

Sommersemester 2013

Strömungsmaschinen II

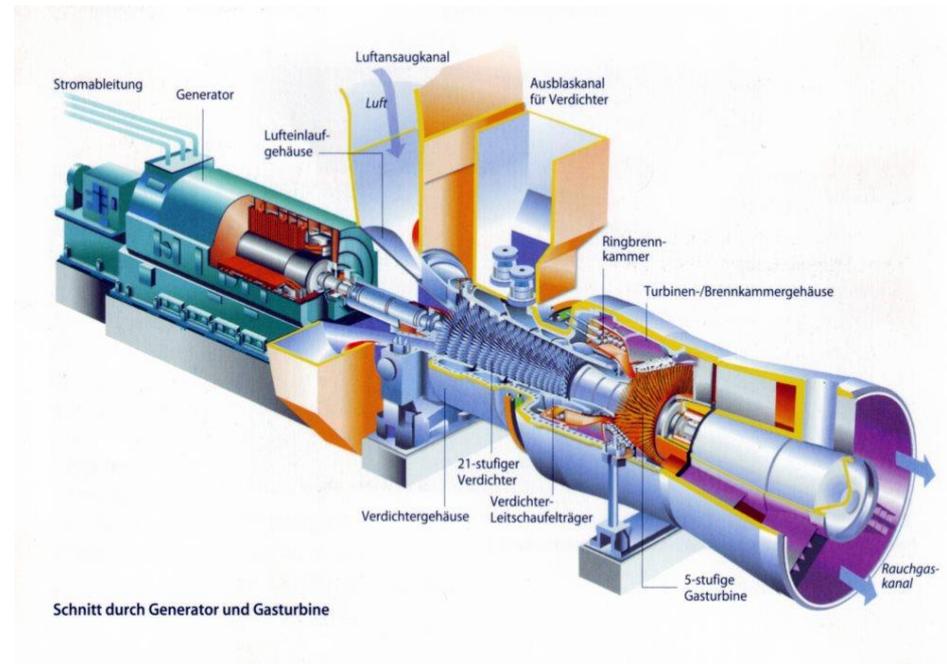
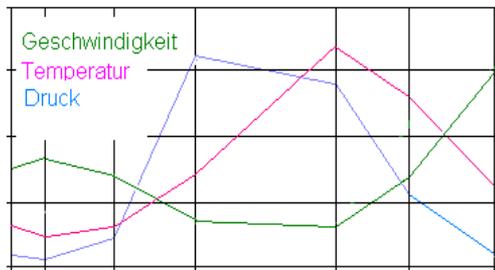
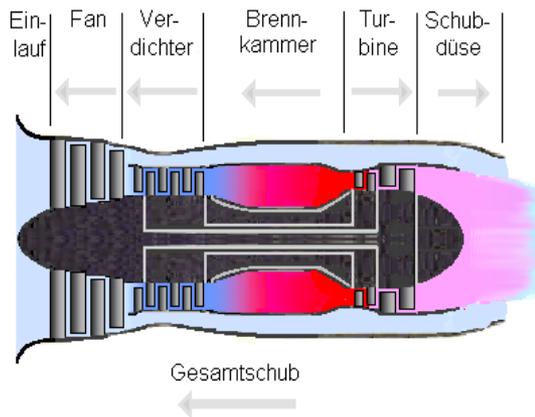
Thermische Strömungsmaschinen

Prof. Dr. Hendrik Wurm
Lehrstuhl für Strömungsmaschinen

- Einführung / industrieller Hintergrund (V1)
- Thermodynamische Grundlagen (V1+V2)
- Aufbau und Anwendung von Gasturbinen und von Flugtriebwerken (V2)
- Grundlagen der Strömungsmechanik von kompressiblen Fluiden (V3)
- **Entwurf von Verdichtern (V4+V5)**
- Dreidimensionale Strömungseffekte in Axialverdichtern und -turbinen (V6)
- Kennlinien und Regelung von Verdichtern (V7)
- Brennkammer und Turbine (V8)

- Grundlagen der Dampfturbinen (V9+10+11)
- Schallquellen in Strömungsmaschinen und Einführung in die Akustik (V12+13)
- Zusammenfassung und Prüfungsvorbereitung (V14)

Prinzipieller Aufbau einer Gasturbine



Quelle: Wikipedia

Quelle: www.hagelstein-consult.de

- Verdichtung von Gas aus einem Anfangszustand (p_{RS} , T_{RS}) auf den Enddruck p_{RD}

$$\text{Druckverhältnis} = \pi = \frac{p_{RD}}{p_{RS}}$$



- Radialverdichter
- Diagonalverdichter
- **Axialverdichter** – *Gegenstand der Vorlesung SM II*



- Verdichtung von Gasen in der Industrie
- als Turbolader in KFZ
- Verdichtung von Luft in Triebwerken und anderen Gasturbinen, die mit einem offenen Kreisprozess arbeiten
- Verdichtung des Gases in Gasturbinenanlagen, die mit einem geschlossenen Prozess arbeiten
- etc.

