

EINTEILUNG DER VORLESUNG

Termin: Mittwoch 08:15 – 10:00

Donnerstag 08:15 – 11:00

Strömungsmaschinen Grundlagen

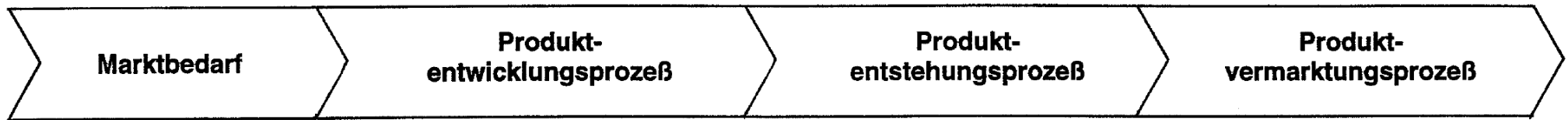
Strömungsmaschinen Grundlagen

Prof. Jaberg

- I. Einleitung
- II. Thermodynamische Energiebilanzen
- III. Energieaustausch und Verluste
- IV. Kavitation
- V. Ähnlichkeitsgesetze und dimensionslose Kennwerte
- VI. Pumpen und Anlagen
- VII. Hydraulische Verluste

Institut für Hydraulische Strömungsmaschinen

aktuelle Institutsarbeit



- Anwendungen
- Funktionslastenheft

- Konstruktionsprozeß
- Vernetzung mit allen erforderlichen Arbeiten

- neue Fertigungsverfahren
- Arbeitsorganisation

- Anwendungen
- Sales Force Targeting
- Vertriebsschulung

herkömmliche Institutsarbeit

- Strömung in hydraulischen Maschinen und Anlagen
- hydraulische Auslegung und Berechnung

Schwerpunkte der Institutsarbeit

Leitbild

Das Institut deckt mit seiner Arbeit den gesamten Wertschöpfungsprozess der Pumpenindustrie, Hydraulischen Turbinenindustrie, Lüfter- und Gebläseindustrie vom Marktbedarf, Produktentwicklungsprozess, Produktentstehungsprozess bis zum Produktvermarktungsprozess ab.

experimentelle Arbeit:

- Strömung in Pelton-, Francis-, Kaplan-, Rohrturbinen
- Strömung in Radial-, Halbaxial-, Axialpumpen
- Strömung in Radial-, Halbaxial-, Axiallüftern und –gebläsen
- Turbolader
- Instationäre Vorgänge
- Kavitationsuntersuchungen
- Abnahmeversuche nach DIN/ISO

Messtechnik:

2D & 3D-Laser-Doppler- und Phasen-Doppler-Anemometrie, PIV-Messtechnik
Hitzdrahtmesstechnik und *ensemble averaging technique*
Drucksondenmessung im rotierenden System
konventionelle Messtechniken
thermodynamische Wirkungsgradmessung, Erweiterung auf kleine Leistungen und Druckdifferenzen

numerische Arbeiten:

Strömungssimulation mit verschiedenen 3D-Navier-Stokes-/Euler-Solvern
Instationäre Laufrad/Leitrad-Interaktion
Simulation hydraulischer Strömungen und Schaufelentwurf in ruhenden und rotierenden Systemen
Instationäre Strömungsvorgänge in hydraulischen Maschinen und Anlagen wie Kraftwerken, verfahrenstechnischen Anlagen u.ä.

Ausstattung:

Versuchshalle und Werkstatt mit einem **Universal-Großprüfstand** für Pumpen- und Turbinenbetrieb, mögliche Leistung bis 500 kW, PN 16, Q bis 3600 m³/h, Unterwasser-Kessel 27 m³
Axialgebläseprüfstand
verschiedene Kleinpumpenprüfstände

Werkstattausstattung:

3-Achsen-CNC-Maschine
weitere konventionelle Werkzeugmaschinen
Elektronikwerkstatt

Industrielle Prozessorientierung:

Marktorientierung der hydraulischen Maschinenindustrie
Erhebung des Kunden- und Marktbedarfs
Management of innovations am Beispiel hydraulische Strömungsmaschinen
Business process reengineering am Beispiel hydraulische Strömungsmaschinen

I. Einleitung

Alle Strömungsmaschinen: Energieaustausch zwischen

- kontinuierlich strömendem Fluid
- einem/mehreren sich mit konstanter Winkelgeschwindigkeit drehenden Laufrädern

◉ **Turbine** entzieht dem Medium im Laufrad Drall

→ Abnahme der Totalenergie im Medium

◉ **Pumpe** führt dem Medium im Laufrad Drall zu

→ Steigerung der Totalenergie im Medium

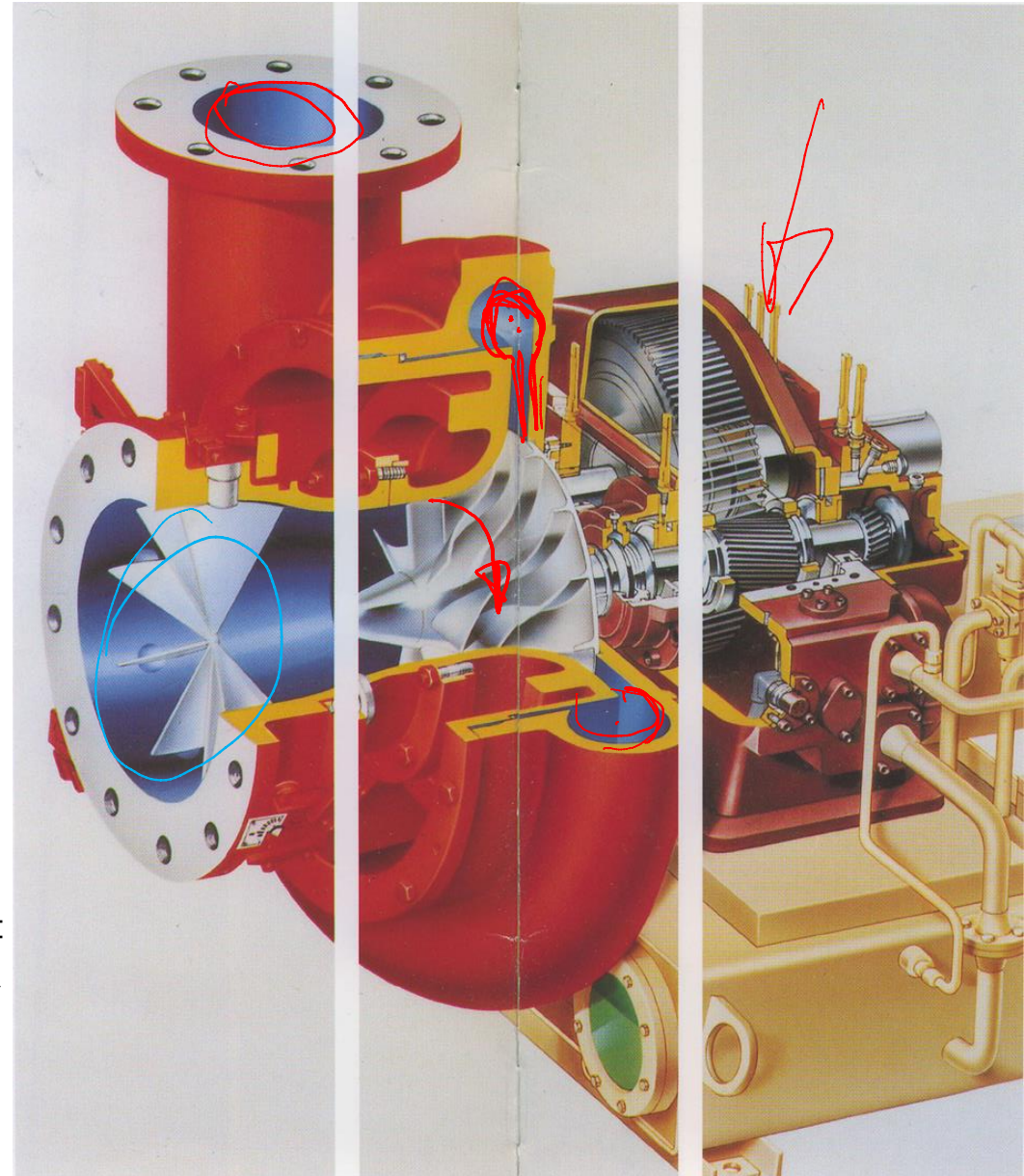
Je nach Maschinentyp wird die Dralländerung im drehenden Laufrad durch sehr unterschiedliche Geometrien bewirkt:

- **Räumlich gekrümmte Kanäle**

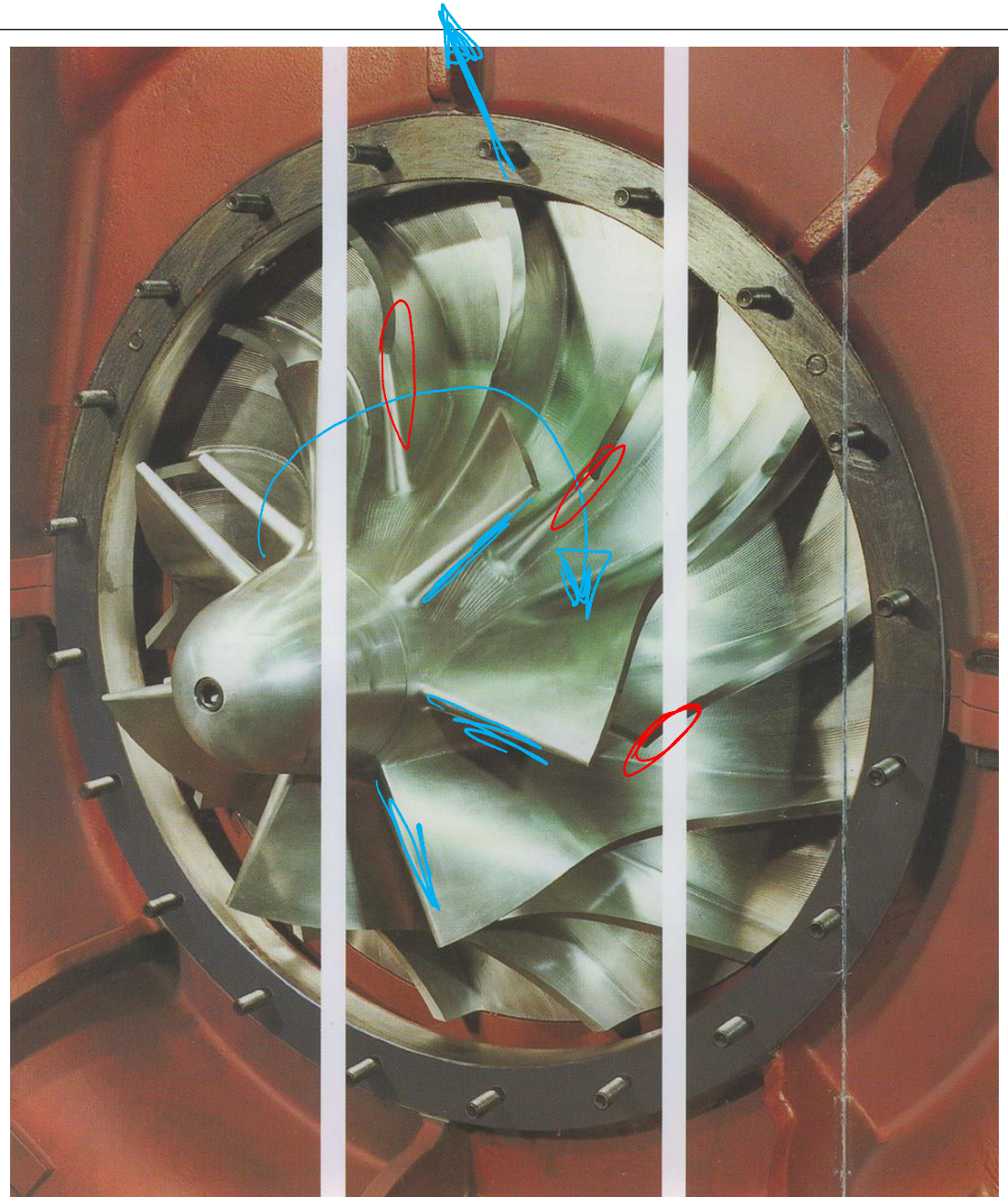
Sectional view:

