

Sommersemester 2016

Thermische Strömungsmaschinen

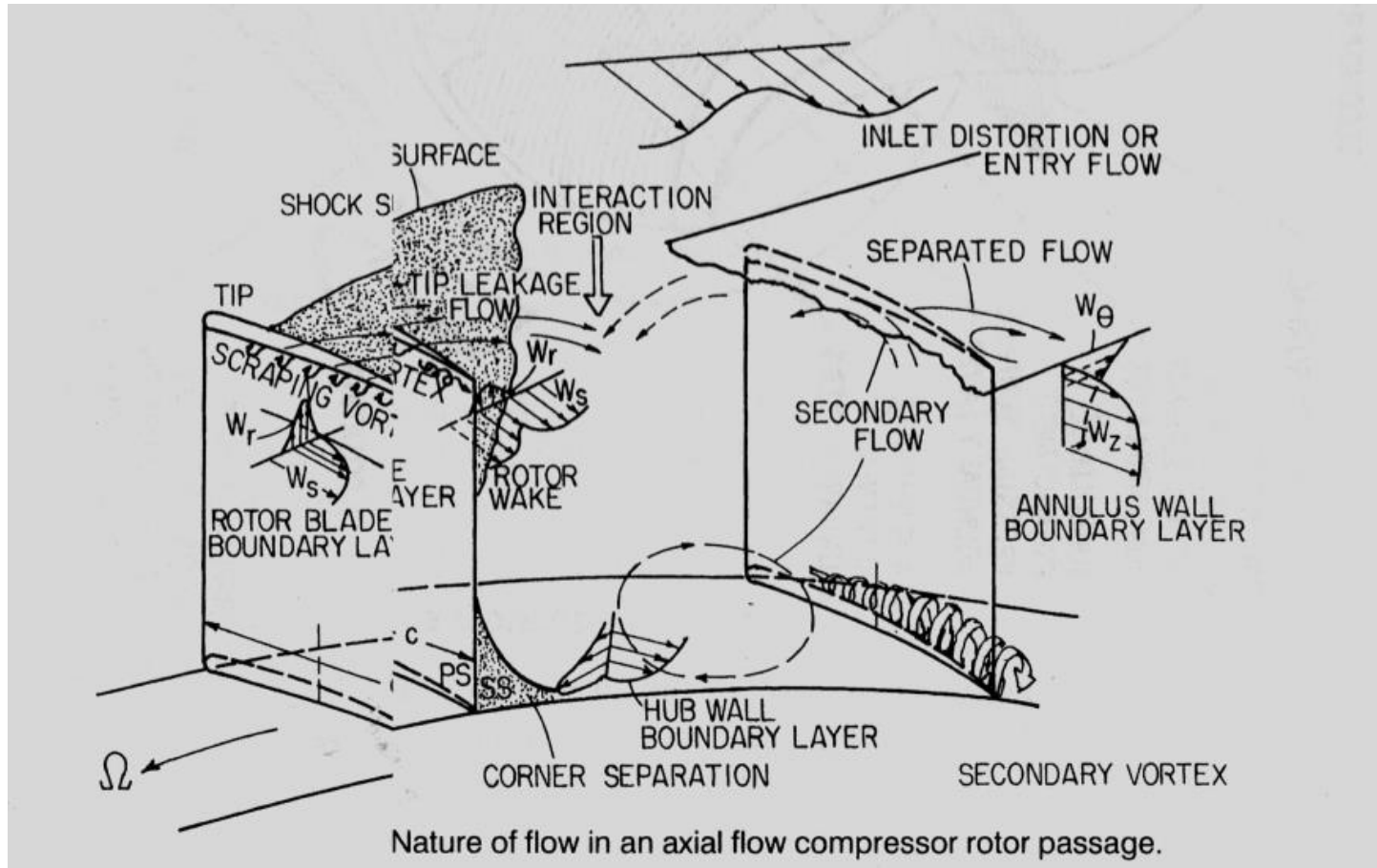
Prof. Dr. Hendrik Wurm
Lehrstuhl für Strömungsmaschinen



- 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)



Quelle: Lakshminarayana Fluid Dynamics and Heat Transfer of Turbomachinery

- Hauptströmung
- Sekundärströmungen (Abweichung gegenüber einer gemittelten Strömungsrichtung)

Tafelbild 1

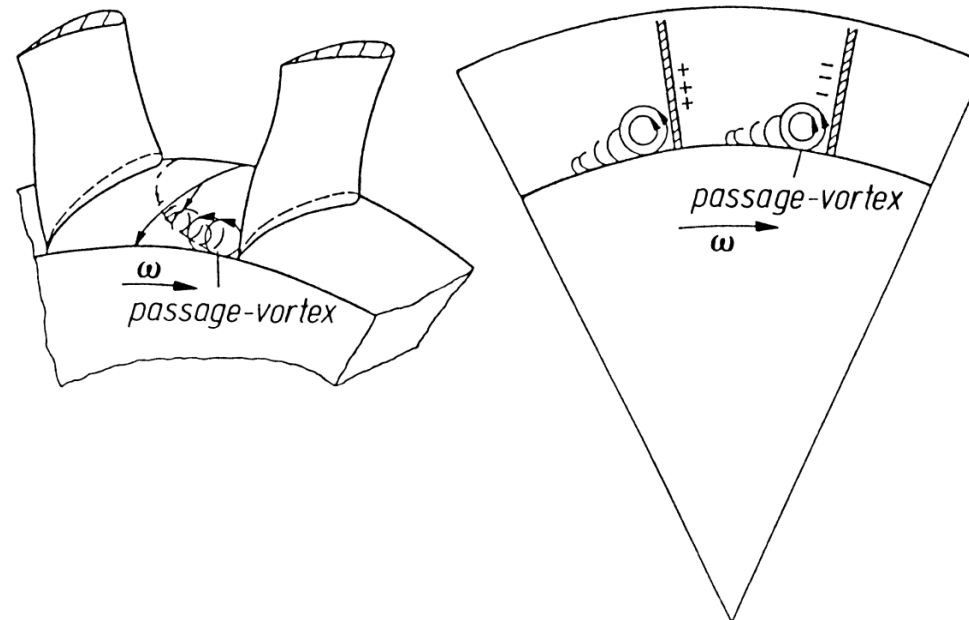
- haben verschiedene Ursachen, z.B. Druckdifferenzen quer zur Hauptströmungsrichtung oder Lufteinblasung zur Schaufelkühlung
- führen zu erhöhten Verlusten und beeinflussen den Kennlinienverlauf
- typische Sekundärströmungsstrukturen sind:
 - Kanalwirbel
 - Nabenwirbel
 - Spaltwirbel

- Die auftretenden Corioliskräfte erzeugen eine Strömung im Kanal, die der Rotation des Laufrades entgegengesetzt ist.

