

Sommersemester 2011

Universität
Rostock



Traditio et Innovatio

Kraft- und Arbeitsmaschinen,
Teil Strömungsmaschinen

Prof. Dr. Hendrik Wurm
Lehrstuhl für Strömungsmaschinen

- Einführung, Arten und grundsätzlicher Aufbau von Strömungsmaschinen
- Strömungsmaschinen in Anlagen
- Energieübertragung und Verluste
- Pumpen ; Kavitation
- Windkraftanlagen
- Zusammenfassung



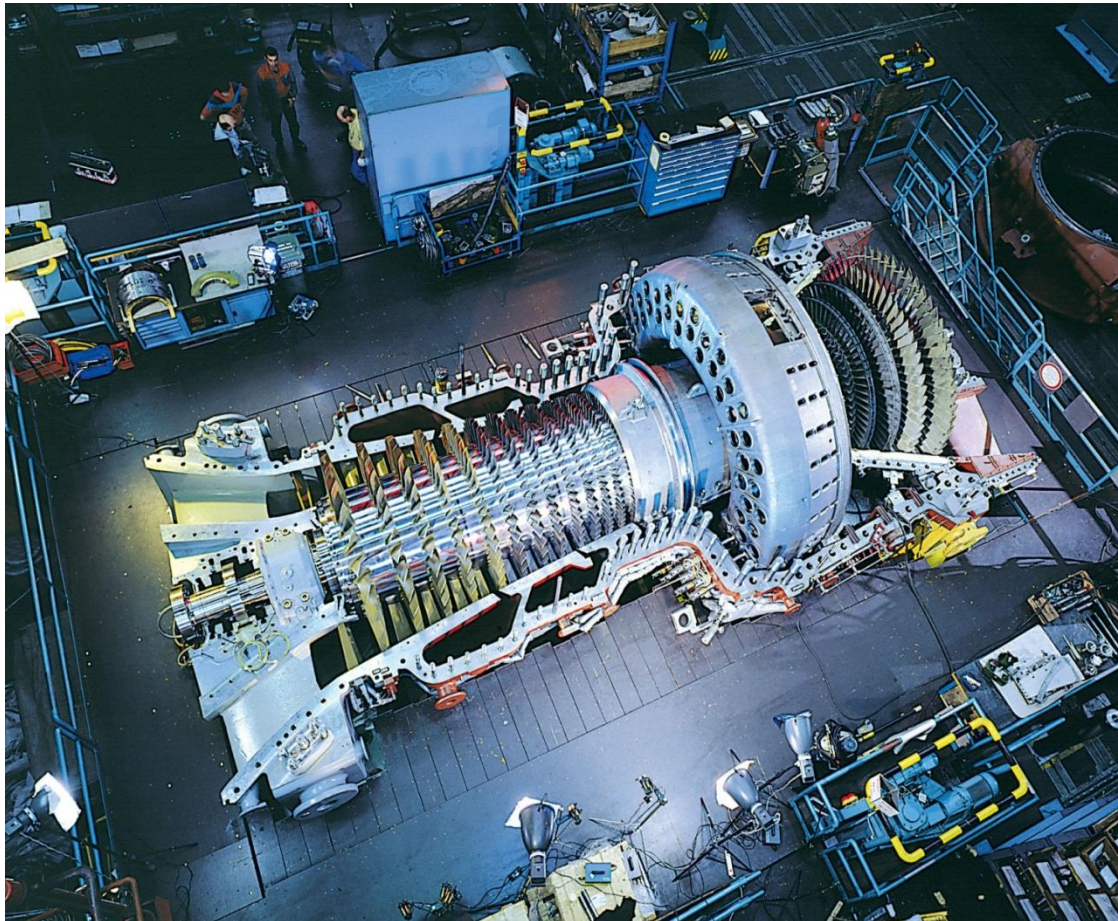
- Umwandlung von Energie

Energie eines Fluids in mechanische Energie – Kraftmaschine

mechanische Energie an Fluid zuführen – Arbeitsmaschine

- Laufrad/Rotor – führt dem Fluid Energie zu oder entzieht dem Fluid Energie
- Leitrad/Stator (wenn vorhanden) – Umsetzung von Geschwindigkeitsenergie in Druck (Pumpe, Verdichter) oder Druck in Geschwindigkeitsenergie (Turbine)

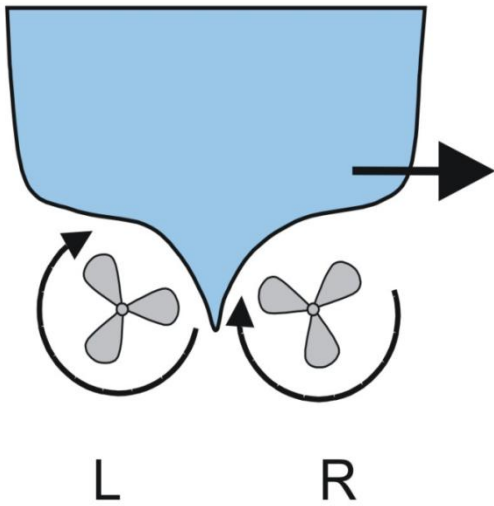
Beispiele für thermische Strömungsmaschinen: Alstom-Gasturbine



Quelle: www.dlr.de

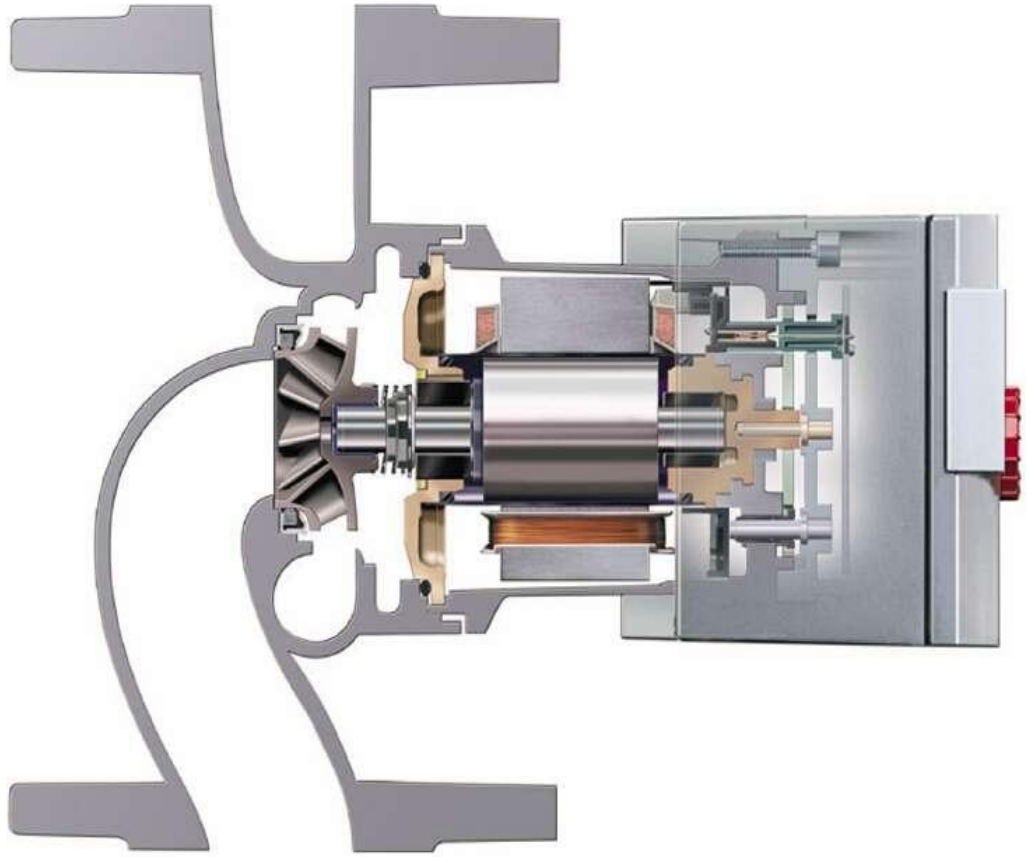
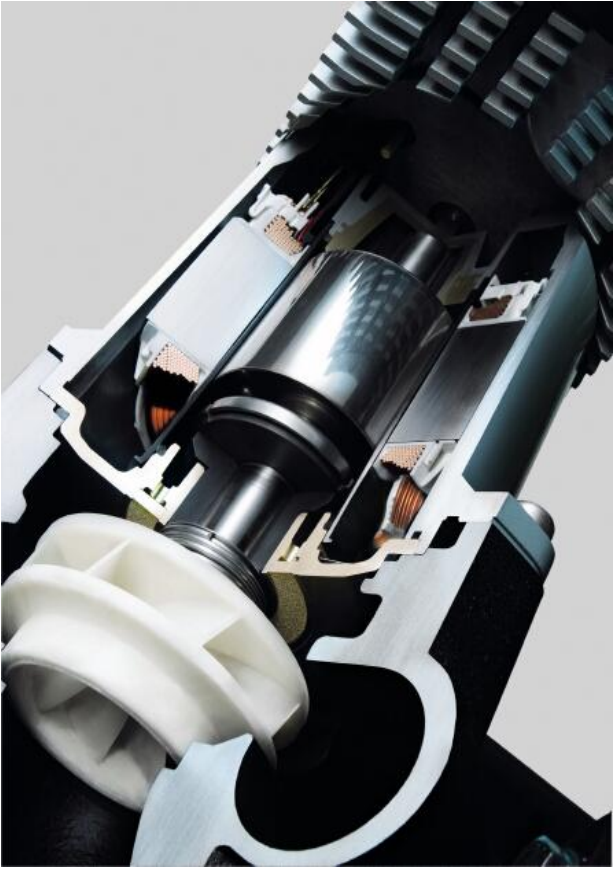
Was sind Strömungsmaschinen?