Integrally-g geared centrifugal compressor

Quelle: Kühnle, Kopp & Kausch

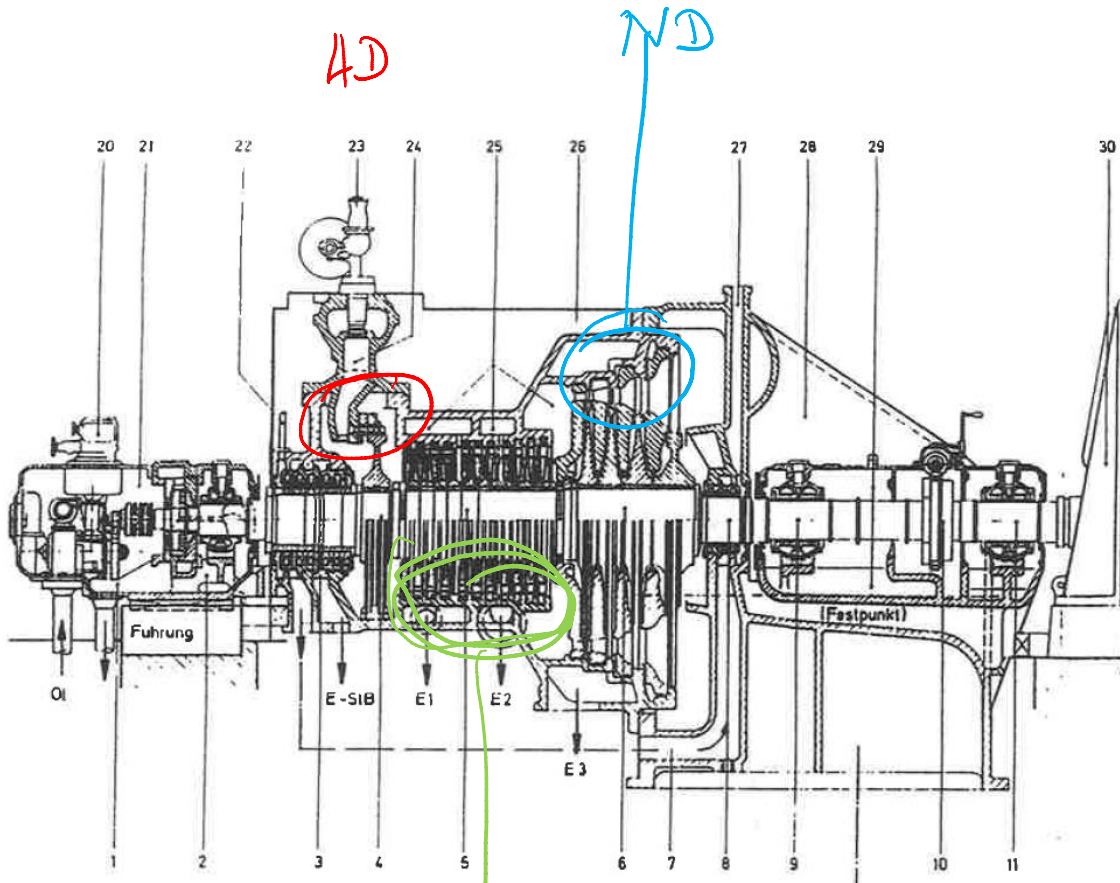


Aluminium alloy impeller of an integrally geared centrifugal compressor

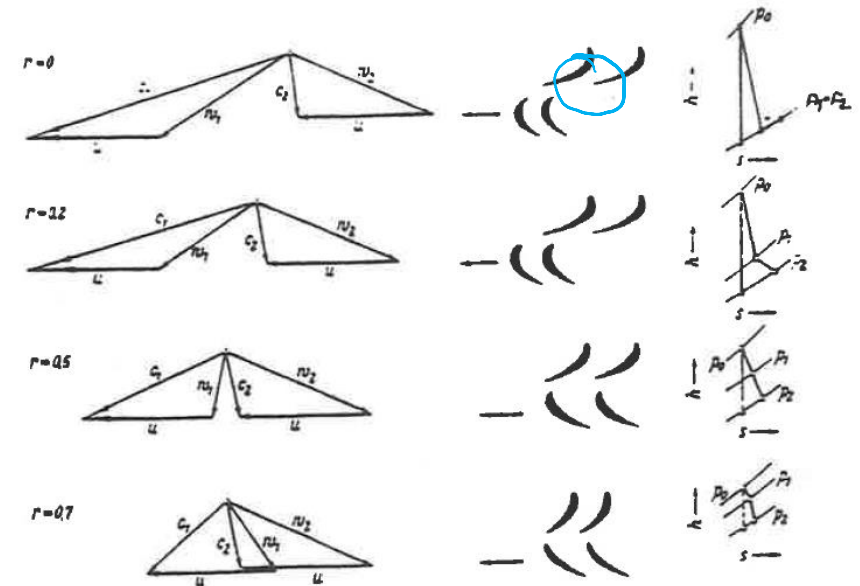


Quelle: Kühnle, Kopp & Kausch

- Tragflügelprofile in Gitteranordnung



Längsschnitt durch eine Kondensationsturbine der Gleichdruckbauart



Geschwindigkeitsdreiecke, Schaufelprofile und $h-s$ -Diagramme für Dampfturbinenstufen variabler Reaktion

Wirkungsweise und Bauteile mehrstufiger Dampfturbinen

Die mehrstufige, eingehäusige Kondensationsturbine auf Bild 2.1.20 arbeitet nach dem „Gleichdruckverfahren“ mit Einzelrädern. Außerdem werden Dampfturbinen für die Anwendung des „Überdruckverfahrens“ gebaut, bei denen der Läufer aus einer beschauelten Trommel besteht, s. Bild 2.2.19. Auf die Unterschiede wird später eingegangen.

Die Turbine besteht aus Laufer und Gehäuse; die Funktion der wesentlichen Teile wird kurz beschrieben.

Turbinenläufer

- 1 Antrieb für Hauptölpumpe und Regler. Rechts die beiden Punkte: Schnellschlussbolzen, die sich bei möglicher Überdrehzahl des Läufers nach außen bewegen und durch Hebel Übertragung die Dampfzufuhr abstellen (zwei Bolzen zur Sicherheit)
- 2 Druck- und Traglager des Turbinenläufers
- 3 Wellenstopfbüchse: Durch labyrinthartige berührungsfreie Spalte mit Drosselwirkung werden nicht vermeidbare Leckverluste an Arbeitsdampf stark eingedämmt
- 4 erste Stufe: hier ein über Lavaldüsen mit Frischdampf angetriebenes 2kränziges Curtis-Rad
- 5 weitere 11 Stufen, aus Einzelrädern bestehend; dieser Abschnitt kann als Hochdruckteil (HD) der Turbine bezeichnet werden
- 6 4 Niederdruckstufen (ND) mit stark zunehmenden Schaufellängen
- 7 der HD-seitigen Wellenstopfbüchse entnommener Dampf, der der ND-Stopfbüchse als

Sperrdampf zugeführt wird

- 8 die ND-Stopfbüchse steht auf ihrer linken Seite unter Unterdruck; durch die Sperrdampfzufuhr muss verhindert werden, dass atmosphärische Umgebungsluft in den Abdampfstutzen eingesaugt wird
- 9 Traggleitlager
- 10 Kupplung, außerdem Wellendreh Vorrichtung: Nach dem Stillsetzen und vor dem Anfahren werden die Läufer großer Turbinen, die mit hohen Dampftemperaturen arbeiten, mit niedriger Drehzahl gedreht, um eine gleichmäßige Durchwärmung der Teile zu erreichen.
- 11 Generatortraglager

Turbinengehäuse

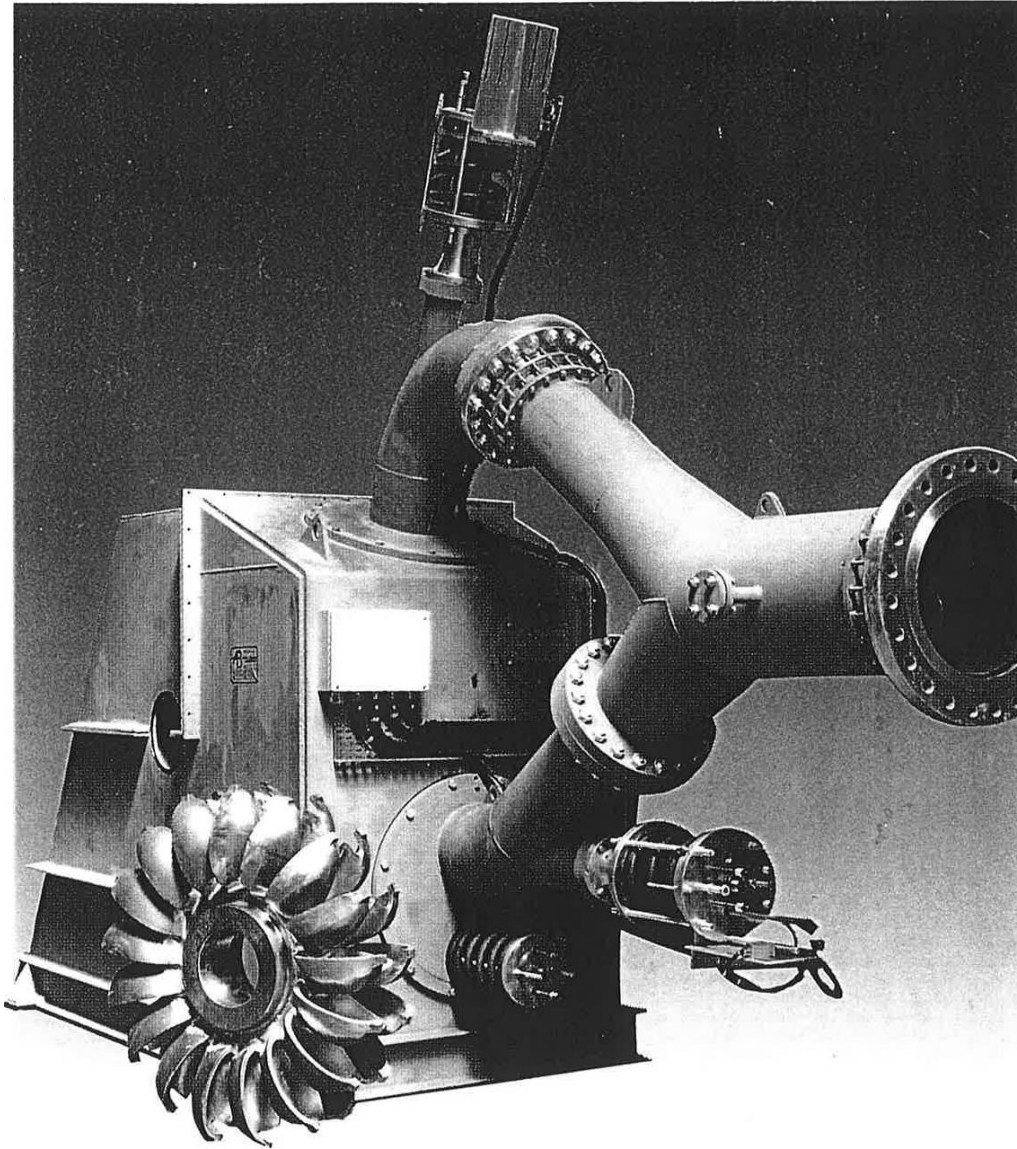
Das Turbinengehäuse ist in der Mitte horizontal geteilt, um den Läufer von oben her einlegen zu können.