Beispiel Triebwerk Fan + Verdichter (ND+HD)

$$\pi_{\text{Fan}} \approx 1,5 \dots 1,7$$

$$\pi_v \approx 20 \dots 40$$

$$(\pi_{v\text{Stufe}} \approx 1,2 \dots 1,5)$$

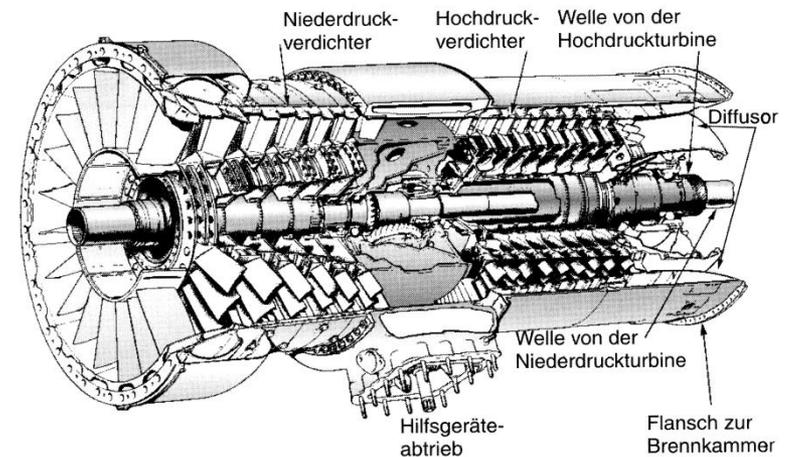
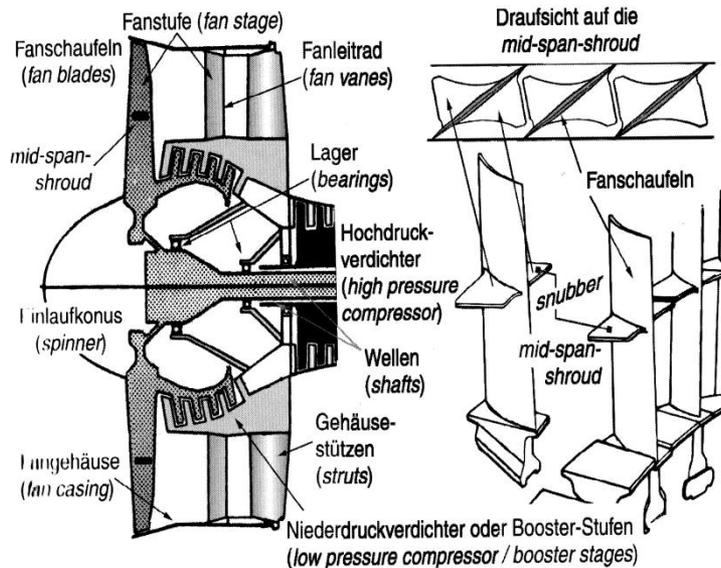


Bild 4-17: Beispiel für einen Mehrwellenverdichter (hier 2 Wellen): Rolls-Royce Tyne Turboprop (Transall C160). Basisbild mit freundlicher Genehmigung von Rolls-Royce plc

entnommen aus G.Bräunling: "Flugzeugtriebwerke"

Einwellenverdichter

- Alle Stufen sind auf einer Welle befestigt und rotieren demnach mit einer Drehzahl

Mehrwellenverdichter

- Verdichtung wird in Abschnitte geteilt
z.B. Niederdruck-, Mitteldruck-, Hochdruckteil
Antrieb durch verschiedene Turbinen mit jeweils eigener Welle und Drehzahl

Energiebilanz:

eintretende Energieströme: $\dot{m} \cdot h_{RS}$

$$M_k \cdot \omega$$

austretende Energieströme: $\dot{m} \cdot h_{RD}$

$$q$$

$$\frac{M_k \cdot \omega}{\dot{m}} = \Delta h_R + q$$

Tafelbild 1

Annahme ideales Gas: $p_R = \rho_R \cdot R \cdot T_R$

$$\Delta h_R = c_p \cdot \Delta T_R$$

mit $\frac{T_{RD}}{T_{RS}} = \left(\frac{p_{RD}}{p_{RS}}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \cdot e^{\frac{s_D-s_S}{c_p}}$

wird $\frac{M_k \cdot \omega}{\dot{m}} = c_p \cdot T_{RS} \left(\pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \cdot e^{\frac{\Delta s}{c_p}} - 1 \right) + q$

