

Numerische Untersuchung der Ausdehnung
von Sekundärströmungsbereichen im
Teillastbetrieb einer einstufigen Axialmaschine

Zur Erlangung des akademischen Grades eines
Doktors der Ingenieurwissenschaften
von der Fakultät für Sicherheitstechnik der
Universität Wuppertal

genehmigte

Dissertation

von

Lutz Itter

Tag der mündlichen Prüfung:
Hauptreferent:
Koreferent:

20.Dezember 2004
Professor Dr.-Ing. E. Schmidt
Professor Dr.-Ing. B.J. Vorath

Diese Dissertation kann wie folgt zitiert werden:

urn:nbn:de:hbz:468-20050114

[<http://nbn-resolving.de/urn/resolver.pl?urn=urn%3Anbn%3Ade%3Ahbz%3A468-20050114>]

Ich versichere, die Dissertation bis auf die angegebenen Hilfen selbständig angefertigt, alle benutzten Hilfsmittel vollständig und genau angegeben und alles kenntlich gemacht zu haben, was aus Arbeiten anderer und eigenen Veröffentlichungen unverändert oder mit Änderungen entnommen wurde.

Lutz Itter

Wuppertal, der 15.Mai 2004

Vorwort

Die vorliegende Dissertation entstand in den Jahren 2000 bis 2004 während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter im Fachgebiet Strömungsmechanik / Turbomaschinen an der Bergischen Universität Wuppertal.

An erster Stelle gilt mein Dank Herrn Prof. Dr.-Ing. M. Böhle für die Anregung zu dieser Arbeit und den vielen wertvollen Fachgesprächen sowie seiner steten Unterstützung bei der Durchführung dieser Arbeit.

Ich danke Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. E. Schmidt für die Übernahme des Referates und seine freundliche Unterstützung.

Des Weiteren bedanke ich mich bei Herrn Prof. Dr.-Ing. B.-J. Vorath für die Übernahme des Koreferates.

Herrn Prof. Dr.-Ing. H. Oertel danke ich für seine freundliche Unterstützung.

Meinem Kollegen Michele Cagna danke ich für die konstruktiven Hinweise zur Durchführung dieser Arbeit und die anspornenden Gespräche unter Freunden.

Zusammenfassung

In der vorliegenden Arbeit wurde sowohl ein wissenschaftliches, als auch ein technologisches Ziel verfolgt.

Das wissenschaftliche Ziel behandelte die numerische Simulation eines in dieser Arbeit berechneten einstufigen Axialverdichters. Hierzu wurden zwei kommerzielle CFD-Codes mittels zwei unterschiedlicher Methoden verifiziert. Die Simulation der Verdichterstufe wurde mit dem CFD-Code CFX durchgeführt. Bei der Untersuchung der Ergebnisse des CFD-Codes stand die Identifizierung der Strömungsphänomene im Schaufelkanal im Vordergrund. Insbesondere wurde deren Verhalten im Teillastbereich der Maschine untersucht. Drei verschiedene Methoden der Identifizierung von Wirbeln wurden vorgestellt, sowie deren Vor- und Nachteile aufgezeigt. Dabei zeigte sich die Helicity (bzw. normalized Helicity) als die sinnvollste Methode, Wirbelkerne zu identifizieren. Dominante Wirbelstrukturen wie z.B. der Spaltwirbel wurden vom Code angezeigt. Ebenfalls wurde das Verhalten des Spaltwirbels im Teillastbereich korrekt wiedergegeben. Der Vortex breakdown Spiral Type konnte in der quasistationären Simulation nicht eindeutig festgestellt werden.

Eine weitere Fragestellung war die Gültigkeit des in dieser Arbeit entstandenen Auslegungstools Axiblade. Die Untersuchungen haben gezeigt, dass die potentialtheoretische Auslegung ab einer dimensionslosen Kanalhöhe von $\frac{\Delta H}{H} = 0.9$ am Außenschnitt der Schaufel im Auslegungspunkt keinen Sinn macht. Die für die Auslegung notwendige Annahme der ebenen Strömung ist nicht gewährleistet. Dieser ungültige Bereich erweitert sich mit zunehmender Drosselung der Maschine. Bei 70% Teillast ist die potentialtheoretische Auslegung nur noch in sehr eng begrenzten Bereichen $\frac{\Delta H}{H} = 0.4$ bis $\frac{\Delta H}{H} = 0.8$ anwendbar.

Der technologische Teil der Arbeit behandelte den Aufbau einer CAx-Kette. Hauptbestandteil dieser Kette ist die Auslegungssoftware Axiblade. Sie vereint die Berechnung der Zu- und Abströmwinkel, die Auswahl von Wölbungs- und Staffelungswinkel aus den NACA Unterlagen, die Berechnung der Druckverteilung mit einem Singularitätenverfahren und den Aufbau der dreidimensionalen Schaufelkontur. Nach dem Prototyping von Rotor- und Statorbeschaufelung konnten diese in die Prüfmaschine integriert werden. Mit einer verifizierten Versuchsstrecke konnte die Kennlinie des Axialventilators bei drei verschiedenen Drehzahlen gemessen werden. Die Simulation zeigte über einen großen Bereich des Teillastgebietes gute Übereinstimmung mit dem Experiment. Jedoch konnte der Stall der Maschine nicht exakt abgebildet werden. Die CAx-Kette ermöglicht die Auslegung, Simulation, Fertigung und Messung innerhalb von 24h.

Abstract

An academic as well as a technological goal was traced in the present work. The academic goal discussed a numerical simulation of a single stage axial compressor. Therefore two commercial CFD-Codes were verified with two different methods. The numerical simulation of the single axial stage was accomplished with the commercial software called CFX. One of the main issues, looking at the results of the CFD-Code, was the identification of the flow phenomena regarding the passage. The behaviour of these flow phenomena during partial load of the compressor was from particular interest. Three different methods for identifying vortices were shown and their assets and drawbacks discussed. Helicity and normalized helicity turned out to be the most sensible method for identifying the vortex core. Dominant passage flow phenomena, like the tip clearance vortex, could be captured by the CFD-Code, as well as the behaviour of the tip clearance vortex due to partial load of the stage. Due to the quasi stationary character of the simulation it was not explicit possible to capture a vortex breakdown spiral type.

Another question was the validity of the design tool Axiblade, which was developed in the present thesis. The analysis has shown that there is no meaning to apply a potential theory based method close to the tip of the blade. Using a dimensionless channel height $\frac{\Delta H}{H}$ it could be shown that above $\frac{\Delta H}{H} = 0.9$, considering the design point, the necessary requirement of a two dimensional flow is not given. This, for the use of a potential theory based method, invalid region expands during choke of the machine. At 70% partial load the potential method can only be used in the range of $\frac{\Delta H}{H} = 0.4$ to $\frac{\Delta H}{H} = 0.8$.

The technological goal of this thesis covered the creation of a CAx-chain. Main component of this chain was the design tool Axiblade, which covers the calculation of the flow-, camber-, and stagger angles of the cascade using the NACA documentation. As well as the calculation of the pressure distribution (using potential theory) and the threedimensional assembly of the blade contours. After the prototyping of the rotor and stator both could be integrated into a verified test facility. The characteristic curve was measured for three different engine speeds. The simulation showed good conformance with the region of partial load. But nevertheless the stall inception point of the machine could not be mapped explicitly by the numerical simulation.

The CAx-chain enables the design, simulation, manufacture and testing within 24h.

Résumé

Dans cette thèse, je poursuis un objectif scientifique autant que technologique. L'objectif scientifique traite la simulation numérique d'un compresseur axial à un seul étage calculé pour ce travail. Dans ce but, j'ai vérifié deux codes CFD commerciaux au moyen de deux méthodes différentes. La simulation du compresseur axial a été réalisée par le truchement du code CFD, à savoir CFX. Lors de l'analyse des résultats du code CFD, l'identification des phénomènes de courant dans le canal de l'ailette ont été mis en exergue. En particuliers, j'ai examiné leur comportement dans la zone de charge partielle du ventilateur. J'ai présenté trois méthodes différentes d'identification de remous, ainsi que leurs avantages et désavantages. Dans ce contexte, Helicity ou bien normalized Helicity s'est révélée comme étant la méthode la plus sensée pour identifier les noyaux de remous. Les structures de remous dominantes, comme par exemple le remous de scission ont été indiquées par le code. Le comportement du remous de scission dans la zone de charge partielle a été également rendu correctement. Le Vortex breakdown Spiral Type n'a pas pu être constaté clairement dans la simulation quasi stationnaire. Un autre questionnement a été l'examen de la validité de l'instrument conceptuel d'Axiblade provenant de ces analyses. Les études ont montré que l'interprétation théorique potentielle n'avait aucun sens à partir d'une hauteur de canal sans dimension de $\frac{\Delta H}{H} = 0.9$ pris au contour extérieur de l'ailette au point d'interprétation. L'hypothèse nécessaire du courant plan à l'interprétation n'est pas garantie. Ce secteur croissant non valable s'élargit en fonction de l'étranglement du ventilateur. À 70 % de charge partielle, l'interprétation théorique potentielle n'est applicable que dans des domaines très limités, allant de $\frac{\Delta H}{H} = 0.4$ à $\frac{\Delta H}{H} = 0.8$.

La partie technologique de la thèse a traité la construction d'une chaîne CAx. L'élément principal de cette chaîne est le logiciel d'interprétation Axiblade. Il unit le calcul des angles de courant, le choix des angles de cambrure et d'échelonnement provenant des documents NACA, le calcul de la distribution de la pression au moyen d'un procédé de singularités et l'établissement du contour à trois dimensions. Après avoir créé un prototype, d'un rotor et stator d'ailette, ceux-ci ont pu être intégrés dans l'appareil d'essai. Grâce à un tronçon d'essai vérifié, la ligne de marquage du ventilateur axial a pu être mesuré à trois vitesses différentes. La simulation a montré une concordance conséquente avec l'expérience dans une grande partie du secteur de charge partielle. Néanmoins, l'arrêt stall de la machine n'a pas pu être représenté de manière précise. La chaîne CAx permet la facturation, la simulation, la fabrication et la mesure dans un délai de 24 heures.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	Problemstellung	1
1.2	Grundlegende Phänomene	3
1.3	Literaturübersicht	7
1.3.1	Experimentelle Untersuchungen	7
1.3.2	Numerische Untersuchungen	10
1.4	Zielsetzung	14
2	Numerische Untersuchungen	16
2.1	Übersicht	16
2.2	Numerisches Verfahren	16
2.2.1	Grundgleichungen	17
2.2.2	Finite-Volumen-Methode	24
2.3	Verfahrenstest	26
2.3.1	Mathematischer Ansatz	26
2.3.2	Vergleich mit experimentellen Daten	30
2.4	Modellmaschine	36
2.5	Rechengebiet	37
2.6	Identifizierung der Phänomene	39
2.6.1	Identifizierung durch Stromlinien	40
2.6.2	Identifizierung durch Rotation	45
2.6.3	Identifizierung durch Helicity	48
2.7	Untersuchung der Strömung auf koaxialen Schnitten	50
2.8	Einfluss der Interfaces	60
3	Experimentelle Untersuchungen	62
3.1	Auslegung der Modellmaschine	63
3.1.1	Entwurfsvorgaben	63
3.1.2	Profilgeometrie	65
3.2	Anwendung der CAx-Techniken	66
3.2.1	CAE-Auslegungssoftware	67

3.2.2	CAD-Konstruktion der Prüfmaschine	71
3.2.3	CAM-Fertigung des Prototypen	74
3.3	Versuchseinrichtung	76
3.4	Diskussion der Messergebnisse	78
4	Zusammenfassung und Ausblick	81
5	Nomenklatur	85
5.1	Formelzeichen	85
5.2	Indizes	87
5.3	Abkürzungen	87
5.4	Mathematische Konventionen	88
6	Anhang	94
6.1	Exemplarische Berechnung der Modellmaschine	94
6.2	Martensenverfahren	97
6.2.1	Mathematische Modellierung der Gitterströmung . . .	97
6.2.2	Numerische Lösung der Integralgleichung	99
	Abbildungsverzeichnis	100
	Tabellenverzeichnis	103

1

Einleitung

1.1 Problemstellung

Die Auslegung eines Verdichters erfordert eine Vielzahl von Iterationsschritten und Techniken, die angewandt werden, um zum Endprodukt, der Beschau felung, zu gelangen. Ziel einer Auslegung ist in der Regel das Erreichen eines möglichst guten Wirkungsgrades der Maschine.

Mit diesem Ziel beschäftigt sich die Wissenschaft bereits seit dem frühen zwanzigsten Jahrhundert. Die Idee des einfachen radialen Gleichgewichts war bereits 1940 weit verbreitet und wurde erstmals von Traupel 1942 festgehalten. Sie führte schließlich zu den zahlreichen Streamline Curvature Schemes, die auch heute noch Anwendung finden.