- 20 Regler
- 21 Lagergehäuse; es ist auf dem Fundament gestützt und durch die Feder bei der Wärmedehnung axial fluchtend zur Mittellinie, geführt. Das Lagergehäuse ist mit dem Turbinengehäuse lösbar verbunden
- 22 HD-seitiger Stopfbüchsenkamin; hier wird restlicher Leckdampf in das Maschinenbaus abgeführt
- 23 Frischdampf-Regelventile; die Turbine erhält 3 bis 5 Ventile, um die Leistung durch Dampfmengefzufuhr ändern zu können
- 24 Ventilgehäuse; bei hohen Frischdampftemperaturen, wie hier, ein Teil für sich, das auch die Lavaldüsen aufnimmt, durch die das Curtis-Rad beaufschlagt wird
- 25 Turbinengehäuse HD-Teil; die Hohlräume zwi-

schen Außen- und Innenwand werden von Anzapfdampf zur SpwVw, F., und E₂, durchströmt. Dieser Dampf gelangt durch Bohrungen hinter dem 4. bzw. 7. Laufrad dorthin. Drücke und Temperaturen werden gleichmäßiger verteilt, Belastungen und Wärmespannungen in den Gehäuseteilen herabgesetzt

- 26 Blechverschalung, darunter Isoliermatten zur Wärmedämmung
- 27 ND-Stopfbüchsenkamin; hier muss sichtbar restlicher Sperrdampf austreten zum Hinweis darauf, dass nicht umgekehrt Umgebungsluft in den Abdampfstutzen gesaugt wird
- 28 Abdampfstutzen, der gleichzeitig die Turbine mit dem Kondensator verbindet und die „Zwischenböden“ mit den Leitschaufeln aufnimmt; im Unterteil bei E₃ eine weitere Entnahmestelle für Anzapfdampf zur SpwVw
- 29 In den Abdampfstutzen mit eingegossenes Lagergehäuse
Festpunkt: hier ist das Turbinengehäuse von außen her mit dem Fundament verbunden; Wärmedehnungen gehen von hier aus nach links. Das vordere Turbinengehäuse ist gleitend auf dem Fundament gestützt; dabei wird der vordere Lagerbock (Führung bei 2) mitgeschoben. Gleichzeitig wird der Läufer vom Drucklager bei 2 ebenfalls nach links mitgenommen. Durch entsprechende seitlich (axial) bemessene Spiele zwischen Läufer- und Gehäuseteilen, auch an den Stopfbüchsen, wird gegenseitiges Anstreifen verhindert
- 30 Turbogenerator

- einseitig beaufschlagte räumlich gekrümmte Becher



*Pelton-Tu
Gleichdruck-Tu.*

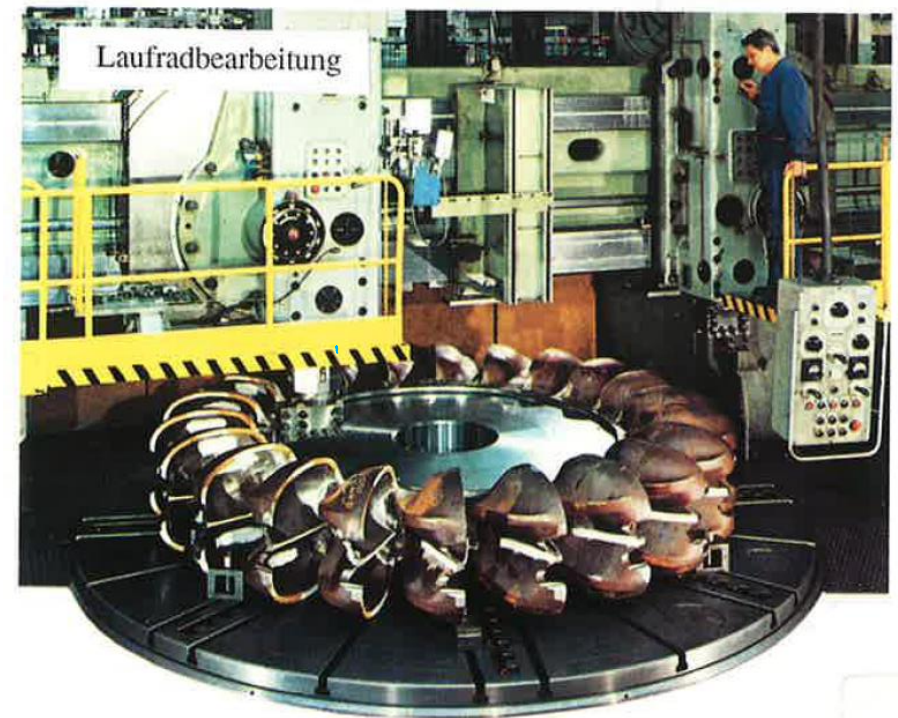
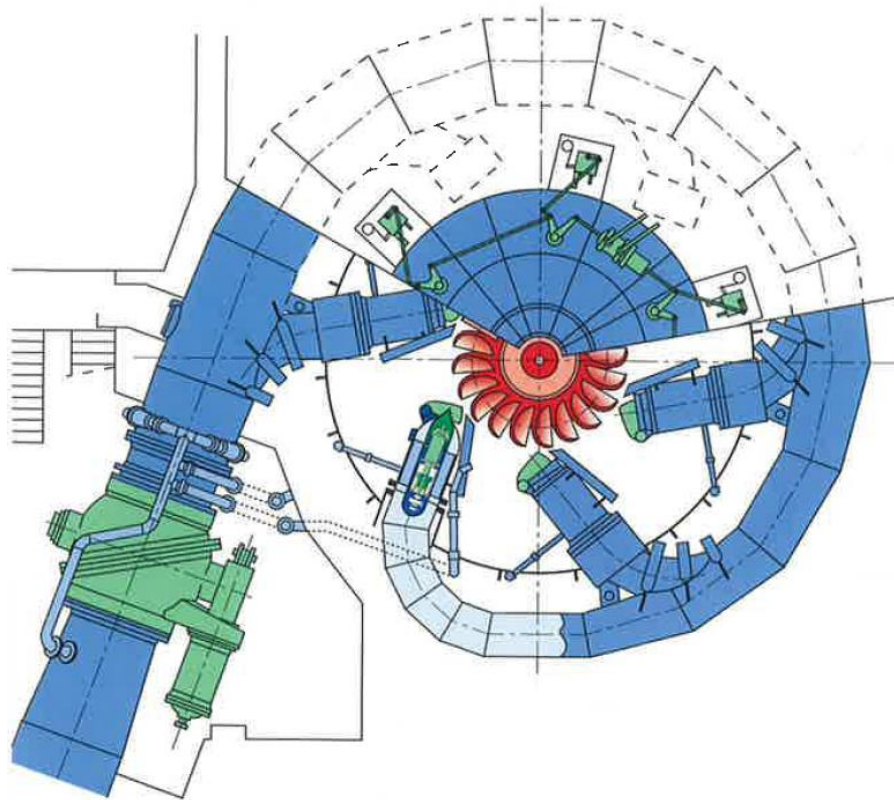
6-düsige VOITH - Pelton turbine