Tafelbild 2

Einflussgrößen: Eigenschaften des Gases

 Ansaugtemperatur

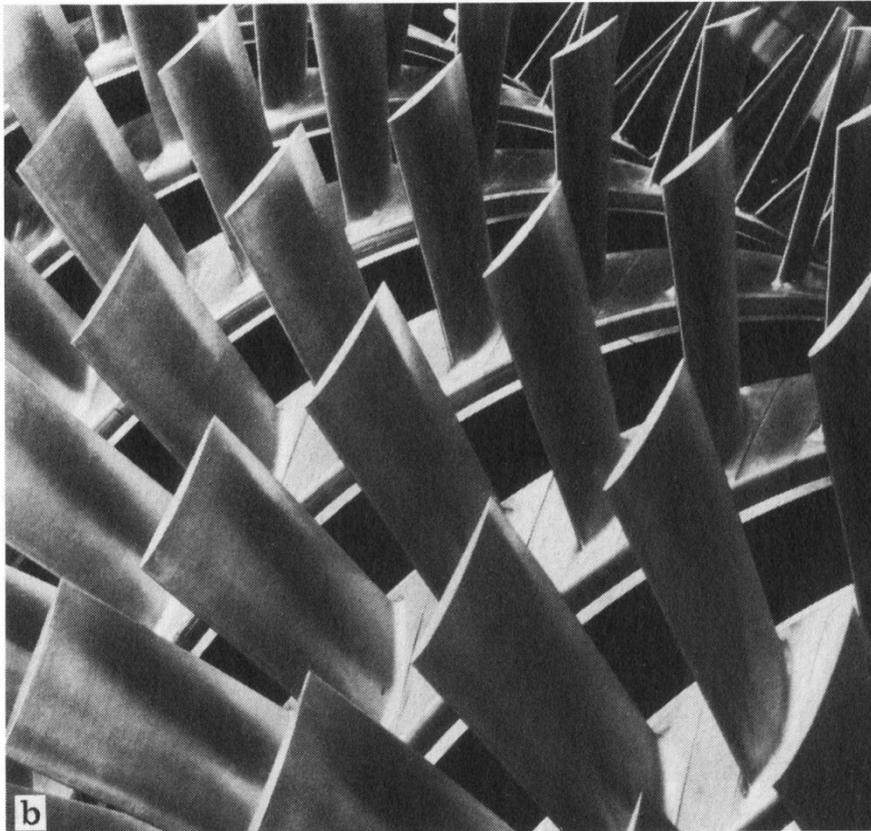
 Prozessführung ($\Delta s, q$)

Tafelbilder 4a),b),c)

