

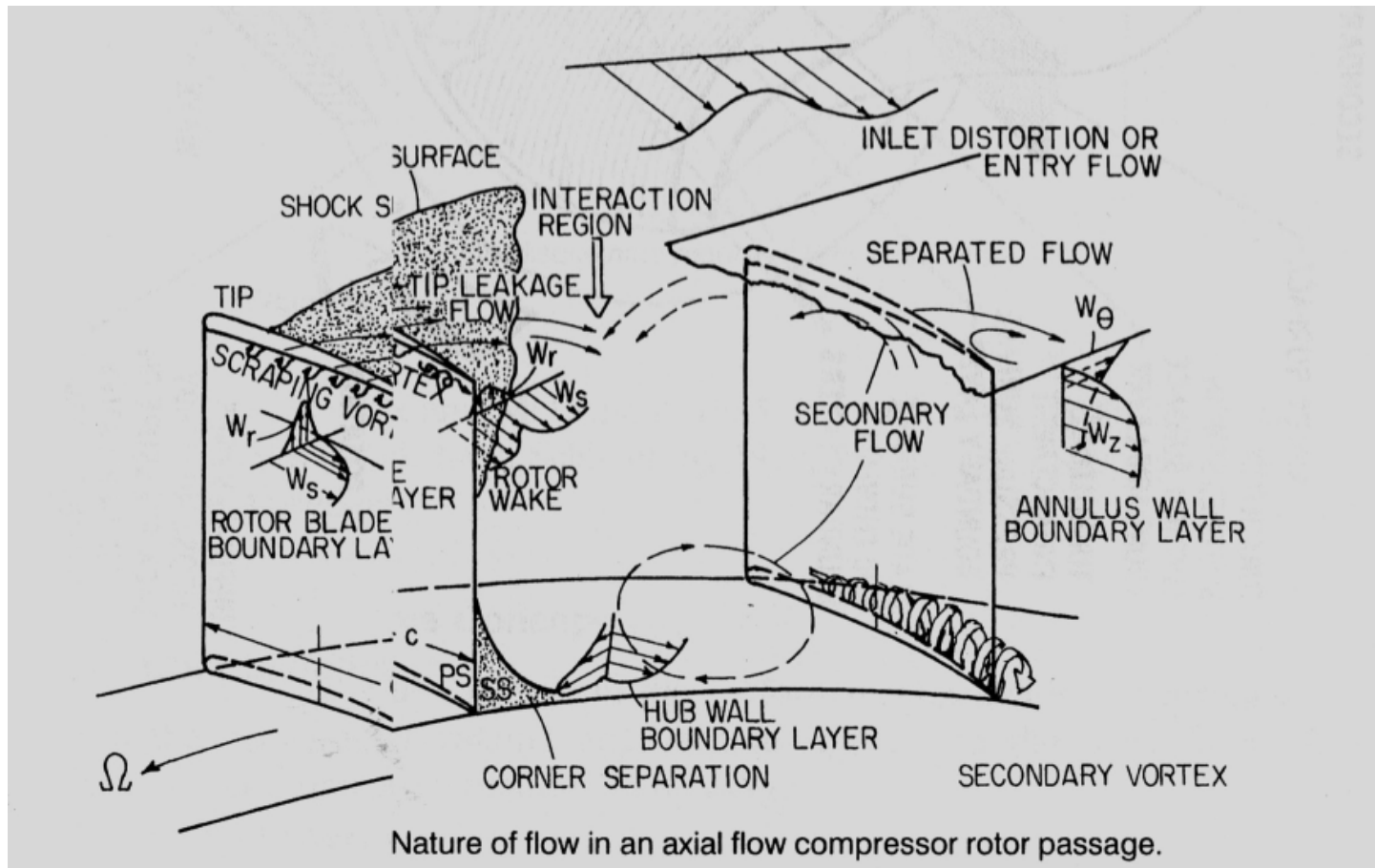
Universität
Rostock



Traditio et Innovatio



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



Quelle: Lakshminarayana Fluid Dynamics and Heat Transfer of Turbomachinery



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

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

$$c_5/c_6 > 0,7$$

Verhinderung von Ablösung

- Verhinderung eines Nabentotwassers

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

T0

- kritische Machzahl $\frac{w_1}{a_1} \leq Ma_{w1,krit.} \approx 0,75 \dots 0,85$; $\frac{c_2}{a_2} \leq Ma_{c2,krit.} \approx 0,75 \dots 0,85$