- Schiffspropeller -



<http://www.eon.com/de/businessareas/35182.jsp>

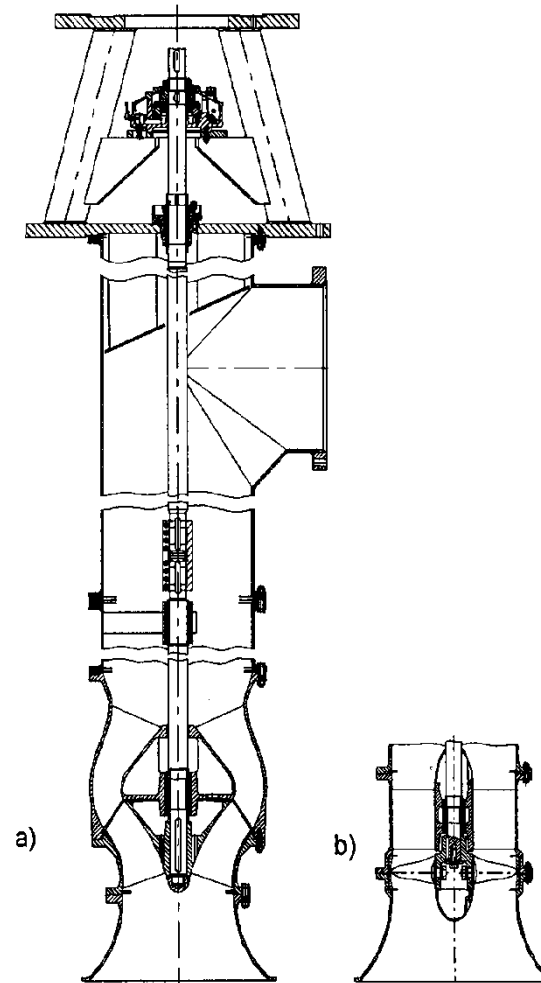
Pumpe mit Antrieb



Vertikalpumpen für Naßaufstellung:

- a) Halbaxiale Pumpe
- b) Axialpumpe

Sulzer Pumpen AG

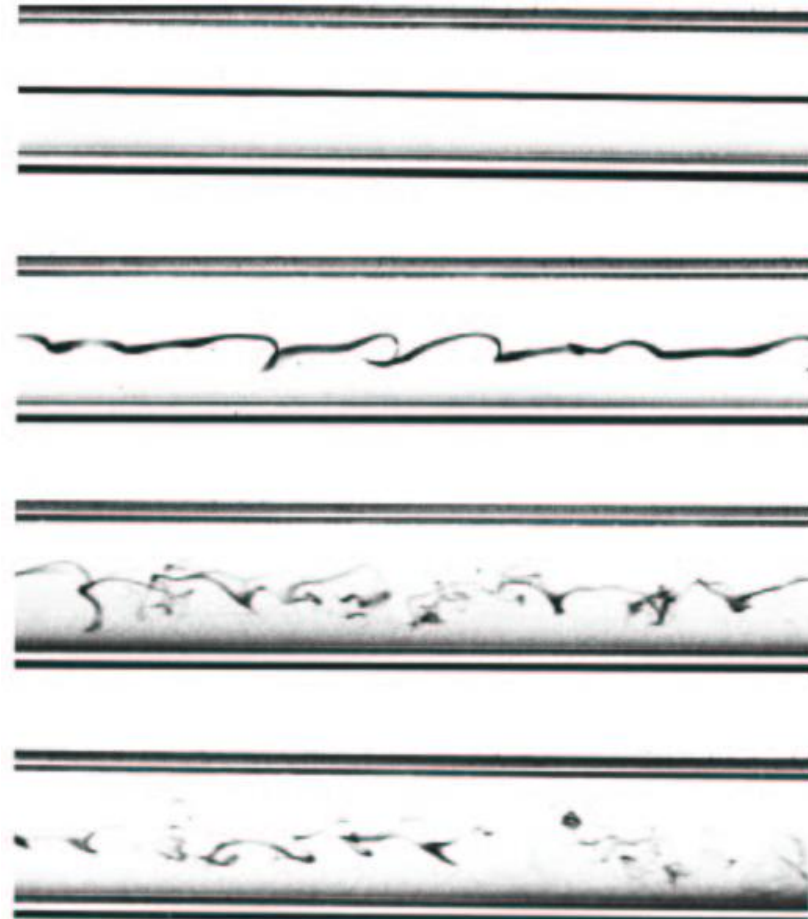


Quelle: J.F. Gülich "Kreiselpumpen"

- Massenerhaltung - Kontinuitätsgleichung
- Impulserhaltung – Navier-Stokes-Gleichung

- ▶ dreidimensional
- ▶ instationär
- ▶ turbulent
- ▶ teilweise mit Transition

Mathematische Beschreibung durch ein System partieller DGLn.



Quelle: Menter, F.R.; Vortrag: "Turbulenz" –
interne Schulung bei WILO, Dortmund

- ▶ Strömung ist dreidimensional
- ▶ Strömung ist instationär
- ▶ Turbulenz ist viel-skalig

- ▶ Reibungsverluste
- ▶ Geräuscherzeugung
- ▶ spätere Ablösung
- ▶ verstärkte Vermischung

Gleichungssystem zur Berechnung der Strömung inkompressibler newtonscher Fluide – Ableitung in der Vorlesung SM1

Kontinuitätsgleichung

$$\frac{\partial c_i}{\partial x_i} = 0$$

Navier - Stokes - Gleichungen

$$\frac{\partial c_i}{\partial t} + c_j \frac{\partial c_i}{\partial x_j} = f_i - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 c_i}{\partial x_j^2}$$

4 unbekannte Größen :

$$c_1, c_2, c_3, p$$

4 Gleichungen und geeignete Anfangs- und Randbedingungen

Lösung: a) Direkte Numerische Simulation

b) Large Eddy Simulation

b) Zeitliche Mitteilung \Rightarrow

mittlere Strömungskräfte

mittlere Drücke

mittlere Geschwindigkeiten

Statische Behandlung der Turbulenz

Kontinuitätsgleichung $m = \rho \cdot V = \rho \cdot \Delta x \cdot A$

Massenstrom $\dot{m} = \frac{\rho \cdot \Delta x \cdot A}{\Delta t} = \rho \cdot c \cdot A = \text{const.}$

für dichtebeständige Fluide gilt $\rho = \text{const.}$

Volumenstrom $\dot{V} = Q = \frac{\dot{m}}{\rho} = c \cdot A = \text{const.}$



Ziel: Beschreibung des Zusammenhangs zwischen Bewegungsgrößen und resultierender Kraft

Impuls $\mathbf{I} = m \cdot \mathbf{c}$

Impulssatz $\frac{d\mathbf{I}}{dt} = \mathbf{F}$

Die zeitliche Änderung des Impulses einer Masse m ist gleich der resultierenden Kraft, die auf das Masselement ausgeübt wird.



Eine analoge Aussage gilt für den Zusammenhang von Drehimpuls und Moment

Drehimpuls $\mathbf{L} = \mathbf{r} \times \mathbf{I}$

Drehimpulssatz $\frac{d\mathbf{L}}{dt} = \mathbf{M}$

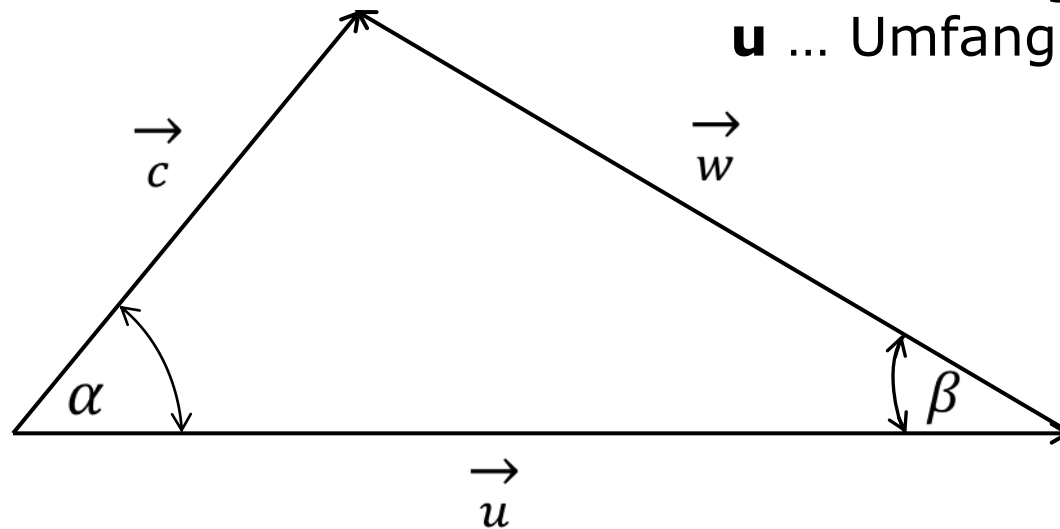
Die zeitliche Änderung des Drehimpulses (Impulsmoments) einer Masse m ist gleich dem resultierenden Moment (bezogen auf einen Bezugspunkt O).