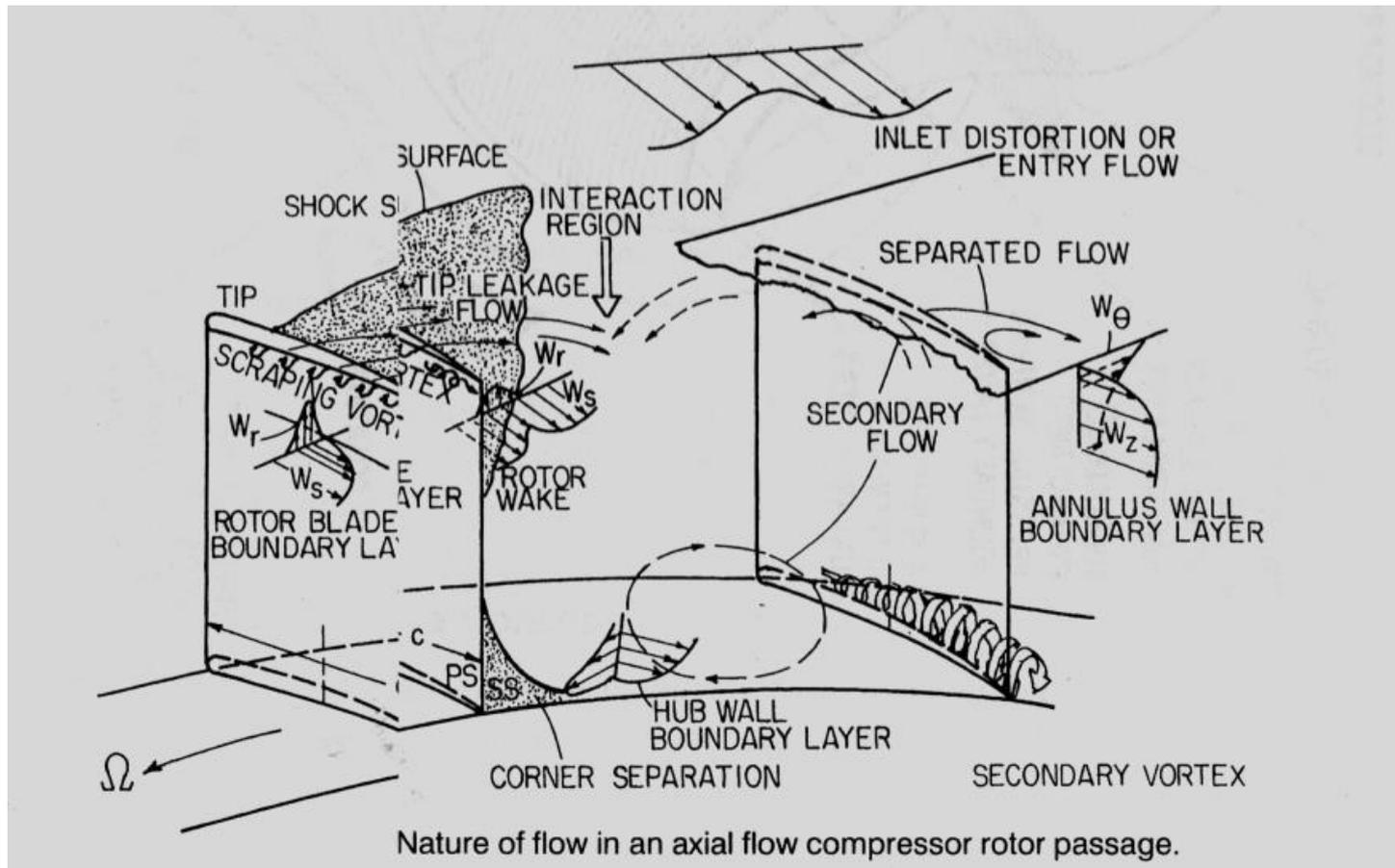


Entwurf von Axialverdichtern

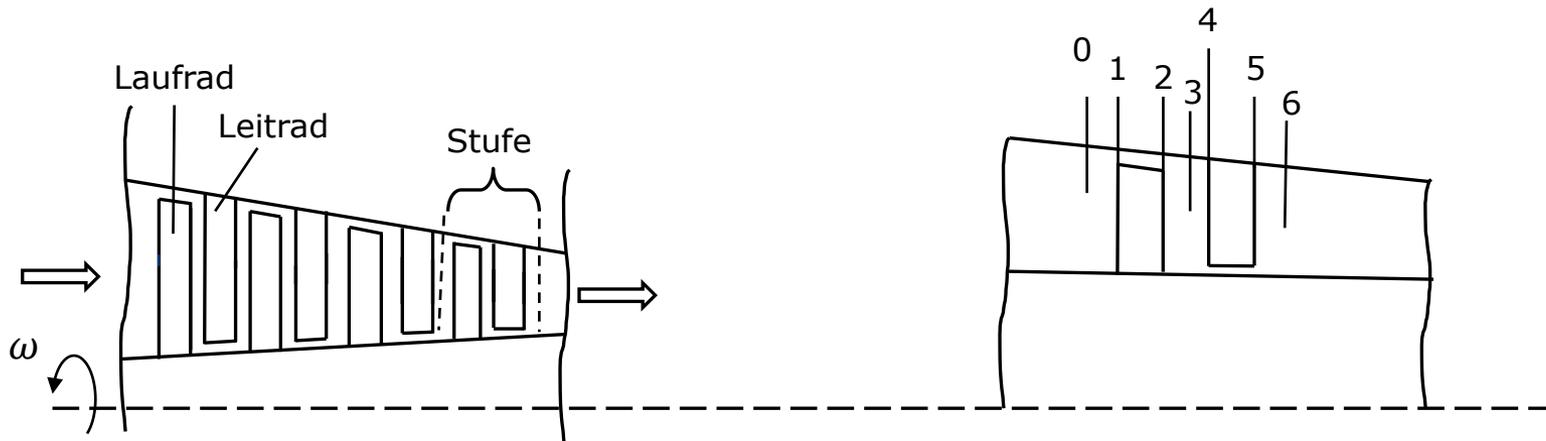
Verdichterschaufeln



entnommen aus: Fister, W.: Fluidenergiemaschinen



Quelle: Lakshminarayana Fluid Dynamics and Heat Transfer of Turbomachinery



Axialverdichter

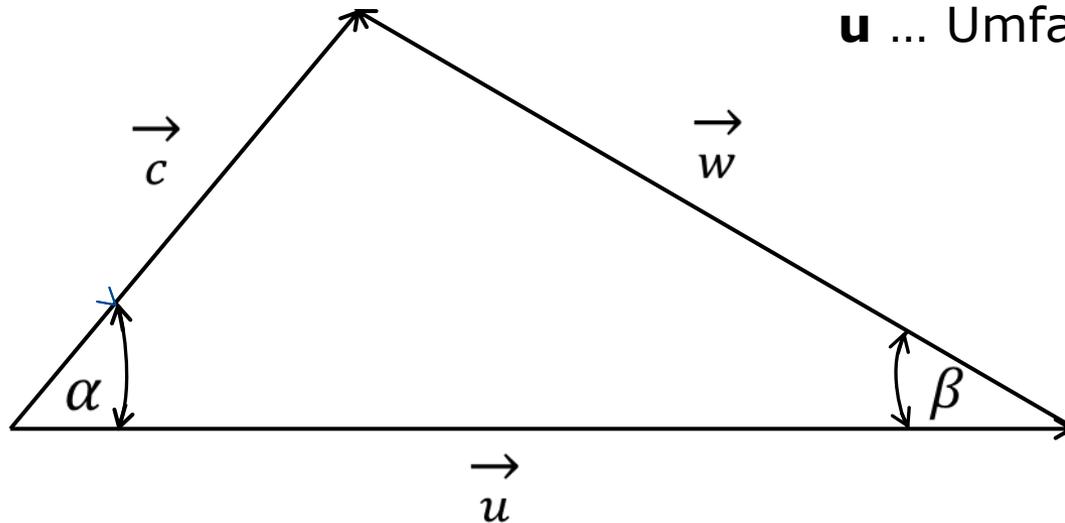
Tafelbild 5



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.