für höhere Machzahlen müssen Profile für schallnahe Strömungen geeignet sein

- maximale Umfangsgeschwindigkeit aus Festigkeitsgründen

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

- Gitterbelastungszahl

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

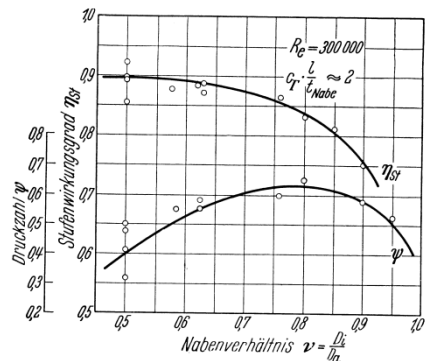


- Nabendurchmesser - limitiert durch Festigkeitsanforderungen und durch die zulässige Belastungszahl $c_a \cdot l / t$
 - als erste grobe Annahme kann $r_i/r_a \approx 1,2 \cdot \psi$ gelten

- 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: $0,5 \leq r_i/r_a \leq 0,85$



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)



Gehäusedurchmesser

- aus $\Delta h_R \sim u_2^2$ folgt möglichst hohes u_2 , aber für subsonische Verdichter muss Schallnähe vermieden werden, d.h. für vorgegebene Drehzahl wird damit r_a limitiert
- 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

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

- 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
 $c_m(r) = \text{const.}$



In Axialmaschinen erfolgt die Enthalpieänderung im Laufrad

entsprechend $\frac{\rho}{2} (w_1^2 - w_2^2)$

und im Leitrad entsprechend $\frac{\rho}{2} (c_5^2 - c_6^2)$

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

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

$$\mathbf{R} = \frac{w_{\infty} u}{u}$$

- für inkompressible reibungsfreie Strömung wird

$$\frac{w_{u\infty}}{u} = \frac{p_2 - p_1}{p_{R2} - p_{R1}}$$

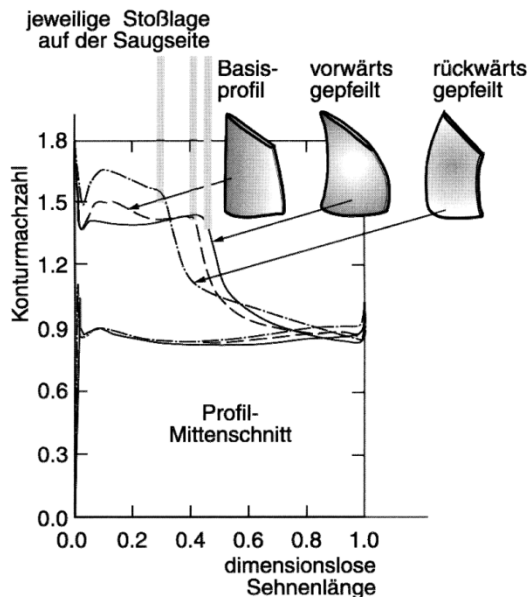
- typische Reaktionsgrade für Verdichter:

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



Durchflusszahl: $\varphi = c_m / u$

- Vorwärtspfeilung – entgegen der Anströmrichtung
- Rückwärtspfeilung
- gemischte Pfeilung
- Pfeilung führt zur Veränderung des dreidimensionalen Strömungsfeldes



Quelle: Bräunling Flugzeugtriebwerke

Verhältnis der Antriebsleistung eines idealen Verdichters zur Antriebsleistung eines realen Verdichters

Kennzeichen idealer Verdichter:

isentropische Verdichtung beim ungekühlten Verdichter
isotherme Verdichtung beim gekühlten Verdichter
keine Reibungs- und inneren Leckageverluste

Aussagen zum Wirkungsgrad sind nur dann klar, wenn zusätzlich das Bezugssystem definiert ist:

