are very steep, however, and assume values much larger than 1. If we look, for instance, at a vane with the specific speed $n_q = 310$ and a capacity coefficient $\varphi = 0.3$, a discharge angle of 18 degrees is required at its outer diameter in case of an inlet flow angle of 16.7 degrees. If now, due to manufacturing inaccuracies or other circumstances, a discharge angle of just 17 degrees is achieved, the head decreases by 37 % as compared to the design point. In the center cross section between hub and casing of the vane the capacity coefficient is $\varphi = 0.4$, which in case of an inlet flow angle of 21.8 degrees requires a discharge angle of 25 degrees. Given an angular deviation of one degree the head loss as compared with design value amounts to 28 %. If we keep in mind that an angular modification of just one degree already results in a considerable head loss, the significance of these accuracy requirements becomes evident.

The sensitivity of the vane to modifications of the inlet flow angle is illustrated in figure 5, which shows the loss parabola of a propeller vane. Every flow profile results in certain profile losses, above all by friction and wrong inlet flow angles. If the inlet flow has an optimum angle, the loss curve reaches its minimum and the vane its optimum efficiency [3]. However, if the loss parabola shifts, for instance, because of a slight modification of the vane curvature, an increase of the profile losses and, in our example, an efficiency loss of 2 % is the result for the initially optimal inlet flow angle. If the flow, in contrast, approaches the vane at the new angle with lowest loss

coefficient, the result is a displacement of the optimum point to a capacity increased by 6 %. For the steep propeller pump characteristic curves (see figure 3) this causes a considerable shift of the duty point towards a markedly higher-specific-speed. In this case, too, the vane would no longer be suitable for the requirements of application.

2.3 Cavitation

Cavitation is the formation of cavities due to local vaporization of the medium handled followed by a collapse of the vapor bubbles. Cavitation occurs where the static pressure in the flow reaches the vapor pressure of the medium handled. Depending on its extent, cavitation results in noise, a head drop, and/or erosion of the material of the flow passages. The leading edges of impellers are particularly susceptible to cavitation problems, since the hydraulic transmission of energy to the fluid is necessarily accompanied by a static pressure drop below the pressure directly upstream of the pump. When the capacity deviates from the design point, the risk of cavitation in the leading edge area increases even more, due to the wrong inlet flow to the vane the minimum pressure points on the pressure or suction side increase. Whether cavitation actually occurs in these places depends on the vapor pressure and the static pressure level upstream of the vanes, i.e. on the system pressure in the plant or, in case of lift stations on the water level, on hydraulic losses and on the inlet velocity.

It must be stressed again that cavitation has nothing to do with flow separation. It is true that both phenomena may occur simultaneously, but flow separation is also found without cavitation and cavitation without flow separation. The risk of cavitation at the leading edges of the vane under part-load and overload conditions, as mentioned before, only results from the minimum pressure points due to redirecting the flow.

Since, in general, it requires some efforts to measure pressures at pump components subject to cavitation, a measuring cross section S upstream of the pump is chosen to assess the cavitation risk. Since, in addition, the static pressure between this measuring cross section and the pump component concerned may change owing to changes in cross section or losses, the difference between the total pressure $P_{tot,S}$ of the flow at the measuring point and the vapor pressure P_D of the fluid is selected as reference value and converted into a head by using the density ρ of the medium handled and the gravitational constant g : This reference value is called the *Net Positive Suction Head*, in short NPSH:

$$NPSH = \frac{P_{tot,s} - P_D}{\rho \cdot g}$$

In principle a distinction must be made between the NPSH of the plant and the NPSH of the pump, which are referred to as $NPSH_{av}$ and $NPSH_{req}$ [4]. The $NPSH_{av}$ is the net energy head provided by the plant at the inlet cross section of the pump. It depends on the system pressure of the plant, on the immersion depth of or fluid level above the pump, on the velocity level and on losses in the inlet pipe. If a booster pump is installed in the inlet pipe, the $NPSH_{av}$ is increased by its head, since the system pressure is increased.

Owing to flow losses, the total pressure is a square function of the flow velocity c and the capacity,

$$P_{tot}(Q=0) = \zeta \cdot \frac{\rho}{2} \cdot c^2,$$

the result is an $NPSH_{av}$ -curve (see figure 7) in the form of a parabola, with the highest value of the parabola being situated at zero capacity.

The $NPSH_{req}$ is not only influenced by the magnitudes already mentioned, but also by the geometries of the pump inlet and the impeller, by the speed and the capacity, as well as the criterion determined for the admissible extent of cavitation. A detailed description of cavitation in centrifugal pumps is provided by HERGT [5].

The $NPSH_{req}$ is determined by experiments with different methods [4]. The simplest method is to set a specific duty point in a closed loop with a high $NPSH_{av}$, i.e. cavitation-free flow, and then to reduce the $NPSH_{av}$ at constant capacity by reducing the system pressure.

As illustrated in figure 6, the head initially maintains its initial value, and no other changes regarding the hydraulics are found either. When a certain suction pressure is reached, i.e. $NPSH_{av}$, the first cavitation bubbles occur in the flow passage; this value is called $NPSH_1$ for "incipient cavitation". In case of further pressure reductions the head retains its value for some time before it in case of

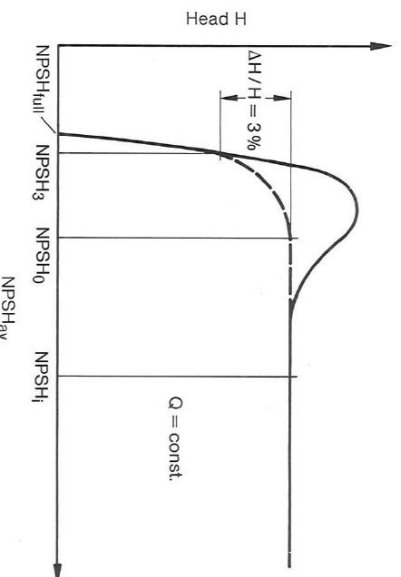


Fig. 6: Qualitative progression of a head drop curve $H(NPSH_{av})$ to determine $NPSH_{req}$ (axial pump — — —), radial pump - - -) Fig. 6: Allure qualitative d'une courbe de décollement $H(NPSH_{disp})$ pour la détermination de $NPSH_{req}$ (pompe axiale — — —), pompe radiale - - -)

radial machines begins to decrease when further reducing the pressure; this value is referred to as $NPSH_0$ for 0% head drop. In case of further pressure reductions the value $NPSH_3$ for 3% head drop is of importance for radial machines, and the value at a fully diminished head is called $NPSH_{full}$. Axial propellers often show a different progression of the head drop curve. After incipient cavitation the head increases, reaching a maximum and then dropping vertically at $NPSH_{full}$. This head increase is due to the fact that the cavitation bubbles act like an enlargement of the vane and thus cause a more pronounced deflection of the flow. In this area, the resistance polar of the vane profile – as compared with cavitation-free operation – is shifted towards higher lift coefficients, but also towards higher resistance coefficients. Correspondingly, this peak area of the head drop curve is already characterized by a reduction of efficiency. In case of fully cavitated flow at $NPSH_{full}$ the entire vane channel in the inlet area of the vane is filled with vapor bubbles, and a further increase of the capacity through the flow cascade is no longer possible. This duty condition finds its analogy in compressor design, where the flow is thermally choked, if a pressure front develops in the inlet area of the impeller. In general, cavitation and supersonic problems are closely related to each other [6].

Apart from the criteria described above for $NPSH_{req}$, there are others such as bubble trail lengths, extent of material erosion, or intensity of noise. In particular, the latter value is of special significance for propeller pumps, since $NPSH_0$ cannot be determined for the head drop curve peak described above and at $NPSH_3$ cavitation already causes a high noise level. In such cases, the bubble trail length or the subjectively experienced noise level are used as criteria for $NPSH_{req}$.