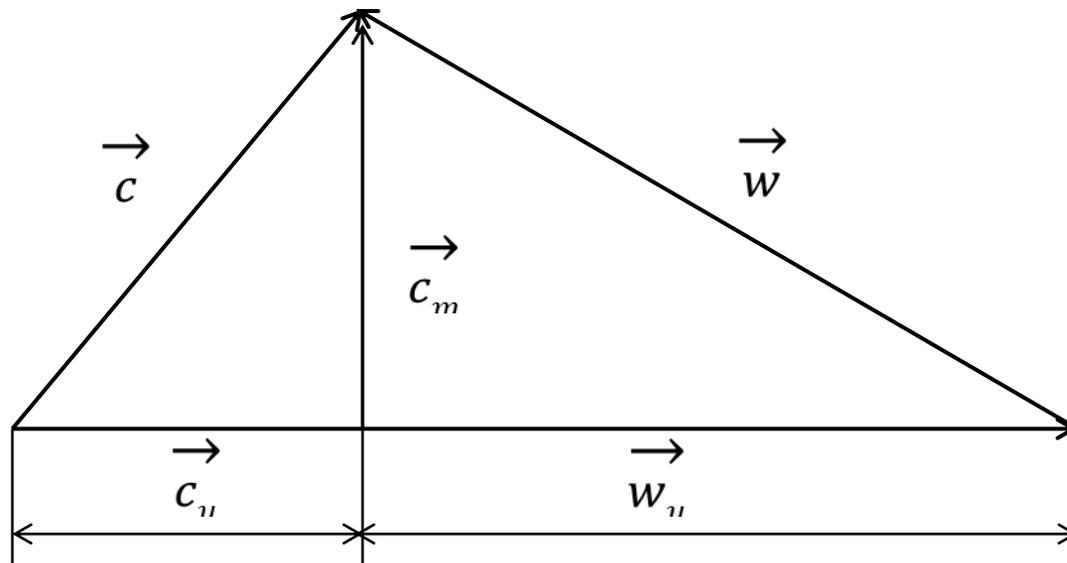
Absolut- und Relativsystem Geschwindigkeitsdreieck, Wiederholung aus SMI



- c** ... Absolutgeschwindigkeit
- w** ... Relativgeschwindigkeit
- u** ... Umfangsgeschwindigkeit

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

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



Wie findet die Energieübertragung im Rotor statt?

Wiederholung aus SMI



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).

Annahmen :

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

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

Bilanzfläche 1 :

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

Bilanzfläche 2 :

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

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

$$M = M_{\text{sch}} + \Sigma M_R$$

an der Welle übertragenes Moment

$$M_{\text{sch}} = \dot{m} (r_{2m} c_{3u} - r_{1m} c_{ou})$$

Moment

von den Schaufeln übertragenes

mit $u = \omega r$

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

Leistung

$$Y_{\text{sch}} =$$

spezifische Förderarbeit

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

**Euler'sche Turbinengleichung
(1754)**

andere Schreibweise der Turbinengleichung, Wiederholung aus SMI



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

Anwendung der trigonometrischen Beziehungen

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

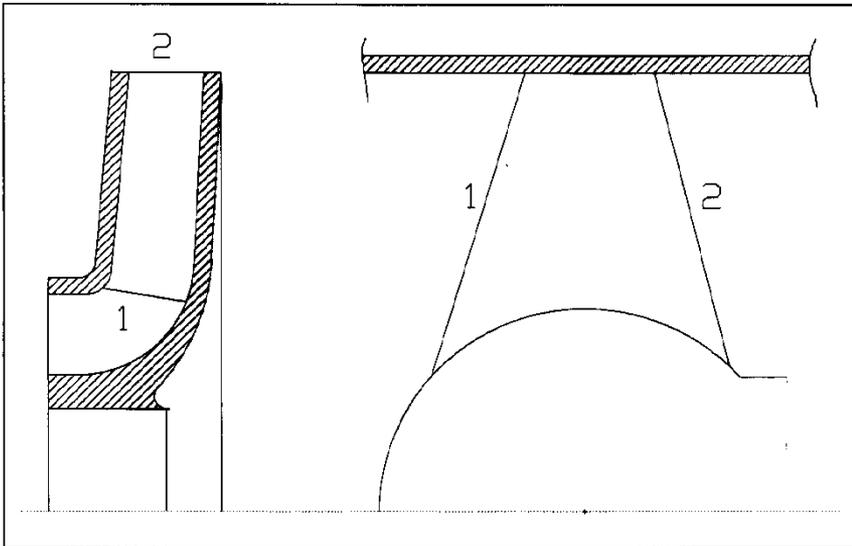
$$g \times H_{th} = \left[U_2 C_{2U} - U_1 C_{1U} \right] \quad \text{Gleichung von L. Euler}$$

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

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 $(\alpha_0 < 90^\circ)$
reduziert