Zeitparallel entwickelten sich auch die Potentialverfahren (Singularitätenverfahren). Sie basieren auf der Potentialgleichung, die mit der Annahme einer rotationsfreien Strömung aus den Eulergleichungen abgeleitet werden können.

Überwiegend wurden die Theorien unter der Annahme einer reibungsfreien Strömung entwickelt. Um genauere Lösungen zu erhalten, erweiterte man die reibungslosen Verfahren mit Grenzschicht- oder allgemein gehaltenen Verlustmodellen. Sie werden für das zu betrachtende Problem spezialisiert und sind dadurch in ihrer Anwendung sehr begrenzt. Der gleichzeitige Anstieg von Rechenleistung favorisierte schließlich die Differenzenverfahren. Mit ihrer Hilfe konnte eine weitere reibungslose Betrachtung von Strömungen (die Eulergleichungen) wirtschaftlich gelöst werden.

Bei weiterhin steigender Rechenkapazität konnten Mitte der siebziger Jahre die Reynoldsgemittelten Navier-Stokes-Gleichungen numerisch behandelt werden, und die dafür notwendige Turbulenzmodellierung gelangte zu großer Wichtigkeit. Die früher als rechenaufwendig geltenden Verfahren, wie z.B die

Potentialverfahren, wurden jetzt auch zur Auslegung von Maschinen benutzt. Mittlerweile ist eine Tendenz zu erkennen, dass frühere Nachrechnungsverfahren zu heutigen Auslegungsverfahren werden. Besonders bedeutend ist hierbei die Organisation dieser Software bzw. ihre Verknüpfung. Dies ist die Aufgabe der sog. CAx-Techniken. Sie stehen unter anderem als Oberbegriff für Programme, die den Auslegungs- und Fertigungsprozess sowie die Qualitätskontrolle computerunterstützt begleiten. In dieser Arbeit wird eine solche CAx-Kette aufgebaut und die entsprechende Software zur Auslegung von Verdichterschaufeln erstellt.

Alle Verfahren haben ihre Vor- und Nachteile und doch eines gemeinsam: Sie können nur unter bestimmten Annahmen und Vereinfachungen in sehr engen Grenzen angewendet werden. Dies führt bei allen Verfahren zu einer gewissen Unsicherheit der Ergebnisse, deren Abschätzung wünschenswert wäre. Hier kommen die vielseitigen kommerziellen CFD-Solver zum Einsatz. Es soll ein kommerzieller CFD-Solver genutzt werden, um die Sekundärströmungen und deren Ausdehnung im Schaufelkanal zu untersuchen.

Unabhängig vom Verfahren beschränkt man sich bei der Auslegung einer Maschine meistens auf einen Betriebspunkt, den sog. Auslegungspunkt der Maschine. Er ist gekennzeichnet durch eine bestimmte Liefer- und Arbeitszahl. Im späteren Einsatz der Maschine ergeben sich auch andere Betriebszustände, wie Teil- und Überlast. Neben der primären Strömung, die im Idealfall auf koaxialen Schnitten verläuft, entstehen Sekundärströmungen, die der primären Strömung überlagert sind. Man kann diese Sekundärströmungen in einzelne Strömungsphänomene unterteilen. Sie sind in Kap.1.2 kurz erklärt.

Die in Kap.1.2 beschriebenen dreidimensionalen Effekte erzeugen Sekundärströmungsverluste, die einen Anteil von bis zu 40% der hydraulischen Gesamtverluste tragen können. Von besonderem Interesse sind die Effekte, die innerhalb des Teillastbereiches auftreten. Ihre Erforschung ist immer noch Aufgabe der Wissenschaft, siehe Kap.1.3. Insbesondere müssen die instationären Strömungsphänomene berücksichtigt werden. Inwieweit ein CFD-Solver Aussagen über diese Phänomene im Teillastbereich treffen kann, soll ebenfalls untersucht werden. Die genaue Zielsetzung dieser Arbeit ist in Kap. 1.4 dargestellt.

1.2 Grundlegende Phänomene

Bei Strömungen durch Verdichter oder Turbinen können die unten beschriebenen Wirbelformen, die zu den Sekundärströmungen gehören, auftreten:

- Spaltwirbel

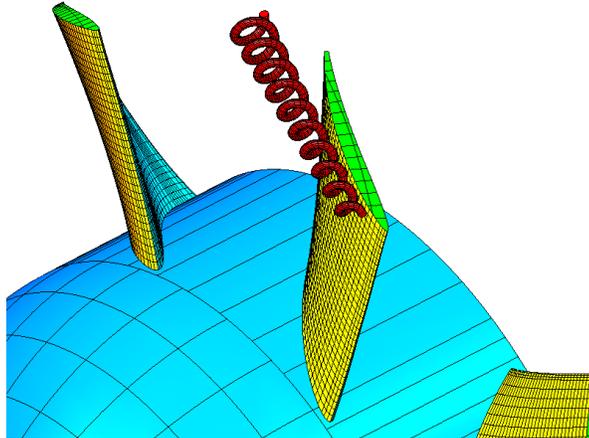


Abbildung 1.1: Spaltwirbel exemplarisch

Er entsteht in der Laufradströmung zwischen Rotor und Gehäusewand der Maschine. Durch das Durchströmen des Spaltes von der Druck- zur Saugseite am Schaufelende, rollt sich ein Wirbel an der Saugseite der Schaufel auf. Dieser Wirbel (abhängig von z.B. Spaltweite und Incidence) kann je nach Betriebszustand einen erheblichen Einfluss auf die Verblockung der Schaufelkanalströmung haben. Ist er groß genug, so beeinflusst er dominant die Gehäusegrenzschicht und kann den Stall der Maschine einleiten. In mehrstufigen Maschinen erzeugt der Spaltwirbel eine Fehlanströmung der folgenden Stufen und kann das Abreißen initiieren. Bei Pumpen hat er einen großen Einfluss auf das Kavitationsverhalten und bei Turbinen erzeugt er hohe Temperaturspitzen an den Schaufelenden. Da es sich bei dem Spaltwirbel um eine instationäre Erscheinung handelt, ist er auch für Vibrationen und Geräuschentwicklung verantwortlich.

- Horseshoe Vortex (Hufeisenwirbel)

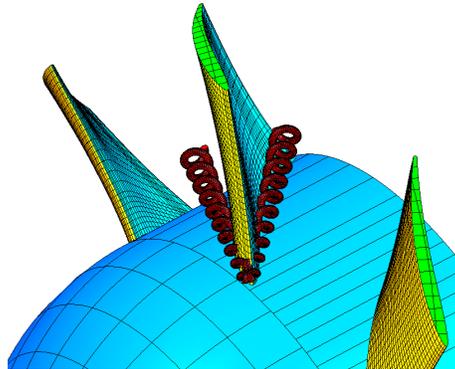


Abbildung 1.2: Horseshoe Vortex exemplarisch

Sein Ursprung ist an der Vorderkante des Profils. Er entsteht durch den Staudruck an der Schaufelvorderkante im Nabenbereich. Der große Druckgradient rollt die niedriger energetisch geladene Zuströmungsgrenzschicht der Wand zu einem Wirbel auf. Der Wirbel fließt über die Druck- bzw. Saugseite der Schaufel ab.

- Passage Vortex

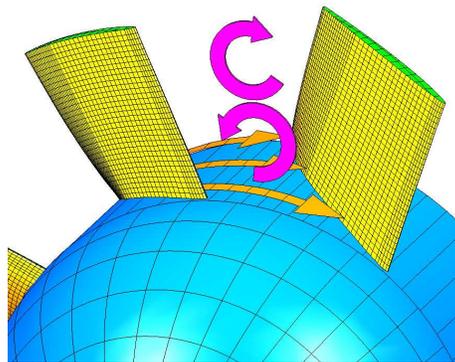


Abbildung 1.3: Passage Vortex exemplarisch

Ein Passage Vortex entsteht in jedem gekrümmten Strömungskanal. Die durch die Krümmung entstandene Fliehkraft steht außerhalb der Grenzschicht mit dem Druckgradienten quer zur Strömungsrichtung im Gleichgewicht. Da in den Seitenwandgrenzschichten durch die Haftbedingung der Einfluss der Fliehkraft kleiner wird und der Druck der

1. EINLEITUNG

Grenzschicht von außen aufgeprägt wird (keine Druckgradienten in der Grenzschicht), strömt das Fluid in der Grenzschicht in die Richtung der Saugseite des Kanals.

- Kanalwirbel

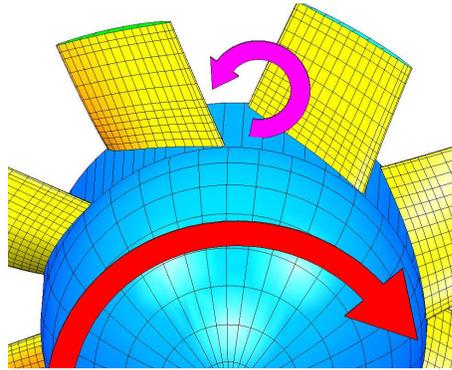


Abbildung 1.4: Kanalwirbel exemplarisch

Stellt man sich das Axiallaufrad allseitig geschlossen vor und lässt es mit der Kreisfrequenz ω rotieren, so stellt sich bei einer reibungsfreien Strömung der relative Kanalwirbel mit der Winkelgeschwindigkeit $-\omega$ ein. Bei reibungsbehafteten Strömungen ist die Winkelgeschwindigkeit des Kanalwirbels entsprechend kleiner.

- Hinterkantenwirbel

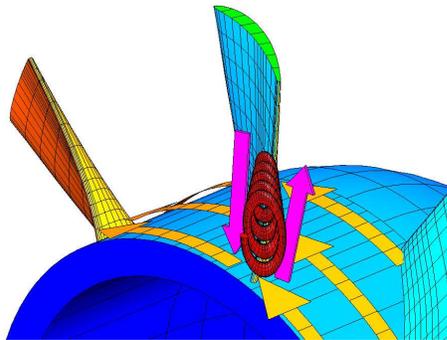


Abbildung 1.5: Hinterkantenwirbel exemplarisch

Er existiert an der Hinterkante der Schaufel. Seine treibende Kraft ist die Scherschicht zwischen Saug- und Druckseite der Schaufel in radialer

Richtung. Während der Passage Vortex auf der Saugseite der Schaufel eine zum Gehäuse gerichtete Strömung erzeugt, muß aufgrund der Kontinuität auf der Druckseite der Schaufel eine zur Nabe gerichtete Strömung entstehen.

- Corner Vortex (Eckenwirbel)

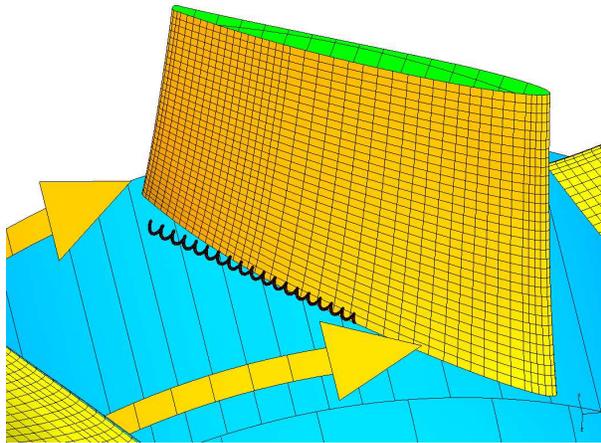


Abbildung 1.6: Eckenwirbel exemplarisch

Die durch den geringeren Fliehkrafteinfluss entstandene Sekundärströmung zur Saugseite der Schaufel (Ursprung des Passage Vortex) bildet auch den Corner Vortex. Seine Drehrichtung ist dem Passage Vortex entgegengesetzt. Er entsteht durch das Abbremsen der Sekundärströmungsgeschwindigkeit an den Gehäuse- und Schaufelwänden.

1.3 Literaturübersicht

Eine Übersicht der bis heute veröffentlichten Literatur über Schaufelgitter und den darin vorkommenden Strömungsphänomenen lässt sich in zwei Gruppen unterteilt darstellen. Die eine hat ihren Ursprung in den frühen fünfziger Jahren und beschäftigt sich vornehmlich mit der experimentellen Erfassung der Phänomene. Letztere findet erst seit den siebziger Jahren Anwendung und befasst sich mit der numerischen Simulation der beschriebenen Phänomene mit der Hilfe von CFD-Codes. Einen sehr guten Überblick über beide Gruppen bieten Sieverding und Van den Bosch [43] sowie Langston aufbauend auf dem Paper von Sieverding [33].

Ungewöhnlich scheint die starke Trennung zwischen Spaltwirbel und den restlichen Phänomenen im Schaufelkanal. Es gibt nur wenige Autoren, die den Spaltwirbel im Kontext zu allen anderen auftretenden Phänomenen beschreiben (wie z.B. Inoue in [25]). Dies liegt natürlich auch an der unterschiedlichen Dominanz der Phänomene. Bei schlanken, leicht gekrümmten Verdichterprofilen treten der Horseshoe Vortex und der Passage Vortex in den Hintergrund, während sie bei dicken Turbinenprofilen stärker in Erscheinung treten.