Annahme : Strömung ist stationär

Konsequenzen aus den Annahmen:

- Ansetzen mittlerer Geschwindigkeiten
- Vernachlässigung des Drehimpulsbeitrages, der aus den turbulenten Schubspannungen in Umfangausrichtung an den Bilanzflächen 1 und 2 vorhanden ist.

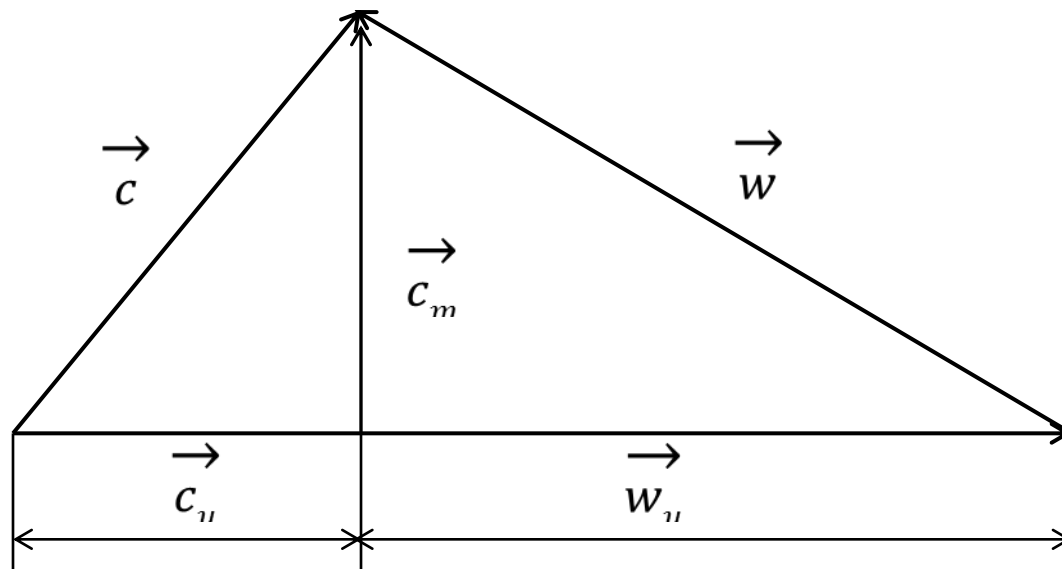
$$M_{\tau} \approx 1 \% \text{ von } M_{\text{sch}}$$

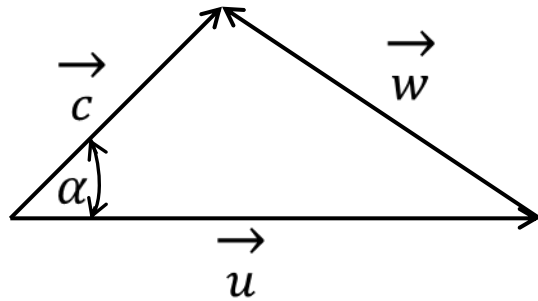


c ... Absolutgeschwindigkeit
w ... Relativgeschwindigkeit
u ... Umfangsgeschwindigkeit

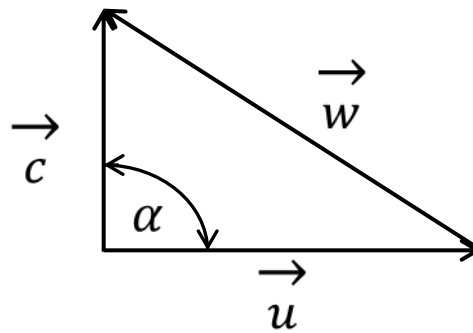
$$\vec{c} = \vec{u} + \vec{w}$$

Die Absolutgeschwindigkeit ist gleich der vektoriellen Summe aus Relativ- und Umfangsgeschwindigkeit

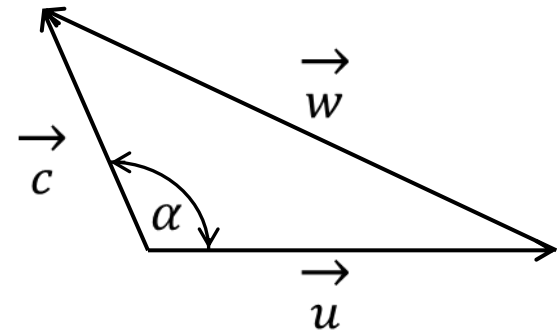




Mitdrall $\alpha < 90^\circ$



drallfrei $\alpha = 0$

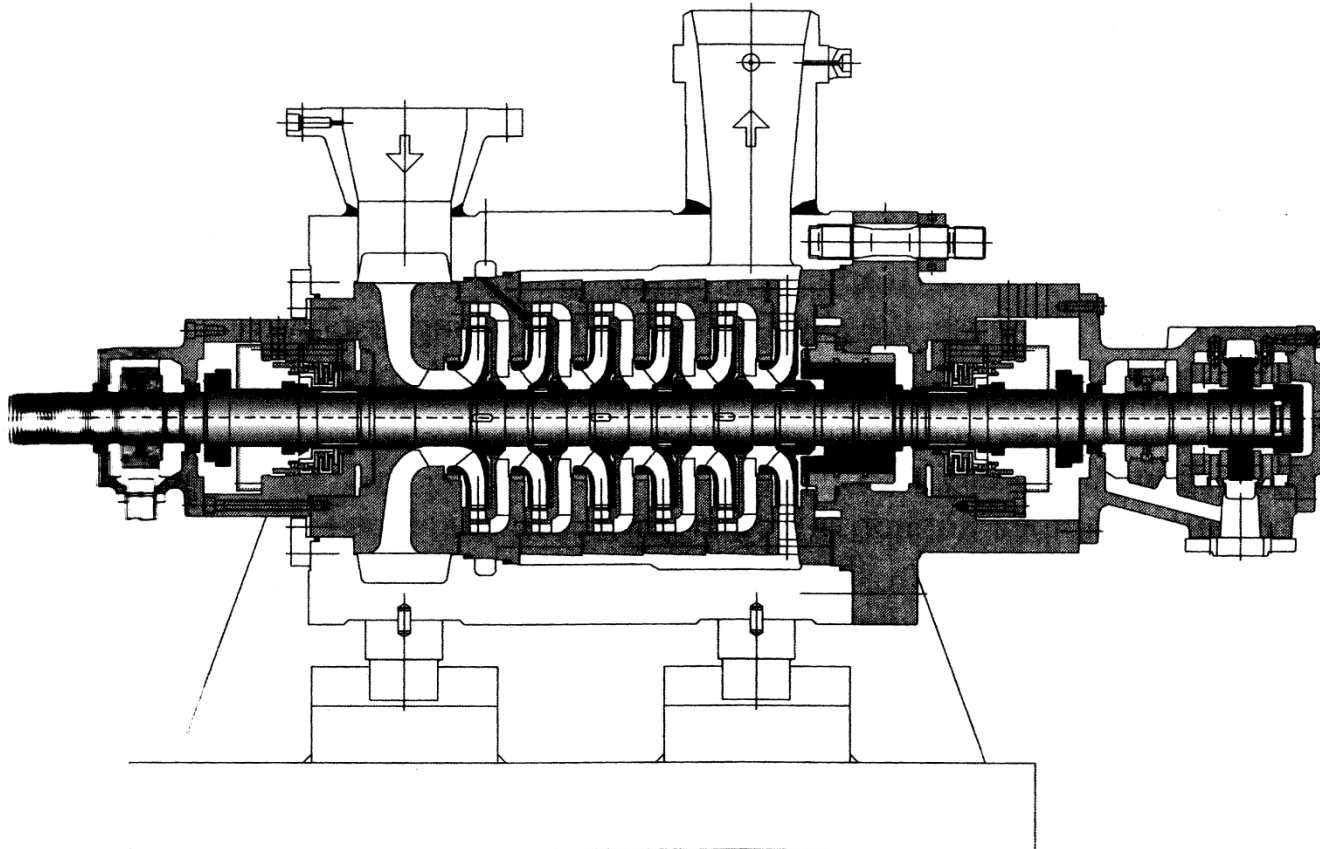


Gegendrall $\alpha > 90^\circ$

„Zählung“ durch eine Strömungsmaschine

Index:

- 0... auf der Saugseite des Laufrades, unmittelbar vor den Schaufeln
 - 1... unmittelbar nach dem Eintritt in den Schaufelkanal des Laufrades
 - 2... unmittelbar vor dem Austritt aus dem Schaufelkanal des Laufrades
 - 3... auf der Druckseite des Laufrades, unmittelbar hinter den Schaufeln
 - 4... unmittelbar vor dem Schaufelkanal des Leitrades
 - 5... unmittelbar nach dem Eintritt in den Schaufelkanal des Leitrades
 - 6... unmittelbar vor dem Austritt aus dem Schaufelkanal des Leitrades
 - 7... unmittelbar hinter den Schaufeln des Leitrades
- usw.