Gegendrall $(\alpha_0 > 90^\circ)$

Förderhöhe wird

Förderhöhe wird vergrößert



- Festlegung der Hauptabmessungen
- Gestaltung Meridianschnitt
- Gitterentwurf
- Auffädung der Profile in radialer Richtung
- numerische und experimentelle Optimierung hinsichtlich Strömungs- und Strukturmechanik



Druckziffer: $\psi = \frac{2\Delta h_s}{u_2^2}$

Durchflusszahl: $\varphi = c_m / u$

Druckverhältnis: $\pi = 1,1 \dots 1,2$



- Gehäuse- und Nabendurchmesser
- Drehzahl
- Schaufelzahl



Gehäusedurchmesser

- aus möglichst großem Gehäusedurchmesser folgen:
 - hohe Leistung (proportional dem Ansaugmassestrom und
 - weil $\Delta h_R \sim u_2^2$ folgt möglichst hohes u_2 ,
- aber für subsonische Verdichter muss Schallnähe vermieden werden, d.h. für vorgegebene Drehzahl wird damit r_a limitiert

Tafelbild 6

Nabendurchmesser

- Nabendurchmesser - limitiert durch Festigkeitsanforderungen und durch die zulässige Belastungszahl $c_a \cdot l / t$

als erste grobe Annahme kann $r_i/r_a \approx 1,2 \cdot \psi$ gelten

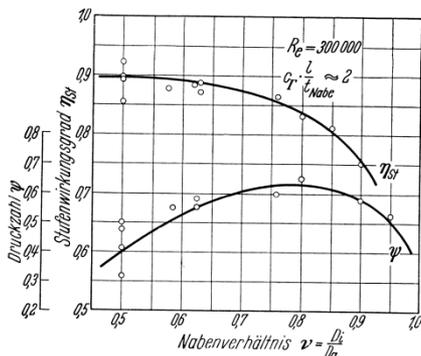
- Diese Restriktionen stehen in Wechselwirkung mit der Wahl des Gehäusedurchmessers.
- hohe mechanische Belastung der Nabe führt zur Blade Disks-Bauweise der Rotoren.

Tafelbild 7

- Nabenverhältnis – aus Erfahrungswerten $r_i/r_a \geq 0,5$

tendenziell gilt: mit größer werdendem Nabenverhältnis wächst die erreichbare Enthalpieerhöhung/Stufe, aber die Strömungsverluste wachsen auch

→ Kompromiss für den ersten Entwurf: $(0,4) \dots 0,5 \leq r_i/r_a \leq 0,85$



Quelle: Eckert/Schnell Axial- und Radialkompressoren

Abb. 142. Bestwerte für den Stufenwirkungsgrad η_{St} und die Druckzahl $\psi = \frac{2 g \cdot h_{ad}}{w_a^2}$ in Abhängigkeit vom Nabenverhältnis v . (Nach Versuchen an einstufigen Axialrädern ohne Vorleitrad)



Schaufelzahl, Profillänge

- Teilungsverhältnis t/l , Limitierung u.a. durch kritische Belastungszahl mit steigender Stufenbelastung wird die t/l tendenziell kleiner

t/l klein \rightarrow hohe Reibungsverluste

maximale Verzögerung im Gitter beachten

- Schaufelzahl z

$$z = \frac{2\pi r_{Mittel}}{t_{Mittel}}$$

- Verzögerungsverhältnis $w_2/w_1 \geq 0,6 \dots 0,7$

$$c_5/c_6 > 0,7$$

Verhinderung von Ablösung

- Verhinderung eines Nabentotwassers

$$(c_u / c_m) \leq 1,0 \dots 1,25 \text{ (Strscheletzky-Kriterium, gilt nur für Wirbelfussmaschinen)}$$

- kritische Machzahl $\frac{w_1}{a_1} \leq Ma_{w1,krit.} \approx 0,75 \dots 0,85$; $\frac{c_4}{a_4} \leq Ma_{c4,krit.} \approx 0,75 \dots 0,85$

für höhere Machzahlen müssen Profile für schallnahe Strömungen geeignet sein

- maximale Umfangsgeschwindigkeit aus Festigkeitsgründen

$$u_{2 max} \approx 450 \text{ m/s}$$

- Gitterbelastungszahl

$$\xi = \left(c_a \cdot \frac{l}{t} \right)_{La, Leit} \leq 1,5 \dots 2,5 \quad (\text{manche Autoren geben Werte bis } 5,0 \text{ an})$$

- Wirbelflussstufe
- Stufe mit 50% Reaktion $R = 0,5$

- Auslegung mit konstantem Drall (Wirbelflussstufe)

$$r \cdot c_{u1}(r) = \text{const.}, \quad c_{u1} = \frac{\text{const.}}{r} \quad \text{Cu- Verteilung eines Potenzialwirbels}$$

$$c_{u2}(r) \cdot r = \frac{\Delta h_R}{\omega} + c_{u1} \cdot r_1 = \text{const.}$$

const. = 0 drallfreie Zuströmung
const. positiv Mitdrall
const. negativ Gegendrall

und Annahme $\Delta h_R(r) = \text{const.}$ und für ersten Entwurf
 $c_m(r) = \text{const.}$