Die Relativbewegung zwischen Schaufelspitze und Gehäusegrenzschicht hat ebenfalls einen Einfluss auf die unterschiedliche Ausbildung des Spaltwirbels bei Verdichtern und Turbinen. Sie verstärkt den Spaltwirbel bei Kompressoren, während sie bei Turbinen aufgrund der gegenläufigen Drehrichtung dem Spaltwirbel entgegen wirkt.

Seit der Pionierarbeit 1954 von Rains [39] wurden sehr viele Veröffentlichungen über dieses Thema geschrieben. In dieser Arbeit kann nur eine kleine Auswahl dargestellt werden. Eine umfassende Literaturübersicht zu Spaltwirbeln findet sich in den Arbeiten von Hübner [23] und Saathoff [42]. Aufgrund der besonderen Betrachtung des Spaltwirbels werden auch in dieser Arbeit die folgenden Kapitel der Literaturrecherche in Spaltwirbel und "restliche Phänomene" unterteilt.

1.3.1 Experimentelle Untersuchungen

Spaltphänomen

Eines der ersten Experimente wurde 1937 von Ruden [41] an einem einstufigen Verdichter durchgeführt. Durch Variation der Spaltmaße fand er einen nahezu linearen Zusammenhang zwischen Wirkungsgrad und Spaltweite.

Rains [39] untersuchte 1954 die Kavitation in einer dreistufigen Axialpumpe. Da Kavitation in den Gebieten des größten Unterdrucks einsetzt, konnte er den Wirbelkern des Spaltwirbels sichtbar machen. Seine Beobachtungen

zeigten, dass der Ausgangspunkt der Kavitation (Gebiet des kleinsten statischen Druckes) an der Schaufelspitze und nicht, wie vorher vermutet, auf der Schauffläche auftrat.

Der Einfluss der Spaltweite auf die Gehäuse- und Nabengrenzschicht ist 1970 in der Arbeit von Smith [47] dargelegt. Seine Messungen wurden an einem vierstufigen Verdichter hinter dem dritten Rotor, dritten Stator und dem vierten Rotor durchgeführt. Er zeigte, dass die Spaltweite einen erheblichen Einfluss auf die Verblockung (Verminderung des Strömungsquerschnitts durch Ablösen der Gehäusegrenzschicht) und somit auch auf das Abreissverhalten der Maschine hat.

Die weitere Entwicklung der Messtechnik machte es möglich, umfangsauffösende Messungen hinter den Rotoren mittels Hitzedraht-Anemometrie durchzuführen.

Inoue [24] konnte 1986 mit seinen Messungen hinter dem Rotor eines Axialkompressors die Existenz des Spaltwirbelkerns nachweisen. Bei einer Vergrößerung des Spaltes vergrößerte sich der Spaltwirbel, und sein Abstand zur Saugseite der Schaufel nahm zu. Des Weiteren verursachte der Wirbel ein Rückströmgebiet an der Gehäusewand.

Saathoff [42] verglich 2001 die Spaltwirbelströmung eines hoch gestaffelten Verdichtergitters schwach gewölbter Profile mit einem korrespondierenden Verdichterroter. Er beobachtete bei Abnahme des Volumenstroms eine Stromaufwärtsverlagerung des Aufrollpunktes des Spaltwirbels bei gleichzeitigem "Aufstellen" (Erhöhung der Trajektorien-Neigung) des Wirbels gegenüber der Hauptströmung und damit auch eine Zunahme der Verblockung. Mit der Hilfe von Anstreichbildern konnte er eine Ablöselinie der Gehäusegrenzschicht für alle Betriebspunkte sichtbar machen. Diese Ablöselinie wandert bei Drosselung von der Austrittsebene des Rotors stromaufwärts. Bei Erreichen der Abreißgrenze rutscht sie vor das Gitter. Die Strömung legt sich bei allen Betriebspunkten in der Austrittsebene des Rotors wieder an und begrenzt dadurch das Ablösegebiet.

Schaufelkanalphänomene

Eines der ersten Sekundärströmungsmodelle im Schaufelkanal wurde 1955 von Hawthorne[21] geschaffen. Er beschrieb die Entwicklung des Passage Vortex sowie des Hinterkantenwirbels unter Berücksichtigung der Zuströmungsgrenzschichten in einem rotierenden Schaufelgitterkanal. Armstrong[3] konnte 1957 durch seine Messungen hinter einem Schaufelgitter Vektorplots erzeugen, auf denen klar die Existenz des Passage Vortex und des Hinterkantenwirbels zu erkennen ist.

Der Horseshoe Vortex, welcher vornehmlich bei dicken Profilverdichtern zu

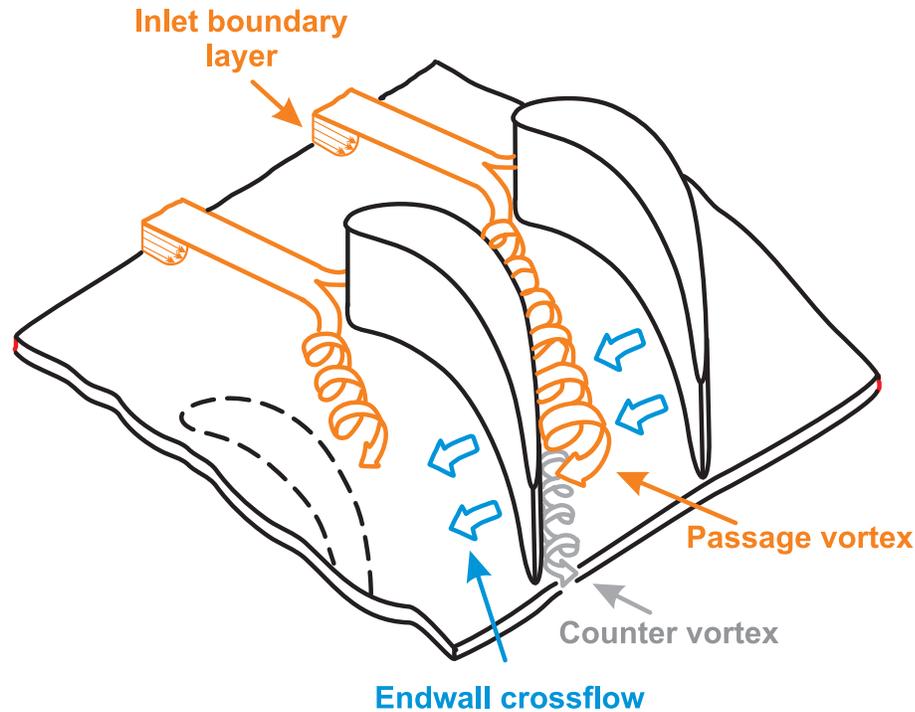


Abbildung 1.7: Wirbelmuster von Langston (1980)

finden ist, wurde 1966 von Klein[30] zum ersten Mal erwähnt. Er präsentierte ein Modell, das die Existenz des Passage Vortex wie auch des Horseshoe Vortex (in seiner Arbeit als Staupunktwirbel bezeichnet) zeigte. Langston vertiefte 1976 in seiner Veröffentlichung das Verständnis des Horseshoe Vortex[33]. Er teilte den Horseshoe Vortex in einen druckseitigen und einen saugseitigen Ast auf. Der druckseitige Ast vereint sich am Ende des Schaufelkanals aufgrund seines gleichen Drehsinns mit dem Passagevortex. Der saugseitige Ast legt sich an die Schaufel- und Gehäusewand an (siehe Abbildung 1.7).

1983 widerlegten jedoch Moore und Smith [35] sowie Sieverding und Van den Bosch [45] die Annahme von Langston. Sie zeigten auf zwei unterschiedliche Arten, dass sich der saugseitige Ast des Horseshoe Vortex nicht an die Schaufel- und Gehäusewand anlegt.

Moore und Smith injizierten Ethylen in die Schaufelkanalströmung und detektieren so am Austritt die Trajektorien der Strömung. Sie fanden heraus, dass sich das in den saugseitigen Ast des Horseshoe Vortex eingebrachte Ethylen um den Passage Vortex wickelte. Eine Injizierung in den druckseitigen Ast des Horseshoe Vortex zeigte die Ansammlung von Ethylen im Kern des Passage Vortex.

Sieverding und Van den Bosch benutzten einen beschichteten Draht, der bei

Erhitzen farbigen Rauch emittiert. Der Draht wurde in verschiedenen Ebenen vor dem Profil aufgespannt. Dabei konnten sie die Aussagen von Moore und Smith bestätigen.

Eine Weiterentwicklung des Sekundärströmungsmodells ist 1997 in der Arbeit von Wang, Olson, Goldstein und Eckert zu finden [52]. Mit Hilfe von Laserlicht und mehreren Rauchdrähten visualisierten sie sehr detailreich die komplexe Wirbelströmung im Gitterkanal. Wang spricht bei der Entwicklung des Horseshoe Vortex von einer Multi-Vortex-Struktur. Der Horseshoe Vortex bildet sich periodisch aus zwei kleineren Einzelwirbeln, die später miteinander verschmelzen. Er findet ein weiteres Phänomen, den Wall Vortex, welcher auf der Saugseite des Profils vom Kanalwirbel induziert wird. Den aktuellen Stand der Wissenschaft (bis 2002) zeigen die Arbeiten von Breisig [4] und Giboni [13]. Sie beinhalten einen experimentellen und einen numerischen Teil und werden deshalb in Kap. 1.3.2 behandelt.

1.3.2 Numerische Untersuchungen

Erste Veröffentlichungen über numerische Strömungsmechanik findet man bereits im frühen 20. Jahrhundert. Hier tauchen bekannte Namen wie Courant, Friedrichs, Lewy und Von Neuman auf. Eine Zusammenfassung des Fortschritts in der numerischen Strömungsmechanik von 1910 bis 2003 zeigt die Veröffentlichung von Shang [44].

Spaltphänomen

Bereits 1985 entwickelte Hah [18] einen dreidimensionalen Navier-Stokes Code, den er mit der Messung von Hunter und Cumpsty [22] verifizierte. Bei einer Auflösung von $26 \times 28 \times 52$ Punkten erzielte er mit einem modifizierten algebraischen Reynolds-Spannungsmodell bereits gute Übereinstimmung mit der statischen Druckverteilung der Messung auf Schaufel und Nabe. Bei der groben Auflösung war es Hah aber nicht möglich, eine genaue Aussage über die Wirbelstruktur bzw. Lage des Spaltwirbels zu treffen.

Sieben Jahre später verglich Kunz [31] drei Experimente mit einem Navier-Stokes Solver (3D inkompressibel) und einem dreidimensionalen Euler-Verfahren für Strömungen. Seine Netzauflösung betrug $69 \times 59 \times 35$ Punkte, wobei $17 \times 32 \times 11$ (Dicke, Sehne, Spalt) Punkte allein für die Modellierung des Spaltes verwendet wurden. Er stellte fest, dass der 3D Navier-Stokes Solver die Lage und die Ausdehnung des Wirbelkerns verglichen mit den experimentellen Ergebnissen gut wiedergeben konnte. Als großen Vorteil sieht Kunz die Möglichkeit, eine Aussage über den Spaltmassenstrom und den Einfluss der rotierenden Wand treffen zu können. Diese Aussagen sind aus experimentel-

ler Sicht nur sehr schwer zugänglich.

1996 variierte Hübner [23] Schaufelseitenverhältnis, Spaltweite, Zuströmwinkel und Zuströmrenzschicht bei einem Verdichtergitter. Seine umfassenden experimentellen Untersuchungen nutze er zur Verifizierung einer Reihe von Spaltströmungsmodellen wie z.B von Lakshminarayana [32], Denton [9] und Storer&Cumpsty [46]. Teil seiner Arbeit war auch die numerische Untersuchung mit drei verschiedenen CFD-Solvern. Er benutzte zwei Multi-Block-Verfahren (TASCflow und BIRDY) und ein Single-Block-Verfahren (BTOB3D). Seine Ergebnisse zeigen eine gute Übereinstimmung der 3D-Ablöse- und Anlegelinien zum Experiment. Die Bestimmung der Gesamtverluste ist hingegen sehr unsicher. Die gute Übereinstimmung der Strömungsstruktur führt Hübner teilweise auf die Modellierung des Netzes mit besserer Qualität im Spalt zurück.