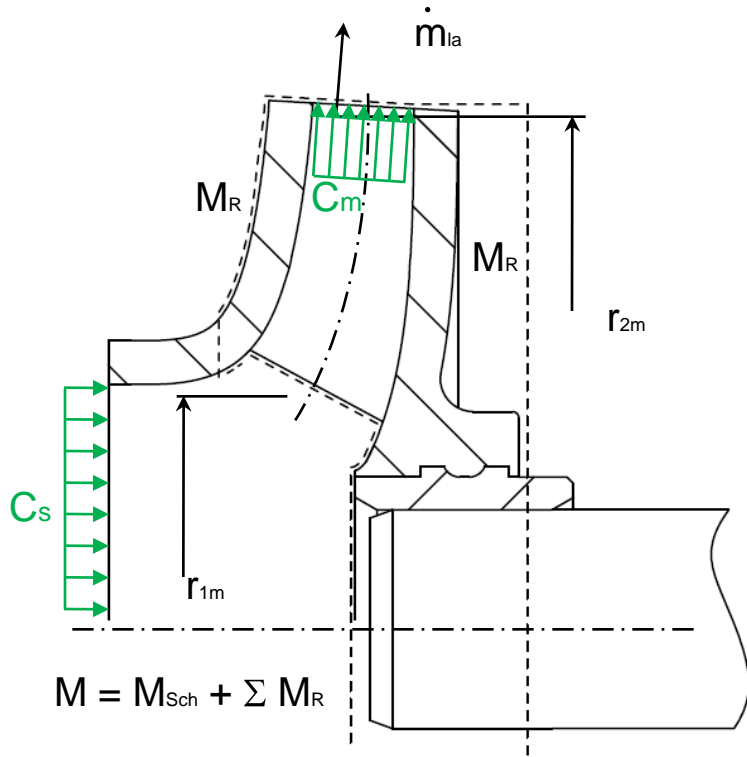


Hochdruck-Kesselspeisepumpe in Topbauweise, Sulzer Pumpen AG

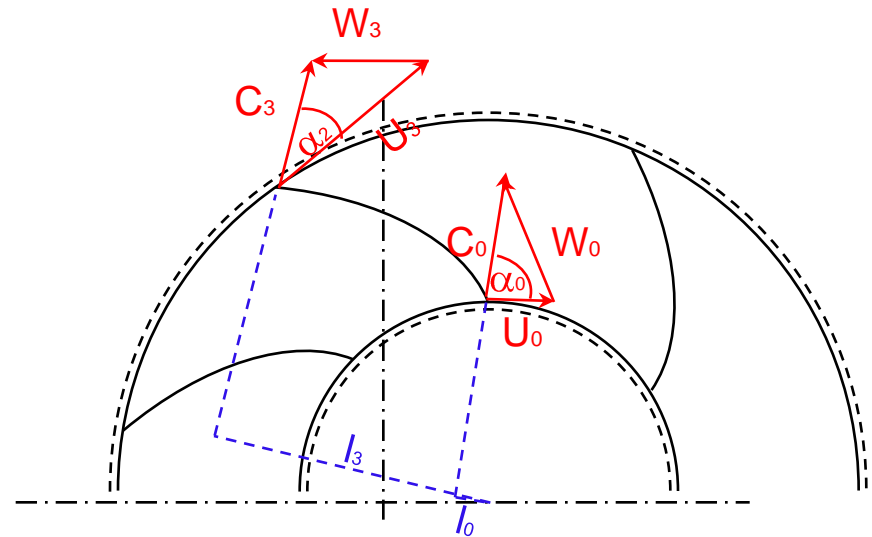
entnommen aus Gülich, J.: Kreiselpumpen



- zirkuläre Projektion der Ein- und der Austrittskante in die Zeichenebene



Kontrollvolumen



Bilanzfläche 1 :

Massestrom \dot{m}_{La} mit dem Drehimpuls $\dot{m}_{La} r_{1m} \cdot \mathbf{c}_{ou}$

Bilanzfläche 2 :

Massestrom \dot{m}_{La} mit dem Drehimpuls $\dot{m}_{La} r_{2m} \cdot \mathbf{c}_{3u}$

Die statischen Drücke an den Bilanzflächen und die radialen Komponenten der Geschwindigkeit erzeugen keine Kräfte in Umfangsrichtung und werden deshalb nicht berücksichtigt.

an den festen Berandungen

Moment wegen der Radseitenreibung M_R

an der Welle:übertragenes Drehmoment M

$$M = M_{\text{sch}} + \Sigma M_R \quad \text{an der Welle übertragenes Moment}$$

$$M_{\text{sch}} = \dot{m} (r_{2m} \mathbf{c}_{3u} - r_{1m} \mathbf{c}_{ou}) \quad \text{von den Schaufeln übertragenes Moment}$$

mit $u = \omega r$

$$P_{\text{sch}} = M_{\text{sch}} \cdot \omega = \dot{m} (u_{2m} c_{3u} - u_{1m} c_{ou}) \quad \text{Leistung}$$

$$Y_{\text{sch}} = \frac{P_{\text{sch}}}{\dot{m}} \quad \text{spezifische Förderarbeit}$$

$$Y_{\text{sch}} = u_{2m} c_{3u} - u_{1m} c_{ou}$$

**Euler'sche Turbinengleichung
(1754)**



geb. 15. April 1707 in Basel

gest. 18. September 1783 in St. Petersburg

Professor für Mathematik an der
Universität St. Petersburg
(dort Nachfolger von Daniel Bernoulli)

andere Schreibweise der Turbinengleichung

$$Y_{\text{sch}} = \mathbf{u}_{2m} \mathbf{c}_{3u} - \mathbf{u}_{1m} \mathbf{c}_{0u}$$

Anwendung der trigonometrischen Beziehungen

$$Y_{\text{sch}} = \frac{\mathbf{u}_2^2 - \mathbf{u}_1^2}{2} + \frac{\mathbf{c}_3^2 - \mathbf{c}_0^2}{2} + \frac{\mathbf{w}_0^2 - \mathbf{w}_3^2}{2}$$

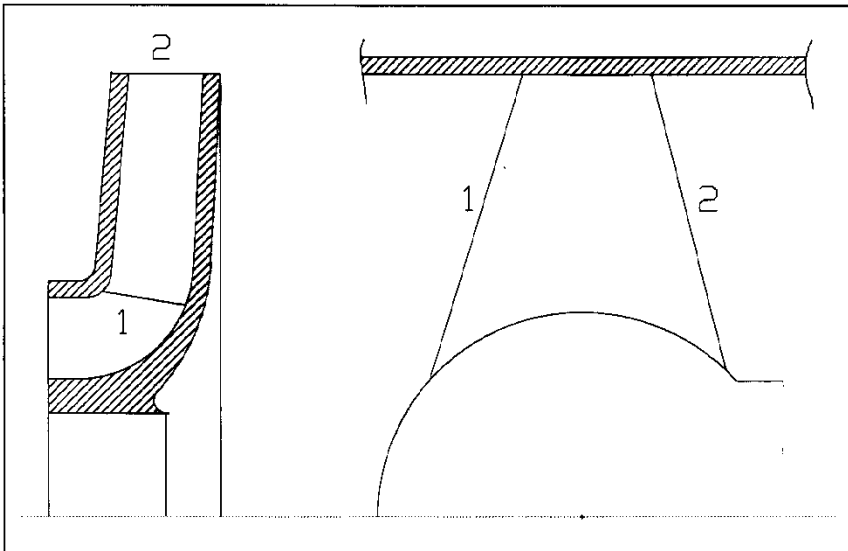
$$g \times H_{th} = \left[U_2 C_{2U} - U_1 C_{1U} \right] \quad \text{Gleichung von L. Euler}$$

$$g \times H_{th} = \left[\underbrace{\frac{C_2^2 - C_1^2}{2}}_A + \underbrace{\frac{U_2^2 - U_1^2}{2}}_B + \underbrace{\frac{W_1^2 - W_2^2}{2}}_C \right]$$

Term A :
abhängig von den
Durchmessern
des Saug- und
Druckstutzens

Term B :
abhängig vom
Durchmesser-
unterschied zwischen Ein-
und
Austrittskante

Term C :
abhängig von der
Gestaltung des
Innenraums im Laufrad





$$Y_{\text{sch}} = \mathbf{u}_2 \mathbf{c}_{3u} - \mathbf{u}_1 \mathbf{c}_{ou}$$

$$\mathbf{c}_{uo} \neq 0 \quad (\alpha_0 \neq 90^\circ)$$

Mitdrall $(\alpha_0 < 90^\circ)$ Förderhöhe wird reduziert

Gegendrall $(\alpha_0 > 90^\circ)$ Förderhöhe wird vergrößert

gewollte Realisierung :

Vordrallregler mit ungeteilten
oder geteilten Schaufeln

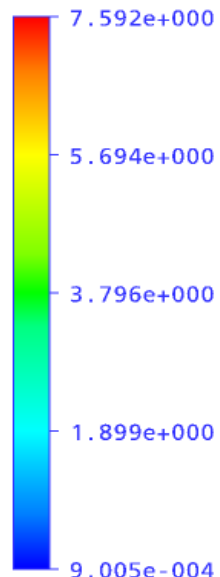
ungewollte Realisierung :

ungünstige Zuströmung

Einlaufbauwerk für Kühlwasserpumpen (Kraftwerk in Indien; $H=28\text{ m}$, $4 \times Q=35.000\text{ m}^3/\text{h}$)