Tafelbild 8



In Axialmaschinen erfolgt die Enthalpieänderung im Laufrad

entsprechend $\eta/2 (w_1^2 - w_2^2)$

und im Leitrad entsprechend $\eta/2 (c_5^2 - c_6^2)$

Der Reaktionsgrad **R** ist das Verhältnis der Enthalpieerhöhung im Laufrad zur Gesamtenthalpieerhöhung

$$\mathbf{R} = \frac{\Delta h_{isentrop,La}}{\Delta h_{isentrop}} \quad \text{oder} \quad \mathbf{R} = \frac{\Delta h_{La}}{\Delta h}$$

Tafelbild 9

- typische Reaktionsgrade für Verdichter:

$$0,5 \leq \mathbf{R} < 1,0$$



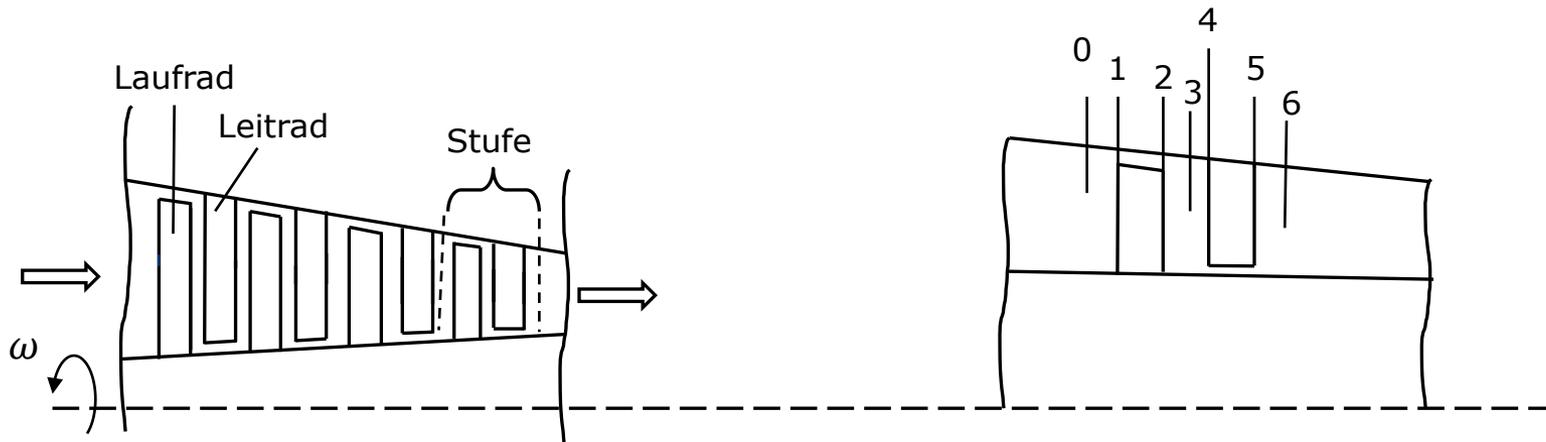
Betrachtung eines Koaxialschnittes

$$u_1 = u_2 \quad , \quad c_{m1} = c_{m2}$$

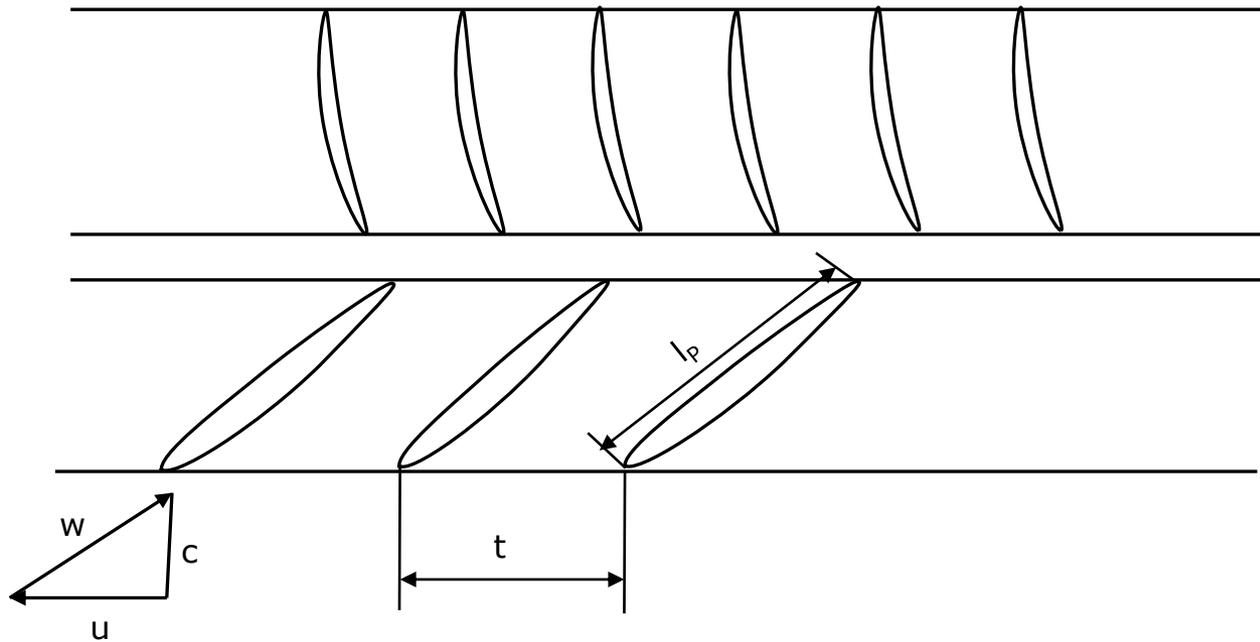
Annahme $\Delta h_R(r) = \text{const.}$, gleich große Energieübertragung in allen Schnitten