Inoue[25] zeigt 2002 mit seiner Arbeit die Wichtigkeit des Postprocessing bei der Betrachtung von Wirbeln. Es gestaltet sich oft als sehr schwierig, die auftretenden Phänomene scharf voneinander zu trennen. Die Interpretation mit der Hilfe von Stromlinien, Druckverlust oder Geschwindigkeitsvektoren lassen keine zuverlässige Aussage über die Lage eines Wirbelkerns zu. Inoue liefert hier einen Ansatz, mit dem es möglich ist, den Wirbelkern in einem Strömungsfeld zu identifizieren. Mit dieser Methode (beschrieben in [48]) ist es Inoue möglich, den Einfluss der rotierenden Gehäusewand auf die Lage des Spaltwirbelkerns zu zeigen. Weitere Untersuchungen im Teillastbereich zeigen den Vortex-Breakdown der Wirbelstruktur. Hier wird zwischen einer stationären und instationären Rechnung unterschieden. Bei der instationären Simulation zeigt sich der Vortex-Breakdown als Spiral-Typ, während er bei der stationären Lösung über die Zeit gemittelt als Bubble-Typ erscheint. Genauere Spezifizierungen der beiden unterschiedlichen Breakdown-Typen sind in [17] zu finden. Mit dieser Erkenntnis rechtfertigt Inoue die stationäre Betrachtung von Spaltwirbeln, weist aber darauf hin, dass die Wirbelstruktur bei Teillast hochgradig instationär ist.

Schaufelkanalphänomene

Es wird voraussichtlich in absehbarer Zukunft keine geschlossene analytische Lösung für die in Abbildung 1.7 gezeigte Wirbelstruktur geben. Dies zeigt die Notwendigkeit der numerischen Betrachtung solcher Phänomene. Seit den frühen siebziger Jahren versucht die Wissenschaft, mittels CFD-Codes und verschiedenen Turbulenzmodellen die in Kap. 1.2 genannten Phänomene zu simulieren. Einige Auszüge sind in diesem Kapitel erwähnt.

Hah entwickelte 1984 ein auf Kontrollvolumen basierendes CFD-Verfahren

Tabelle 1.1: Verlustgrößen im Schaufelkanal

	Totaldruckverlust ζ	
	Austrittsebene	Mittelschnitt
profiliert	0.1108	0.0557
planar	0.1377	0.0598
profiliert CFD	0.1937	0.1518
planar CFD	0.1926	0.1512

mit einem Reynolds Stress Turbulenzmodell und Druckkorrektur. Er verglich seine numerischen Ergebnisse mit der experimentellen Arbeit von Langston, Nice und Hooper [33] und zeigte eine sehr gute Übereinstimmung in der Entwicklung des Horseshoe Vortex. Allerdings lagen die Verlustkoeffizienten an der hinteren Schaufelkante in der numerischen Lösung bis zu 30% höher. Zehn Jahre später simulierten Dorney und Davis [11] Strömung und Wärmetransport für die Langston Turbine [34]. Sie benutzten das algebraische Baldwin-Lomax Turbulenzmodell und erreichten eine Übereinstimmung des flächengemittelten Totaldruckverlustes in der Turbinenaustrittsebene von 2%. Sie stellten eine Netzunabhängigkeit der Lösung bei einer Auflösung von ca. 900000 Zellen für einen typischen Schaufelkanal fest, deuteten aber darauf hin, dass mit dieser Auflösung noch keine Spaltphänomene zu erfassen sind. Für die Berechnung benutzten sie einen Cray2 Supercomputer der NAS (Numerical Aerodynamic Simulation).

Die Arbeit von Hartland, Gregory-Smith und Rose [19] hingegen zeigt die Berechnung und Messung an einem Schaufelgitterkanal mit einer planaren und einer profilierten Nabenkantur. Ziel ihrer Arbeit war die Minimierung der Sekundärverluste im Schaufelkanal. Die Simulation wurde mit dem haus-eigenen Rolls-Royce CFD-Code durchgeführt (beschrieben in [20]). Tabelle 1.1 zeigt den massengemittelten Totaldruckverlust ζ im Mittelschnitt (ko-axialer Schnitt bei 50% Kanalhöhe) sowie über den gesamten Kanal für die profilierte und unprofilierte Nabenkantur.

Aus Tabelle 1.1 ist eine Überbewertung der Totaldruckverluste in der Austrittsebene von 75% ersichtlich. Bei den Verlusten in der Mittelschnittebene sind es 173%. Im Gegensatz zur Messung wurde bei der Simulation die planare Nabenkantur als die effizientere Variante dargestellt. Hartland bezieht diese großen Abweichungen auf ein mangelhaftes Turbulenzmodell.

Ein Vergleich zwischen dem von ihm benutzten algebraischen Modell und

einem $k - \epsilon$ Modell zeigte eine Verschlechterung der Ergebnisse. Hartland zufolge ist auf dem Gebiet der Turbulenzmodellierung noch sehr viel Arbeit nötig, um zumutbare Ergebnisse zu erzielen.

Neuste Arbeiten wie z.B. von Breisig [4] und Giboni [13] zeigen sehr detaillierte Messungen (960 Meßpunkte pro Schaufelteilung) an einer 1.5-stufigen Axialturbine. Die Messergebnisse wurden mit einer Strömungssimulation (kommerzielle Software CFX-Taskflow) verglichen. Breisig stellt in seiner Arbeit drei verschiedene Verfahren zur Analyse der Sekundärströmung vor.

- Sekundärströmungsvektoren
Man erhält den Sekundärströmungsvektor durch die Subtraktion des Geschwindigkeitsvektors der Hauptströmung vom lokalen Geschwindigkeitsvektor.
- Isoliniendarstellung
Die Darstellung der Isolinien der Geschwindigkeitskomponenten auf einer Ebene orthogonal zur Stromlinie liefern ebenfalls aussagekräftige Bilder über Lage des Wirbels. Eine Einarbeitung des Winkels der Hauptströmungsrichtung erlaubt eine deutlichere Isolierung des Wirbelkerns.
- Vorticity
Betrachtet man die Drehung eines Vektorfeldes, so ist die Rotation im Wirbelkern sehr hoch. Die Rotation kann zur Identifikation der Lage des Wirbelkerns herangezogen werden.

Breisig stellt eine gute Übereinstimmung zwischen den gemessenen und stationär berechneten Strömungserscheinungen fest. Die quantitative Beurteilung der Verlustgrößen zeigt keine gute Übereinstimmung. Hier wurden Abweichungen von bis zu 50 % registriert.

Giboni schließt mit seiner Arbeit an die von Breisig an und erweitert die Messungen. Er untersucht die instationäre Wechselwirkung zwischen Deckbandströmung und Hauptströmung an der Axialturbine von Breisig.

1.4 Zielsetzung

Die Literaturstudie zeigt, dass man die Sekundärströmungen teilweise berechnen kann. Es fehlt aber die Möglichkeit, sie bereits ausreichend bei der Auslegung zu berücksichtigen. Da die Auslegung eines Verdichters ein iterativer Prozess ist und eine Vielzahl von Auslegungsschritten häufig durchlaufen werden, sind Änderungen, die in eine frühe Phase der Auslegung eingreifen, sehr zeitaufwendig. Häufig wird aufgrund des fortgeschrittenen Entwicklungsstadiums eine Änderung verworfen und ein schlechterer Wirkungsgrad akzeptiert. Einen Ausweg bieten die CAx-Techniken. Durch den Aufbau einer CAx-Kette (Verknüpfung von Auslegungsprogrammen) soll es später möglich sein, Verlustmodelle einfach zu implementieren und den Auslegungsprozess stark zu beschleunigen. Diese CAx-Kette bildet den technologischen Beitrag dieser Arbeit und beinhaltet die Programmierung der Auslegungssoftware Axiblade.

Der technologische Beitrag umfasst:

- Die Festlegung der Umlenkung bei Vorgabe der Maschinendaten
- Die potentialtheoretische Auslegung der Schaufelgeometrie
- Einen automatisierten Geometrieaufbau im CAD-System
- Die Herstellung eines Kunststoff-Prototypen
- Die Konstruktion einer Prüfmaschine
- Den Aufbau einer Meßtrecke und Kennlinienmessung

Die Prüfmaschine soll in Verbindung mit der Auslegungssoftware eine Grundlage für die kostengünstige Untersuchung von verschiedenen Rotor- Stator Konfigurationen bilden. Die Fertigung der Geometrievarianten soll in kürzester Zeit mit einer Laser-Sinter-Prototypingmaschine erfolgen.

Der wissenschaftliche Beitrag dieser Arbeit behandelt die numerische Untersuchung des Verdichters. Insbesondere sind dem Autor keine Literaturstellen bekannt, in denen die Auswirkung verschiedener Rotor-Stator Schnittstellen (zwischen dem Rechengebiet von Rotor und Stator) auf die Sekundärströmungsphänomene untersucht wurden.

Der wissenschaftliche Beitrag beinhaltet:

- Verifizierungsmöglichkeiten numerischer Methoden
- Identifizierung von Sekundärströmungsphänomenen
- Ausdehnung von Sekundärströmungen im Teillastbereich
- Abweichung der Strömung vom koaxialen Schnitt
- Einfluss der verschiedenen Rotor-Stator Schnittstellen

Diese Arbeit soll anhand eines Auslegungsprozesses die Möglichkeiten und Grenzen bei der Auslegung eines Verdichters mit der Hilfe von CAx-Techniken aufzeigen und Ansätze zur Verifizierung und Validierung numerischer Simulationen mit wissenschaftlichen Methoden zeigen. Das Auslegungssystem wird auf seine Gültigkeit im Auslegungs- sowie Teillastbereich eines Verdichters mittels eines kommerziellen CFD-Solvers überprüft. Hierbei werden verschiedene Methoden zur Identifizierung von Wirbeln vorgestellt, sowie deren Vor- und Nachteile untersucht.

2

Numerische Untersuchungen

2.1 Übersicht

Im vorliegenden Kapitel werden die Grundgleichungen, die als Basis für die spätere Simulation benutzt werden, kommentiert und der verwendete kommerzielle CFD-Solver vorgestellt. In einem Verfahrenstest werden Möglichkeiten zur Verifizierung eines CFD-Solvers vorgestellt und an zwei kommerziellen CFD-Solvern getestet. Die wesentlichen Größen der Modellmaschine werden festgelegt und die Vernetzung des Rechengebietes dargestellt. Nach der Erläuterung der Randbedingungen folgt die Auswertung der Simulation. Hierbei sind die Sekundärströmungsphänomene von besonderem Interesse. Es wird ein Maß zur Beurteilung der Abweichung der Strömung vom koaxialen Schnitt definiert und die Physik der Strömungsphänomene diskutiert. In der letzten Sektion werden die Unterschiede der drei möglichen Koppelungsarten zwischen Rotor und Stator verglichen.

2.2 Numerisches Verfahren

Für die Simulation des Verdichters wird die kommerzielle Software CFX Version 5.6 benutzt. CFX besteht aus vier Hauptkomponenten:

- Turbogrid
Dieses Tool bietet eine Reihe von Blocktopologien, um Schaufelgeometrien effizient zu vernetzen. Die Schaufeldata können direkt von Axiblade (siehe Abbildung 3.2) importiert werden. Es werden zwei verschiedene Modelle für die Auflösung des Spaltes angeboten. Ersteres ermöglicht die direkte Koppelung des Spaltnetzes mit der restlichen Domain. Das zweite Modell realisiert die Koppelung über ein Fluid-

Fluid-Interface. Hierbei kann das Netz im Spalt unabhängig vom äußeren Netz gestaltet werden.

- **CFX5Pre**
Der Preprozessor der CFX-Software dient dem Vereinen verschiedener Netze (Rotor, Stator) sowie zum Festlegen der Randbedingungen. Für die Koppelung des Rotor-Stator Netzes stehen zwei Modelle (Frozen Rotor und Mixing Plane, beschrieben in Kap. 2.2.1) zur Verfügung.
- **CFX5Solve**
Dieser Programmteil ist der eigentliche Kern von CFX. Hier werden die in Kap. 2.2.1 beschriebenen Gleichungen unter Berücksichtigung der verschiedenen Strömungsmodelle gelöst. Solve bietet die Möglichkeit des parallelen Rechnens. Die gesamte Domain wird dabei in kleinere Rechengebiete unterteilt (partitioniert).
- **CFX5Post**
Der Postprozessor hat generell die Aufgabe, die vom Solver ermittelten diskreten Werte der Lösung grafisch darzustellen und einer Interpretation zugänglich zu machen. Zum Standardumfang des CFX-Postprozessors gehört die Darstellung von Konturen der Strömungsgrößen in Gitter- oder Raumebenen sowie Vektordarstellungen in diesen Ebenen.

2.2.1 Grundgleichungen

Die Diskussion der Grundgleichungen für Kontinuumsströmungen erfolgt an einem ortsfesten infinitesimal kleinen Volumenelement, das sich an einer beliebigen Stelle eines Strömungsfeldes befindet. Eine ausführliche Herleitung der Grundgleichungen ist im Lehrbuch für Strömungsmechanik von H. Oertel [37] beschrieben.