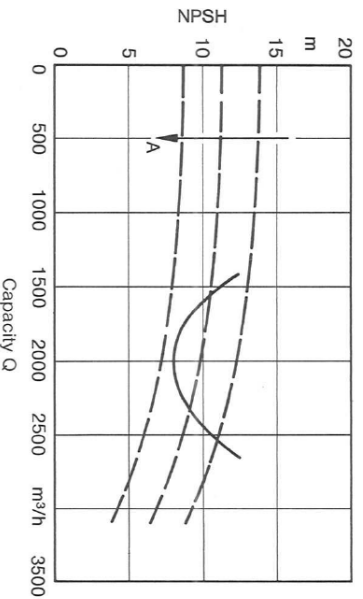


Fig. 7: $NPSH_{av}$ (---) and $NPSH_{req}$ (—) as a function of the capacity Q ($NPSH_{req} = NPSH_0$ for $n = const.$, $\beta_2 = const.$, $\beta_0 = const.$)
 A = lowering of the under water level and system pressure, respectively
 Fig. 7: $NPSH_{disp}$ et $NPSH_{req}$ en fonction du débit Q dans une section ($NPSH_{req} = NPSH_0$ pour $n = const.$, $\beta_2 = const.$, $\beta_0 = const.$)
 A = abaissement du niveau d'eau en aval resp. de la pression du système

The $NPSH_{req}$ is determined, as described, for various capacities at constant speed, constant vane position, and vortex free inlet flow. Since under part-load and overload conditions the susceptibility to cavitation and thus the $NPSH_{req}$ increase, the result is the parabola-like $NPSH_{req}$ curve illustrated in figure 7 with its minimum approximately at the vane's point of best efficiency.

These facts clearly show that in practice a pump will run without problems if the NPSH provided by the plant exceeds the required NPSH of the pump:

$$NPSH_{av} > NPSH_{req}$$

The progression of the curves for $NPSH_{av}$ and $NPSH_{req}$ are illustrated in figure 7. For different parabola of $NPSH_{av}$ the admissible operating range to avoid cavitation, which meets the above requirement, can be determined.

If, however, a larger operating range is required in practice, the duty point of the pump must be shifted by applying suitable control methods as described in section 4.

2.4 Influence of other hydraulic elements

Apart from the impeller and diffuser combination discussed before, the pump comprises several other hydraulic elements whose influence on the overall pump behavior always has to be taken into account. For propeller pumps, the following elements are of significance: the inlet nozzle, the riser pipe, the bearing spider, and the outlet elbow, which are almost always installed in different configurations.

The pressure loss of these hydraulic elements by friction and form drag resistance can be converted into a head loss H_m , which is a square function of the capacity. It is an essential objective to minimize these losses. Relevant research studies are carried out in KSB's research center in order to ensure that the benefit of a high-efficiency impeller/diffuser combination is not lost at other points in the pump.

In the configuration of the complete plant, in addition, the losses by hydraulic elements like pipeline, non-return or shutter valves, shut-off valves, inlet chamber, cleaning rakes, or similar internals have to be taken into account. In order to minimize these losses, too, and to achieve optimum pump operation comprehensive research studies have been and still are carried out at KSB. For example, inlet chamber designs were examined and guidelines developed [7, 8] and the ideal elbow form was determined [9].

Figure 8 shows the throttling curve and the efficiency curve of an axial machine together with the head losses in the pump and in the plant. The throttling curve H_{st} of the hydraulic stage alone must at first be reduced by the losses in the pump $H_{v,p}$, which results in the throttling curve H_p of the pump. Due to the square progression of the loss characteristic curve, the optimum point shifts towards a smaller capacity. It must be stressed that the plant losses $H_{v,A}$ cannot be influenced by the pump, but, nevertheless may considerably shift the duty point of the plant as well as the plant efficiency η_{geo} .

The pump characteristic curve H_p must intersect with the plant characteristic curve H_A (see figure 8), which results from the geodetic head difference H_{geo} and the head losses $H_{v,A}$ at the design point.

The pump and plant constructor must take this displacement of the optimum duty point into account early in the design phase of the pump or plant in order to avoid undesirable losses. In this context, it one must caution against the wide-spread method of planning additional safety

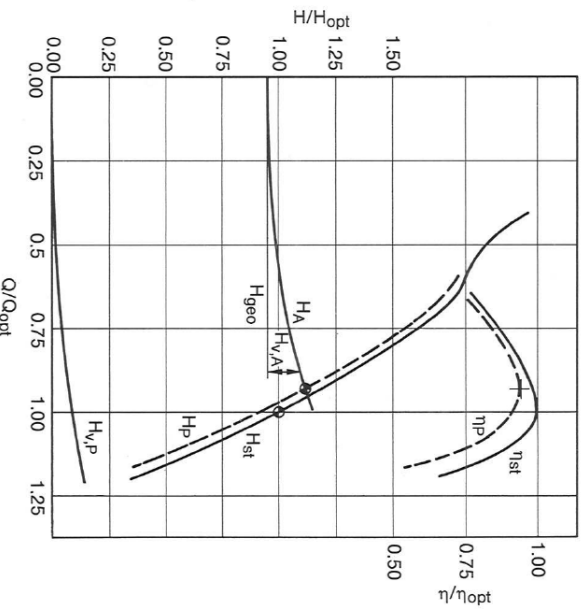


Fig. 8: Characteristic curves of a propeller pump (subscript P) and a propeller stage (subscript st)

Fig. 8: Courbes caractéristiques d'une pompe hélice (indice P) et d'un étage d'hélice (indice st)

margins for head and capacity in order to ensure that the duty point is achieved by all means. The result of these unjustified safety considerations consists in pumps which are operated well in the part-load area with all its negative consequences. In order to achieve the actual duty point the flow must then be throttled, as described in section 4.2.

3. Design and Manufacturing

One design objective consists in calculating a pump for a duty point given by capacity, head and NPSH_{av}. This calculation must take all hydraulic elements in the pump into account from the very beginning, as was explained in the last section. Since the optimum point can be influenced by a variety of parameters, an optimization calculation must be carried out to achieve the best duty point possible.

Since propeller vanes are extremely sensitive to dimensional errors, they must already be designed with utmost care and accuracy to obtain the design point. Manufacturing, too, must use a sufficiently accurate method to comply with these requirements in order to achieve the duty point.

3.1 Determining the major pump dimensions as well as the inlet flow to and outlet flow from the flow cascade

One of the very first steps of design is to determine the outer diameter of the propeller D_a , the hub ratio $v = D_i/D_a$ as well as the pump speed n . As a rule, the maximum speed possible is selected in order to be able to choose a small and inexpensive electric motor and a smaller pump size. Speed, head, and capacity serve to calculate the specific speed n_q , which is used to derive the impeller design as well as the diameter for the highest efficiency from the CORDIER diagram (see figure 1, cf. section 1.). Experience has shown, that for an optimum cavitation behavior, an optimum outer diameter can be given as well [10]:

$$D_a = 5 \sqrt[3]{\frac{Q}{(1-v^2)n}}$$

What is interesting, is that this optimum diameter for axial pumps in terms of cavitation, which basically is obtained by a statistical evaluation of manufactured pumps, corresponds to a value found for radial pumps by a similar method [11]. This illustrates once more the similarity in hydraulic behavior of centrifugal pumps, regardless of their design.

Which selection criterion is given preference, depends on the individual case; often a good compromise must be achieved. In any case, for reasons of cavitation the outer

peripheral speed $u_a = n \cdot \pi \cdot D_a$ must not exceed a certain maximum value, since the velocity has a great influence on cavitation erosion.

The hub ratio of the pump is chosen such that the vortex flow around the hub does not separate. A corresponding criterion was derived by STRSCHELETZKY [12].

If the main geometry dimensions and the speed are given, the velocity triangles between hub and casing can be determined. On the suction side of the hydraulic (subscript 0) an axial non-rotational inlet flow is assumed, which must, if necessary, be ensured by appropriate internal guide vanes. The axial inlet flow velocity then results from dividing the capacity by the area passed by the flow, taking into account the obstructing effect of boundary layers.

The relative angle of the flow onto the vane then follows from the relation

$$\tan \beta_0 = \frac{c_0}{1,04 u}$$

In order to be able to determine the outlet velocity triangle on the discharge side of the impeller (subscript 3), the distribution of the head between hub and casing must first be decided on. Its integration along a radial direction must then give the required theoretical head of the pump stage.

By applying the following term

$$c_{3u} = \frac{g \cdot H_{th}}{u}$$

the angular velocity distribution c_{3u} along the vane follows from the head distribution. Modern propeller pumps are in most cases designed as vortex flow machines, where the angular velocity corresponds to a potential whirl $c_u \cdot r = \text{constant}$. Vortex flow machines have rather complicated twisted impeller and diffuser vanes, which were difficult to manufacture in the past. But in vortex flow machines the radial equilibrium in the flow is fulfilled a priori, so that cylindrical flow areas can be assumed. KSB has also had good experience with other angular velocity distributions which allow geometrically simpler vanes, but require additional design and calculation work.