- Stufe
- ein- oder mehrstufig
- mit oder ohne Kühlung

$$P_{\text{Stufe,id}} = (\dot{m} - \dot{m}_{\text{Leck}}) \cdot \Delta h_{R,\text{isentrop}}$$

$$P_{\text{Stufe,real}} = (M + M_{\text{Reib}}) \cdot \omega = \dot{m} \cdot \Delta h_R + M_{\text{Reib}} \cdot \omega$$

$$\eta_{\text{Stufe,isentrop}} = \frac{2\pi r_{\text{Mittel}}}{t_{\text{Mittel}}} = \frac{(\dot{m} - \dot{m}_{\text{Leck}}) \cdot \Delta h_{R,\text{isentrop}}}{\dot{m} \cdot \Delta h_R + M_{\text{Reib}} \cdot \omega}$$

Aufteilung der Verluste

- Volumetrische Verluste \longrightarrow volumetrischer Wirkungsgrad

$$c_{u2} \cdot r_2 = \frac{\Delta h_R}{\omega} + c_{u1} \cdot r_1 \equiv const.$$

- Strömungsverluste \longrightarrow „Strömungswirkungsgrad“

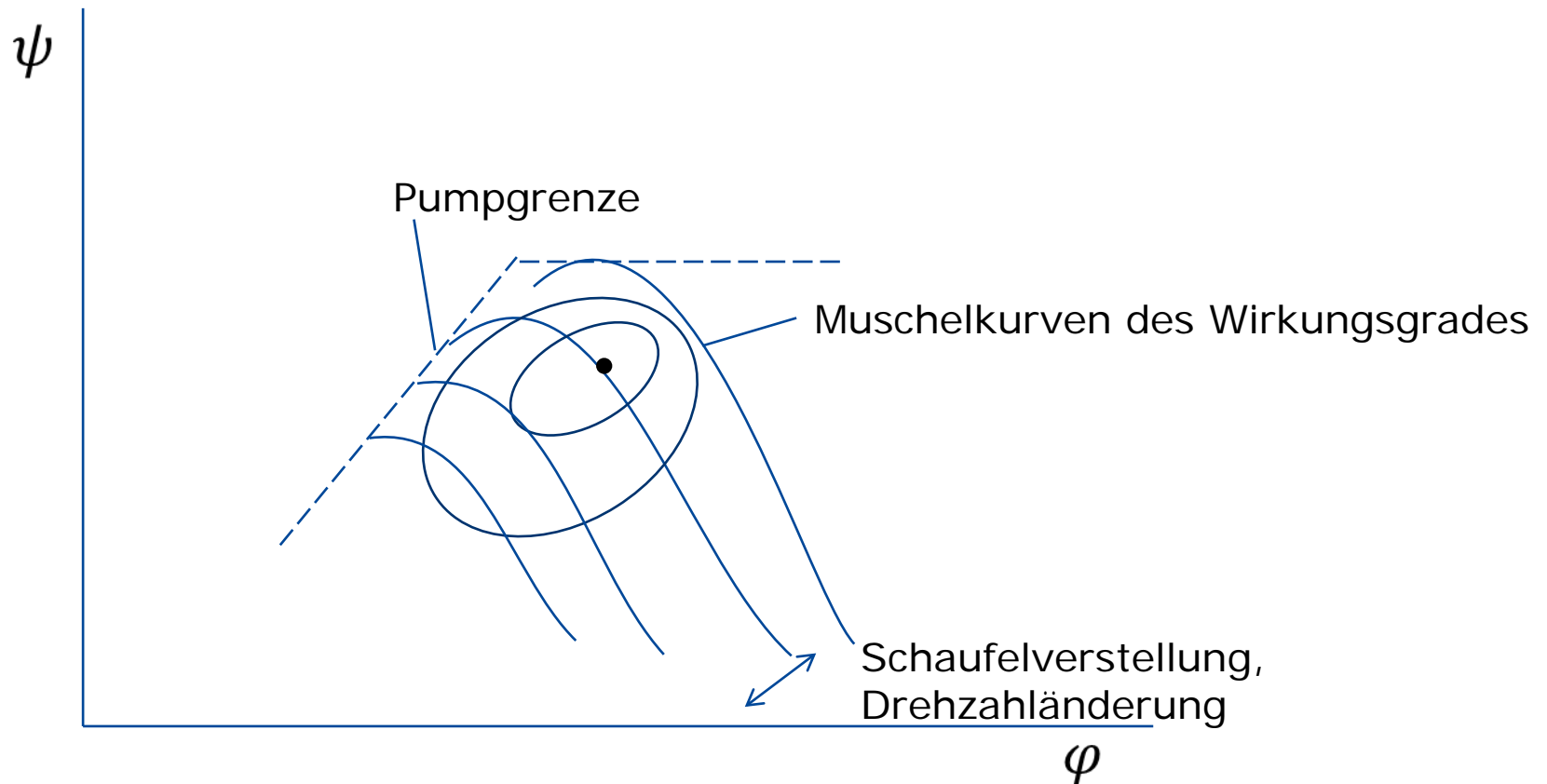
const. = 0 drallfreie Zuströmung
 const. positiv Mitdrall (Erhöhung Stufendruck)
 const. negativ Gegendrall