Massenerhaltung

Betrachtet man die Summe der zeitlichen Änderung der Masse im Volumenelement, erhält man die Kontinuitätsgleichung.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = 0 \quad (2.1)$$

Impulserhaltung

Aus der Bilanz der zeitlichen Änderung des Impulses im Volumenelement und dem Stokesschen Reibungsansatz erhalten wir die Navier-Stokes Gleichungen in Erhaltungsform

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho \cdot u)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \cdot u^2)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho \cdot u \cdot v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho \cdot u \cdot w)}{\partial z} &= k_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \\ \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(2 \cdot \frac{\partial u}{\partial x} - \frac{2}{3} \cdot (\nabla \cdot \vec{v}) \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) \right] \end{aligned} \quad (2.2)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho \cdot v)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \cdot v \cdot u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho \cdot v^2)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho \cdot v \cdot w)}{\partial z} &= k_y - \frac{\partial p}{\partial y} + \\ \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(2 \cdot \frac{\partial v}{\partial y} - \frac{2}{3} \cdot (\nabla \cdot \vec{v}) \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] \end{aligned} \quad (2.3)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho \cdot w)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \cdot w \cdot u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho \cdot w \cdot v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho \cdot w^2)}{\partial z} &= k_z - \frac{\partial p}{\partial z} + \\ \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(2 \cdot \frac{\partial w}{\partial z} - \frac{2}{3} \cdot (\nabla \cdot \vec{v}) \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \right] \end{aligned} \quad (2.4)$$

Sie beinhalten die Physik reibungsbehafteter, turbulenter und instationärer Strömungen.

Da bei dem in dieser Arbeit behandelten Problem die Machzahl M den Wert $M = 0.3$ nicht überschreitet, die Temperatur im Strömungsfeld nahezu konstant bleibt und es sich beim betrachteten Medium um ein Newtonsches Medium handelt, kann man die oben gezeigten Gleichungen vereinfachen zu:

$$\rho \cdot \left(\frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + \nabla \cdot (\vec{v} \vec{v}) \right) = \vec{k} - \nabla p + \mu \cdot \Delta \vec{v} \quad (2.5)$$

Reynolds-Gleichungen

Die oben dargestellten Gleichungen (2.1) und Gl. (2.2) bis Gl. (2.4) können nur in Sonderfällen analytisch gelöst werden. Es werden zur Lösung technischer Probleme numerische Verfahren genutzt, bei denen die Gleichungen räumlich und zeitlich diskretisiert werden. Die numerische Behandlung technischer Probleme stößt aber bei der Berechnung turbulenter Strömungen an ihre Grenzen. Um bei technischen Anwendungen zeitliche und räumliche

Diskretisierung kleinster Störungen auflösen zu können, sind enorme Rechenkapazitäten nötig. In den meisten Fällen ist eine direkte Lösung der Navier-Stokes-Gleichungen nicht durchführbar. Ein Ansatz, der es ermöglicht, turbulente Strömungen mit geringerem Rechenaufwand zu lösen, ist der Reynolds-Ansatz.

Er beschreibt die zeitliche Mittelung der Erhaltungsgleichungen durch das Aufteilen in einen Mittelwert und eine Schwankungsgröße (siehe auch [37]).

Für eine vektorielle Größe \vec{f} schreibt man:

$$\vec{f} = \overline{\vec{f}} + \vec{f}' \quad (2.6)$$

Für eine skalare Größe f gilt analog dazu:

$$f = \overline{f} + f' \quad (2.7)$$

Die zeitliche Mittelung ist durch einen horizontalen Strich über der entsprechenden Größe gekennzeichnet.

Für den Geschwindigkeitsvektor \vec{v} und den Druck p aus Gleichung (2.5) ergibt sich

$$\vec{v} = \overline{\vec{v}} + \vec{v}' \quad p = \overline{p} + p' \quad . \quad (2.8)$$

Das Einsetzen dieser Größen und die anschließende zeitliche Mittelung der Impulsgleichung (2.5) liefert

$$\rho \cdot \left(\frac{\partial \overline{\vec{v}}}{\partial t} + \nabla \cdot (\overline{\vec{v}} \overline{\vec{v}}) \right) = \vec{k} - \nabla \overline{p} + \mu \cdot \Delta \overline{\vec{v}} + \nabla \cdot \tau_t \quad (2.9)$$

mit

$$\tau_t = -\rho \left(\begin{array}{ccc} \overline{u' \cdot u'} & \overline{u' \cdot v'} & \overline{u' \cdot w'} \\ \overline{v' \cdot u'} & \overline{v' \cdot v'} & \overline{v' \cdot w'} \\ \overline{w' \cdot u'} & \overline{w' \cdot v'} & \overline{w' \cdot w'} \end{array} \right) \quad . \quad (2.10)$$

Mit dieser Gleichung ist es möglich, turbulente Strömungen zu betrachten, ohne die turbulenten Schwankungsgrößen zeitlich und räumlich zu diskretisieren. Allerdings muss der turbulente Term τ_t durch entsprechende Turbulenzmodelle gebildet werden. Im Folgenden wird auf die Mittelungsstriche über den Strömungsgrößen verzichtet.

Turbulenzmodell

Die unbekanntenen Schwankungsterme in Gl.(2.9) werden durch Anwendung des Boussinesq-Ansatzes für inkompressible Strömungen auf die bekannten zeitlich gemittelten Größen zurückgeführt.

$$\tau_t = \mu_t \cdot \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (2.11)$$

Turbulenzmodelle, die den Boussinesq-Ansatz verwenden, beschränken sich auf die Modellierung der Größe μ_t . Eine Möglichkeit der Modellierung von μ_t ist die Verwendung eines $k - \epsilon$ Modells. Es handelt sich hierbei um ein Modell, das mit zwei weiteren Differentialgleichungen beschrieben wird. Bei dem hier verwendeten $k - \epsilon$ Modell ist μ_t wie folgt definiert [37]:

$$\mu_t = \frac{C_\mu \cdot \rho \cdot K^2}{\epsilon} \quad (2.12)$$

K steht für die turbulente kinetische Energie und ist ein Maß für die Intensität der Turbulenz.

$$K = \frac{1}{2} \cdot (u'^2 + v'^2 + w'^2) . \quad (2.13)$$

Gleichung 2.14 enthält die Terme der zeitlichen Änderung, des konvektiven Transports, der Diffusion sowie der Produktion und Dissipation von K .

$$\frac{\partial K}{\partial t} + (\vec{v} \cdot \nabla) K = \nabla \cdot \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_K} \right) \nabla K \right] + G_K - \epsilon \quad (2.14)$$

ϵ ist der Dissipationsterm und definiert sich zu (siehe auch [37])

$$\epsilon = \frac{C_D \cdot \rho \cdot K^{3/2}}{l_\epsilon} . \quad (2.15)$$

Die Differentialgleichung für ϵ lautet:

$$\frac{\partial \epsilon}{\partial t} + (\vec{v} \cdot \nabla) \epsilon = \nabla \cdot \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \nabla \epsilon \right] + C_{\epsilon 1} \frac{\epsilon}{K} G_K - C_{\epsilon 2} \frac{\epsilon^2}{K} . \quad (2.16)$$

Der Term G_K steht für die Produktionsrate von K und berechnet sich wie folgt:

$$G_K = \nu_t M^2 \quad (2.17)$$

2. NUMERISCHE UNTERSUCHUNGEN

Dabei bezeichnet M^2 den Modul des Deformationsgeschwindigkeitstensors mit

$$M = \sqrt{2M_{ij}M_{ij}} \quad (2.18)$$

und

$$M_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) . \quad (2.19)$$

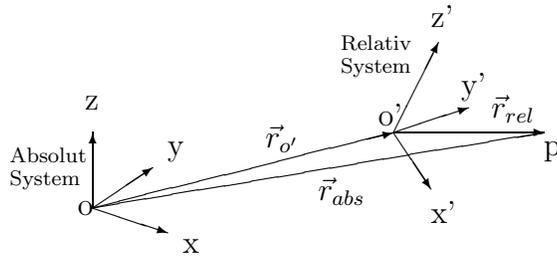
Alle Modellkonstanten sind in Tabelle 2.1 angegeben.

Tabelle 2.1: Modellkonstanten

C_D	C_μ	$C_{\epsilon 1}$	$C_{\epsilon 2}$	σ_ϵ
0.08 ... 0.09	0.09	1.44	1.92	1.3

Navier-Stokes Gleichungen im rotierenden System

Für die Berechnung einer Strömung in einem rotierenden System ist es notwendig, die oben vorgestellten Gleichungen zu erweitern. Es müssen die auf das Fluid wirkenden Coriolis- und Zentrifugalbeschleunigungen berücksichtigt werden. Für die Relativbewegung im rotierenden System gilt (siehe [15]):



$$\left(\frac{\partial \vec{v}_{abs}}{\partial t} \right)_{abs} = \frac{\partial \vec{v}_{rel}}{\partial t} + \dot{\vec{\omega}} \times \vec{r}_{rel} + 2 \cdot \vec{\omega} \times \vec{v}_{rel} + \vec{\omega} \times (\vec{\omega} \times \vec{r}_{rel}) \quad (2.20)$$

Angewendet auf die Gleichung (2.5) erhält man die Navier-Stokes Gleichungen im rotierenden System.

$$\begin{aligned} \rho \cdot \left(\frac{\partial \vec{v}_{rel}}{\partial t} + \vec{\omega} \times (\vec{\omega} \times \vec{r}) + 2 \cdot \vec{\omega} \times \vec{v}_{rel} + \frac{\partial \vec{\omega}}{\partial t} \times \vec{r} \right) + \rho \cdot \nabla \cdot (\vec{v}_{rel} \vec{v}_{rel}) \\ = \vec{k} - \nabla p + \mu \cdot \Delta \vec{v}_{rel} \end{aligned} \quad (2.21)$$

Mit

$$\begin{aligned} \frac{\partial \vec{v}_{rel}}{\partial t} &: \text{Relativbeschleunigung} \\ \vec{\omega} \times (\vec{\omega} \times \vec{r}) &: \text{Zentrifugalbeschleunigung} \\ 2 \cdot \vec{\omega} \times \vec{v}_{rel} &: \text{Coriolisbeschleunigung} \end{aligned}$$

Wenn es sich bei dem zu berechnenden System um ein periodisch instationäres Problem handelt, dann kann durch Wechseln des Bezugssystems die Strömung als stationär betrachtet werden. Dazu werden die Navier-Stokes Gleichungen im rotierenden System gelöst. Dem Fluid werden also zusätzlich Corioliskräfte und Zentrifugalkräfte aufgeprägt.

Des Weiteren ist die Koppelung zwischen der rotierenden und stationären Domäne des Rechengitters von großer Bedeutung. Hierbei kann zwischen drei Verfahren unterschieden werden:

- **Frozen Rotor**
Das Frozen Rotor Modell berücksichtigt bei der Berechnung nur eine Relativstellung zwischen Rotor und Stator. Die Rotor- Stator Konfiguration ist eingefroren (Frozen). Die Knoten der Grenzflächen zwischen rotierendem und stehendem Netz sind direkt gekoppelt. Es werden alle Strömungsgrößen in Umfangsrichtung, wie auch stromauf und stromab zwischen den Netzen ausgetauscht. Diese Methode ist konservativ und berücksichtigt die Ausbreitung der Sekundärströmungsphänomene über die Koppelungsebene. Allerdings kann mit nur einer Stellung zwischen Rotor und Stator nicht das Verhalten der Maschine im realen Betrieb wiedergegeben werden (Kennlinie).
- **Mixing Plane**
Bei diesem Modell werden die Strömungsgrößen der aneinandergrenzenden Netze in Umfangsrichtung numerisch ausgemischt. Eine Auswirkung von Sekundärphänomenen wird dadurch stromauf wie stromab unterbunden. Ein Auszug aus der CFX-Hilfe [2] beschreibt die Vorgehensweise wie folgt:
 - Definiere eine Kontrollfläche mit den entsprechend abhängigen Interface-Variablen. Die Auflösung dieser Kontrollfläche entspricht der Auflösung der anliegenden Netze.
 - Berechne alle Flüsse aus den anliegenden Flächen des Kontrollvolumens an den Interface-Knoten. Eingehende Flüsse werden in der Kontrollflächenvariablen gespeichert. Ausgehende Flüsse werden für den lokalen Knoten des Kontrollvolumens berechnet.
 - Wenn die Fläche eines Kontrollvolumens mit mehreren Kontrollflächen des Interfaces in Berührung steht, wird der Fluss auf die entsprechenden Integrationspunkte mittels einer Gewichtungsfunktion aufgeteilt.
 - Nach Auswertung der Flüsse und Aufstellen der Gleichungen sind alle Knoten des Kontrollvolumens mit den entsprechenden Variablen des Interfaces verbunden.
 - Es folgt die Lösung des Gleichungssystems. Dies führt zu den Größen der Knotenvariablen des Kontrollvolumens sowie zu den Interface-Variablen der Kontrollfläche

Dieses Verfahren hat zwei Vorteile. Die Netze müssen an den Schnittstellen nicht konform sein, und der Charakter einer Maschine (Kennlinie) wird gut wiedergegeben. Aufgrund der Umfangsmittelung kann dieses Modell jedoch nicht zu konservativen Ergebnissen führen.