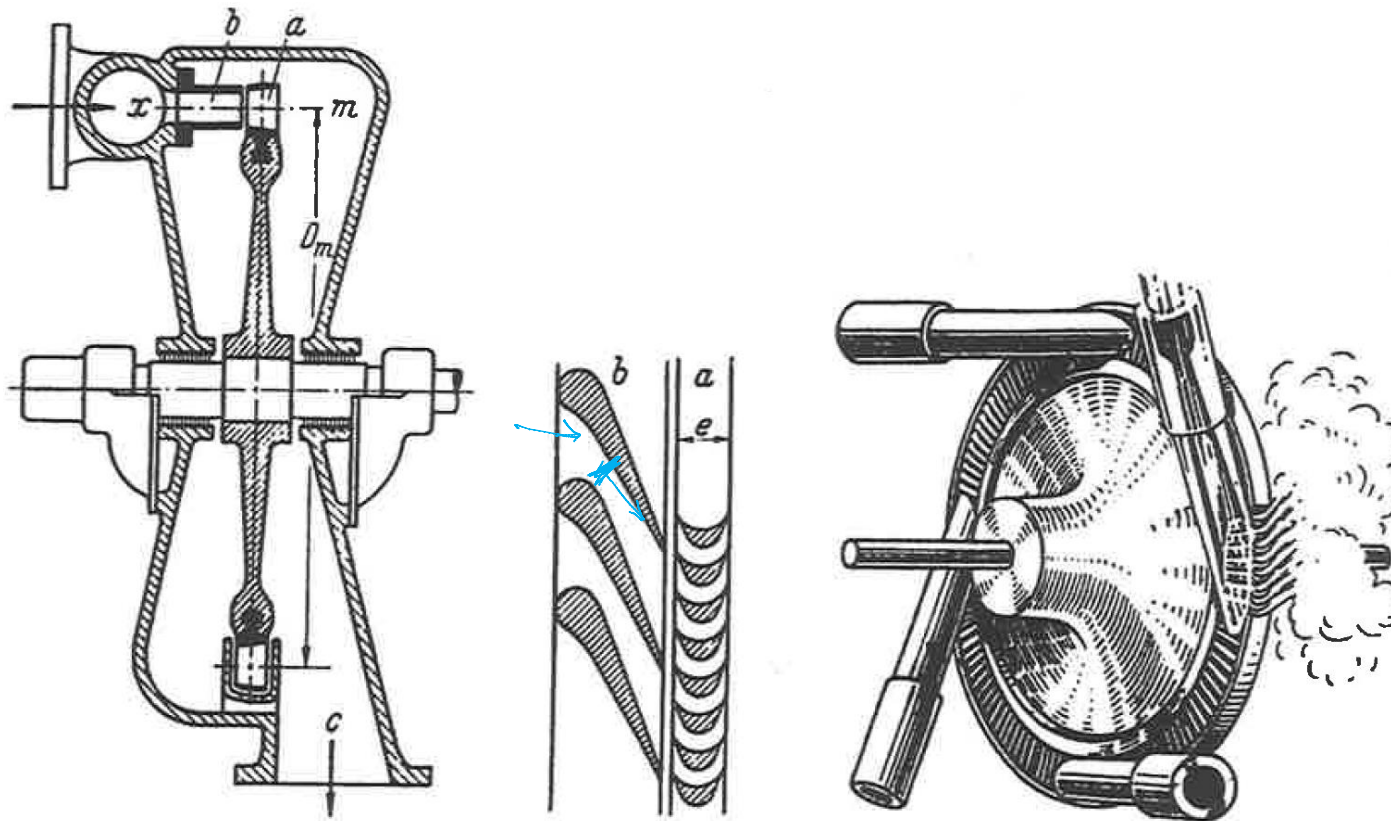
$$H = 257 \text{ m}$$

$$P = 75,3 \text{ MW}$$

$$Q = 33,4 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$D_{La} = 4200 \text{ mm}$$





einstufige Dampfturbine nach de Laval

Gleichdruck-RTU.

Die Leiteinrichtung

- Lassen die Gesamtenergie unverändert (abgesehen von Verlusten)
- Verändern den Drall, wodurch

, weil stehendes System

⇒ Druck in kinetische Energie (Turbine)

⇒ Kinetische Energie in Druck (Pumpe) *bedient*
umgewandelt wird

⇒ Kräfte und Drehmomente auf die Leiteinrichtung wirken



Turbomaschinen

setzen große Leistungen in relativ kleinen und leichten Maschinen um,

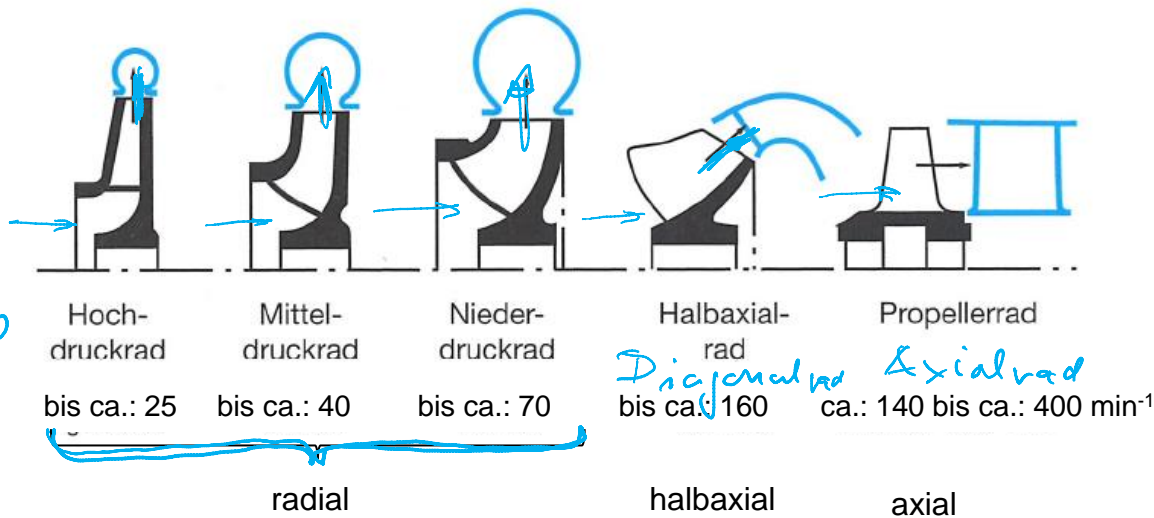
weil sie keine oszillierenden Massen besitzen

Klassifikationsmerkmale

a) Richtung des Energieflusses: Kraftmaschine, Turbine: Medium \Rightarrow Maschine
Arbeitsmaschine, Pumpe: } Maschine \Rightarrow Medium
Verdichten

b) Druckänderung über Laufrad:  Überdruck- / Reaktionsmaschine mit Druckänderung
 Gleichdruckmaschine ohne Druckänderung

c) Durchströmungsrichtung des Laufrades



i.A. $n \geq 10$

n_q

Pumpe/
Verdichter

Turbine Pelton Francis Kaplan Rohrturbine
(Laufrad nicht dargestellt)

Quelle: KSB

Laufradbauformen geordnet nach der Durchströmungsrichtung

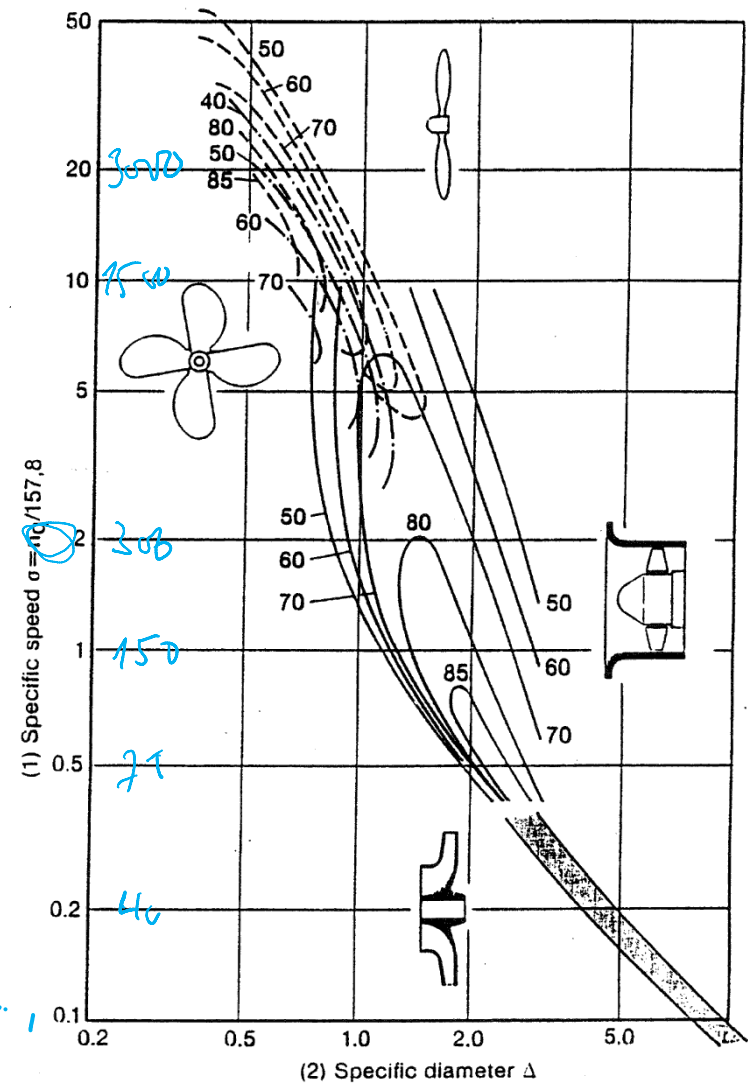


Fig. 1 CORDIER diagram (numerical values = η in %)
 - - - Air craft propeller — Axial propeller pump
 - - - Ships propeller — Radial impeller pump

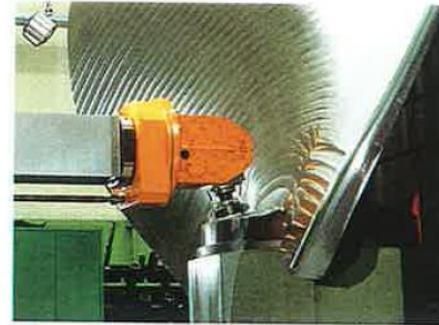
Fig. 1: Diagramme de CORDIER (valeur numériques = η à %)
 - - - Hélice aérienne — Hélice axiale
 - - - Hélice de navire — Roue radiale
 (1) Vitesse spécifique, (2) Diamètre spécifique

d) Wellenlage: Vertikal- / Horizontalmaschine

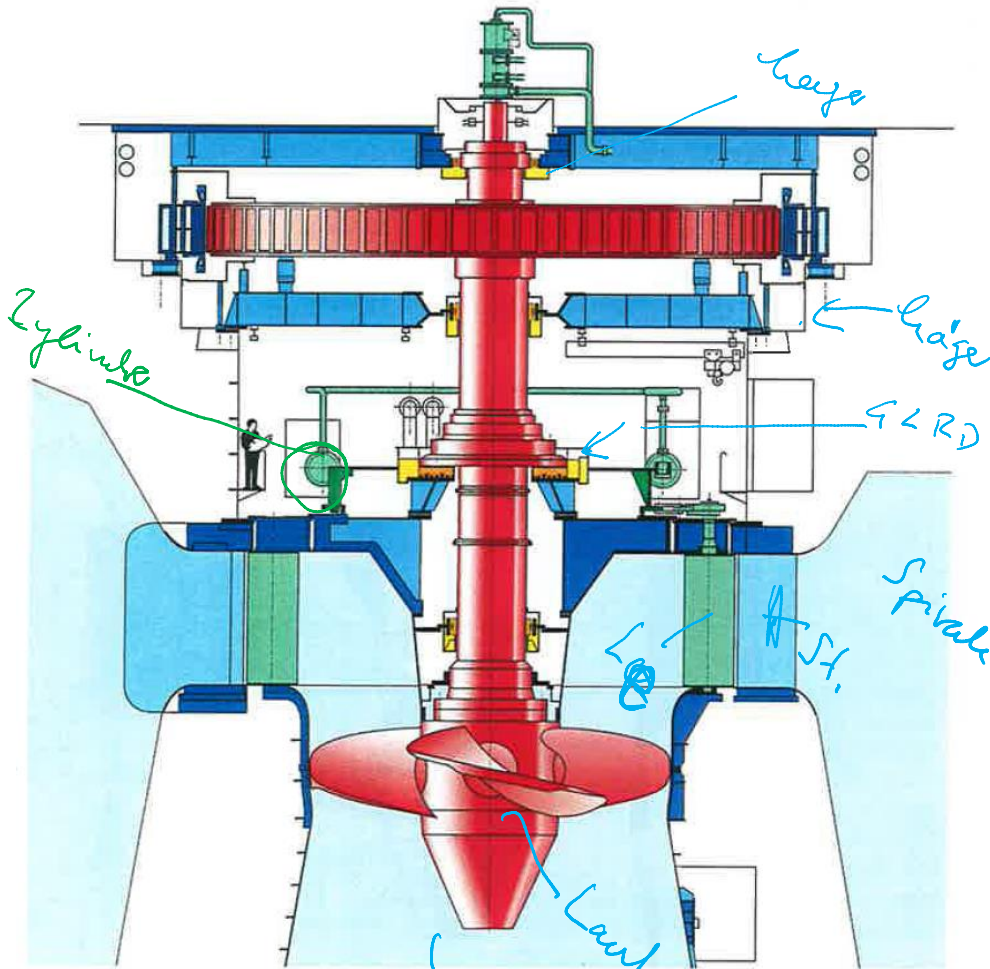
VOITH – Kaplanmaschine für Kraftwerk „YACYRETA“, Argentinien

$$H = 21,4 \text{ m}, Q = 793,4 \text{ m}^3/\text{s}, P = 154 \text{ MW}, D_{La} = 9500 \text{ mm}$$