It follows for the discharge angle β_3 (see figure 4):

$$\tan \beta_3 = \frac{c_{3ax}}{u - c_{3u}}$$

The inlet and outlet velocity triangles are determined via the vane height in a random number of sections as described above. The flow angles determined on the discharge and suction side of the impeller, however, do not correspond to the vane angles to be executed; this would only be the case for an infinite number of vanes. For a finite number of vanes it must be taken into account that between the leading edge angle of the vane profile and the inlet flow, the *angle of incidence* i , and between the trailing edge angle and the outflow, the *deviation angle* δ , develops (figure 9, see page 10). The selection of the blade profile which for the given inlet flow achieves the required discharge flow with minimum losses, i.e. highest efficiency, is described in the following section.

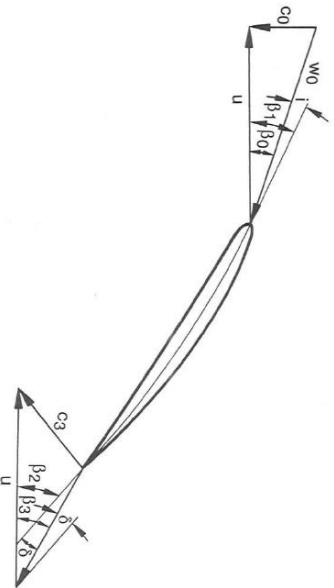


Fig. 9: Incidence (i) and deviation (e) angles ($i = \beta_1 - \beta_0$; $e = \beta_2 - \beta_3$)
 Fig. 9: Explication des angles d'incidence (i) et de déviation (e)

3.2 Cascade selection and optimization

The required flow data of the inlet flow and discharge flow can, in principle, be achieved by a great variety of different vane designs. However, if the hydraulic design is to be optimized in terms of efficiency and cavitation behavior, comprehensive calculations will result in just one single profile fulfilling these requirements. Experience has shown that when complying with the accuracy requirements, the characteristic curve can be achieved quite easily. What is much more difficult is to place the optimum point of best efficiency and cavitation behavior exactly at the design point required. Here special demands are made on the pump manufacturer's know-how. For the selection of the vane cascade KSB used NASA documents [13] or rather a special interpretation of these documents by STEFFEL [14]. But the disadvantage of both documentations is that they are only valid for inlet flow angles of $\beta_0 > 20^\circ$. However, as the preceding sections have already shown, high-speed axial pumps, in particular are often characterized by smaller inlet flow angles. Therefore, KSB has carried out comprehensive studies and extended the NASA documents to include smaller inlet flow angles in order to be able to carry out correct calculations for these applications as well.

Considering the finite number of vanes in cascades, the vane profile is chosen in such a way that the incidence angles of the inlet flow and the deviation angles of the discharge flow, which essentially depend on the vane curvature and its distribution of thickness, are calculated. These values correspond to a definite vane profile, which thus determines the cascade. For the impeller, these selections are at first carried out in the two-dimensional developed view of the relative flow, for the diffuser in the two-dimensional developed view of the absolute flow. This also clearly illustrates that the vortex flow machine is particularly suited for such a design, since the radial equilibrium of forces is always fulfilled in these machines (see section 2.) and the flow is approximately coaxial. After determining the two-dimensional cascade the vane angles are converted for three-dimensional space by given rules [9, 10].

In order to avoid overloads on the vane cascade, the diffusion factors D_1 and D_2 according to LIEBLEIN [13, 15]

$$D_1 = \frac{W_{\max} - W_3}{W_0} \quad \text{or} \quad D_2 = \frac{W_{\max}}{W_3}$$

must not exceed certain values depending on the vane height. This additional criterion requires great care and accuracy in the design process, in particular near the hub profile.

Since the documents for cascade selection do not allow any statements regarding the cavitation behavior of the cascades, the flow through the vane cascades is calculated numerically in order to be able to assess the cavitation behavior by way of the pressure distribution around the vane profile. In addition, this calculation method provides confirmation of the inlet flow and discharge flow angles as well as the resistances.

Apart from the methods mentioned so far, a design method also developed by KSB [16] is used, which is above all applied to angular energy distributions along the radial vane length.

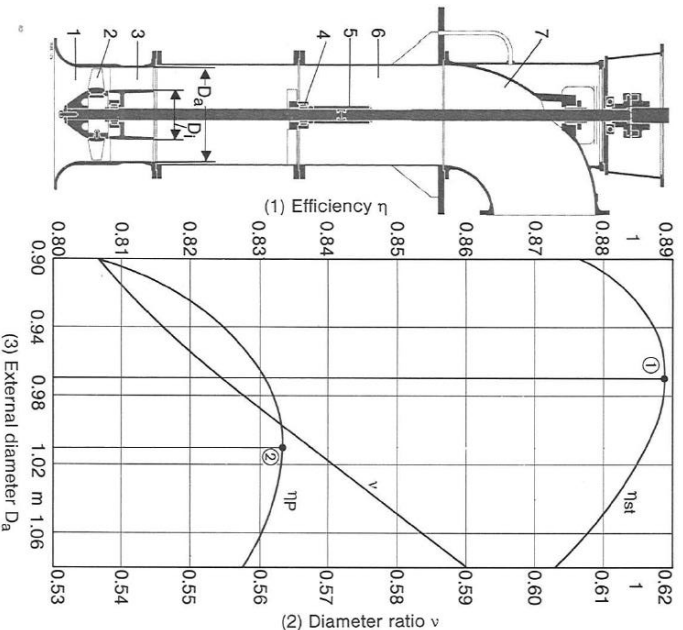


Fig. 10: Result of optimizing an axial propeller pump including the inlet and outlet parts
 1 Entry nozzle, 2 Adjustable propeller blades, 3 Diffuser, 4 RESIDUR bearing assembly, 5 Sleeve coupling, 6 Standpipe, 7 Discharge elbow
 ① Optimum stage efficiency $\eta_{st, opt}$
 ② Optimum pump efficiency $\eta_{p, opt}$
 Fig. 10: Resultat de l'optimisation d'une pompe hélice axiale prenant en compte les sections d'entrée et de sortie
 1 Tube de aspiration, 2 Réglage des aubes hélice, 3 Diffuseur, 4 Palier en RESIDUR, 5 Accouplement à manchon cylindrique, 6 Tube de colonne montante, 7 Coude de renfortement
 ① Rendement d'étage opt. $\eta_{st, opt}$
 ② Rendement de pompe opt. $\eta_{p, opt}$
 (1) Rendement, (2) Rapport des diamètres, (3) Diamètre extérieur

After determining the hydraulics, consisting of impeller and diffuser a second optimization step must be performed, taking into consideration all hydraulic parts within the pump. For variations of the diameter and the hub ratio, the losses caused by each element are calculated as a function of the pump capacity on the basis of the resulting flow velocities [17]. In case of major displacements the cascade selection is automatically adjusted. This optimization is indispensable, since otherwise – as already explained – the benefits of a good and careful hydraulic design are rendered ineffective by an unfavorable selection at other points in the pump. The result of such an optimization is illustrated in figure 10. It shows the difference between stage efficiency η_{st} and pump efficiency η_p and how, as a consequence of this optimization, the pump diameter D_a was enlarged in order to achieve an optimum pump efficiency $\eta_{p,opt}$.

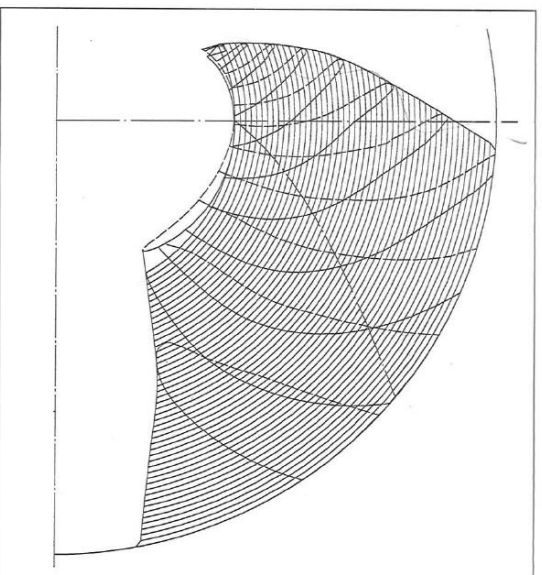


Fig. 11: Vane plan of a fiber-rejecting ECB vane

Fig. 11: Plan d'une aube ECB pour glisseur des fibres longues (ECB = Ever Clean Blade)

3.3 Drawing up the vane plan and NC-milling

The cascade design, as described in the preceding section, results in vane profiles on individual cylindrical sections between hub and casing. At this stage the design process itself is concluded. The next step is to assign the individual profiles to each other in such a way that the result is a *reasonable* vane which, in fact, achieves the desired flow data. Since usually the hub of propeller pumps is designed as a ball, in order to ensure that a new duty point can be adjusted during operation or set during standstill, first of all the vane profile nearest to the hub is projected onto the ball hub. Subsequently, the vane profiles are arranged so as to achieve smooth leading edge and trailing edge shapes in the meridian section. The projection of the inner profile, an adaptation of the adjacent profile sometimes required, and the meridional arrangement are performed automatically by way of computer program.