Tafelbild 2

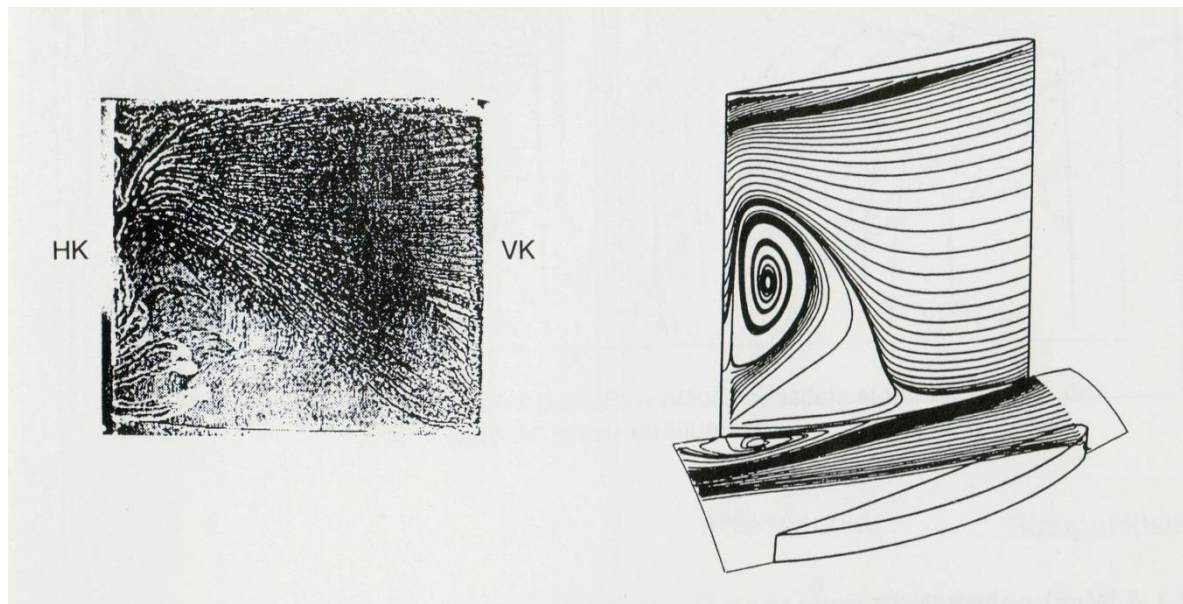
Ursachen für den passage corner vortex

- In der Nabengrenzschicht strömt Fluid von der Druckseite einer Schaufel zur Saugseite der Nachbarschaufel. Außerhalb der Grenzschicht existiert eine entsprechende Rückströmung in die Gegenrichtung



entnommen aus Pfeleiderer: Strömungsmaschinen; Erweiterung Tafelbild 3

Naben-Ecken-Wirbel



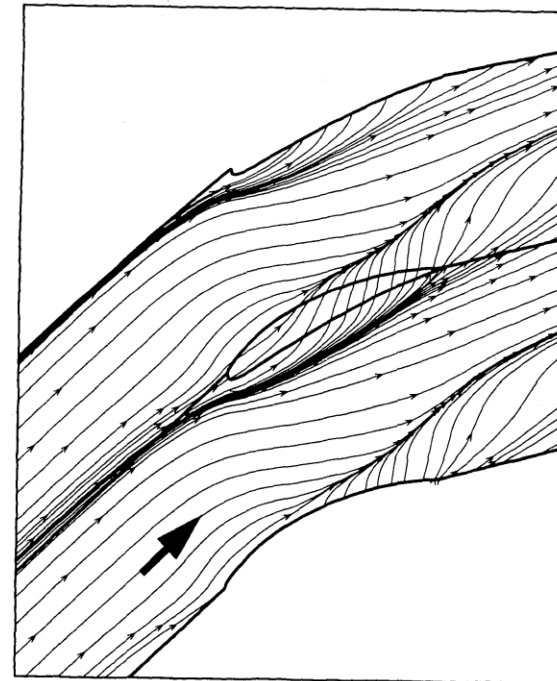
- Druckdifferenz zwischen Saug- und Druckseite einer Schaufel führt zur Überströmung der Schaufelspitzen
- Struktur der Strömung im Spalt hängt von der Profildicke ab (Tafelbild 4)

- Die Strömung löst hinter dem Spalt ab und rollt sich zu einem Wirbel auf (Überlagerung mit der Hauptströmung und anderen Effekten)



$$\alpha_2 = 44,2^\circ$$

Experiment [79]