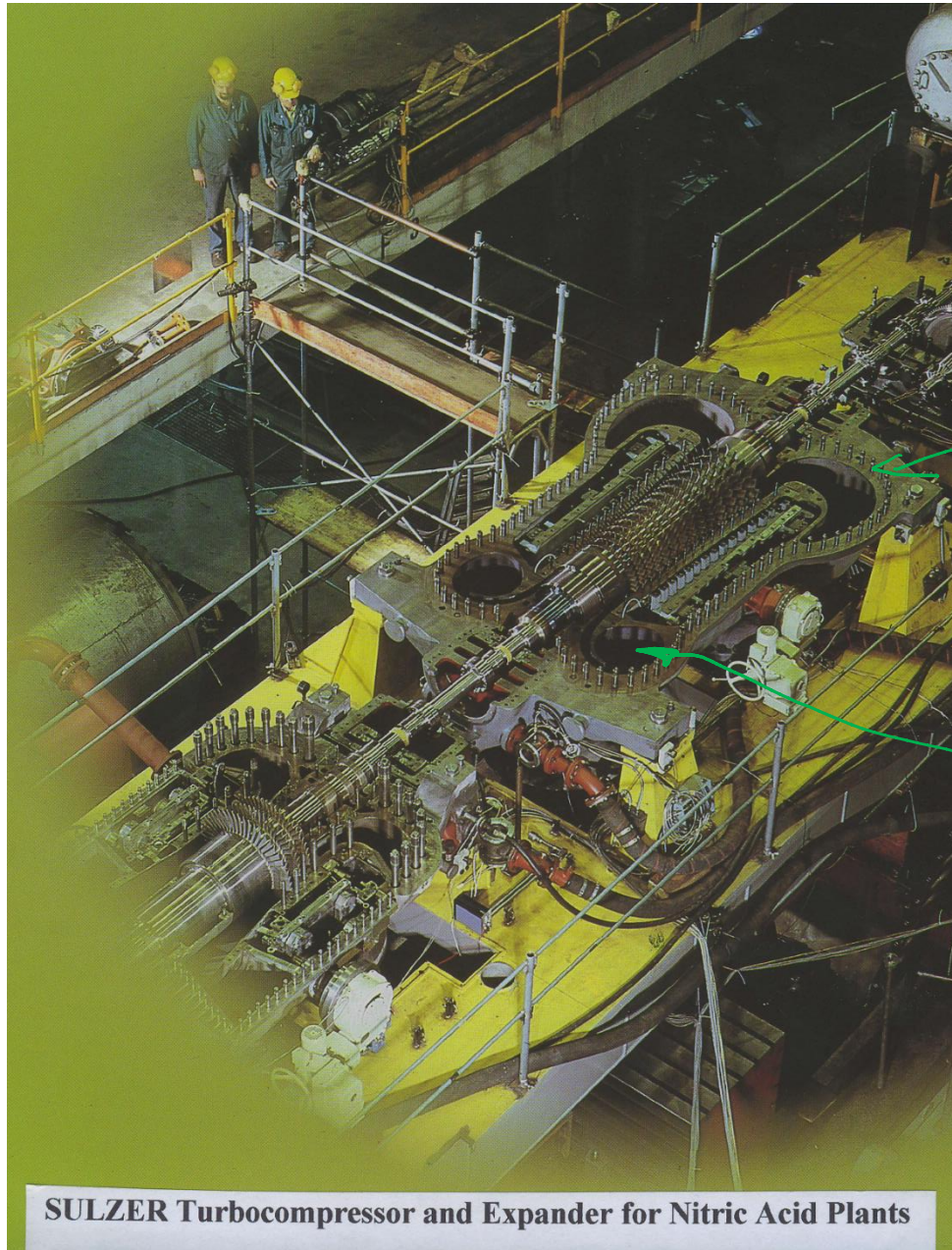
5-Achsen-Fräsen der Schaufeln
und Zusammenbau des Laufrades.



Laufradmontage im Kraftwerk.



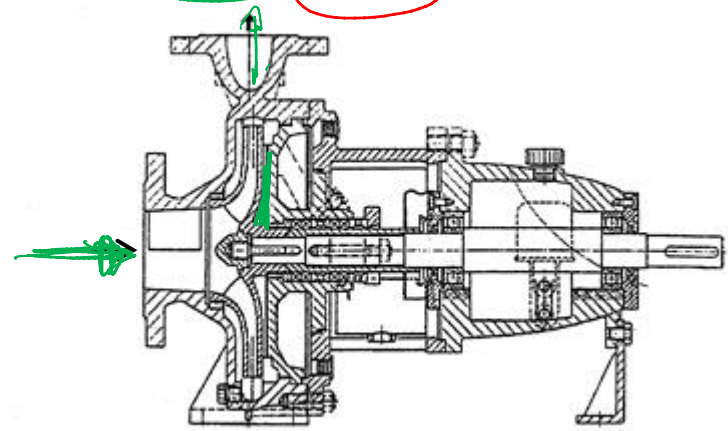
Horizontale Welle



SULZER Turbocompressor and Expander for Nitric Acid Plants

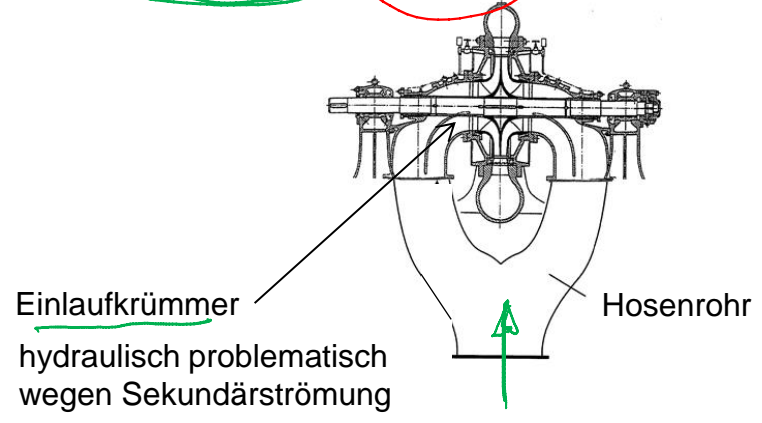
e) Stufenanordnung Serienschaltung: **mehrstufige** Maschine
 Parallelschaltung: **mehrflutige** Maschine

einflutig, einstufig

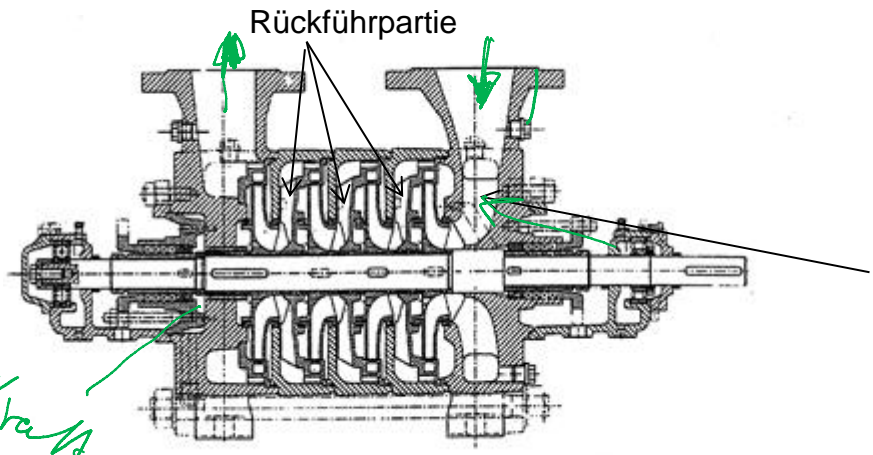


zweiflutig, einstufig

$F_{ax} = 0$

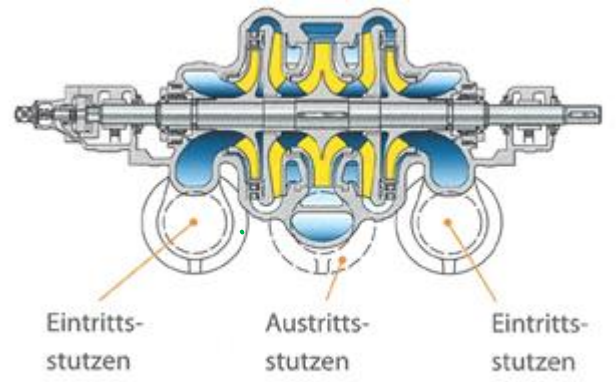


einflutig, vierstufig



Einlaufkrümmer
 hydraulisch problematisch
 wegen Sekundärströmung

zweiflutig, zweistufig



*Kraft-
 ungleichheit
 Kolben*

Centrifugal compressors

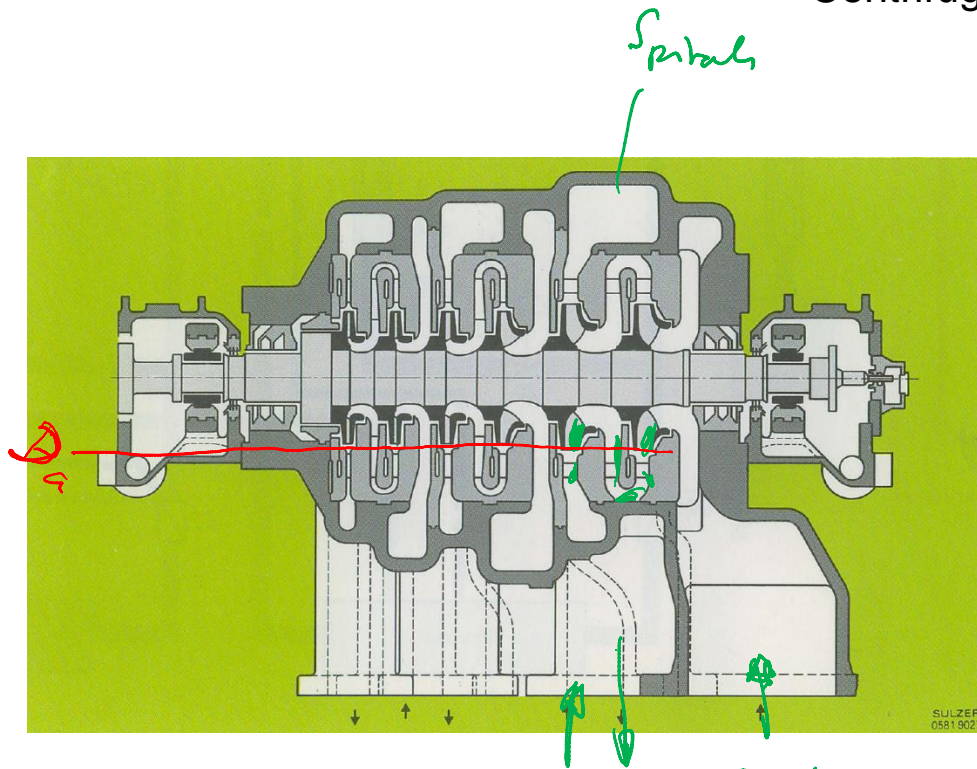


Fig. 13

Series RZ machines of four to eight stages with horizontally split casing and one or two pairs of intermediate nozzles for connecting external intercoolers