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

- Reibungsverluste \longrightarrow Radreibungsverluste an den Scheiben

• kritische Machzahl $\frac{w_1}{a_1} \leq M_{w1,krit.} \approx 0,75 \dots 0,85$; $\frac{c_2}{a_2} \leq M_{c2,krit.} \approx 0,75 \dots 0,85$

$$\eta = \eta_{Vol} \cdot \eta_{Str} \cdot \eta_{Reib}$$



- Drehzahl
- Leitschaufelverstellung
- Laufschaufelverstellung
- Drosselregelung
- Bypass – oder Abblaseregelung

$$\psi = \psi(\varphi)$$

$$\pi = \pi(Q)$$

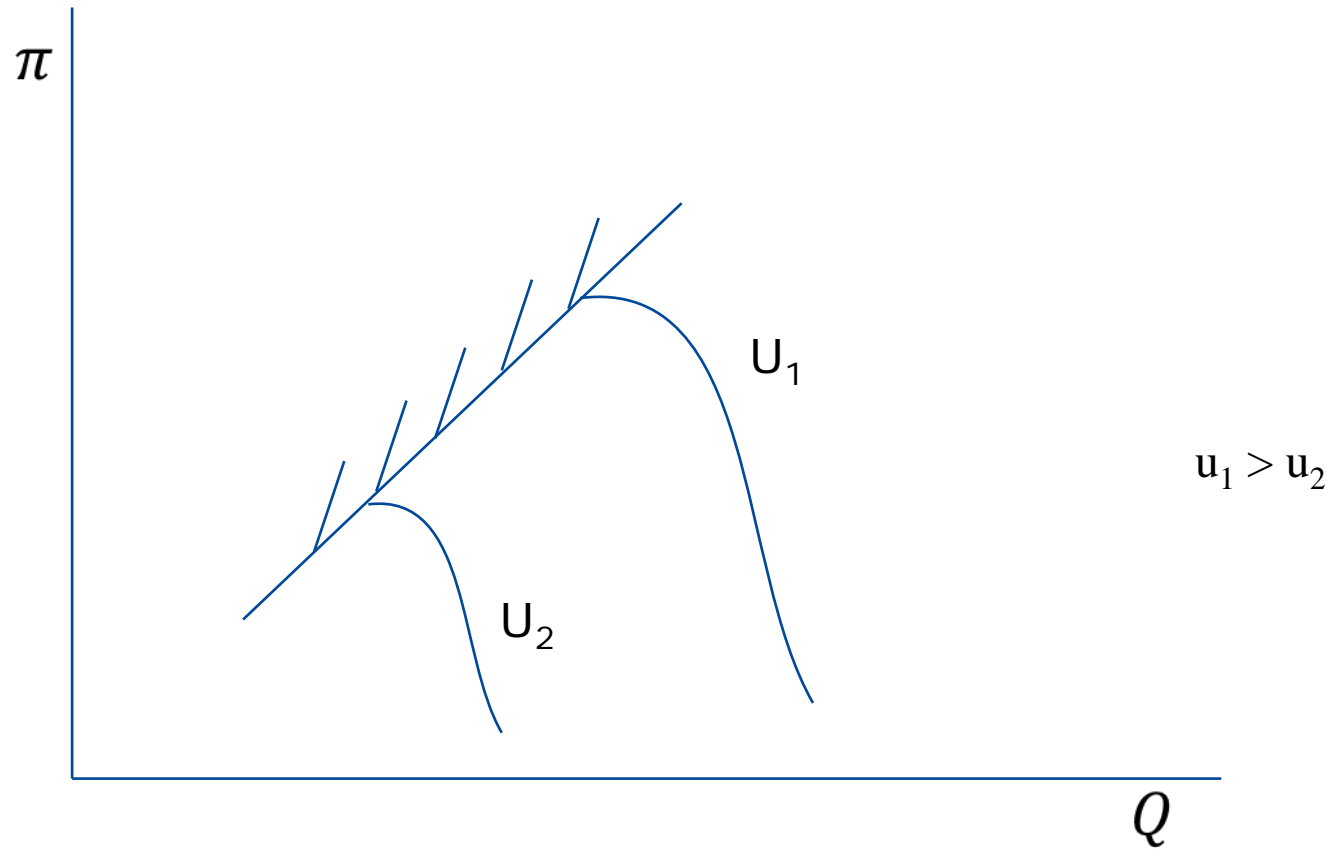
$$\psi = \psi(\eta)$$

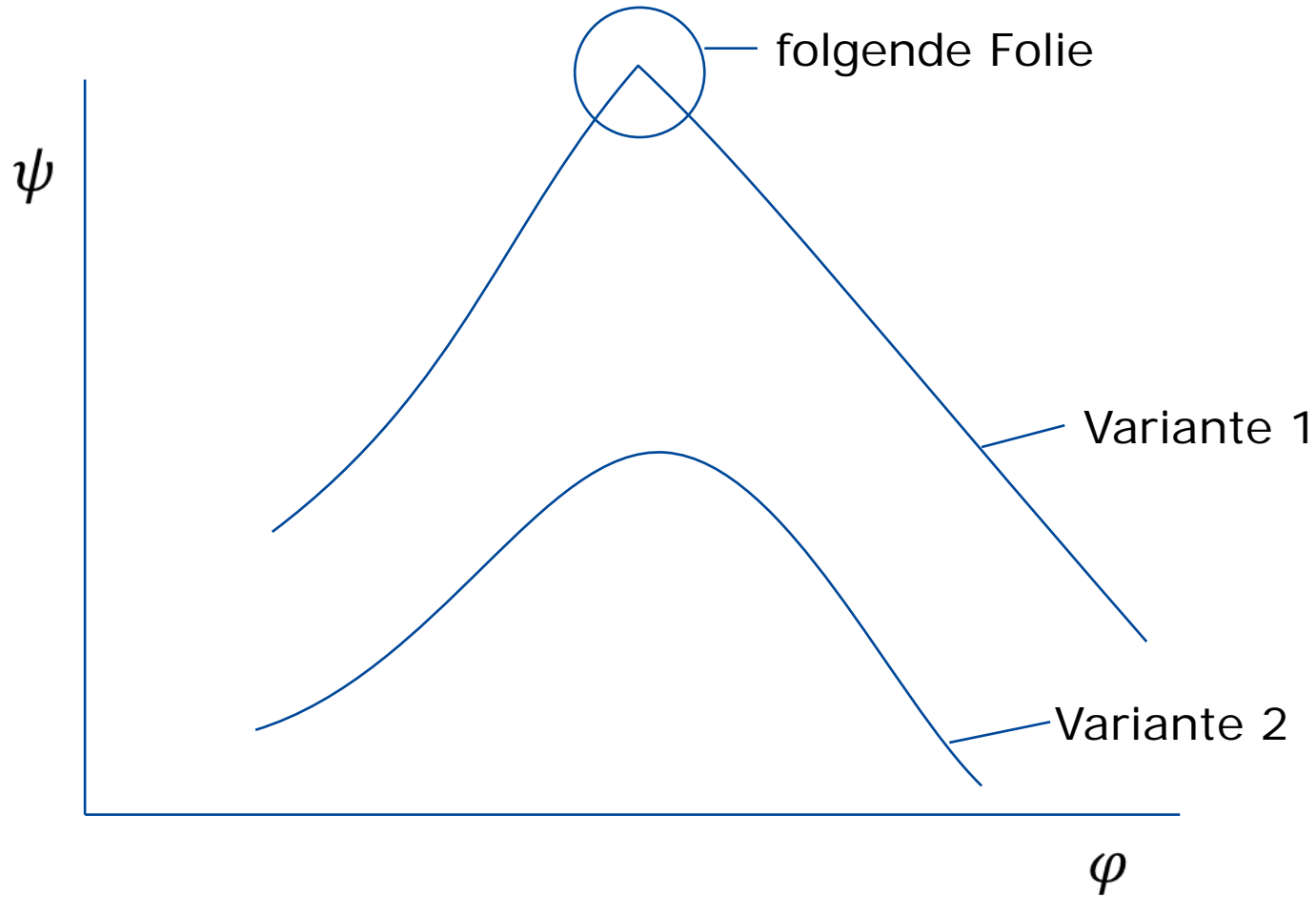
mit

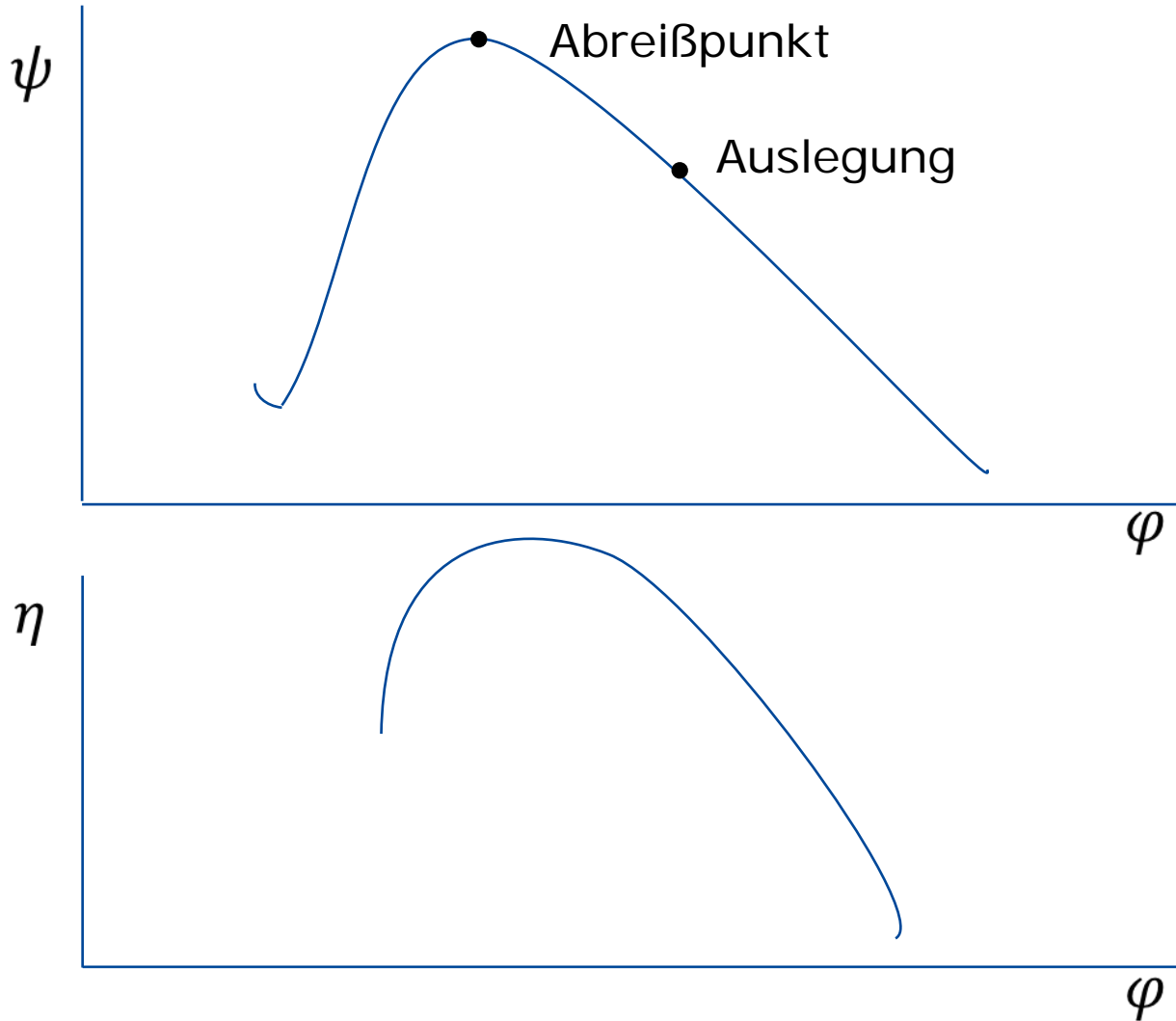
$$\psi = \frac{2 \cdot \Delta h_{R, \text{isentrop}}}{u_2^2}$$