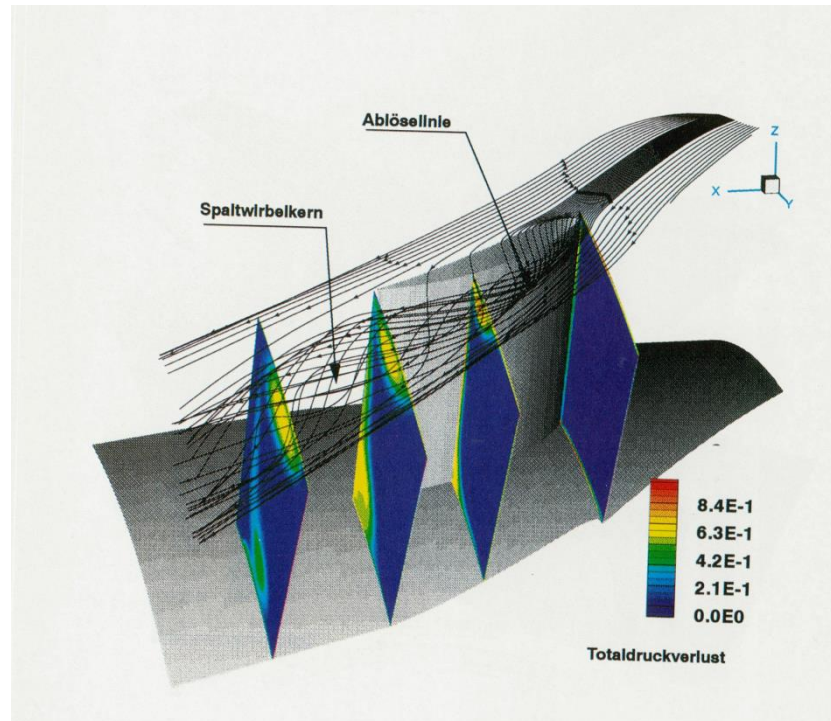
Rechnung

entnommen aus : Melake, A. ; Diss. TWTH Aachen, 1996

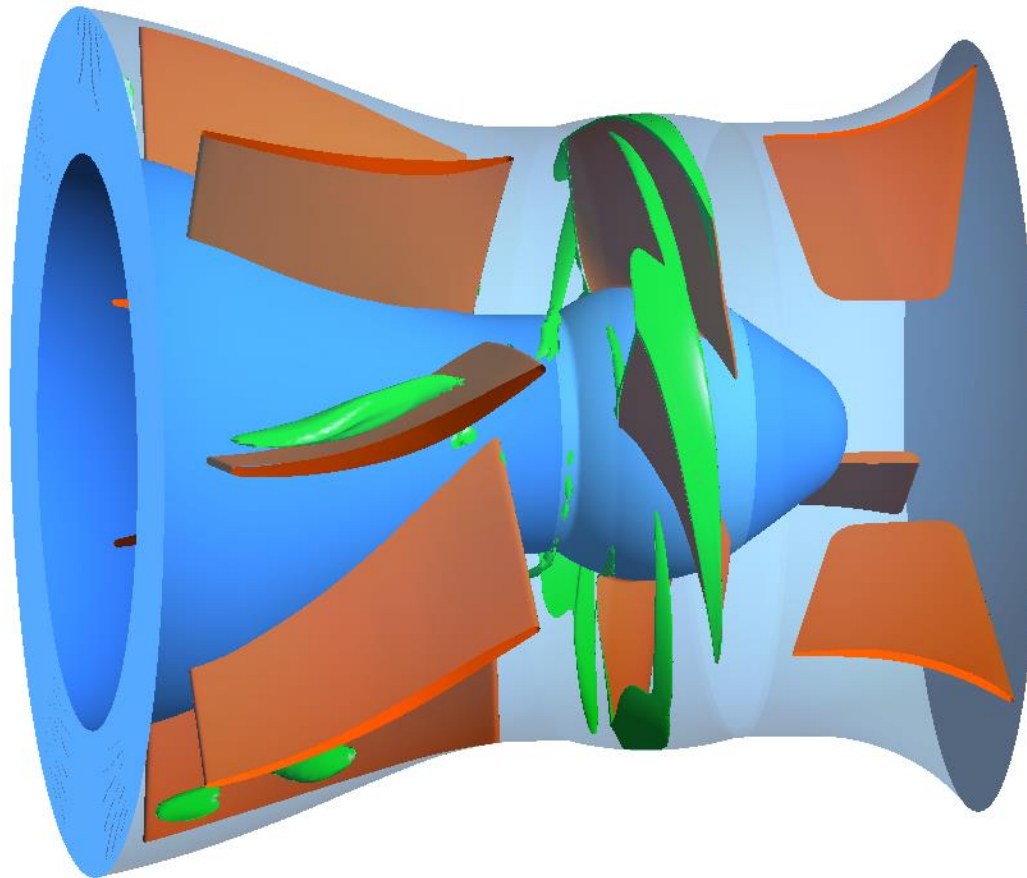
Tafelbild 5,6

Beispiel: Überlagerung der Spalt- mit der Hauptströmung – Entwicklung des Spaltwirbels

- Die Querströmung aus dem Spalt trifft auf die Gehäusegrenzschichtströmung die auch den gehäuseseitigen Kanalwirbel beinhaltet.

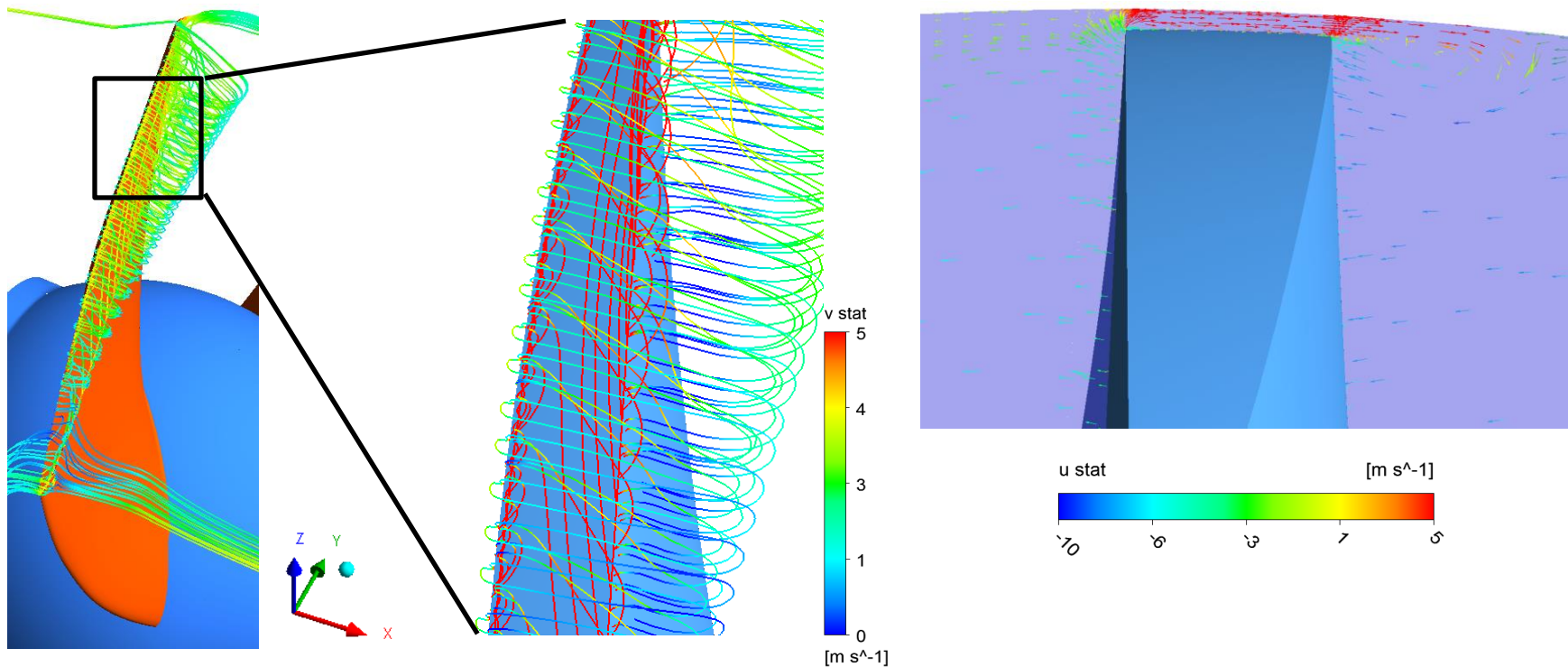


entnommen aus Melake, A. , Diss. 1996, RWTH Aachen



Wirbelstrukturen in der Laufrad Domain

– Spaltwirbel



- Druckunterschied zwischen Druck- und Saugseite
 - Überlagerung zweier Strömungen
 - auf der Druckseite → „Scraping Vortex“ (Verminderung durch Rundung)
- } Spaltwirbel