isOTHERME Kondition

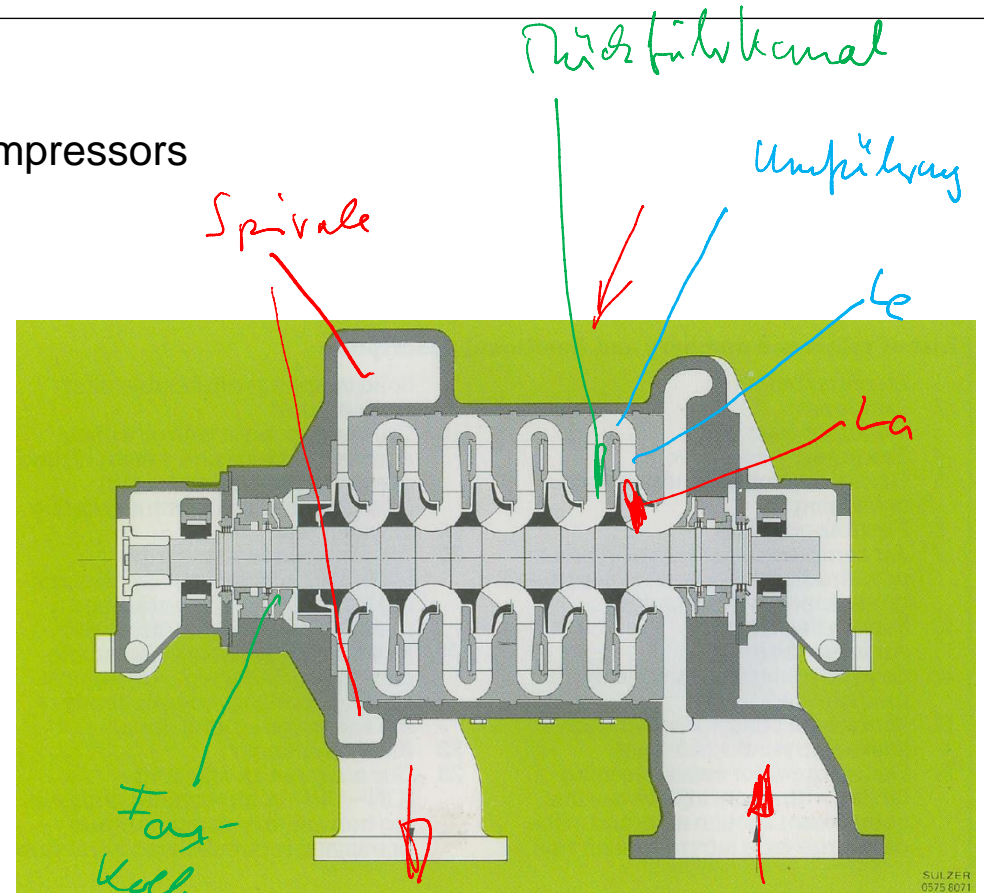
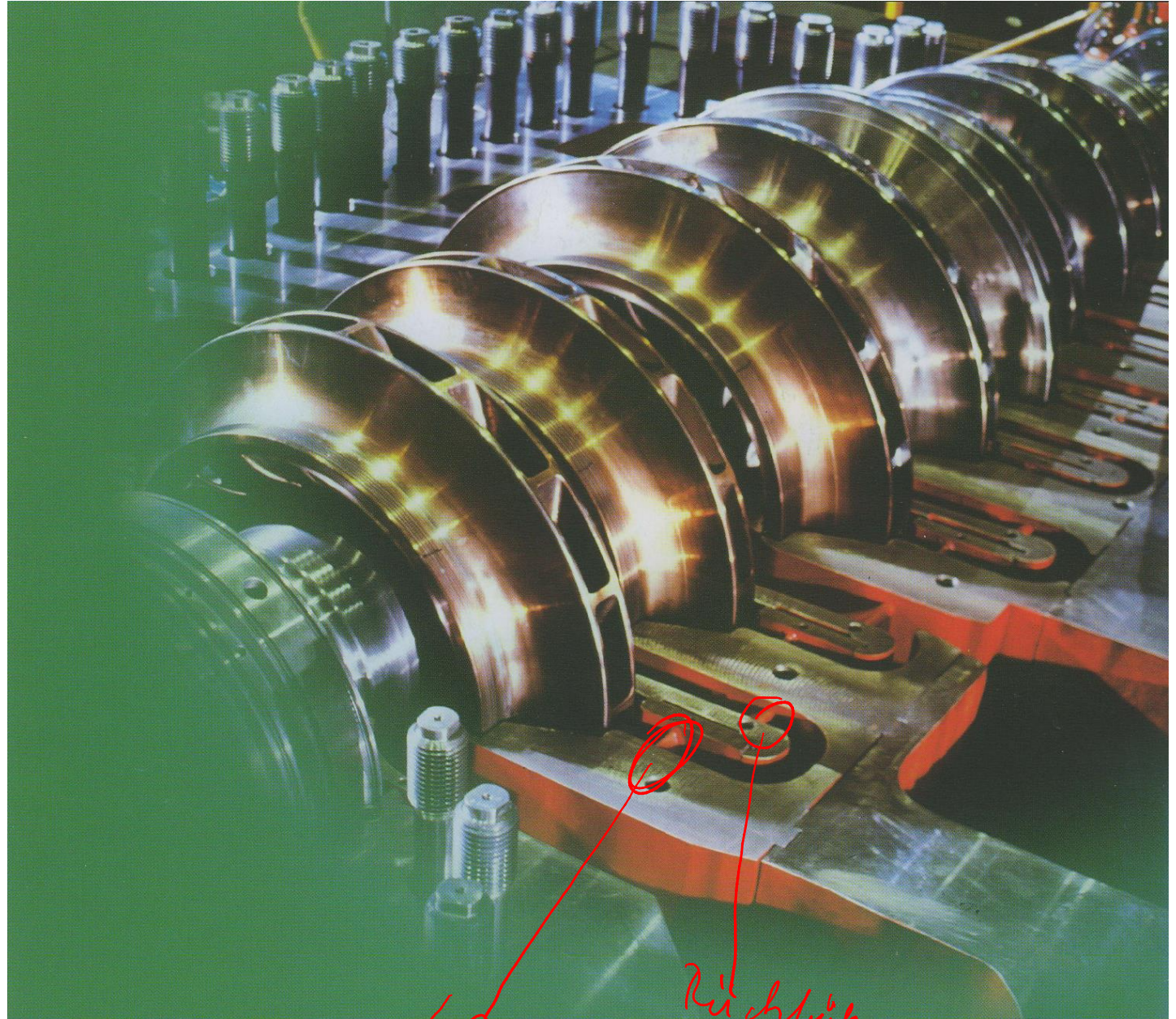


Fig. 14

Series R machines of one to eight stages with horizontally split casing, particularly suitable for compressing nitrous gases. There are no dead spaces provoking build-up of an ammonium nitrate salt.

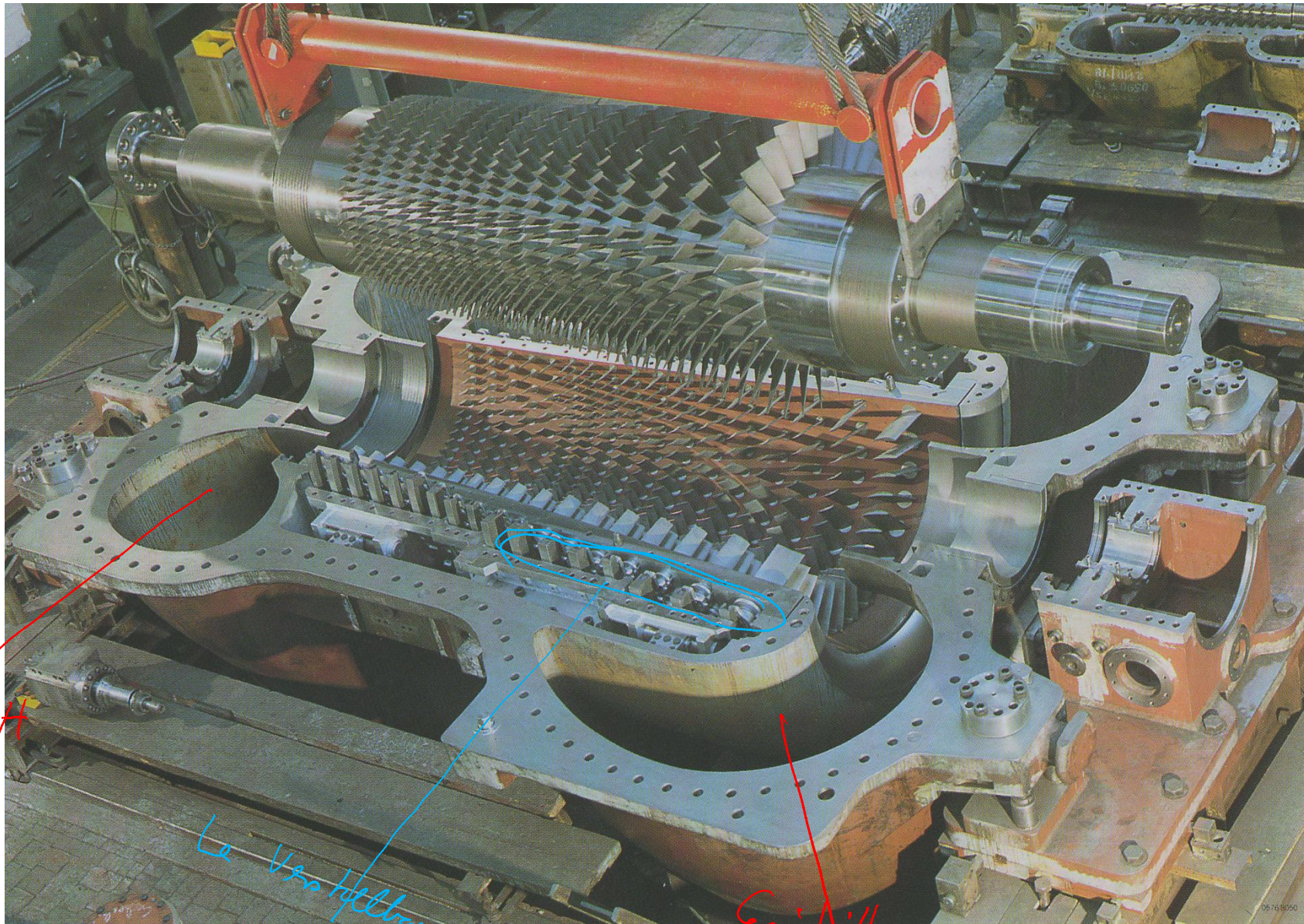
Quelle: Sulzer

Centrifugal compressor:



Quelle: Sulzer

Axial compressor: Suction volume 560.000 Nm³/h, discharge pressure 6.2 bar, power input 52.000 kW



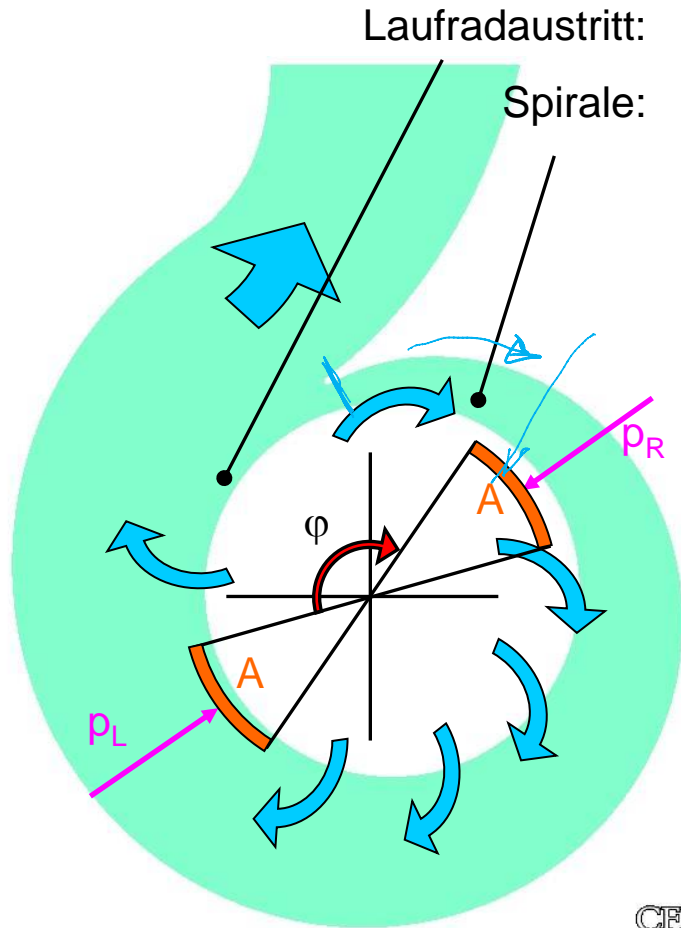
Austritt
D5

Le. Ver. Halber

Eintritt
SS

Warum gibt es Spiralen?

Radialkraft in Pumpen und Verdichtern:



Lafradaustritt: H über Umfang $\varphi = \text{konst.}$

Spirale: Ruhendes System

$H(\varphi) = \text{konst.} = p/\rho g + c^2/2g$

Totalenergiehöhe

$p = \text{konst.}$

$c = \text{konst.}$

$c = \frac{Q}{A}$

Symmetrisch gegenüberliegende Druckkräfte heben sich auf
 $p_r \cdot A - p_l \cdot A = 0$

$c = \text{konst.}$ erfordert zunehmende Querschnittsfläche A wegen Volumenstrom Q aus dem Laufrad

Keine Resultierende auf Welle und Lager bei Q_{opt}

$A = f(Q_{\text{opt}})$

Strömungsrechnung

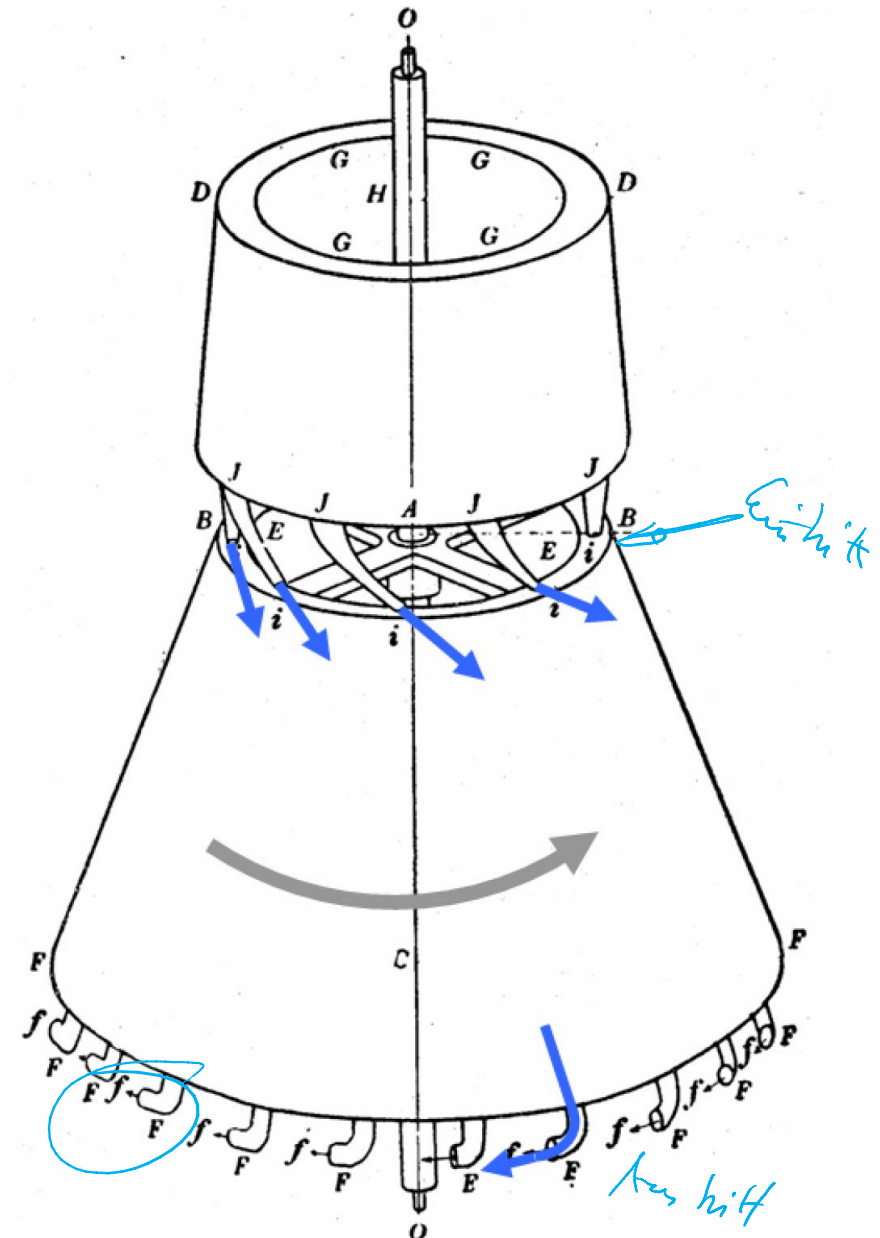
Turbomaschinen Hauptgleichung: Leonhard Euler

Zur Überprüfung des Drallsatzes:

- Versuchsmaschine mit exakt bekannter Wasserführung durch Röhrrchen.
- Dralländerung berechnet und experimentell bestätigt **nur** durch Betrachtung des **Eintritts-** und **Austritts**querschnittes.
- Energieumsetzungen im Inneren des Laufrades können unberücksichtigt bleiben.



Eindimensionale Stromfadentheorie



- Wahre Strömungen sind dreidimensional

Strömung

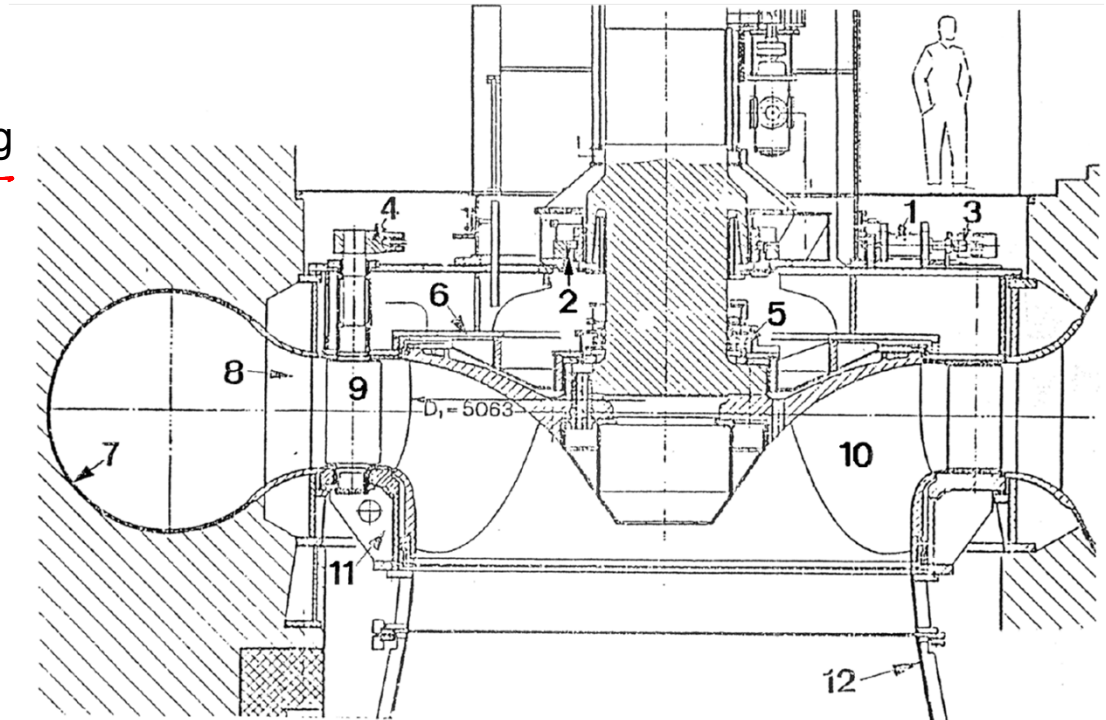
- an Nabe und an Außendurchmesser
- an Schaufeldruck- und Saugseite

sehr verschieden: Geschwindigkeitsbetrag
Geschwindigkeitsrichtung
Druck




- Strömung nicht schaufelkongruent
 ⇒ Minderleistung

- Strömung im Laufradinneren ist zu untersuchen:

- hoher Wirkungsgrad
- Vermeidung von Ablösung
- Vermeidung/Minimierung von Überschallstößen
- Vermeidung von Kavitation



dreidimensionale Rechnung

Gleichung bekannt: Problem:  Rechnerkapazität
 Rechenzeit
 Turbulenzmodellierung

Einfache dennoch leistungsfähige Programme wurden entwickelt, die sich in der Praxis bewährten.