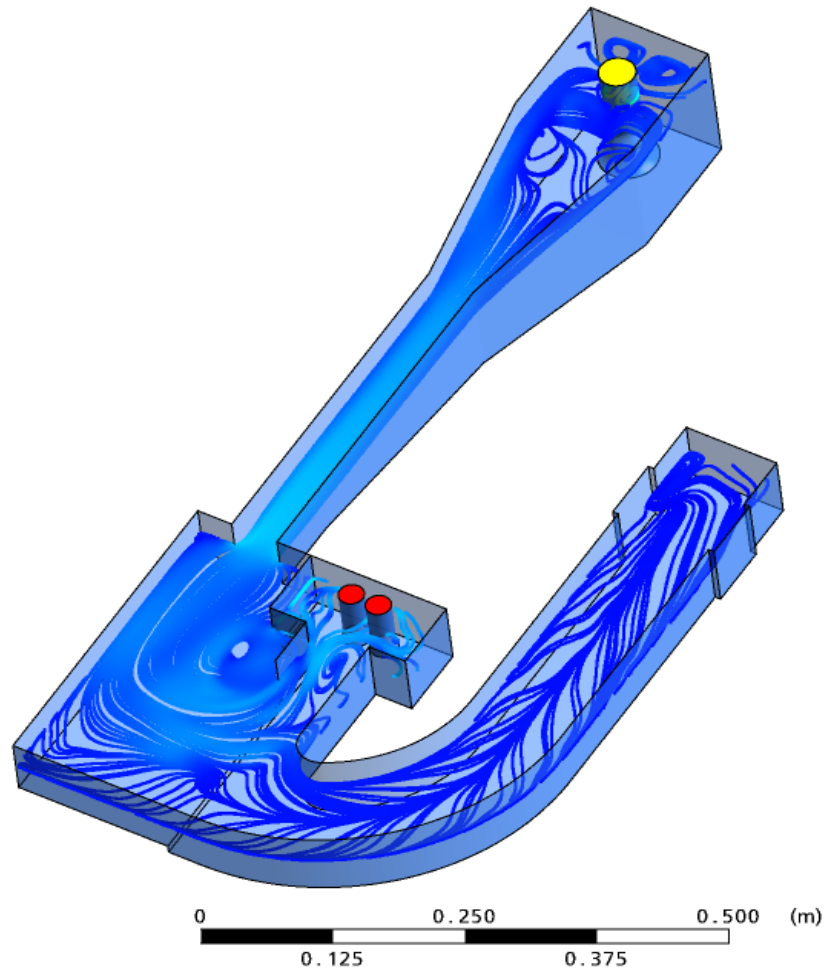
ANSYS

Velocity
(Streamline 1)

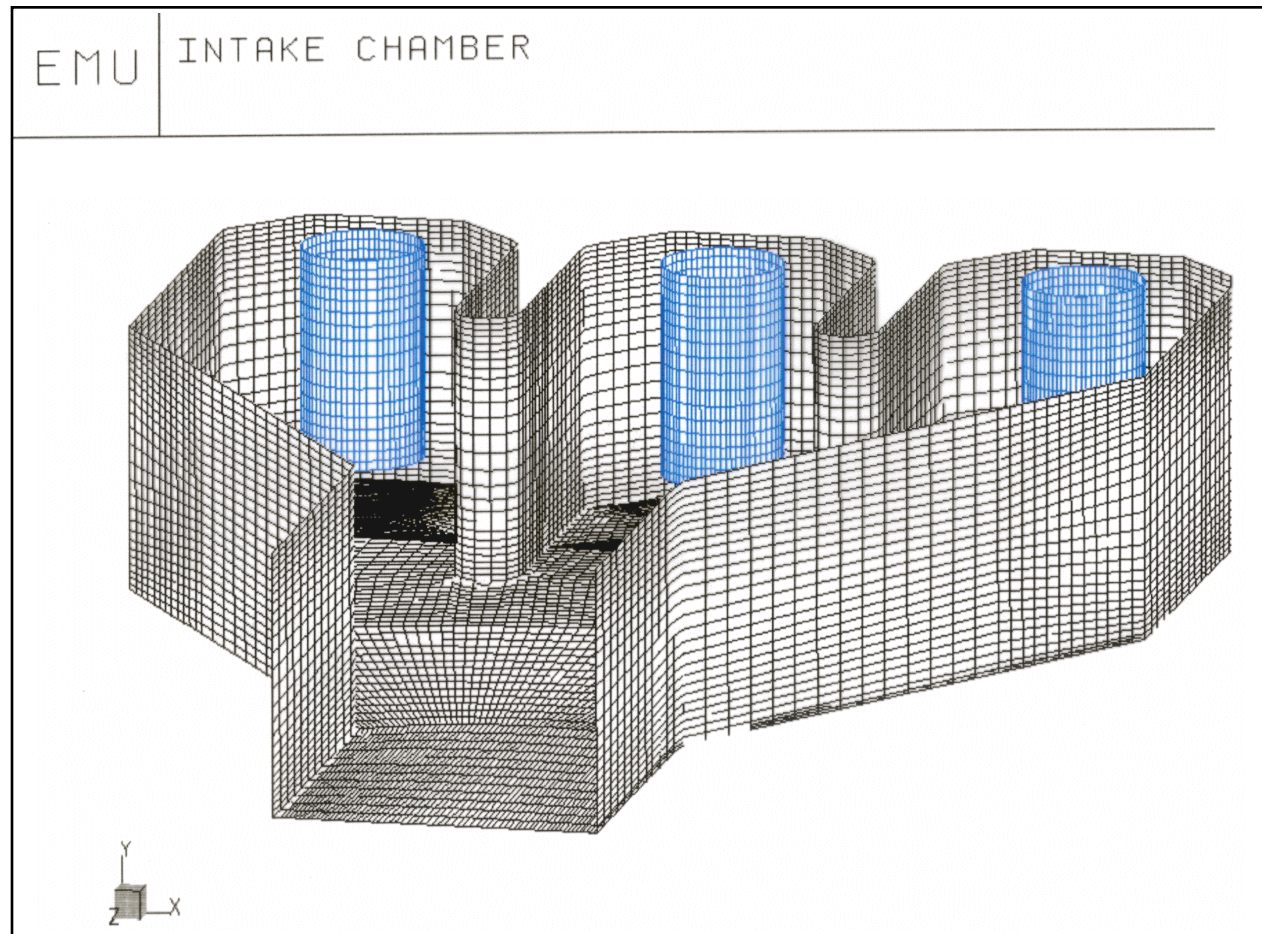


7.592e+000
5.694e+000
3.796e+000
1.899e+000
9.005e-004

[m s⁻¹]

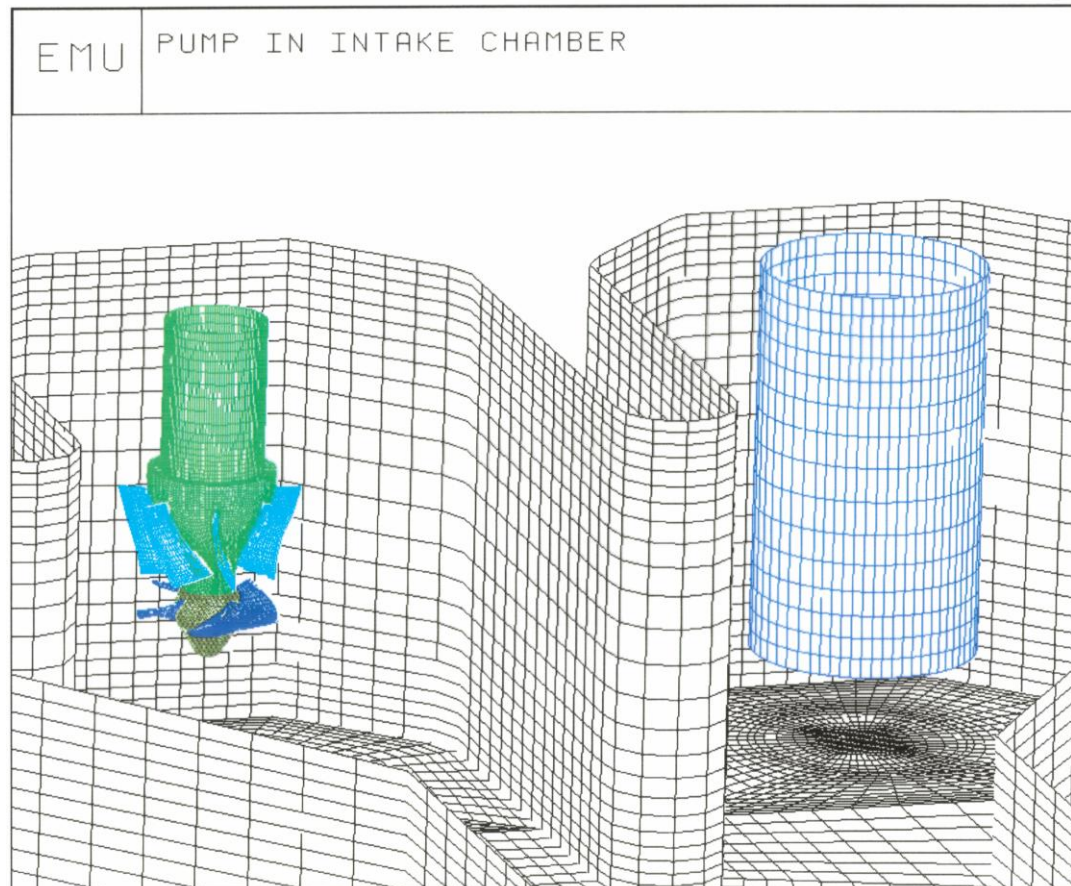


Einlaufbauwerk für Abwasserpumpen Kläranlage in Dänemark; $H=5\text{m}$, $3 \times Q=1000 \text{ l/s}$