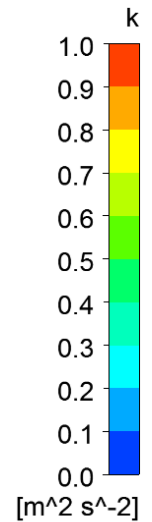
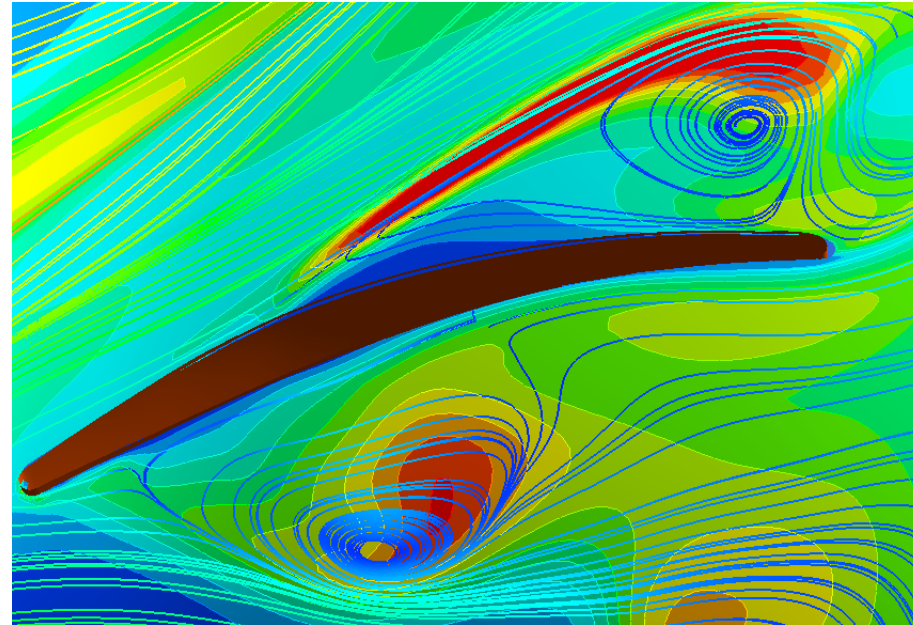
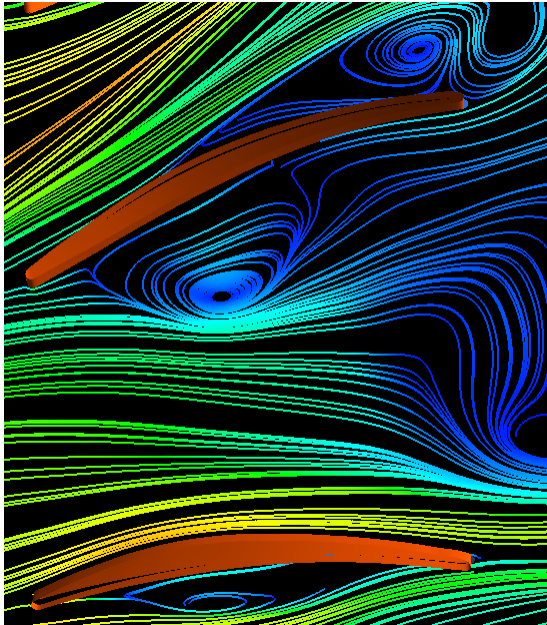
- Der Spaltwirbel verursacht ca. 20% -30 % der gesamten Strömungsverluste.
- Verlustminimierung vs. Betriebszuverlässigkeit

Tafelbild 7

weitere Ursachen für Sekundärströmungen

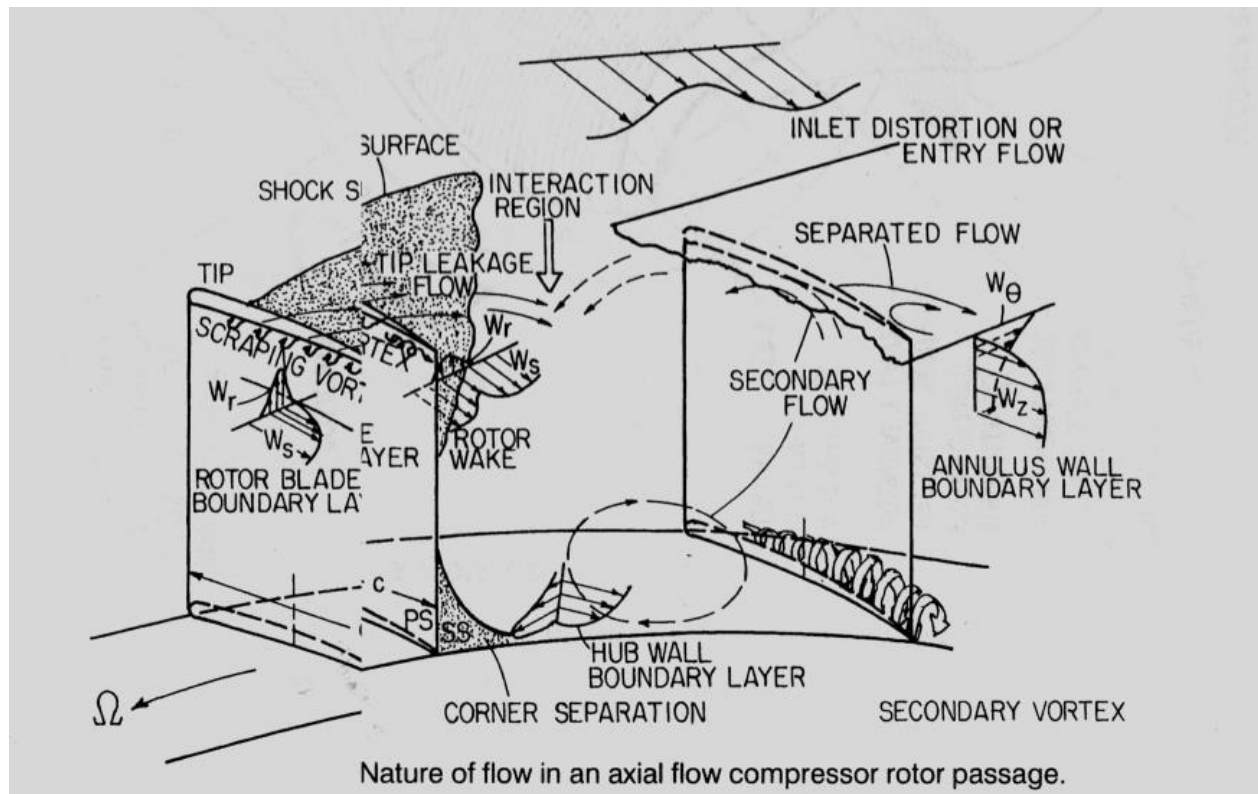
- Nachlauf hinter den Profilen - Profilhinterkanten haben fertigungsbedingt eine endliche Dicke
- verschiedene Teillastwirbel