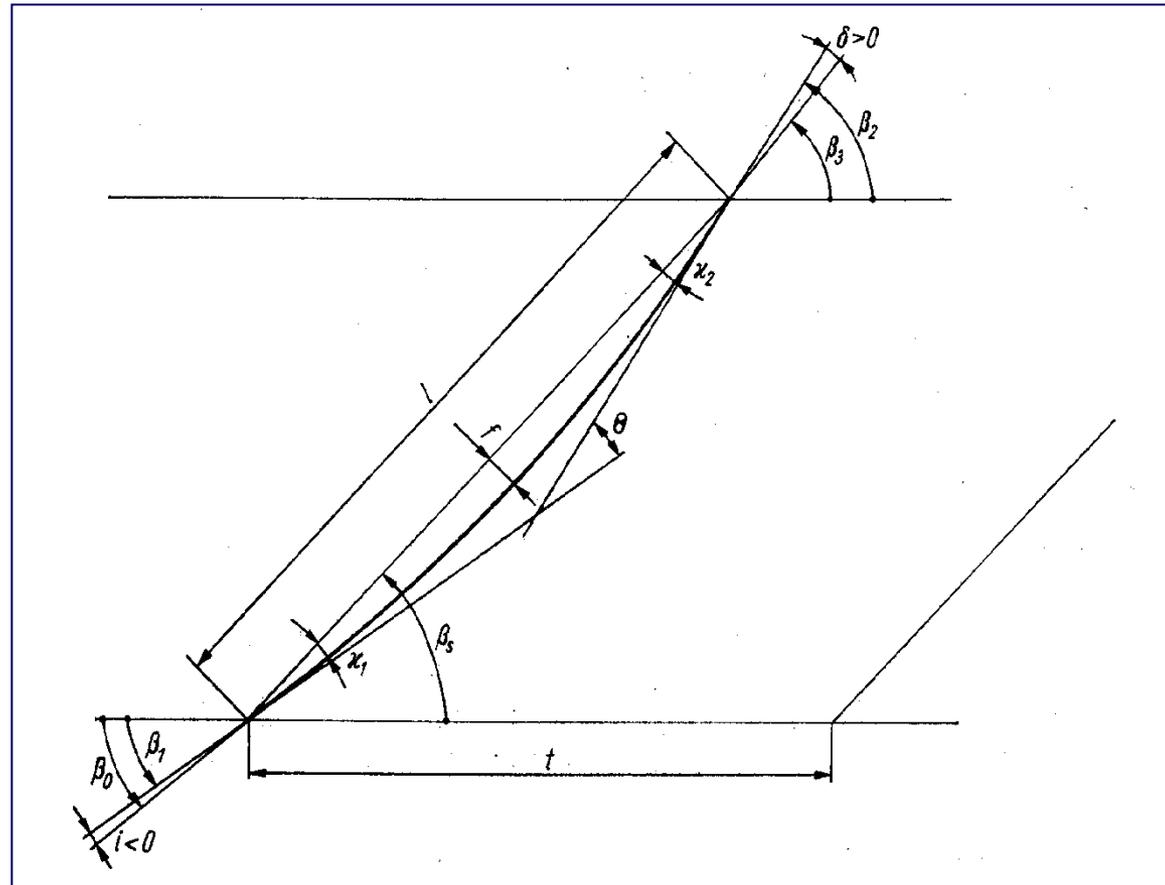
daraus folgt

$$\psi(r) = \frac{2 \cdot \Delta h_R}{u^2}$$



Axialverdichter





Schaufel- und
Strömungswinkel
am Axialgitter

Quelle: W. Pohlenz "Bauteile für Pumpen"

Laufrad: Erzeugung des gewünschten Dralls in jedem Schnitt

Leitrad: Abbau des Dralls bis zum gewünschten Restdrall und Verzögerung der Strömung → Druckaufbau

→ Realisierung der Ziele mit möglichst geringem Totaldruckverlust

- subsonische Gitter
- transsonische Gitter (am Außenschnitt Überschallströmung

$$Ma_{\text{außen}} > 1,5,$$

an der Nabe Unterschallströmung)