- Transient

Bei einer instationären Rechnung sind die Netze über ein Sliding Mesh Interface (Gleitendes Netz) gekoppelt. Mit dieser Kopplung ist es möglich, die Relativstellung zwischen Rotor und Stator zu variieren. Es werden wieder alle Strömungsgrößen in Umfangsrichtung, wie auch stromauf und stromab zwischen den Netzen ausgetauscht. Eine Umdrehung des Rotors kann in einzelne Winkelschritte aufgeteilt werden. Die Größe eines Zeitschritts wird durch die jeweilige Rechenkapazität begrenzt. Diese Methode ist die Voraussetzung für eine realitätsnahe, zeitliche und räumliche Wiedergabe der Sekundärströmungseffekte. Sie ist aber gleichzeitig auch die rechenintensivste.

2.2.2 Finite-Volumen-Methode

Zur Berechnung des dreidimensionalen Strömungsfeldes werden die Reynoldsgemittelten Navier-Stokes Gleichungen Gl.(2.9) einschließlich der Kontinuitätsgleichung unter Anwendung des $k - \epsilon$ Zwei-Gleichungsmodells zur Modellierung der turbulenten Schwankungsgeschwindigkeiten genutzt.

Es wird das Finite-Volumen-Verfahren CFX angewendet, das die Grundgleichungen Gl.(2.22) und Gl.(2.23), wie für Finite-Volumen-Methoden (FVM) üblich, in integraler Form löst.

$$\int_V (\nabla \cdot \vec{v}) dV = 0 \quad (2.22)$$

$$\rho \cdot \frac{\partial}{\partial t} \cdot \int_V \vec{v} dV + \rho \cdot \int_V \nabla \cdot (\vec{v} \vec{v}) dV = \int_V \left(\vec{k} - \nabla p + \mu \cdot \Delta \vec{v} + \nabla \cdot \tau_t \right) dV \quad (2.23)$$

Das Finite-Volumen-Verfahren CFX besitzt folgende Eigenschaften bzw. ist wie folgt zur Lösung der oben genannten Gleichungen benutzt worden (bzgl. Details s. [2]):

- CFX-5 verwendet einen gekoppelten Solver. Hierbei werden die Gleichungen für u , v , w und p implizit in einem Gleichungssystem gelöst. Die Vorteile dieses Verfahrens gegenüber einem Druck-Korrektur-Verfahren, wie z.B. dem SIMPLE Algorithmus, bestehen in der Robustheit, Effizienz und Simplität. Nachteilig ist der hohe Speicherbedarf für alle Koeffizienten.

2. NUMERISCHE UNTERSUCHUNGEN

- Die Diskretisierung der konvektiven Glieder der Impulsgleichungen und der Transportgleichungen des Turbulenzmodells erfolgt wahlweise mit numerischen Upwind-Schemata erster bzw. zweiter Ordnung. Zur Lösung der in der vorliegenden Arbeit verwendeten Gleichungen wird ein Upwind-Schema zweiter Ordnung ausgewählt.
- Zur Konvergenzbeschleunigung wird eine Multigrid Technik benutzt. Da CFX auf unstrukturierten Netzen rechnet, wird ein algebraischer Multigrid Algorithmus (AMG) angewendet.

2.3 Verfahrenstest

CFD ist heute zu einem Werkzeug geworden, das in jeder Entwicklungsabteilung eines größeren Unternehmens in der Branche der Turbomaschinen zu finden ist. Die Anwendung der Programme ist schnell erlernt, die Beurteilung der Stärken und Schwächen eines Codes ist hingegen wesentlich schwieriger. Die Verifizierung und Validierung der Software ist jedoch von großer Wichtigkeit, denn blindes Vertrauen in Codes, deren Berechnungsprozedere dem Benutzer meist nicht bekannt sind (Black Box), kann zu Fehlinterpretationen der Ergebnisse führen. Deshalb sollte immer eine Verifizierung des Codes durchgeführt werden. Hierzu werden im Anschluß zwei wissenschaftliche Methoden vorgestellt und für zwei kommerzielle CFD-Codes (FLUENT, CFX) angewendet. Erstere ist ein mathematischer Ansatz und zeigt eine Möglichkeit, den Fehler und die Ordnung eines Verfahrens ohne Kenntnis der exakten Lösung zu bestimmen. Letztere zeigt die klassische Verifizierung mittels experimenteller Daten.

2.3.1 Mathematischer Ansatz

Durch die Diskretisierung eines Rechengebietes ist es möglich, die Differentialgleichungen, welche das Problem beschreiben, in ein Gleichungssystem zu überführen. Wenn die numerischen Lösungen Φ_h, Φ_{ah} und Φ_{bh} auf drei Netzen mit den entsprechenden Netzweiten $h, a \cdot h$ und $b \cdot h$ bekannt sind, kann mit Hilfe des folgenden Formalismus der Fehler abgeschätzt werden.

Die exakte Lösung der Differentialgleichungen Φ unterscheidet sich von der diskretisierten Lösung ϕ_h bei einem Netz der Weite h um den Diskretisierungsfehler ϵ_h^d .

ϵ_h^d ist proportional zum ersten Term der Taylor-Reihe:

$$\Phi = \phi_h + \epsilon_h^d \quad (2.24)$$

$$\epsilon_h^d = \alpha h^n + H, \quad (2.25)$$

wobei H für die Terme höherer Ordnung steht. α ist der Koeffizient der kleinsten Ableitung aus der Taylor-Reihe. n steht für die Ordnung des Verfahrens. Weitere Details finden sich in [12] und [49].

Ziel ist es, die Ordnung und den Abbruchfehler des CFD-Codes mit Hilfe von drei verschiedenen Netzen ($h, a \cdot h, b \cdot h$) zu berechnen, ohne die exakte Lösung zu kennen. Für die exakte Lösung Φ schreiben wir

$$\Phi = \phi_h + \alpha (h)^n + H \quad (2.26)$$

$$\Phi = \phi_{ah} + \alpha (ah)^n + H \quad (2.27)$$

$$\Phi = \phi_{bh} + \alpha (bh)^n + H \quad (2.28)$$

2. NUMERISCHE UNTERSUCHUNGEN

Durch Vernachlässigen der Terme höherer Ordnung lassen sich Gleichung(2.26), (2.27) und (2.28) zusammenfügen zu

$$\frac{(\phi_{ah} - \phi_{bh})}{(\phi_h - \phi_{ah})} = \frac{b^n - a^n}{a^n - 1^n} \quad . \quad (2.29)$$

Aus Gleichung (2.29) berechnet sich n mit der Hilfe eines iterativen Verfahrens. Für den Fall $a = 2$ und $b = 4$ vereinfacht sich Gleichung(2.29) zu

$$n = \frac{\log\left(\frac{\phi_{2h} - \phi_{4h}}{\phi_h - \phi_{2h}}\right)}{\log(2)} \quad . \quad (2.30)$$

Der Diskretisierungsfehler ϵ_h^d ergibt sich zu

$$\epsilon_h^d = \frac{\phi_h - \phi_{ah}}{1 - a^n} \quad . \quad (2.31)$$

Gleichungen (2.30) und (2.31) werden folgend für die numerische Simulation einer laminaren Rohrströmung angewendet. Die analytische Lösung für das Geschwindigkeitsprofil in Abhängigkeit vom Radius r lautet:

$$C(r) = C_{max} \cdot \left(1 - \frac{r^2}{R^2}\right) \quad . \quad (2.32)$$

Der Diskretisierungsfehler kann mit Gleichung (2.31) abgeschätzt und durch den Vergleich der numerischen Rechnung und des Ergebnisses gemäß Gl. (2.32) berechnet werden. Die drei verschiedene Netze der Simulation, jeweils um den Faktor 0.5 verfeinert, sind in Abbildung 2.1 gezeigt.

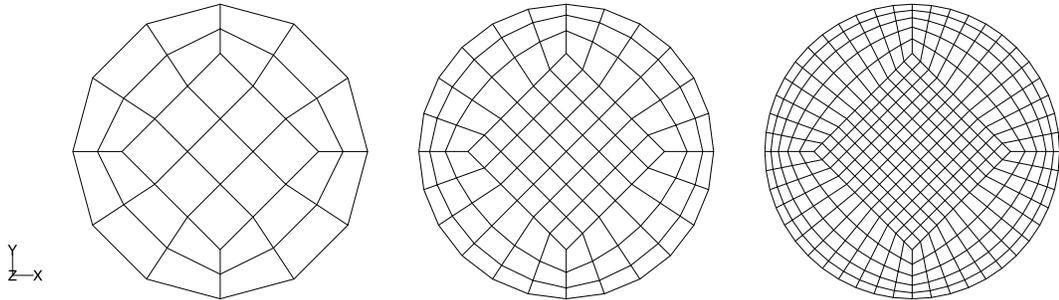


Abbildung 2.1: Netz $b \cdot h$, $a \cdot h$, h

Für die Simulation wurde eine Reynoldszahl von 1000 bei einem Rohrdurchmesser von 100mm gewählt. Die Länge des Rohres beträgt $l = 10 \text{ m}$ und ist damit ausreichend bemessen, um ein ausgeprägtes Geschwindigkeitsprofil zu erzeugen. Es wurde mit zwei kommerziellen CFD-Solvern (FLUENT und CFX) simuliert.

In Abbildung 2.2 und 2.3 sind der exakte und der abgeschätzte Diskretisierungsfehler der numerischen Simulationen an der Stelle $l = 9.9 \text{ m}$ geplottet. Betrachtet wird zunächst Abbildung 2.2. Oben links ist der exakte lokale Fehler der numerischen Simulation auf dem Netz $b \cdot h$ geplottet. Oben rechts befindet sich die Abbildung des exakten lokalen Fehlers des Netzes $a \cdot h$. Unten links befindet sich der Graph des exakten lokalen Fehlers auf dem Netz h gegenübergestellt mit dem abgeschätzten Fehler (unten rechts), berechnet mit Gleichung (2.31). Die X- und Y-Achse der Graphen zeigen die räumliche Ausdehnung des Netzes.

Es ist festzustellen, dass der Fehler bei allen Lösungen in den wandnahen Gebieten aufgrund der großen Gradienten zunimmt. Eine offene Frage bleibt bezüglich der Fehlerzunahme im Zentrum des Rohrs. Betrachtet man die Größenordnung des Fehlers bei den verschiedenen Netzauflösungen, wird ersichtlich, dass sich der Fehler bei Verdoppelung der Aufpunktzahl des Netzes viertelt. Dies deutet auf ein Verfahren von zweiter Ordnung. Der Vergleich zwischen exaktem und abgeschätztem Fehler (unten links bzw. rechts) zeigt eine sehr gute Übereinstimmung in beiden numerischen Simulationen. Dies ist ein Beweis für die Gültigkeit von Gleichung (2.31).

Mit Hilfe der Gleichung (2.30) lässt sich die Ordnung des Verfahrens berechnen. Obwohl bei beiden Berechnungsverfahren ein Diskretisierungsschema zweiter Ordnung ausgewählt wurde, berechnete sich die Ordnung bei FLUENT zu $n_{FLUENT} = 1.7$ und bei CFX zu $n_{CFX} = 1.5$. Es sollte jedoch berücksichtigt werden, dass in der Lösung auch ein Fehleranteil resultierend aus der numerischen Ungenauigkeit (Rundungsfehler) enthalten ist und so eine scharfe Trennung zwischen Diskretisierungs- und Rundungsfehlern entfällt. Die hier berechnete Ordnung ist nicht als Ordnung des Diskretisierungsschemas anzusehen, sondern als Ordnung des gesamten Verfahrens.

Gleichung (2.31) und (2.30) ermöglichen die Abschätzung des Fehlers und der Ordnung eines Verfahrens ohne Kenntnis der exakten Lösung. Sie sind wertvolle Werkzeuge bei der Beurteilung von CFD-Solvern.