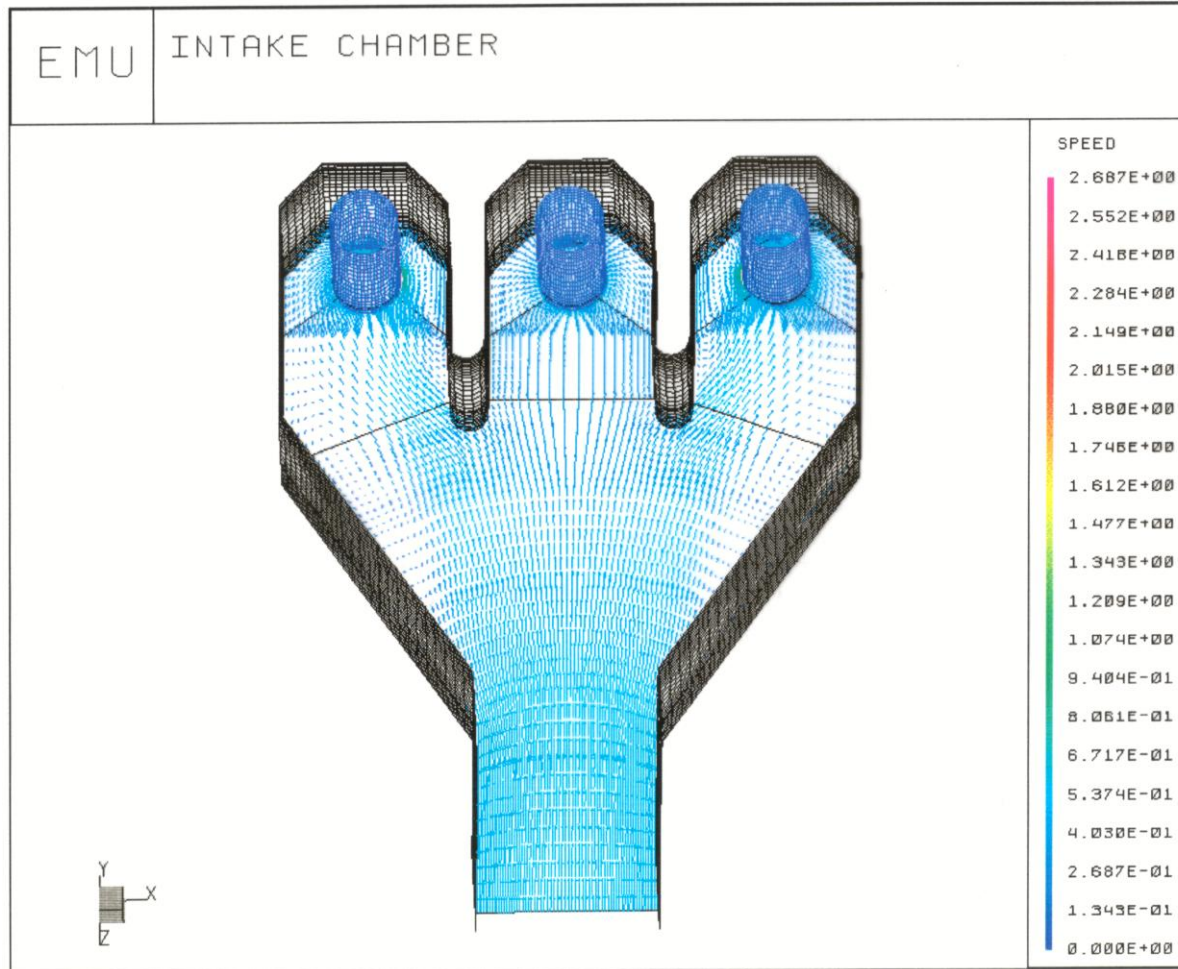


Holz, F., Wurm H.: E U ESPRIT – Projekt : „Standard Software infrastructures for SCI – based parallel systems“, Projekt Nr. 23174
(während der Bearbeitung waren beide Autoren Mitarbeiter der EMU Unterwasserpumpen GmbH)

Simultane Berechnung der Strömung im Einlaufbauwerk mit laufenden Pumpen



Holz, F., Wurm H.: E U ESPRIT – Projekt : „Standard Software infrastructures for SCI – based parallel systems“,
Projekt Nr. 23174 (während der Bearbeitung waren beide Autoren Mitarbeiter der EMU Unterwasserpumpen GmbH)

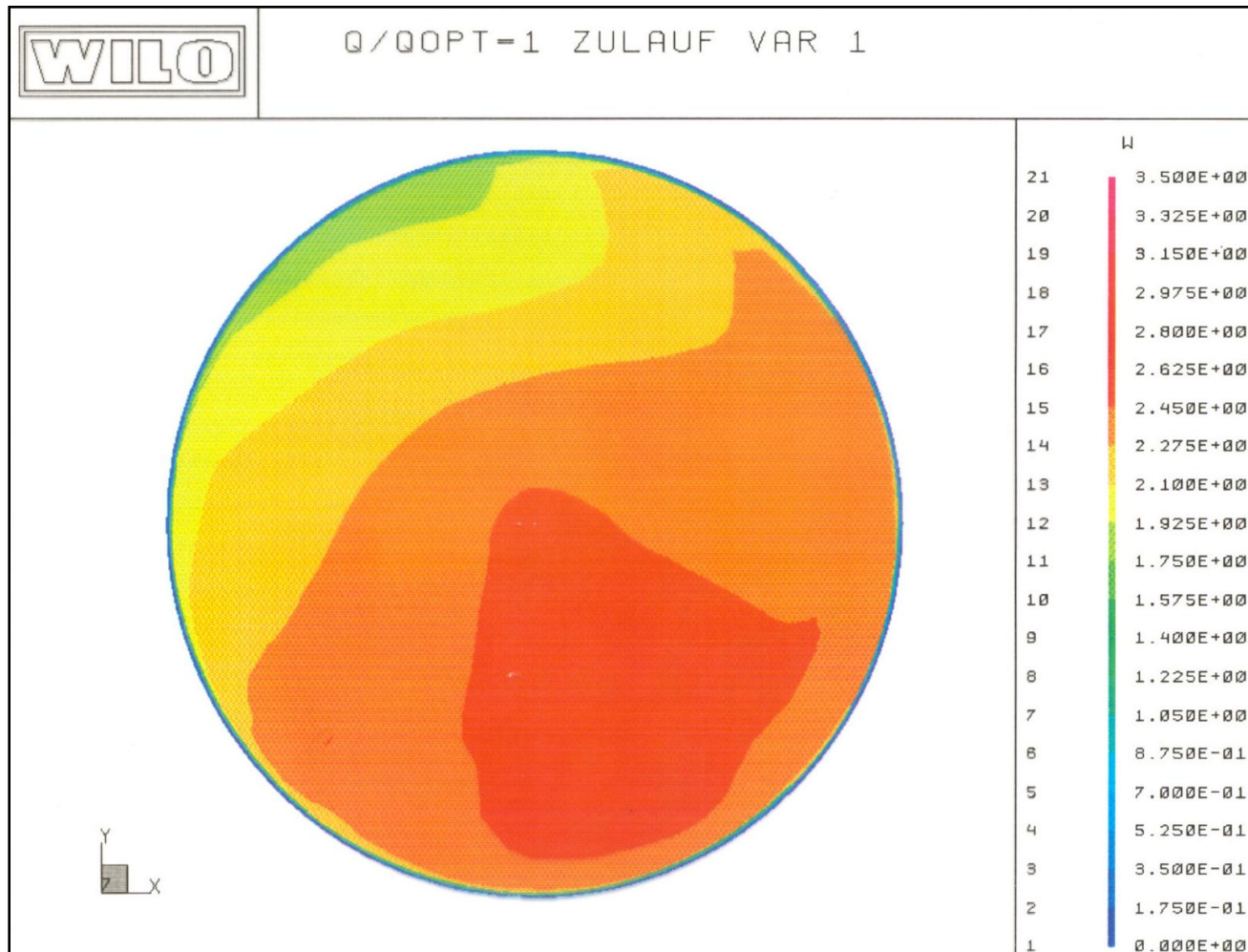


Holz, F., Wurm H.: E U ESPRIT – Projekt : „Standard Software infrastructures for SCI – based parallel systems“, Projekt Nr. 23174 (während der Bearbeitung waren beide Autoren Mitarbeiter der EMU Unterwasserpumpen GmbH)