- Potentialtheorie
- 2D / Q 3D-Verfahren
- Stromlinienkrümmungsverfahren

Vorlesung: eindimensionale Verfahren (SS: 2D/3D-Verfahren)

II. Thermodynamische Energiebilanzen

1. Allgemeine Energiebilanz

Beispiel: gekühlter Verdichter

stationärer Betrieb

$$\dot{E}_{ein} = \dot{E}_{aus}$$

über Systemgrenzen

Alle Energieströme werden bezogen auf Massenstrom $\dot{m} = 1 \text{ kg/s}$

→ Spezifische Energie, $e = \frac{\dot{E}}{\dot{m}}$

Energieformen:

- Verschiebearbeit $p \cdot v$
- kinetische Energie $\frac{c^2}{2}$
- Lageenergie im Schwerfeld, potentielle Energie $g \cdot z$
- innere thermische Energie u
- mechanische Wellenarbeit, positiv für Zufuhr w_i
- Kühlwärme, positiv für Abfuhr q

alles spezifische Energien [J/kg]

wenn auf "richtiger Seite" der E-Bilanz

$$\underbrace{\frac{p_e}{\rho_e} + \frac{c_e^2}{2} + g \cdot z_e + u_e + w_i}_{\text{zugeführte Größen}} = \underbrace{\frac{p_a}{\rho_a} + \frac{c_a^2}{2} + g \cdot z_a + u_a + q}_{\text{abgeführte Größen}}$$

zugeführte Größen = abgeführte Größen

$$w_i = (u_a - u_e) + \left(\frac{p_a}{\rho_a} - \frac{p_e}{\rho_e} \right) + \left(\frac{c_a^2}{2} - \frac{c_e^2}{2} \right) + g \cdot (z_a - z_e) + q$$

$h_a - h_e$

q enthält auch Reibungswärme!

Enthalpie

$$h = u + p \cdot v = u + \frac{p}{\rho}$$

$$w_i = h_a - h_e + \left(\frac{c_a^2}{2} - \frac{c_e^2}{2} \right) + g \cdot (z_a - z_e) + q$$

Totalenthalpie

$$h^* = h + \frac{c^2}{2}$$

E_{pot} vernachlässigt

$$w_i = h_a^* - h_e^* + g \cdot (z_a - z_e) + q$$

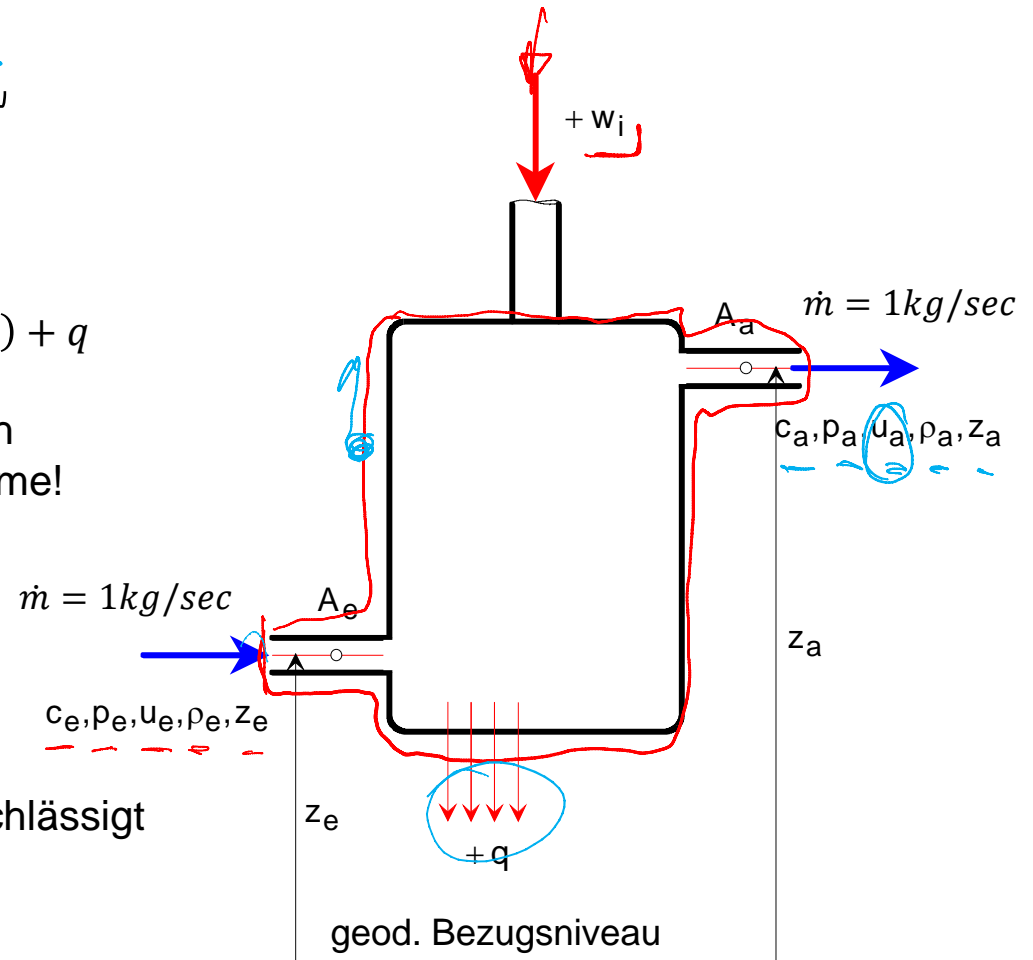
Totalenthalpie

$$h^{**} = h + \frac{c^2}{2} + g \cdot z$$

E_{pot} berücksichtigt

$$w_i = h_a^{**} - h_e^{**} + q$$

1. Hauptsatz



2. Anwendung der allgemeinen Energiebilanz auf **thermische** Maschinen und Strömungen

thermische Maschinen: $g \cdot (z_a - z_e)$ vernachlässigbar klein: $w_i = h_a^* - h_e^* + q$

Beispiel: Verdichter, überhitzter Dampf

Eintrittszustand: $h_e^* = h_e + \frac{c_e^2}{2}$

Austrittszustand **verlustfrei**, theoretisch

$$h_{a\text{is}}^* = h_{a\text{is}} + \frac{c_a^2}{2}$$

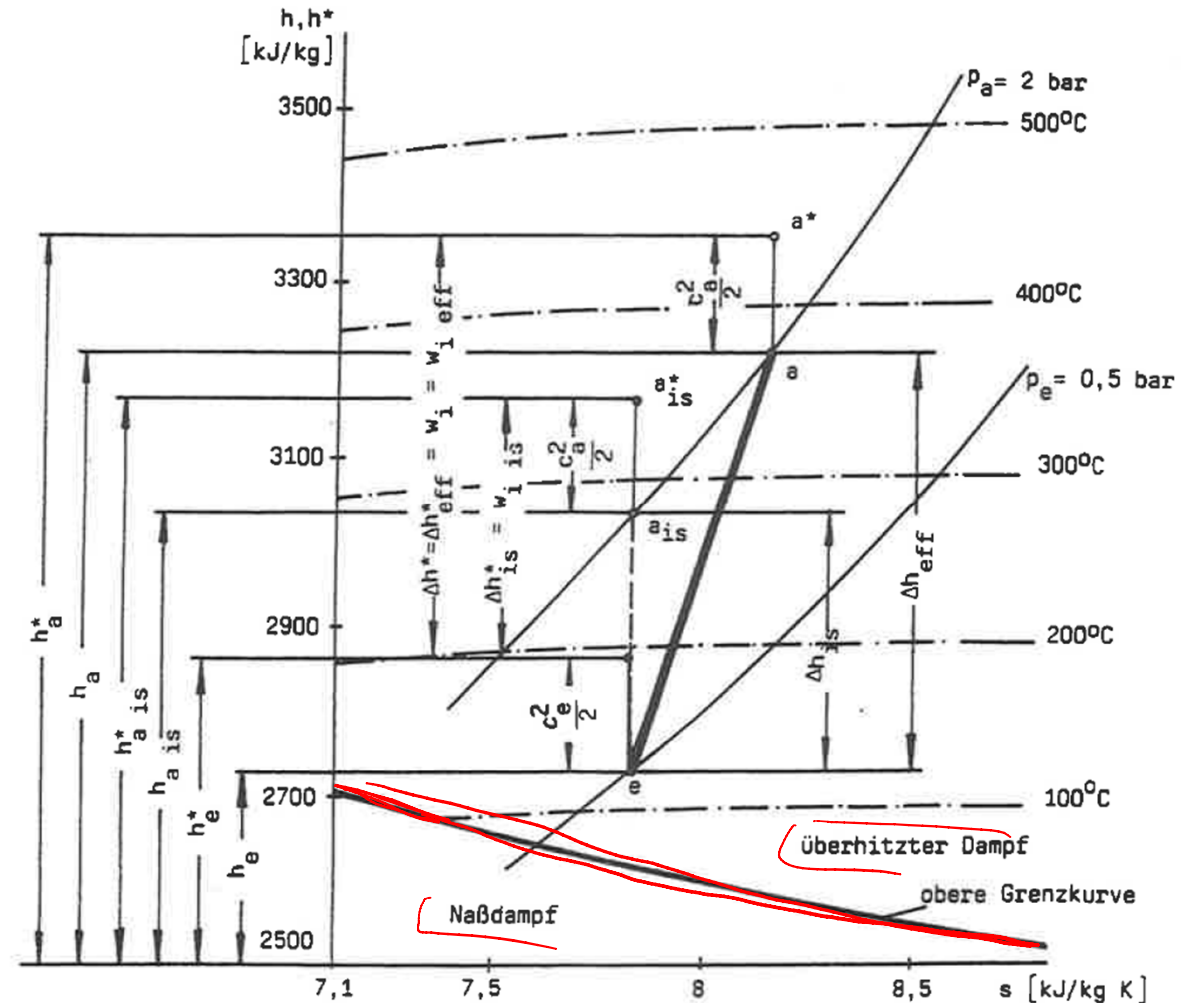
verlustfrei: isentrop $\Delta s = 0$

Austrittszustand **effektiv**, praktisch

$$h_a^* = h_a + \frac{c_a^2}{2}$$

⇒ zugeführte Arbeit ist bei **anisentroper**

Kompression erheblich höher



thermischer Verdichter

$$w_i = (h_a^* - h_e^*) + q$$

gekühlt

$$w_i = h_a^* - h_e^*$$

adiabate Kompression

meist gute Näherung für Praxis

thermische Turbine

$$w_i = (h_e^* - h_a^*) - q$$

gekühlte Turbine

$$w_i = h_e^* - h_a^*$$

adiabate Entspannung

thermische Rohrströmung

$$0 = (h_a^* - h_e^*) \pm q$$

+q

Wärmeabfuhr

-q

Wärmezufuhr

falls wärmeisoliert : $h_a^* = h_e^*$

↳ alle Leitungsverluste

Allgemein 1. Hauptsatz $\Delta h^* = \Delta w + \Delta q$ zwischen a und e

Zufuhr > 0

Abfuhr < 0