Beispiel: Fehlanströmung und Überlastung im Leitrad

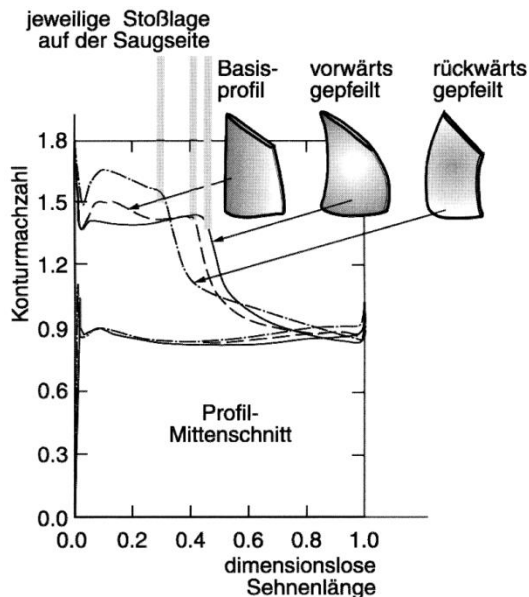


- Zahlreiche Ablösegebiete im Bereich des Nachleitrads
- Ursachen:
 - Anströmung der Schaufeln
 - Druckaufbau

- alle Sekundärströmungsstrukturen überlagern sich mit der Hauptströmung



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



Quelle: Bräunling Flugzeugtriebwerke

- Die gezielte Optimierung macht eine Identifikation einzelner Strömungsstrukturen wünschenswert.
- Im Folgenden werden ein Verfahren zur Identifikation kohärenter Strukturen und ein Verfahren zur Wirbelidentifikation kurz erläutert.



- Wirbel werden als kohärente Strukturen in turbulenten Strömungen aufgefasst.
 - Kohärenz: Eigenschaft von Wellen, im dynamischen Verlauf räumlich und zeitlich einer gemeinsamen Regel zu folgen.
- Es existiert keine formale mathematische Definition eines Wirbels.

- Intuitive Kriterien zur Identifikation könnten sein:
 1. niedriger statischer Druck p :
 - im rotationssym. Wirbel gilt näherungsweise das Kräftegleichgewicht: $\frac{u_\varphi^2}{r} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r}$
 - im Wirbelkern ($r \rightarrow 0$) liegt daher ein Druckminimum vor.
 - Problem: Druckminima sind auch ohne Wirbel möglich (z.B. Dehnung).
 - hohe Beträge der Wirbelstärke $\vec{\omega} = \frac{1}{2} \text{rot } \vec{u}$:
 - ebene Strömung: $\omega_z = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial v}{\partial x} - \frac{\partial u}{\partial y} \right)$
 - Problem: Unterscheidung zwischen Wirbelstärke aufgrund von Scherung (z.B. Wandgrenzschicht) und infolge von Rotation nicht möglich

- Regionen-basierte Verfahren:
 - Definition eines Grenzwertes einer skalaren Größe als wirbelbehafteten Bereich
 - Beispiele:
 - Q-Kriterium: Hunt et al., 1988
 - λ_2 -Kriterium: Jeong & Hussain, 1995
 - Wirbelstärke (swirling strength): Zhou et al., 1999
- Untersuchungen zeigen, dass die Charakteristika der identifizierten Wirbel unabhängig vom gewählten Wirbelkriterium sind.

- Skelettlinienverfahren:
 - Direkte Extraktion der Wirbelkernachse, benötigt aber mehr Rechenaufwand
 - Beispiel: Parallel-Vector-Kriterium: Peikert & Roth, 1999

Identifikation von Wirbeln: Q-Kriterium

- Geschwindigkeitsgradiententensor $\nabla \vec{u} = \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = \begin{pmatrix} \frac{\partial u}{\partial x} & \frac{\partial u}{\partial y} & \frac{\partial u}{\partial z} \\ \frac{\partial v}{\partial x} & \frac{\partial v}{\partial y} & \frac{\partial v}{\partial z} \\ \frac{\partial w}{\partial x} & \frac{\partial w}{\partial y} & \frac{\partial w}{\partial z} \end{pmatrix}$