Subsequently, the relatively few calculated sections are connected with each other by polynomial interpolation; as a result the complete vane surface is covered by a fine-meshed net. In this fine-meshed net representation, the necessary interpolations can also be carried out very easily in order to automatically elaborate the pattern board sections for generating the vane plan. Figure 11 shows an automatically generated vane plan by the example of the KSB-developed fiber-rejecting ECB vane (Ever-Clean Blade) [24].

By means of the net and vane plan representations (figure 11), one can visually assess the quality of the design. If the board and vane sections as well as the leading and trailing edge do not show any bands or sudden changes in direction, a perfect vane surface can be assumed.

Final certainty can be achieved by means of the perspective representation of the surface net of the vane, where the random selection of the observer's position allows to examine any vane area on the screen just as on the finished part. Figure 12 shows two exemplary views: a frontal

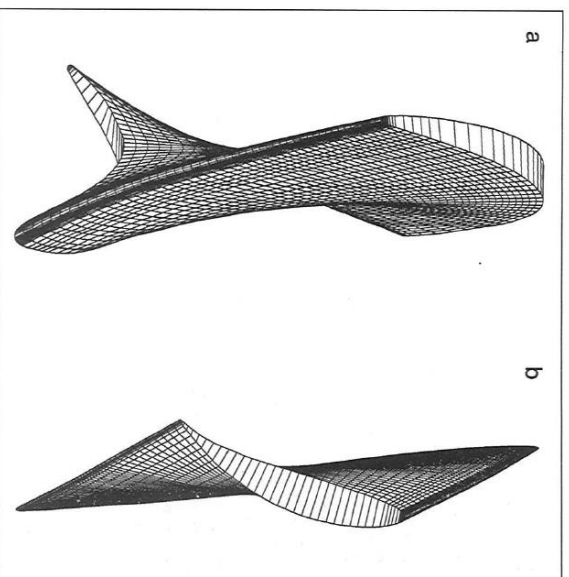


Fig. 12: Perspective vane representation

Fig. 12: Représentation perspective d'une aube

view of the vane on the left-hand side, i.e. how the flow approaches the vane, and b) view of the vane from the bottom on the right-hand side.

If the vane design has successfully passed all checks, manufacturing is initiated. According to the vane plan parts, which are illustrated in figure 11, a pattern can be produced by traditional methods and the vane can be cast after adding a cylindrical vane foot. Over the past few years, however, production by NC milling has been preferred instead, since this production method combines

high speed with the accuracy repeatedly referred to. In addition, the vane geometry is already so well known in the form of the fine-meshed surface net that NC milling almost suggests itself.

The surface coordinates for the milling process are edited by an EDP program also developed by KSB; the normal vectors are automatically established at every plotted point of the vane surface with the value of the milling cutter radius, and thus the space coordinates of the milling cutter center are determined. In addition, the surface points of the discharge and suction side of the vane, which were so far distinguished according to hydraulic aspects, are now resorted according to manufacturing aspects. In this way certain points, for instance in the leading edge area, are assigned to the side from which they

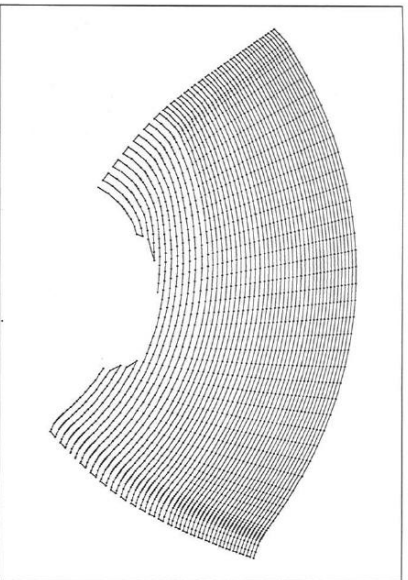


Fig. 13: Diagram of milling paths for preliminary control of NC milling

Fig. 13: Représentation des voies de fraisage pour le précontrôle du fraisage CN

can be milled best. Thirdly the coordinate lines are arranged in a closed polygon chain, so that one profile line is milled from the leading edge to the trailing edge and the next from the trailing to the leading edge etc. The milling lines of the tool are also graphically represented on the computer display unit (figure 13) so that the manufacturing process can be monitored in advance. The recess in the foot area visible in figure 13 represents the gradual transition from the vane surface into the cylindrical vane foot, which is not shown here because it is NC-turned later.

3.4 Experimental verification

To conclude the development process, the finished vanes have to be subjected to tests in the closed loop (figure 14) at KSB's research center. For different vane adjustment angles the throttling curves, the power consumption, and the efficiency are determined. This test must show whether, first of all, the characteristic curve exactly intersects with the design point and, secondly, the maximum efficiency of the hydraulics is achieved at this point as well. Combining all measuring curves for head, efficiency, and power in a diagram, results in the selection chart illustrated in figure 3. By plotting a certain efficiency value, i.g. 80 %, at the corresponding point of the throttling curve the constant efficiency lines illustrated in figure 3 are obtained.

In order to check the cavitation behavior, the closed loop is operated along the head drop curves illustrated in figure 6 for various constant capacities by variations of the system pressure. By selecting a certain cavitation criterion, e.g. $NPSH_{req} = NPSH_0$, and repeating the