2. NUMERISCHE UNTERSUCHUNGEN

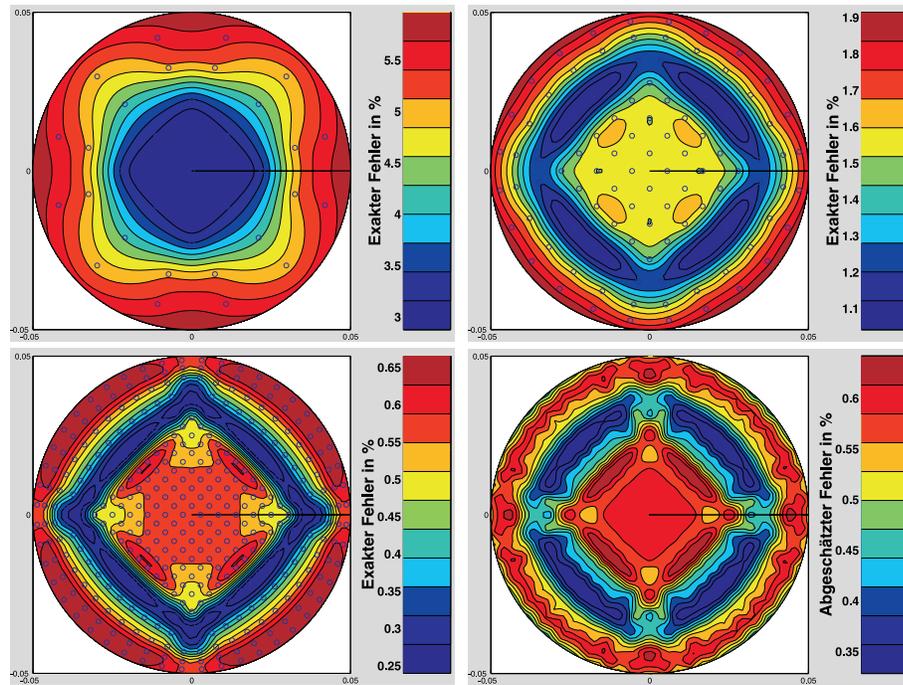


Abbildung 2.2: Exakter und abgeschätzter Fehler FLUENT

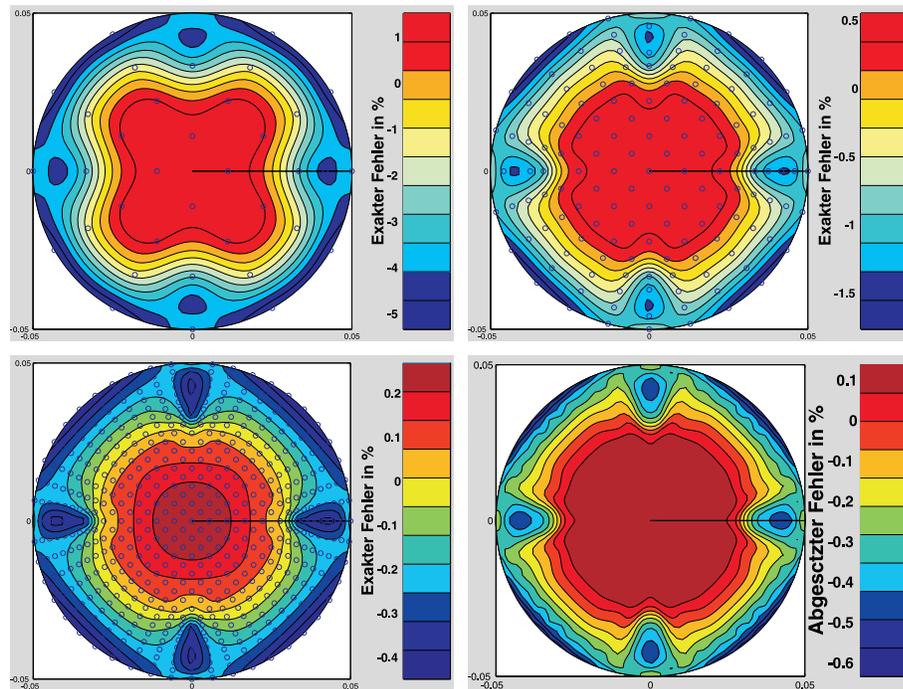


Abbildung 2.3: Exakter und abgeschätzter Fehler CFX

2.3.2 Vergleich mit experimentellen Daten

Mit den beiden kommerziellen Solvern FLUENT und CFX sind Strömungsberechnungen für ein 9c7/32,5c50 Verdichtergitter (exemplarisch gezeigt in Abbildung 2.4) durchgeführt worden. Die Ergebnisse der Rechnungen wurden mit experimentellen Daten verglichen. Die experimentellen Daten sind für das gesamte Gitter in der DLR Braunschweig ermittelt worden. Das Gitter besitzt ein Teilungsverhältnis von $\frac{t}{l} = 1$ und einen Staffelungswinkel $\lambda = 40^\circ$. Die Reynoldszahl, bei der die Messungen in der DLR durchgeführt wurden, ist $Re = 3.5 \cdot 10^5$.

Zusätzlich sind sowohl die CFD-Rechnungen als auch die DLR-Messungen mit den Ergebnissen eines potentialtheoretischen Verfahrens verglichen worden, um den Grenzschichteinfluss auf die Strömung beurteilen zu können.

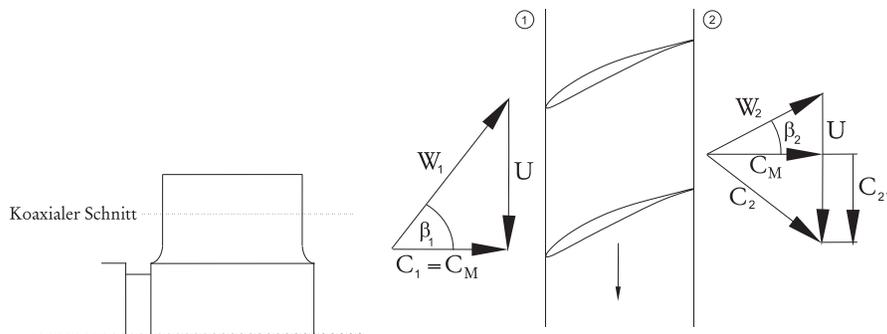


Abbildung 2.4: Gitter auf koaxialem Schnitt

Tabelle 2.2: Profilkordinaten

x-Werte	0.0	0.0125	0.025	0.05	0.075	0.1
y-Werte	0.0	0.01359	0.01836	0.02448	0.02862	0.03186
	0.15	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6
	0.03645	0.03978	0.04374	0.04500	0.04374	0.03987
	0.7	0.8	0.9	0.95	0.994	1.0479
	0.03357	0.02502	0.01485	0.00981	0.00540	0.0

Die Tabelle 2.2 enthält die Koordinaten der Profilform des 9c7/32,5c50 Verdichterprofils, das ein Dickenverhältnis von $\frac{d}{l} = 0.08$ besitzt. Die Abbildungen 2.5 und 2.6 zeigen die Gittergeometrie bzw. die Struktur des CFD-Berechnungsnetzes. Das Berechnungsnetz ist hybrid, das heißt es enthält in Wandnähe Rechteckelemente, um die Grenzschicht ausreichend gut auflösen zu können und Dreieckselemente für den Bereich außerhalb der Grenzschicht.

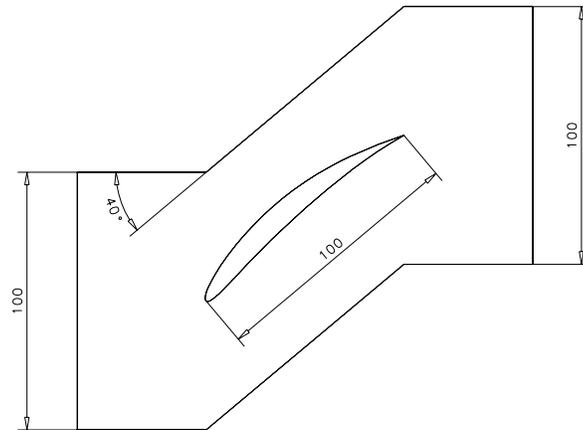


Abbildung 2.5: Gittergeometrie im CAD-System

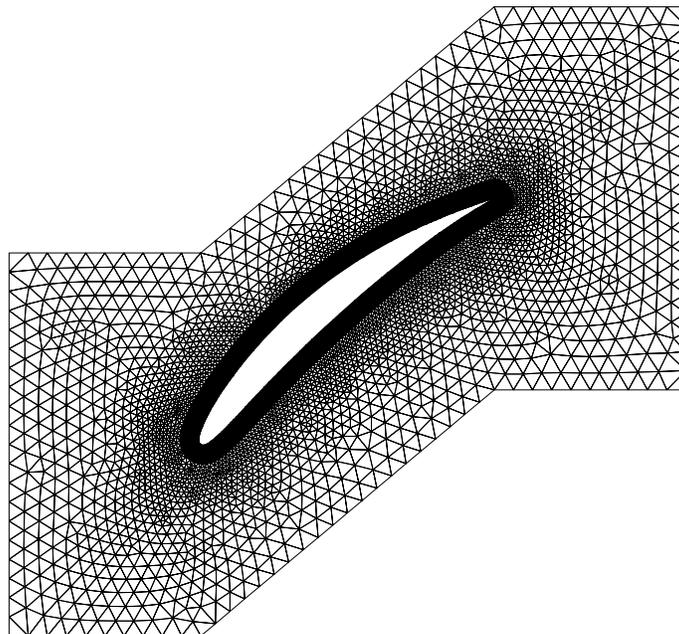


Abbildung 2.6: Hybrides Netz

Die weiteren Randbedingungen und Einzelheiten der Rechnung bzw. Messung sind:

- Reynoldszahl = $3.5 \cdot 10^5$.
- Anströmwinkel $\beta_1 = 44^\circ$.
- zweidimensionale Rechnung
- Die Druck-Geschwindigkeitskopplung erfolgte bei Fluent mit dem SIMPLE-Algorithmus. CFX verwendet einen gekoppelten Solver.
- Verwendung des k- ϵ -Turbulenzmodells
- Anwendung der "Two-Layer Zonal Model" Wandgesetze
- Auf den oberen und unteren Rändern des Rechengebietes wurden periodische Randbedingungen gesetzt.
- Es ist mit einem Diskretisierungsschema (Druck, Impuls, turbulente kinetische Energie und turbulente Dissipation) zweiter Ordnung (Upwind-Scheme) gerechnet worden.
- Durch die Vorgabe des Abströmwinkels aus der Messung ($\beta_{2Messung} = 32.8^\circ$) wurde die Zirkulation des potentialtheoretischen Verfahrens festgelegt.

Abbildungen 2.7 bis 2.9 zeigen die berechnete dimensionslose Druckverteilung der Druck- bzw. Saugseite des Profils im Vergleich zur Messung. c_p ist definiert zu

$$c_p = \frac{p_{stat} - p_{stat1}}{\frac{\rho}{2} \cdot c^2} . \quad (2.33)$$

In allen Graphen stellen die Linien die von Fluent, CFX bzw. dem potentialtheoretischen Verfahren berechnete Druckverteilung dar. Die Punkte zeigen die aus der Messung in Braunschweig gewonnenen Daten.

Abbildung 2.8 ist zunächst Gegenstand der Betrachtung. Die von FLUENT berechnete Druckverteilung von Saug- und Druckseite zeigt über einen großen Bereich gute Übereinstimmung mit den Messungen. Die Abweichung im hinteren Bereich der Saugseite resultiert aus einer Ablöseblase, die numerisch nicht erfasst wurde. Der Abströmwinkel berechnete sich zu $\beta_{2Fluent} = 33.72^\circ$. Abbildung 2.7 zeigt die von Axiblade berechnete Druckverteilung. Durch die Vorgabe des Abströmwinkels aus der Messung wurde die Zirkulation vorgegeben. Das Ergebnis zeigt den c_p -Verlauf ohne Grenzschichtinfluss.

Abbildung 2.9 stellt die von CFX berechnete Druckverteilung dar. Auf der Saug- und Druckseite zeigt sich eine gute qualitative wie auch quantitative Übereinstimmung des c_p -Verlaufs. Der berechnete Abströmwinkel beträgt $\beta_{2CFX} = 33.5^\circ$.

Die gute Übereinstimmung zwischen dem Potentialverfahren und der Messung darf nicht überbewertet werden, da hier der Abströmwinkel vorgegeben wurde. Hingegen liefern die CFD-Codes Fluent und CFX sehr gute Ergebnisse ohne Vorgabe des Abströmwinkels. C_p -Verlauf und Abströmwinkel zeigen sehr gute Übereinstimmung. Die Saugspitze ist bei der CFX-Rechnung etwas stärker ausgebildet als bei Fluent. Die saugseitige Diskrepanz zwischen der potentialtheoretischen Lösung und den numerischen Lösungen von Fluent und CFX ist auf den Abfall des statischen Druckes durch Reibungseinfluss zurückzuführen.

Zusammenfassend kann man feststellen:

- Die Ablöseblase wurde nicht erfasst
- Abströmwinkel und Druckverteilung zeigen eine gute Übereinstimmung
- Der Grenzschichteinfluss ist sehr gering

Aufgrund des vernachlässigbar kleinen Grenzschichteinflusses lässt sich das potentialtheoretische Verfahren auch für die Auslegung von Verdichterbeschleunigungen anwenden.