- die zweite Invariante von $\nabla \vec{u}$ ist das Skalar Q , wobei

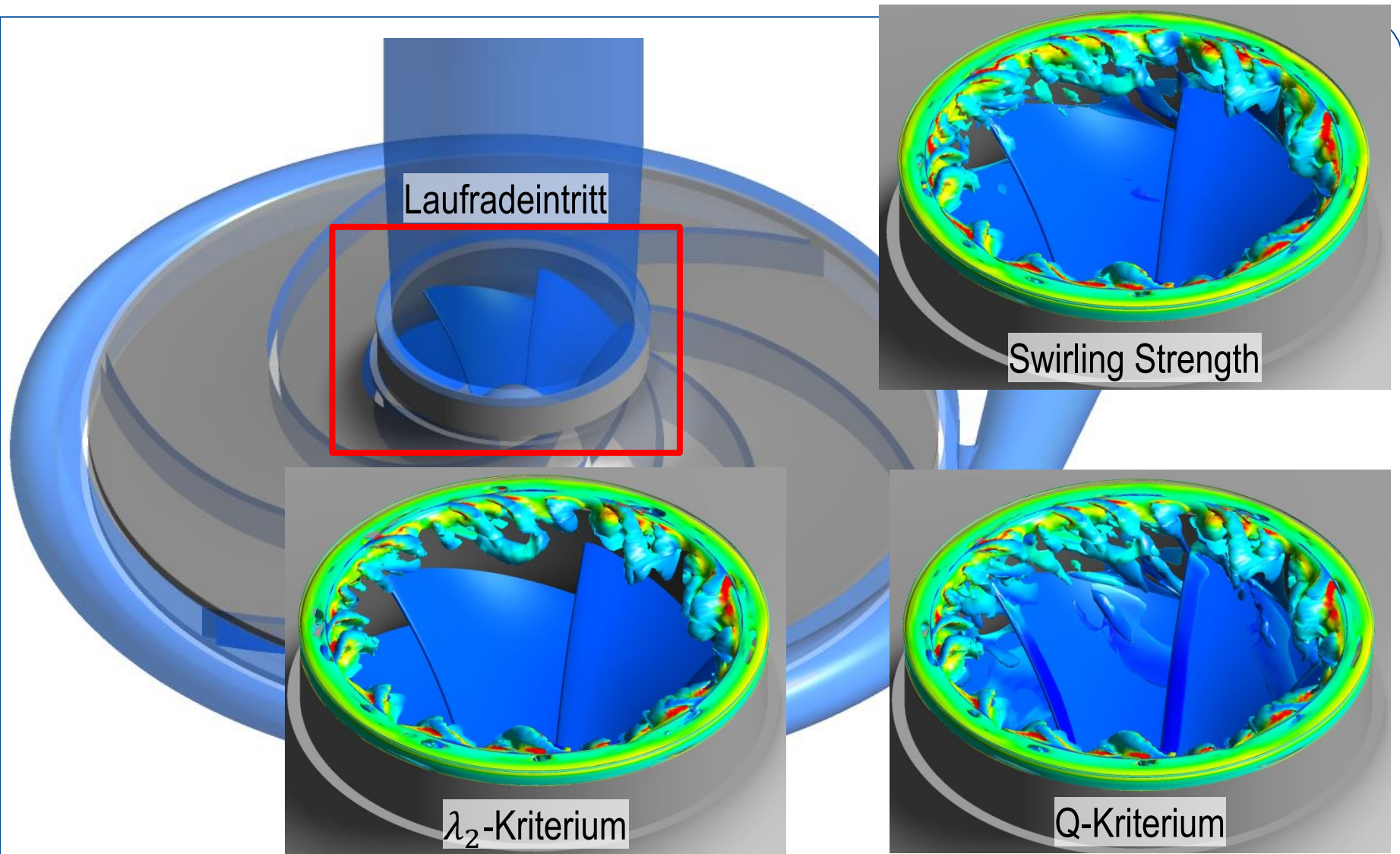
$$Q = -\frac{1}{2} \cdot \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} \cdot \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right)$$

beschreibt das lokale Gleichgewicht zwischen Rotation und Scherung

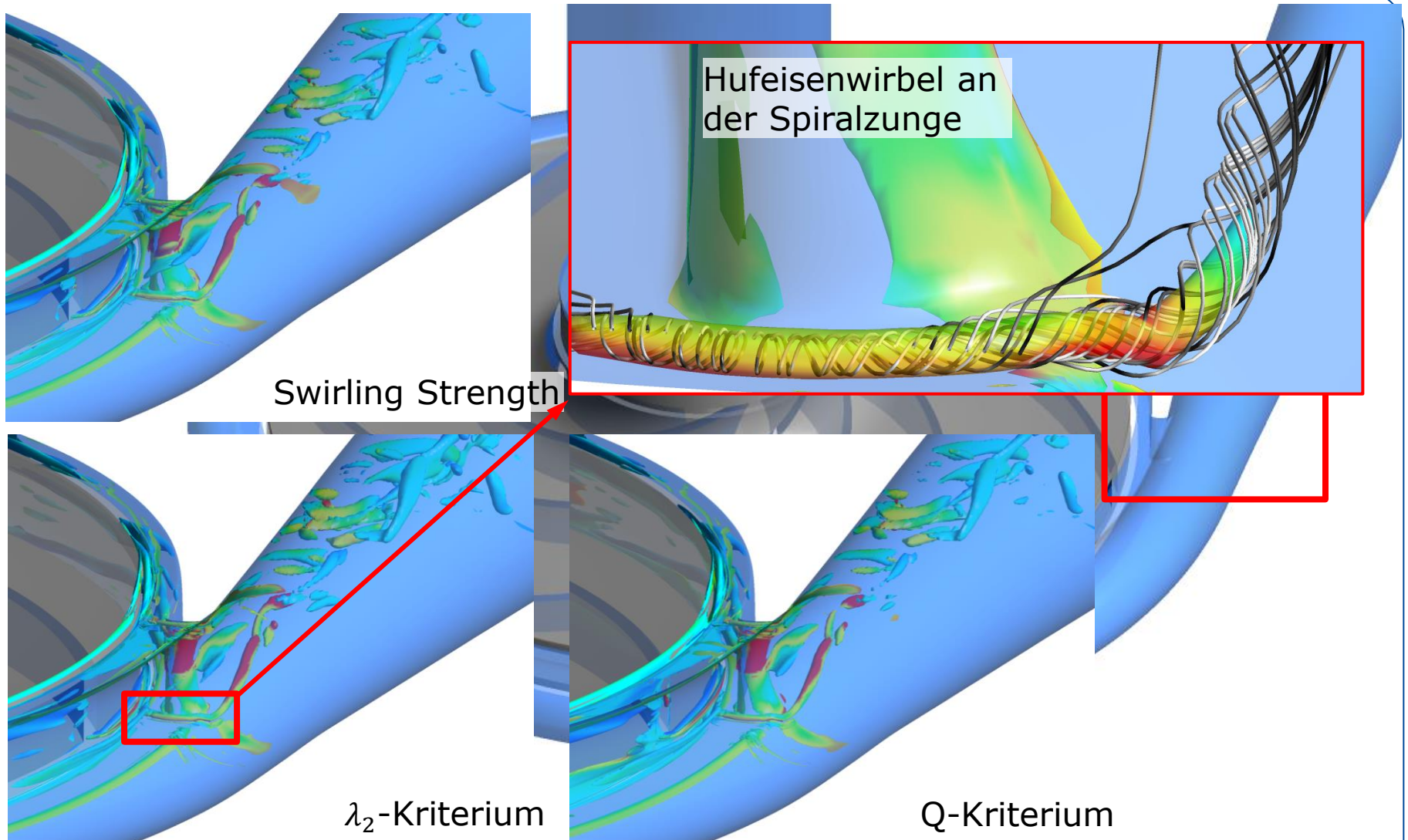
Identifikation von Wirbeln: Q-Kriterium

- Aufteilen von $\nabla\vec{u}$ in einen symmetrischen (S_{ij}) und antimetrischen Teil (Ω_{ij}):
 - $Q = \frac{1}{2} \cdot (\|\Omega_{ij}\|^2 - \|S_{ij}\|^2)$ mit $\Omega_{ij} = \frac{1}{2}((\nabla\vec{u})^T - \nabla\vec{u})$: Rotation
und $S_{ij} = \frac{1}{2}((\nabla\vec{u})^T + \nabla\vec{u})$: Scherung
- Wirbel werden in Gebieten mit $Q > 0$ identifiziert (Rotation ist größer als Scherung), wenn zusätzlich ein Druckminimum $p < p_{\text{grenz}}$ vorliegt