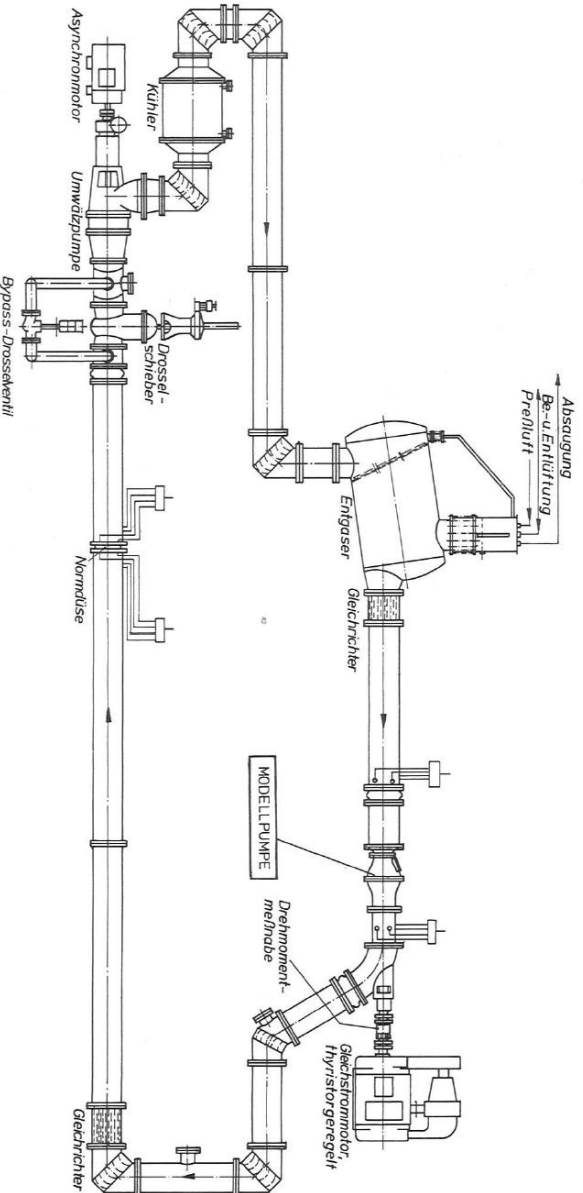


Fig. 14: Closed loop for tests

Fig. 14: Tuyauterie circulaire pour contrôle

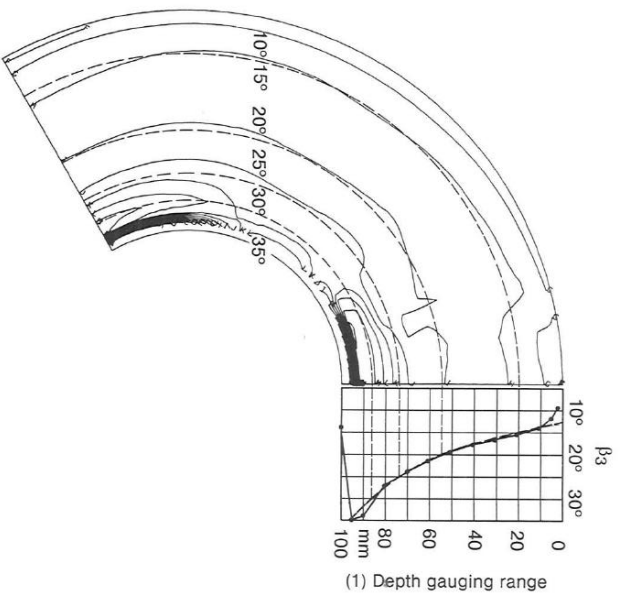


Fig. 15: Distribution of the relative angles β_3 downstream of the impeller (— — — acc. to design; - - - measured in air test; top right: measuring values averaged in circumferential direction)
 Fig. 15: Arrangement des angles relatifs β_3 derrière la roue (— — — selon conception, - - - mesurée par essai en air, en haut à droite: valeurs moyennes mesurées dans le sens périphérique)
 (1) Profondeur de mesure

head drop curves for different capacities the parabola-like $NPSH_{req}$ progressions also shown in figure 3 are obtained. Here, too, for a constant $NPSH$ plotted to the corresponding points of the throttling curve results in the constant $NPSH$ curves, which indicate the permissible working range of the hydraulics in terms of cavitation for the chosen $NPSH_{av}$.

Another KSB measuring method for detailed flow measurements is the air test. Air as medium handled allows simpler experimental set-ups and procedures. If the REYNOLDS similarity is maintained, the test results can be unconditionally transferred to other media. Figure 15 exemplifies the distribution of the relative angles downstream of the impeller and compares it with the set values according to design, which are also shown. For a better survey the measuring values are integrated and averaged in circumferential direction. Figure 15 confirms the quality of the design which allows to offer high-quality products to consultants and operators.

4. Operating Behavior

In the following, the operating behavior of the pump designed in the preceding section shall be described. The duty or design point B of the pump is situated at the intersection of the pump characteristic curve $H(Q)$ with the plant characteristic curve $H_A(Q)$, which results from the

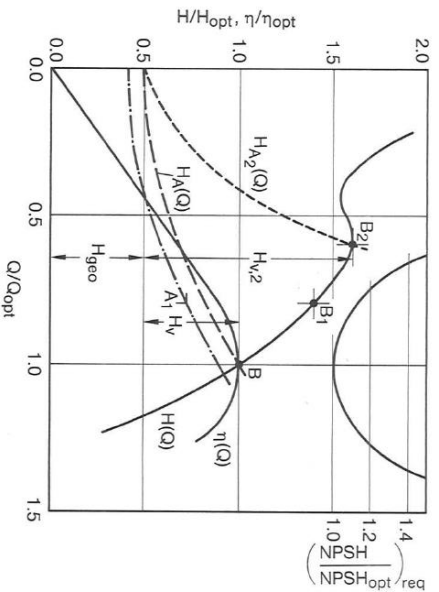


Fig. 16: Characteristic curves of propeller pump and plant when throttling
 — — — Plant characteristic curve with the gate valve partly closed
 - - - Plant characteristic curve with the gate valve being open
 - - - Plant characteristic curve with the gate valve being open, but a lower geodetic head than expected
 Fig. 16: Courbes caractéristiques de la pompe hélice et installation en cas de vannage
 - - - Courbe caractéristique de l'installation, vanne partiellement fermée
 - - - Courbe caractéristique de l'installation, vanne ouverte
 - - - Courbe caractéristique de l'installation, vanne ouverte, mais avec une hauteur d'élevation géodésique plus basse que prévue

geodetic head difference as well as the flow losses H_v in the plant (figure 16). When starting up the pump, this duty point is reached – in dependence on the plant configuration – by different ways, which will be described below. If the duty point is shifted due to changing requirements, control measures are required, which will also be described in the following because they have a decisive influence on reliable pump operation. An essential aspect of the operating behavior is not referred to here, since it would exceed the scope of this study: the risk of waterhammer. It is well known that during start-up, control, or shut-down of the pump transient operating conditions may occur, the *waterhammer*, which subject the plant components to a much-dreaded dynamic load. Appropriate measures must be taken as early as in the plant design stage.

KSB has carried out relevant comprehensive studies in order to master the risk of waterhammer from the very beginning. Outlines of this topic are given by [18] and [19].

4.1 The start-up behavior

Between standstill and reaching the duty point, a pump passes a series of instationary operating conditions. The way in which the duty point is achieved in the capacity/head diagram or power diagram and how the pump torque develops depend on the plant design concerned. The torque of the drive motor must exceed the required pump torque at any duty point; this excess *torque* T_0 accelerates the pump up to its operating speed. The motor torque required also determines the manner in which the unit is started up. It must be taken into account

that in case of using electric motors – only these are studied here because this is the most common application by far – the motor current may assume very high values. The start-up process must be designed so as to avoid excessive motor currents.

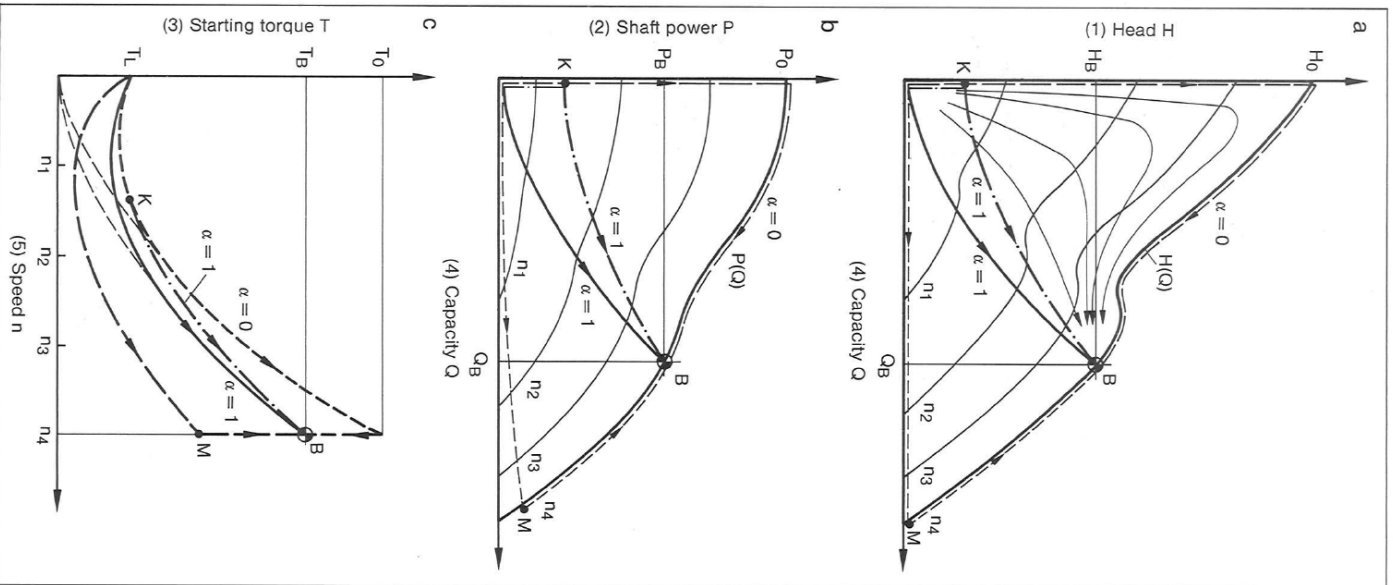


Fig. 17: Starting characteristic $H(Q)$, $P(Q)$ and $T(n)$ of propeller pumps
 Fig. 17: Comportement au démarrage $H(Q)$, $P(Q)$ et $T(n)$ de pompes hélices
 (1) Hauteur, (2) Puissance absorbée, (3) Couple en cours de démarrage, (4) Débit,
 (5) Vitesse de rotation

In this article only the start-up behavior of propeller pumps is described, which are characterized by a decrease of power at increasing capacity. Low-speed pumps have horizontal or rising curves of power consumption and, consequently, show an entirely different behavior with regard to the pump torques or motor currents absorbed. A design-independent description of the starting torques was elaborated at KSB [20].

When describing the start-up behavior, it must, first of all, be ascertained whether the medium handled by the pump is set into motion at once or whether the pump initially operates at zero capacity.