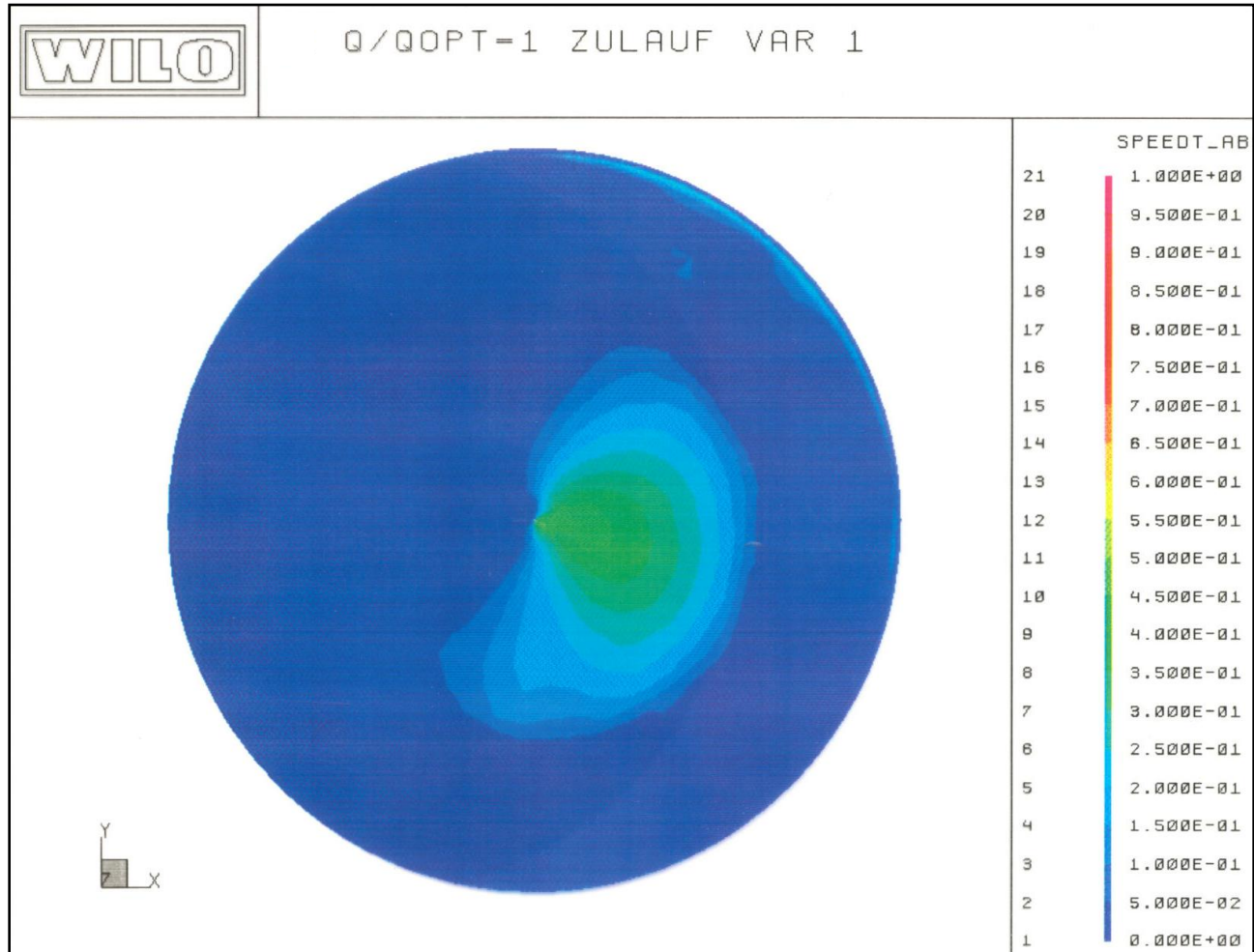
Zulauf zu einer Kühlwasserpumpe im Fahrzeug