Wirbelbeispiele in einer Radialpumpe bei Nennlast



Wirbelbeispiele in einer Radialpumpe bei Nennlast





- erste Ideen und Veröffentlichungen durch Karhunen (1946) und Loève (1956) . Transfer der Methode durch Lumley et al. (1967) in den Bereich der Strömungsmechanik. Bisher noch keine Anwendung im technischen Bereich
- gesucht ist ein Zugang zur Analyse scheinbar chaotischer turbulenter Strömung
- Ziel ist es die instantanen Strömungsgrößen (Druck, Geschwindigkeit, etc.) als Summe aus Mittelwert, kohärent periodischem und einen turbulent chaotischem Schwankungsanteil darzustellen

$$u_i = \overline{u_i} + \tilde{u}_i + u_i'$$



- instationäre CFD Simulationen liefern an k diskreten Zeitpunkten Informationen über das Strömungsfeld
- Die POD liefert eine äquivalente Darstellung der zeitlichen Entwicklung des Strömungsfeldes im Sinne einer Galerkin Approximation in Form von orthogonalen Moden (M) und Zeitkoeffizienten.

$$\varphi(x, t_i) \approx \widehat{\varphi}(x, t_i) = \bar{\varphi} + \sum_{k=1}^K M_k(x) \cdot a_k(t_i) \quad i, k = 1, 2, \dots, K$$

- Ausgangspunkt ist ein an K diskreten Zeitpunkten t_i gemessenes/gerechnetes Schnappschussensemble der Größe φ



- Ausgangspunkt der POD bildet die Bestimmung der Korrelationsmatrix C_{kl} und die Lösung des zugrundeliegenden Eigenwertproblems in Form von Eigenwerten und Eigenvektoren

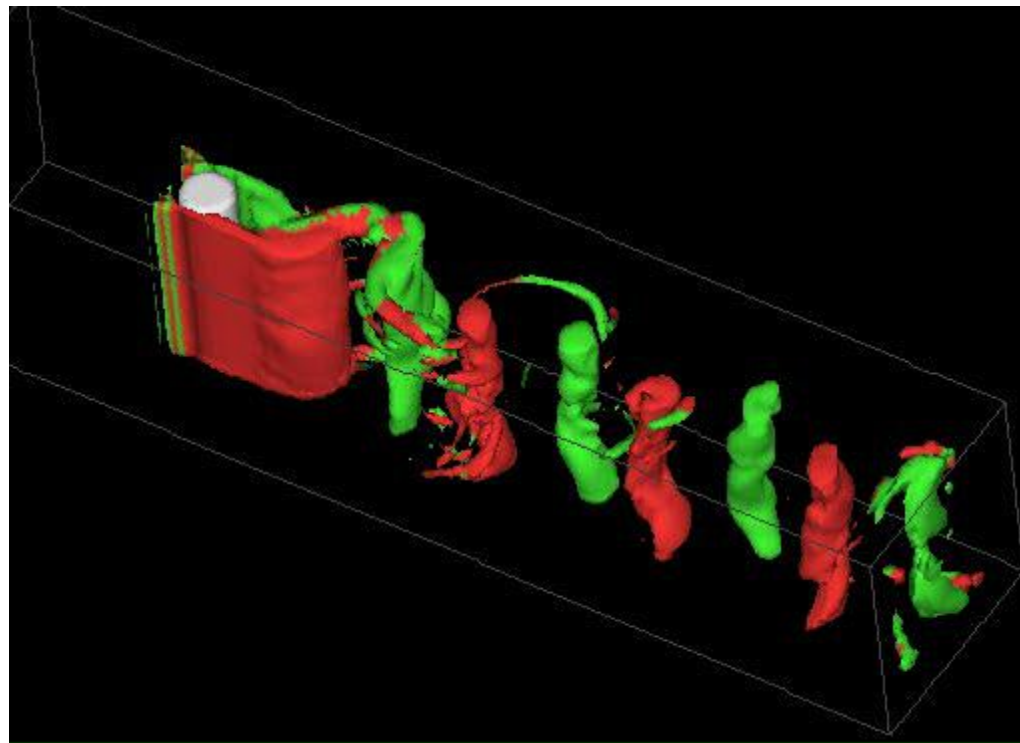
$$C_{kl} = \frac{1}{K} \int_{\Omega} (\varphi'(x, t_k) \cdot \varphi'(x, t_l)) d\Omega \quad (C_{kl} - \lambda \cdot \delta_{kl}) \cdot b_k = 0$$

- Die Moden repräsentieren die räumliche Struktur der kohärenten Schwankung der betrachteten Größe j , die Zeitkoeffizienten das dynamische Verhalten und der zur Mode gehörende Eigenwert den Anteil an der Gesamtfluktuationsenergie (TKE, Druckfluktuationsenergie)

Niederdimensionale Modenzerlegung POD - Proper-Orthogonal-Decomposition Anwendung

- Identifikation der instationären Strömungsstrukturen und Zuordnung von Energieinhalt und Dissipationsrate
- Filterung:
 - Rekonstruktion des Strömungsfeldes aus den Moden und Zeitkoeffizienten mit beliebiger Komplexität
 - Nutzung des rekonstruierten Strömungsfeldes für die Akustiksimulation oder
 - Nutzung der CFD-Ergebnisse für Akustiksimulation und anschließende POD-Zerlegung des akustischen Druckfeldes

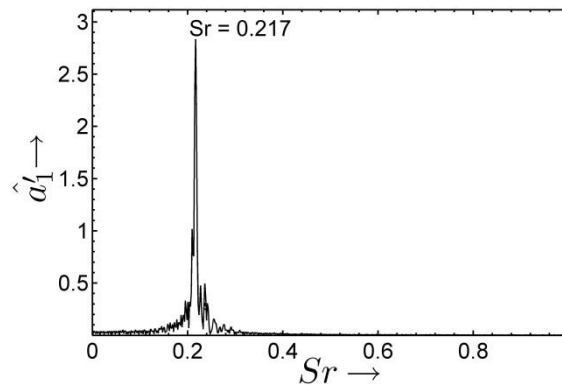
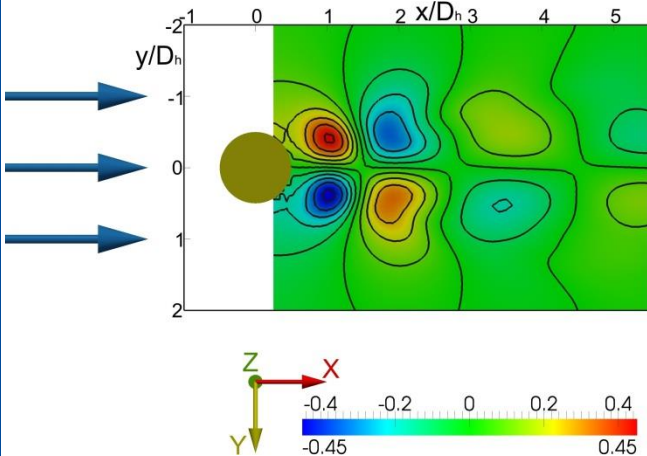
- Beispiel Zylindernachlauf:
 - Kármán'sche Wirbelstraße: gegensinnig drehende, wechselseitig ablösende Wirbel
 - normierte Ablösefrequenz $Str = \frac{f \cdot D}{u_\infty} \approx 0,21$