A measure for the start-up time ratio is the characteristic coefficient α , which is defined by the starting time of the pump t_p and the acceleration time of the capacity t_Q as follows:

$$\alpha = \frac{t_p}{t_p + t_Q}$$

If the motor starts up much faster than the medium handled is set in motion, the pump operates just as it would against a closed discharge line: $\alpha = 0$. If, in contrast, the medium handled is accelerated very rapidly, the value is $\alpha = 1$.

Furthermore, it must be checked whether the plant is equipped with a non-return valve which opens when at a certain head is reached (point K in figure 17).

4.1.1 Limit case $\alpha = 0$

In case of very large water masses or a closed discharge line, ($\alpha = 0$) the pump operates from standstill up to the operating speed without developing a capacity through the pump ($Q = 0$). The pump then remains at shut-off head H_0 until a flow develops: the operating point moves along the throttling curve until it reaches the duty point (figure 17a). The power consumption curve of the pump progresses analogously. The zero point power P_0 of the pump increases with the cubic number of the speed and is then maintained until the medium handled starts to move. After that the power – as is typical of propeller machines – decreases with increasing capacity down to the power at the duty point (figure 17b).

The starting torque changes with the square of the speed, consequently, the pump torque runs along a second-order parabola over the speed. Only in case of extremely small speeds does the pump not follow this rule, since at first the break-away torque T_L must be overcome. After a transition period, however, the pump torque follows the rule described (figure 17c).

4.1.2 Limit case $\alpha = 1$

If the medium handled very quickly starts to move, the operating points in the QH diagram shift along a second-order parabola through the point of origin, if no non-return valve is installed. If a non-return valve is installed in the pipeline, at zero capacity the head is initially built up until

the valve is opened, then the operating points follow a second-order parabola through K up to the duty point (figure 17a). This applies analogously to the power consumption curve, with the connection line now being a third-order parabola (figure 17b).

The starting torque of the pump without a non-return valve in this case, too, follows a second-order parabola over the speed up to the duty point, and here, too, the progression for smaller speeds deviates from this rule because the break-away torque T_L has to be overcome.

In case of a discharge line with a non-return valve, the torque at first develops similar to $\alpha = 0$, but after opening the valve (point K in figure 17c) it changes along a second-order parabola over n up to the duty point.

4.1.3 Starting time

To describe the progression of the non-stationary operating conditions at $\alpha = 0$ and $\alpha = 1$, it was not necessary to explicitly calculate the start-up time of the pump or the acceleration time of the medium handled. For $\alpha = 1$ only the start-up time of the pump with the moment of inertia J had to be taken into account, which on the basis of the equation of momentum or with $\omega = 2 \pi \cdot n$ and an intermitently constant excess torque T_0 can be written as

$$\Delta t = 2 \pi \cdot J \sum_i \frac{\Delta n_i}{T_{0,i}}$$

Thus a relation between speed and time has been found, and in figure 17 any speed can be assigned its corresponding point of time.

At $\alpha = 0$ the medium handled is still at rest when the pump has already reached its operating speed; between the origin of coordinates and the shut-off head the pattern just described can be applied. Between the shut-off head and the duty point only the acceleration time of the medium handled must be taken into account. Strictly speaking, a differential equation of the pipe hydraulics for the capacity Q

$$a \frac{Q^2}{\rho \cdot Q} + b \frac{dQ}{dt} = 2g \cdot H_{geo}$$

has to be solved, with (a) essentially comprising the friction losses and (b) the cross section modifications along the pipeline system [21]. A solution of this differential equation for simplified presuppositions is provided by [20].

If the starting characteristic coefficient α ranges between 0 and 1, the time curves for the acceleration of the medium handled and the corresponding pump speed are to be calculated. Then a certain point of time is characterized by a certain flow rate and a certain speed, which means that the operating point is completely determined.

4.1.4 Discharge line without backpressure

Another possibility is to start up against an empty discharge line. In this case the operating point shifts along the abscissa up to the maximum capacity at head $H = 0$

(point M in figure 17a) and then moves along the throttling curve with the operating speed until it reaches the duty point. The progression of the pump power curve or the starting torque can be taken from figures 17b and 17c. This method is particularly suitable for high-specific-speed propeller pumps, since (see figures 17b and 17c) no power or torque peaks occur.

4.1.5 Motor

The typical starting behavior of an asynchronous motor driving a propeller pump is illustrated in figure 18. The diagram shows as a function of the speed ratio $n/n_{N,synch}$ the starting torque T_p of the pump as well as the motor torque T and the motor current I . For a motor started across the line, the curves marked with a triangle (I_{Δ} and T_{Δ}) in figure 18 would apply; the result would be a high motor torque T_{Δ} with good acceleration, but also a high motor current I_{Δ} . Depending on the type of motor, the current might reach six to seven times the nominal current; relevant data are provided by the motor manufacturer. Often, however, starting currents as high as that are not permissible, for example, according to the regulations of the electricity supply authorities.

In this case, other starting methods have to be planned, which, however, always entail certain disadvantages. Most commonly used is the *star-delta start*. The motor

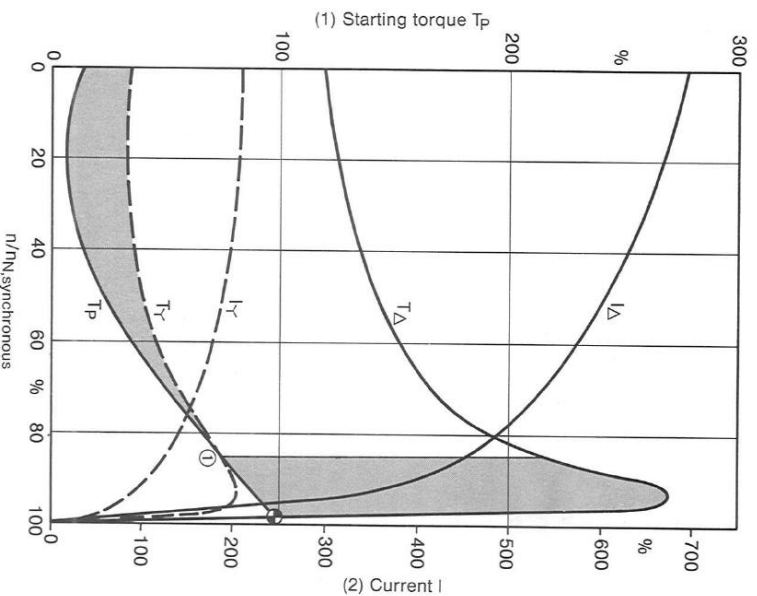


Fig. 18: T_{Δ} -starting of an asynchronous motor driving a propeller pump
 (1) Switching point from T_Y to T_{Δ}
 Fig. 18: Démarrage T_{Δ} -d'un moteur asynchrone entraînant une pompe hélice
 (1) Point de commutation de T_Y à T_{Δ}
 Excess torque
 Moment excédent
 (1) Couple en cours de démarrage, (2) Courant

then starts up in the star connection, where the motor windings are connected in such a way that current and torque are reduced to approximately one third of their value. This leads to a corresponding reduction of the excess torque (figure 18). In this case the pump is accelerated up to a speed where the excess torque diminishes and the motor torque equals the pump torque (point ① in figure 18). For the pump to reach its operating speed, it must be switched over from star to delta connection. At this point a high line transient, the “rush effect”, and a torque transient are to be expected. But after that a high excess torque develops again, which serves to reach the operating point.

The torque transient, when switching over, may possibly lead to waterhammer. Since the current is typically interrupted for 0.1 to 0.3 seconds during the switching process, the pump is decelerated [22] during this period. How the start-up process works in the actual case depends on the exact progression of the motor torque curve, which has to be taken from the manufacturer's documents. Further starting aids and safety measures against possible voltage drops in the mains will not be dealt with in detail in this report.

4.2 Control methods

The duty point B of the pump is situated at the point of intersection between the pump's throttling curve $H_t(Q)$ and the plant characteristic curve $H_p(Q)$ (see figure 16). If the duty point has to be shifted because of a change in head or capacity, an appropriate control method has to be applied. The selection of the control method depends on the individual case concerned and takes into account the steepness of the plant characteristic curve as well as the admissible limits for efficiency losses and cavitation behavior.

The most important control methods are: control by throttling, switching control, speed control, propeller adjustment, and pre-rotational swirl control. The individual control methods as well as their advantages and applicability are explained in the following.