oder

$$\psi = \frac{2 \cdot c_p \cdot T_{RS} (\pi^m - 1)}{u_2^2}$$









- umlaufendes (rotierendes) Abreißen der Strömung in einzelnen Schaufelkanälen

Strömung reißt in einem Kanal ab → „Abdrängen“ der Strömung vor den Schaufelkanälen (entgegen der Laufraddrehrichtung) → Fehlanströmung der benachbarten Schaufeln und Strömungsabriss → ungestörte Anströmung der „verursachenden“ Kanäle → Umlaufen des Strömungsabrisses entgegen der Drehrichtung (Betrachtung im rotierenden System) des Laufrades mit $u_{\text{Abriss}} \approx 0,5 \cdot u$

- z.B. im Laufrad am Außendurchmesser und im Leitrad an der Nabe
- führt zu starker Wechselbeanspruchung der Schaufeln, dadurch werden Schaufelschwingungen angeregt → Gefahr von Schaufelbrüchen



- Starke Schwankungen von Volumenstrom und Druckverhältnis, obwohl keine Änderungen im Anlagenbedarf aufgetreten sind
- Abreißen der Strömung im gesamten Verdichter

Strömungsabriss in einzelnen Stufen kann, muss aber nicht zum Pumpen führen (größte Gefahr, wenn Strömung in der letzten Stufe abreißt)



- Abreißcharakteristik wird von verschiedenen Faktoren beeinflusst, z.B. Stufenbelastung und Nabenverhältnis
(tendenziell gilt große Belastung – harte Abreißcharakteristik)
- Abreißcharakteristik kann für verschiedenen Stufen unterschiedlich gestaltet sein



- beim Entwurf Schaufeln teilweise mit Eintrittsstoß entwerfen

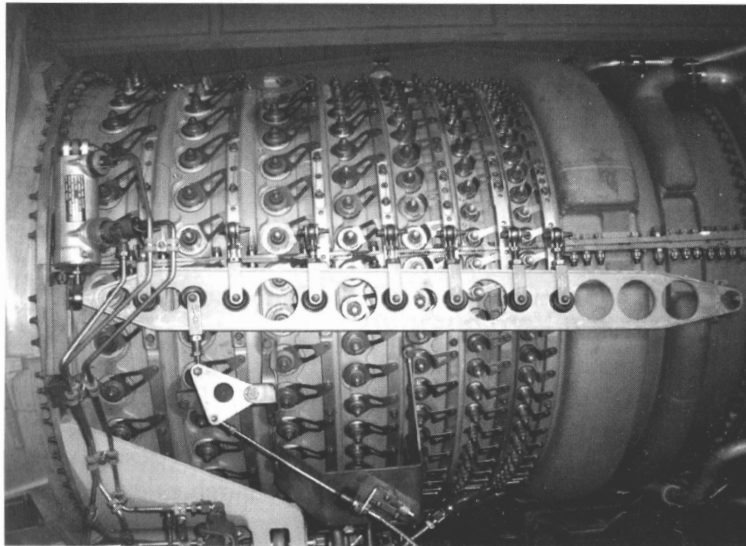
(die ersten Stufen wurden für kleineres Q und die letzten Stufen für größeres Q stoßfrei ausgelegt)
- Laufschaufelverstellung der ersten Stufen
- Abblasen eines Teilvolumenstromes hinter den ersten Stufen (Verschieben des Betriebspunktes der ersten Stufen zu größeren Volumenströmen)
- anderes



Verschieben des Volumenstromes für die stoßfreie Anströmung zu größeren/kleineren Volumenströmen als für den Auslegungsfall

T4a

- Beeinflussung des Vordralls für die Laufschaufeln
→ Eulergleichung



Quelle: Bräunling Flugzeugtriebwerke

T4b



- Abblasen mit oder ohne Rückführung in die Saugleitung