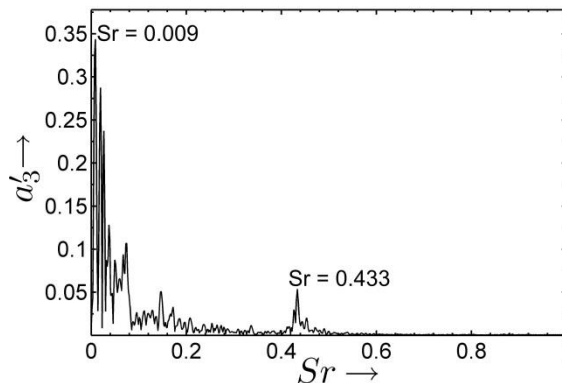
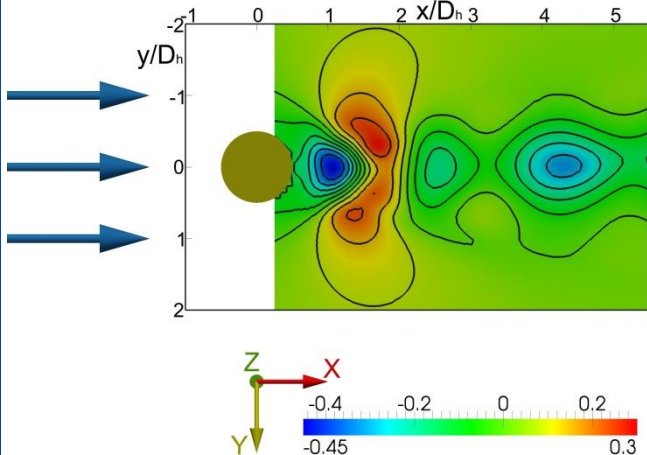
Quelle: <http://www.math.rug.nl/~veldman/cfd-gallery.html>

Beispiel: Zylinderumströmung – POD Zerlegung des Druckfeldes

Auftriebs- und Widerstandsbeiwert sind gut messbare Größen. Nur durch die POD Zerlegung ist es jedoch möglich, einzelnen Signalanteilen individuelle Strömungsstrukturen/Phänomene zuzuordnen!



Mode 1 und 2 beschreiben die Schwankungen des Auftriebsbeiwertes mit $Sr \approx 0,22$



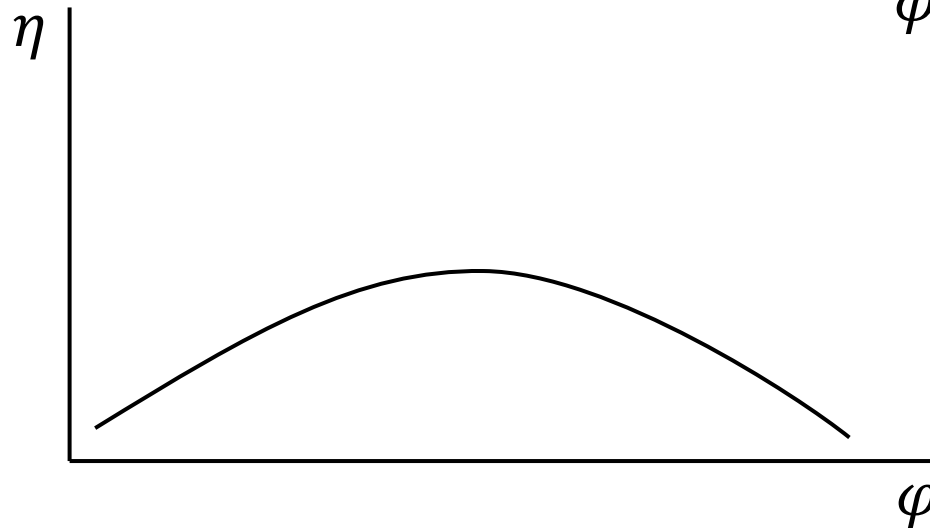
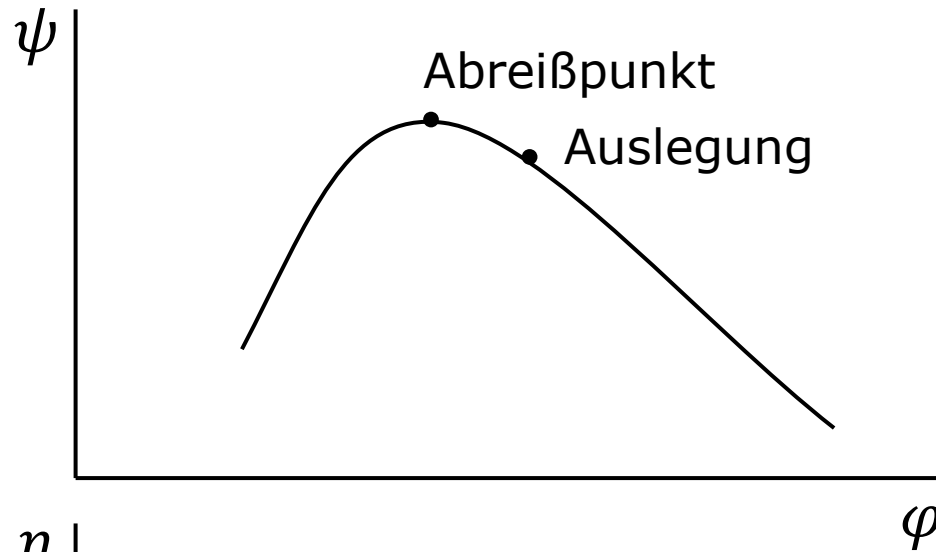
Mode 3 beschreibt ein niederfrequentes „Pumpen“ der Ablöseblase in Strömungsrichtung mit $Sr \approx 0,01$

Effekte von Sekundärströmungen auf das Kennlinienverhalten

Universität
Rostock



Traditio et Innovatio





- 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)

Tafelbild 9

- 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