4.2.1 Control by throttling

Throttling is the simplest way of controlling pumps. The plant characteristic curve is influenced by varying the position of the gate valve, since the throttling losses increase when gradually closing the valve and, therefore, the plant characteristic curve becomes steeper (see figure 16). Although this control system may be verified very easily, it has narrow limits regarding its practical application in propeller pumps. With the geodetic head difference in the plant remaining unaltered, the alteration of the duty point (for example of B to B₂) entails a considerable increase in losses. At the same time throttling results in an increased power consumption of the pump and a drop in efficiency. In addition, the $NPSH_{req}$ increases in case of deviations from the design point and the pump is subject to a part-load cavitation risk. Furthermore, the operating range of propeller pumps towards part-load conditions is limited by the operating limit, since continuous duty is not admissible in case of smaller capacities.

This limits the applicability of control by throttling from the very beginning, even if the high losses were accepted in the individual case.

An operating condition corresponding to control by throttling occurs when the consultant specifies unjustified safety margins for head and capacity. Under actual conditions the lower actual geodetic head results in a lower plant characteristic curve which achieves its duty point A₁ at a lower capacity, for example 0.8 Q_{opt}. The head difference between the pump's duty point B₁ (figure 16) and the demand A₁ is eliminated by throttling and is lost to the operator. In addition, the cavitation problems described above have to be expected.

4.2.2 Switching control

Switching control is above all used for lift and flood control pumping stations in order to adapt the volume flow to the requirements. This control system is particularly suited for pumping stations with several pumps where the number of pumps on duty is chosen in accordance with the capacity to be handled. In most cases a main intake structure is required where the water is collected. If a certain water level in the main intake is exceeded, the pump starts up; if the water level falls below a certain value when draining the main intake, the pump shuts down again. Since the water levels in the main intake vary, the geodetic head difference changes. The plant characteristic curve (figure 16, ---) is shifted in parallel, and, therefore, the duty point moves along the throttling curve. Whether this duty point displacement results in the disadvantages described for control by throttling essentially depends on the difference between highest and lowest water level in the main intake. This difference may be kept at a low value, provided that the switching frequency of the motor is sufficiently high. However, a motor cannot be started at random; the starting frequency is, in contrast, limited by the manufacturer.

4.2.3 Speed control

In case of speed control the duty points shift along second-order parabolas through the point of origin (see figure 19a). The lines of constant efficiency, too, are initially situated on such parabolas, but with increasing capacity deviate in the form shown in figure 19a, which results in the flat constant efficiency curves open towards the top. The constant efficiency curve close at small capacity, since the friction effects within the hydraulic stage increase with a smaller REYNOLDS number. In case of high REYNOLDS numbers, i.e. high capacities, this component diminishes; therefore, the constant efficiency curves are open towards the top. These friction losses within the hydraulic stage must not be confused with the plant losses H_w , which increase with the second power of the capacity.

Due to the parabolic progression of the best efficiency curve, speed control is particularly suitable for steep plant characteristic curves, which are found for a small component of geodetic head and a high component of plant loss-

ses. Since the cavitation behavior improves with decreasing speed, speed control is an optimum solution in this regard, too, which justifies the high investment requirements for this method [23].

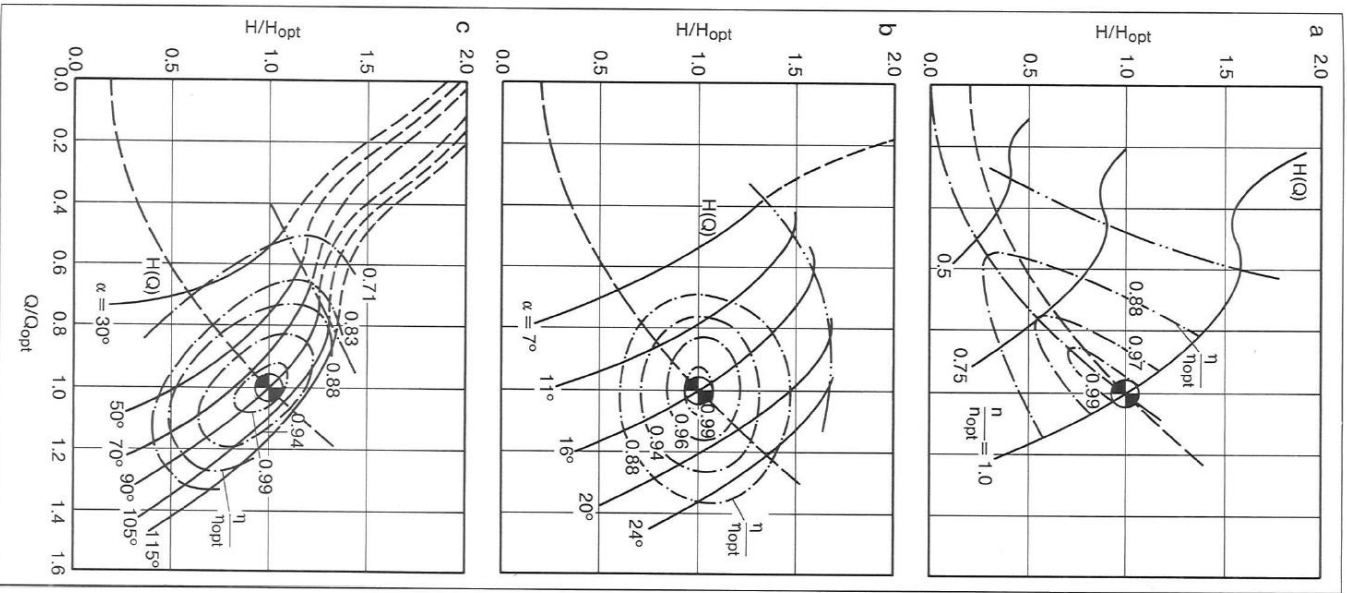


Fig. 19: Control methods: a speed control, b propeller blade adjustment, c inlet swirl adjustment
 — Plant characteristic curve
 - - - - - Operating limit
 Fig. 19: Modes de réglage: a variation de la vitesse, b réglage d'aube, c réglage de la prérotation
 — Courbe caractéristique de l'installation
 - - - - - Limite de service

4.2.4 Propeller blade adjustment

This control method allows an infinitely variable adjustment of the propeller blade between very flat and very steep angles α of incidence during operation, which causes a displacement of the optimum duty point (see section 2). This vane adjustment results in a change in the outlet angle, so that the diffuser, too, is always approached at its optimum flow angle. The throttling and efficiency lines shift approximately parallel towards a larger or smaller capacity (figure 19b). The reason why the best efficiency lines in figure 19b, nevertheless, do not constitute parallels to the abscissa is that the optimum point of the vane profiles shifts differently on individual cylindrical sections between hub and casing and that the maximum efficiency obtainable decreases slightly under part-load or overload conditions. The constant efficiency curves then resemble ellipses with an almost horizontal main axis. This applies analogously to the constant NPSH curves. It follows that pump control by propeller blade adjustment is particularly suited for plants with almost horizontal plant characteristic curves. Typical examples are bucket elevators and stormwater pumping stations.

4.2.5 Inlet swirl adjustment

For an inlet swirl adjustment a cascade of several pivoted profiled vanes is installed upstream of the impeller. This cascade provides the flow with an angular momentum in the same or in opposite direction $u \cdot C_{0u}$. According to the relation given in section 3, for the theoretical head, the head and – through the change in the inlet flow angle – the point of best efficiency of the vanes changes. Since, however, for a fixed position of the vanes their discharge remains more or less the same, the diffuser is approached by a pressure side impact or suction side impact when deviating from the optimum point and, thus, produces considerable losses.

The constant efficiency curves of this control method resemble ellipses with a steep main axis; therefore, inlet swirl adjustment is best used for large head variations and small capacity variations. Provided that the deviations from the design point are not too large, the efficiency losses are small, which means that this control method is very cost-effective.

5. Summary

The best machines for handling high capacities at small head differences are propeller pumps. The flow conditions in this pump type are explained in detail, and it is pointed out why, in particular propeller pumps, they require such exacting quality demands regarding design and manufacturing.

This article is, above all, addressed to consultants and operators of pumping stations with propeller pumps and is intended to provide a comprehensible yet exhaustive description of modern propeller pump technology.