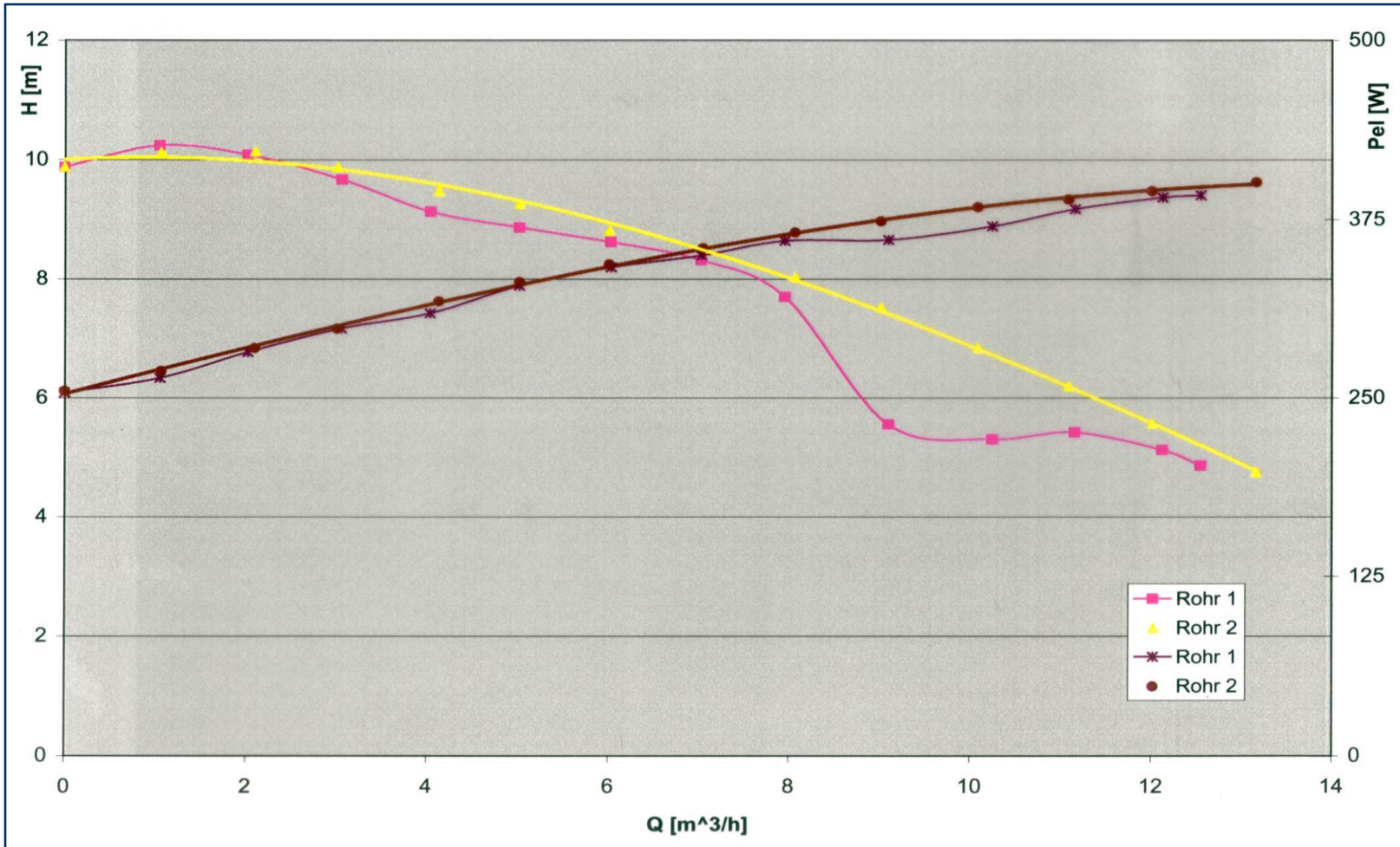


Verteilung der Axialgeschwindigkeit vor der Pumpe



Verteilung der Umfangsgeschwindigkeit vor der Pumpe





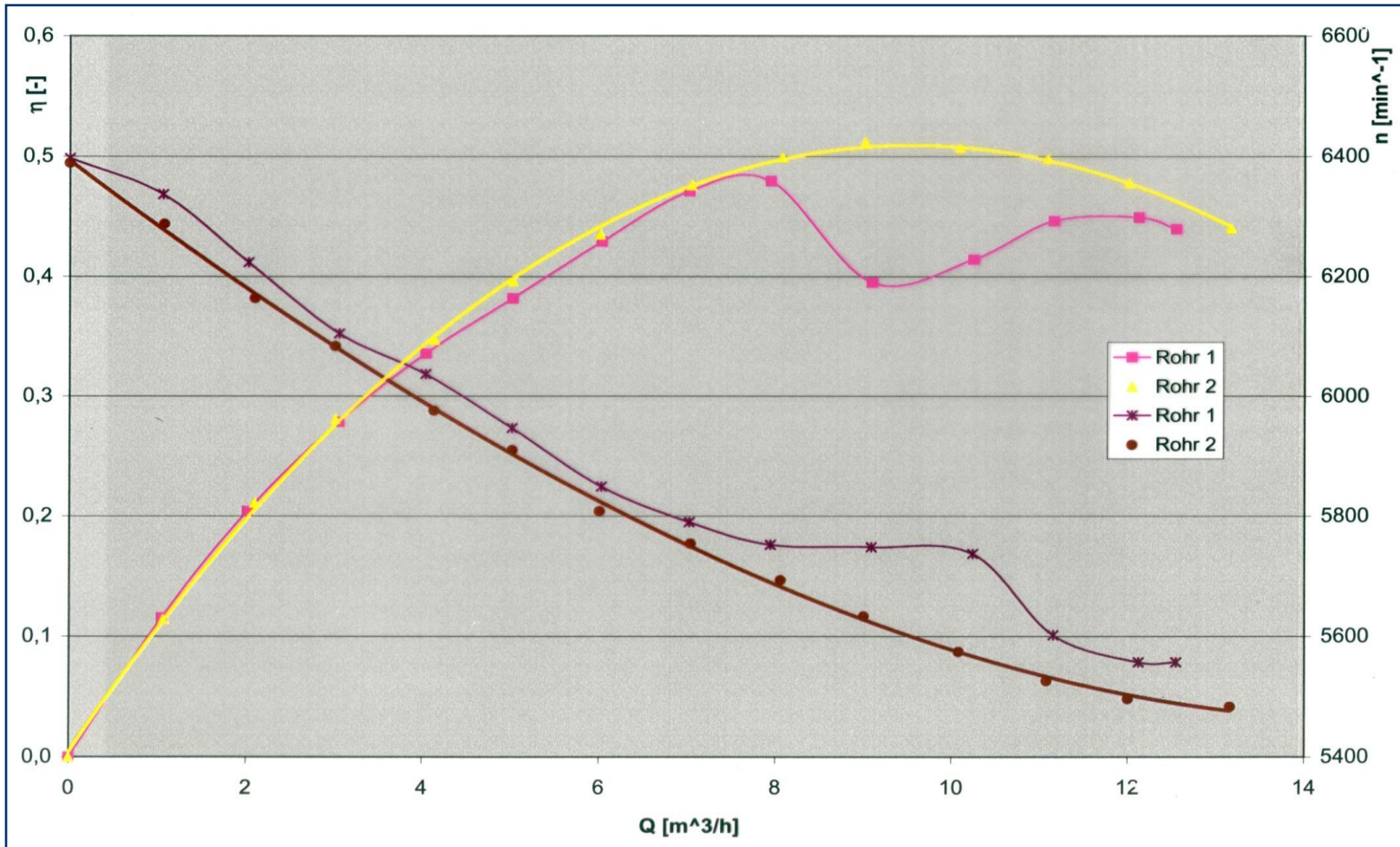




Bild 1: Radialrad mit rein radialen Schaufeln, Staupunkt S (Draufsicht ohne vordere Deckscheibe dargestellt)

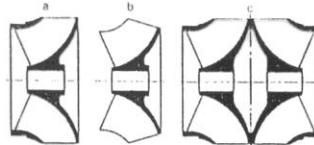


Bild 6: Zur Unterscheidung von geschlossenen und offenen, von einströmigen und zweiströmigen Lauf-
rädern, gezeigt an einem Schraubenrad
a) geschlossenes Lauf-
rad, einströmig; b) offenes Lauf-
rad, einströmig; c) geschlossenes Lauf-
rad, zweiströmig

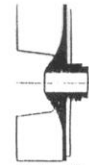


Bild 11: Offenes Zweikanalrad mit S-förmigen Schaufeln

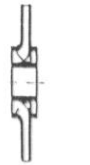


Bild 2: Radialrad mit Schaufeln, die sich bis in den Saugmund erstrecken (Draufsicht ohne vordere Deckscheibe dargestellt)

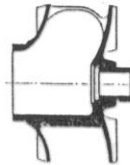
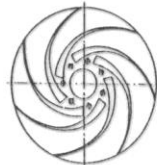


Bild 7: Geschlossenes Einschufelrad (Draufsicht ohne Deckscheibe dargestellt)



Bild 12: Geschlossenes Dreikanalrad (Draufsicht ohne Deckscheibe dargestellt)



Bild 3: Halbhaxialrad (Schraubenrad, Diagonalrad) (Draufsicht ohne vordere Deckscheibe dargestellt)

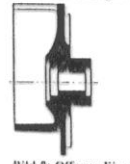


Bild 8: Offenes Einschufelrad



Bild 13: Offenes Dreikanalrad mit zylindrischen Schaufeln

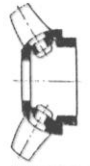


Bild 4: Halbhaxialrad (halbaxialer Propeller)

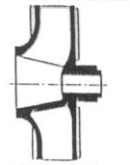
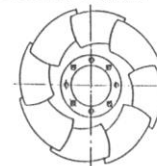


Bild 9: Geschlossenes Einkanalrad (Draufsicht ohne Deckscheibe dargestellt)

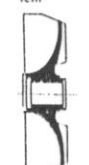


Bild 14: Freistromrad

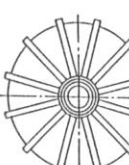


Bild 5: Axialrad (axialer Propeller)

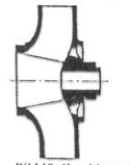
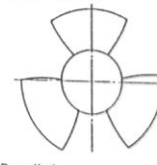


Bild 10: Geschlossenes Zweikanalrad (Draufsicht ohne Deckscheibe dargestellt)

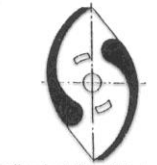
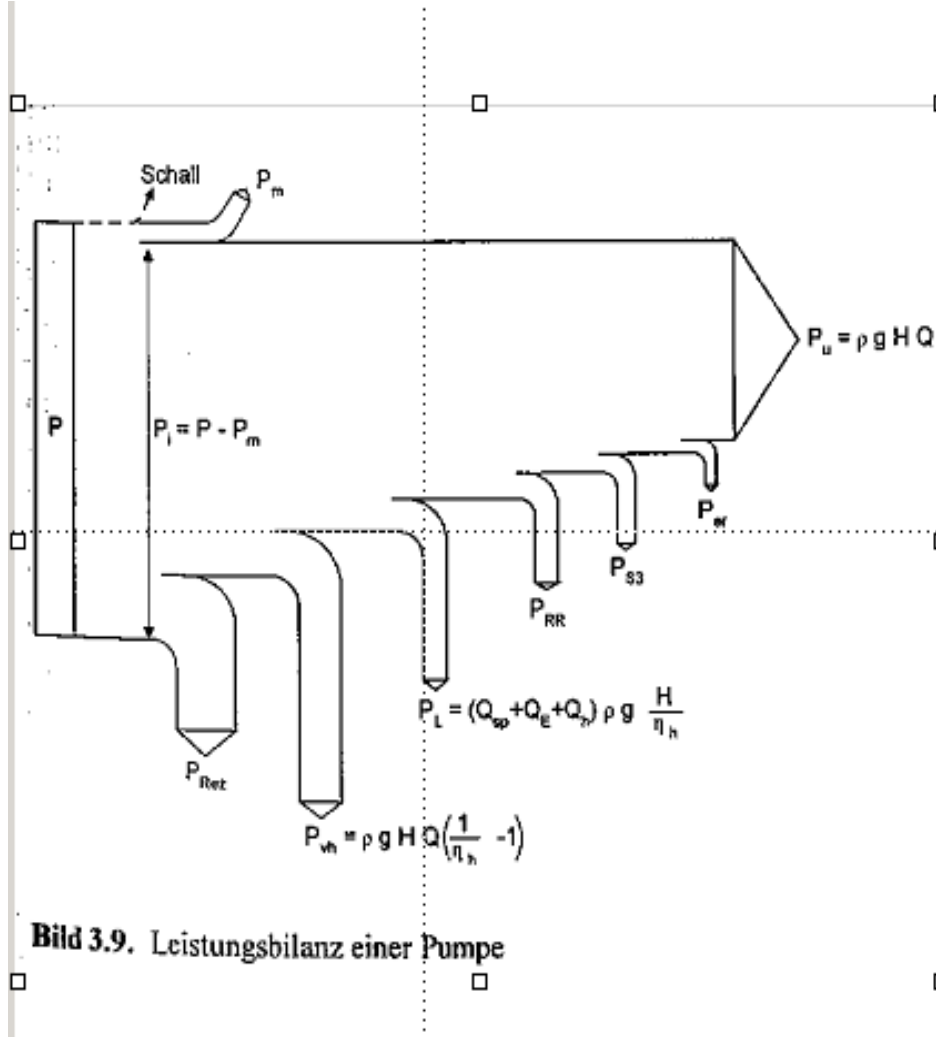


Bild 15: Peripheralrad



- ▶ Mechanisch (Lager, Dichtungen, ...) → P_m
- ▶ Volumetrisch (Spalte, Entlastungsbohrung, ...) → P_v
- ▶ Radseitenreibung → P_{Reib}
- ▶ Hydraulische (Fluidreibung, Turbulenz, ...) → P_h
- ▶ Rezirkulation und Austausch → P_{rez}



- ▶ Radiallager
- ▶ Axiallager
- ▶ Dichtungen

- ▶ Einlauf, Lauf- und Leiträder, Gehäuse, Austrittsgehäuse
- ▶ durch Reibung, Sekundärströmungen, Ablösung, Stoß, Nachläufe, ...

Gesamtwirkungsgrad

$$\eta = \frac{P_{\text{Nutz}}}{P} \quad P_{\text{Nutz}} = \rho \cdot g \cdot H \cdot Q$$

Innerer Wirkungsgrad

$$\eta_i = \frac{P_{\text{Nutz}}}{P_i} = \frac{\eta}{\eta_m} \quad P_i = P - P_m$$

Mechanischer Wirkungsgrad

$$\eta_m = 1 - \frac{P_m}{P}$$

Hydraulischer Wirkungsgrad

$$\eta_h = \frac{\rho g H (Q + Q_{\text{Spalt}} + Q_{\text{Entlastung}})}{P - \sum P_{RR} - P_m} = \frac{H}{H + Z_{la} + Z_{le} + Z_E + Z_A}$$

wichtige Kennlinien von Pumpen

- $H = H(Q)$

- $\eta = \eta(Q)$

- $P = P(Q)$

- $NPSH = NPSH(Q)$

ideale und reale $H=f(Q)$ - Kennlinie