REFERENCES

- [1] Cordier, O.: „Ähnlichkeitsbedingungen für Strömungsmaschinen“ („Similarity conditions for turbomachinery“), in: VDI-Berichte, (1955) No. 3, pp. 85–88
- [2] Stepanoff, A. H.: „Radial- und Axialpumpen“ („Radial and axial pumps“), 2. Aufl. Berlin: Springer, 1959
- [3] Horlock, J. H.: „Axialkompressoren“ („Axial compressors“), Karlsruhe: Braun, 1967
- [4] Europump (Hesq): „NPSH bei Kreiselpumpen“ („NPSH for centrifugal pumps“), Frankfurt/W: Maschinenbauverlag 1974
- [5] Hergt, P.: „Kavitation in Kreiselpumpen“ („Cavitation in centrifugal pumps“), in: KSB-Druckschrift 0383 051, (1984)
- [6] Petermann, H.; Pflaiderer, C.: „Strömungsmaschinen“ („Turbomachinery“), 3. Aufl. Berlin: Springer, 1964
- [7] Dorn, U.; Rosenann, P.; Slekmann, H.: Modelluntersuchung der Einlaufströmung einer großen Kühlwasserpumpe“ („Model study of the inlet flow into a large cooling water pump“), in: KSB Technische Berichte (1973), No. 16, pp. 3–9
- [8] Migod, A.; Slekmann, H.: „Einfluß von Kühlverfahren und Zuluftbedingungen auf die Bauart von Kühlwasserpumpen für Wärmerkraftwerke“ („Influences of the cooling method and inlet conditions on the design of cooling water pumps for thermal power stations“), in: KSB Technische Berichte (1977), No. 17, pp. 25–45
- [9] Bauer, G.-H.: „Verlustbeiwerte von Rohrkümmern“ („Loss coefficients of pipe elbows“), KSB Interner Bericht (1982)
- [10] Jaberg, H.: „Der Zusammenhang NPSH-Laufradurchmesser bei Axialpumpen“ („The relation between NPSH and impeller diameter for axial pumps“), KSB Interner Bericht (1988)
- [11] Pflaiderer, C.: „Die Kreiselpumpen für Flüssigkeiten und Gase“ („Centrifugal pumps for fluids and gases“), Berlin: Springer, 1955
- [12] Shtschelitzky, M.: Gleichgewichtsformen der rotationssymmetrischen Strömungen mit konstantem Dreh in geraden, zylindrischen Rotationsströmungen („Forms of equilibrium of dynamically balanced flows with constant vortex in straight, cylindrical rotation cavities“), in: Völkst-Forschung und Konstruktion (1950), No. 5, pp. 1–19
- [13] National Aeronautics and Space Administration: „Aerodynamic Design of Axial-Flow-Compressors“ NASA SP-36 (1965)
- [14] Stiehl, W.: „Betrachtungen zur Auslegung der Beschleunigung von axial durchströmten Verdichtern“ („Studies on the blading design of axial flow compressors“), in: MTZ, 9, (1959), pp. 340–346
- [15] Denton, J. D.; Hirsch, C.: „Through Flow Calculations in Axial Turbomachines“ AGARD AR 175 (1981)
- [16] Sattelfeld, K.: „Berechnung und Konstruktion von Propellerschaufeln“ („Calculation and construction of propeller blades“), KSB Interner Bericht (1954)
- [17] Rau, L.: „Auslegung einer Axialpropellerhydraulik mit dem Rechenprogramm AXOPT“ („Designing and axial propeller hydraulics by means of the AXOPT computing program“), KSB Interner Bericht (1983)
- [18] Lewinsky-Kesslitz, H. P.: „Estimating and Avoiding Waterhammer – a Practical Guide“, in: KSB Technische Berichte (1986), No. 20e, pp. 39–49
- [19] Arnsperg, E.; Hahn, W.; Krapp, P.; Samler, F.: „Computer-Aided Evaluation of Waterhammer Protection in Fluid Flow Systems“, in: KSB Technische Berichte (1987), No. 21e, pp. 3–19
- [20] Anonymous: „Centrifugal Pump Starting Torques“, Description and characteristic curve leaflet, KSB Aktiengesellschaft (1980). Excerpt will probably be published in KSB Technische Berichte (1989), No. 26
- [21] Truckenbrodt, E.: „Fluidmechanik“ („Fluid mechanics“), Bd. 1. Berlin: Springer, 1980
- [22] Brennek, K.: „Submersible Motors and Wet-Rotor Motors for Centrifugal Pumps Submerged in the Fluid Handled“, in: KSB Technische Berichte (1988), No. 23e, pp. 9–17
- [23] Holzenberger, K.; Rau, L.: „Parameters for the Selection of Energy Conserving Control Options for Centrifugal Pumps“, in: KSB Technische Berichte (1988), No. 24e, pp. 3–19
- [24] Bernauer J.; Stark M.; Willekindt, W.: „Improvement of Propeller Blades Used for Handling Liquids Containing Fibrous Solids“, in: KSB Technische Berichte (1987), No. 21e, pp. 16–21

Aspects hydrauliques pris en considération lors du calcul et de l'exploitation de pompes à hélice

Le présent article donne un aperçu tant des conditions d'écoulement dans les pompes à hélice axiale que de leurs influences sur le processus de calcul. Nous décrivons les écoulements dans les pompes au point de fonctionnement optimal ainsi que les variations au voisinage du point. Nous montrons que les pompes à hélice doivent faire face à des exigences très dures en matière d'exactitude. Sur la base du processus de calcul nous présentons comment KSB répond à ces exigences et maintient un haut niveau de qualité tant au niveau de la production que des produits eux-mêmes. Cet exposé aborde le procédé de démarrage de différents concepts d'installation et discute les avantages et inconvénients de différentes types de réglage. L'article s'adresse notamment aux planificateurs et aux exploitants de stations de pompage équipées de pompes à hélice axiale parce que il traite tous les aspects hydrauliques d'une manière intelligible.

Exkursionen

Prüfungstermine

Skripten & Beispiele

Weiterbildung

- [GrazSchwefelsaeure.ppt](#)
- [GrazSonderwerkstoffe.ppt](#)
- [GrazWK H2SO4.ppt](#)

317.023 Strömungsmaschinen Grundlagen

Stand Skript: Oktober 2018

- [317.023 STROEMUNGSMASCHINEN GRUNDLAGEN Stand Oktober 2018 REV1.1.pdf](#)

Stand Skript: 10. Oktober 2018

Folien 0 bis 28 kommentiert

- [317.023 STROEMUNGSMASCHINEN GRUNDLAGEN Stand 10 Oktober 2018 Kommentiert bis 028.pdf](#)

Sammlung Prüfungsbeispiele für: Strömungsmaschinen Grundlagen, Pumpen und Verdichter

- [hfm_pruefung_beispiele_hydraulische-stroemungsmaschinen.pdf](#)

317.024 / 317.025 Hydraulische Strömungsmaschinen Vertiefung MB/MBW, VT

Stand Skript: 2020

- [317024 317025 SS2020 Hydraulische Stroemungsmaschinen Vertiefung.pdf](#)

317.011 Pumpen und Verdichter

Stand Skript: 2020

- [Skript Pumpen und Verdichter komplett STAND 2020.pdf](#)



Themenbereiche bzw. nach thematischer Abstimmung übernehmen wir auch gerne die Betreuung, wenn Sie bereits ein Thema haben.

Kontaktieren Sie uns.

Abhaltungstermine (2020 Sommersemester) 317.024 „Hydraulische Strömungsmaschinen“

MI	04.03.2020	13:00 Uhr bis 15:00 Uhr	HS A (NT01004)
DO	05.03.2020	14:00 Uhr bis 16:00 Uhr	HS B (NT03002)
MI	11.03.2020	13:00 Uhr bis 15:00 Uhr	HS A (NT01004)
DO	12.03.2020	14:00 Uhr bis 16:00 Uhr	HS B (NT03002)
MI	18.03.2020	13:00 Uhr bis 15:00 Uhr	HS A (NT01004)
DO	19.03.2020	14:00 Uhr bis 16:00 Uhr	HS B (NT03002)
MI	25.03.2020	13:00 Uhr bis 15:00 Uhr	HS A (NT01004)
DO	26.03.2020	14:00 Uhr bis 16:00 Uhr	HS B (NT03002)
MI	01.04.2020	13:00 Uhr bis 15:00 Uhr	HS A (NT01004)
DO	02.04.2020	14:00 Uhr bis 16:00 Uhr	HS B (NT03002)
FR	03.04.2020	10:00 Uhr bis 12:30 Uhr	Seminarraum (NT04048)

Abhaltungstermine der Lehrveranstaltung

317.025 Hydraulische Strömungsmaschinen Vertiefung MB
(3SSt VO, SS 2020)

Termine werden bekannt gegeben