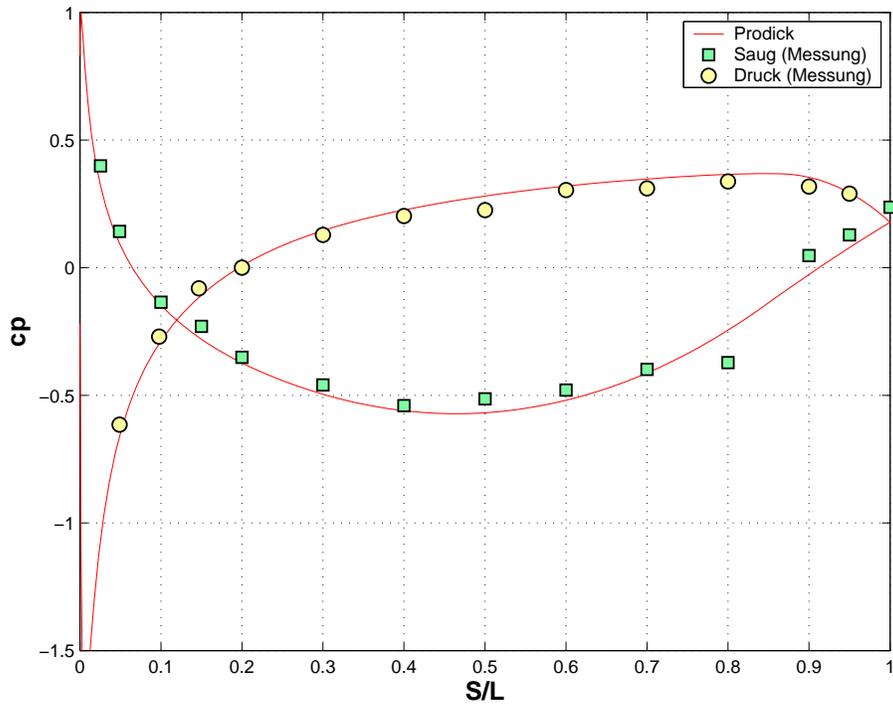


Abbildung 2.7: Dimensionslose Druckverteilung (Prodict)

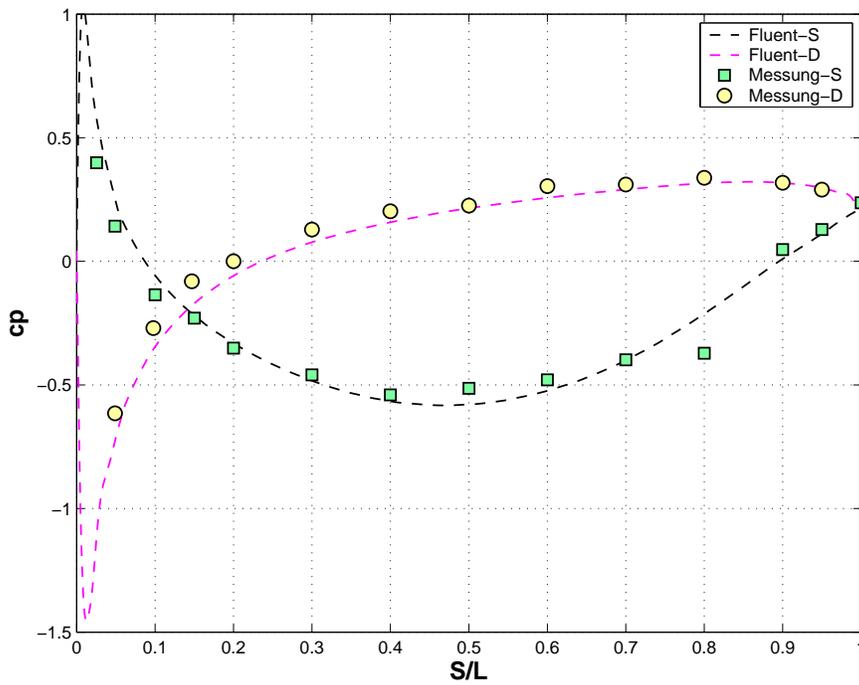


Abbildung 2.8: Dimensionslose Druckverteilung (Fluent)

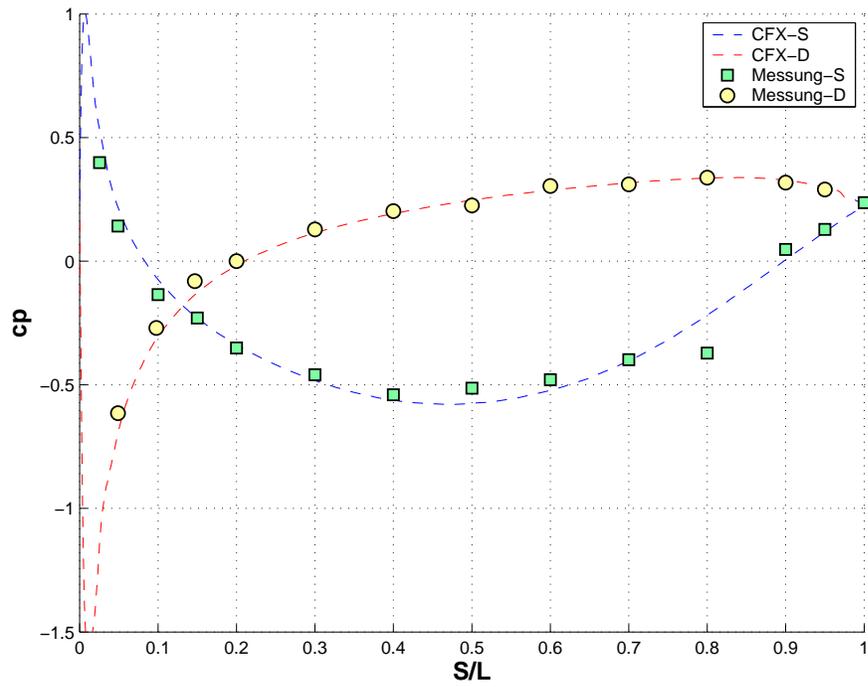


Abbildung 2.9: Dimensionslose Druckverteilung (CFX)

2.4 Modellmaschine

Die verifizierten Auslegungs- und Nachrechnungswerkzeuge werden zur Auslegung des unten beschriebenen Verdichters verwendet. Die Auslegung der Modellmaschine ist in Kap. 3.1 ausführlich beschrieben. In diesem Kapitel sollen lediglich die Eckdaten der Auslegung aufgeführt werden, da nachfolgend die Ergebnisse der numerischen Simulation des Verdichters beschrieben werden.

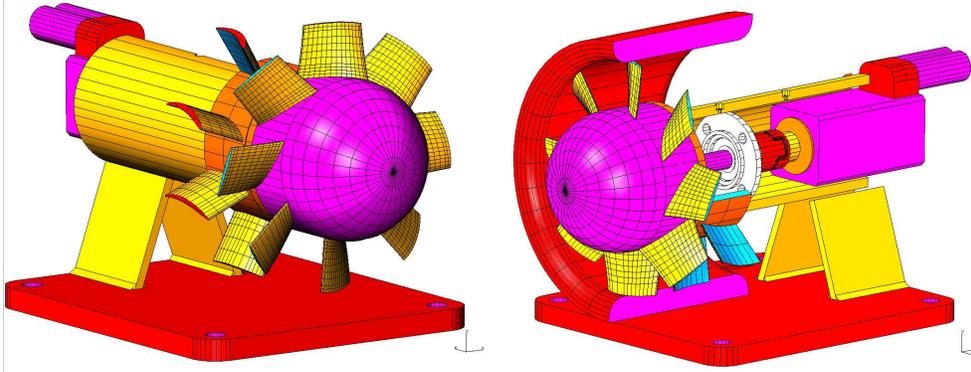


Abbildung 2.10: Modellmaschine

- Geometrische Daten:
Die Vorgabe des Höhen-Nabenverhältnisses resultiert aus der Wahl des Antriebmotors und der maximalen Fertigungsgröße der Rapid-Prototyping Maschine.

$$r_{tip} = 0.125 [m]$$

$$r_{hub} = 0.075 [m]$$

Die Anzahl der Schaufeln wurde mit $N_{Rotor} = 8$ und $N_{Stator} = 9$ festgelegt. Die Spaltweite beträgt 1% bezogen auf die Kanalhöhe.

- Strömungsmechanische Daten:
Liefer-, Druck- und Drehzahl im Entwurfspunkt:

$$\varphi_m = 0.5$$

$$\Psi_{m,th} = 0.275$$

$$n = 3000 \left[\frac{1}{min} \right]$$

2.5 Rechengebiet

Die dreidimensionale Vernetzung erfolgt mit dem Programm Turbogrid. Es handelt sich um Hexaeder Netze mit einer Auflösung von 2.5 Mio. Zellen für den Rotor und 1.5 Mio. Zellen für den Stator. In Wandnähe wurde eine entsprechend höhere Auflösung des Netzes gewählt. Der Spalt des Rotors wurde

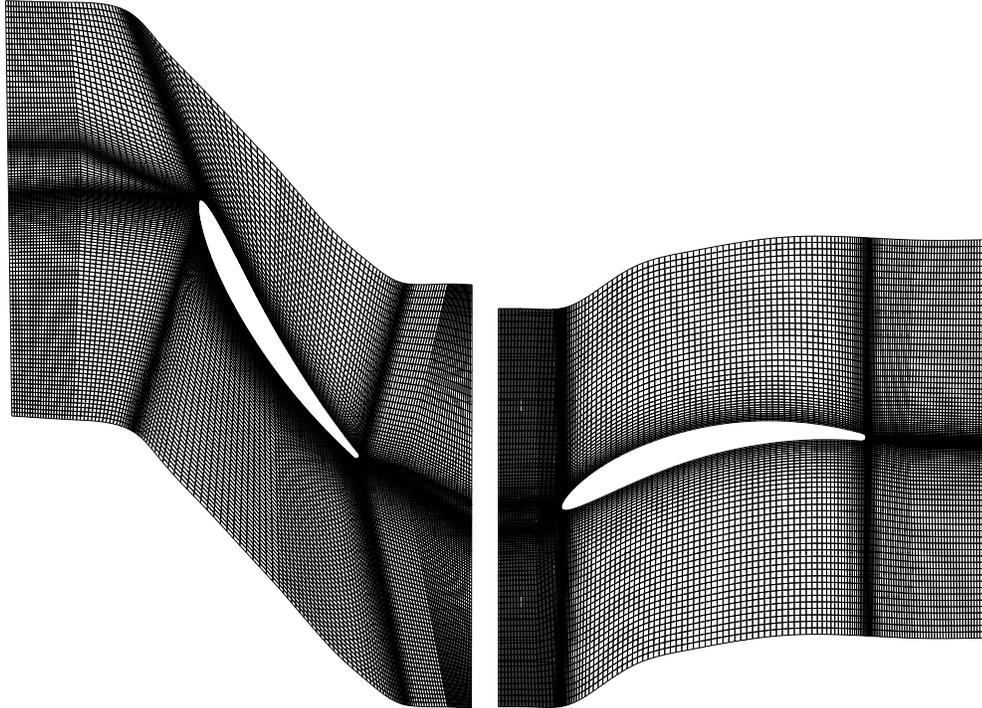


Abbildung 2.11: Netz Rotor/Stator koaxialer Schnitt

mit 20 Zellschichten aufgelöst und direkt mit der restlichen Domäne gekoppelt. CFX bietet auch die Möglichkeit eines Fluid-Fluid Interfaces zwischen dem Netz im Spalt und der äußeren Domäne. Mit dem oben gezeigten Rechengitter wurden vier Simulationen durchgeführt. Der Massenstrom wurde von 100% bis 70% Teillast in 10% Schritten variiert.

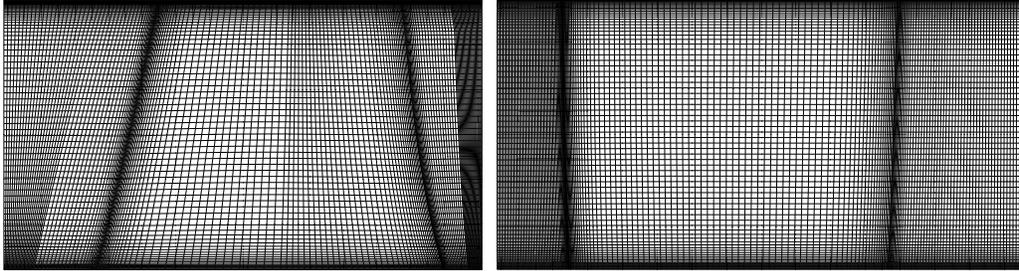


Abbildung 2.12: Netz Rotor/Stator meridionaler Schnitt

Die Randbedingungen und Einstellungen wurden wie folgt gewählt:

- Luft bei 25 Grad, Referenzdruck von 101325 Pa, inkompressibel
- Statischer Druck am Inlet des Rotors von 101325 Pa
- Turbulente Energie von 5% am Inlet des Rotors
- Frozen Rotor Interface
- Vorgabe des Massenstroms am Outlet des Stators

Die Rechnungen wurden auf einem Linux Cluster (Dell Poweredge 1650) des Rechenzentrums der Universität Wuppertal mit folgenden Spezifikationen durchgeführt:

- Ein Server
 - 2 x 32bit PIII 1.26 GHz / 512kb
 - 2 GB ECC SDRAM
 - SCSI-Platten U160 67 GB ges.
- 16 Clients mit jeweils
 - 2 x 32bit PIII 1.26 GHz / 512kb
 - 2 GB ECC SDRAM
 - IDE-Platten ATA 100

Bei dieser Hardware benötigt die Berechnung der Strömung für das in Abbildung 2.11 und 2.12 gezeigte Netz für einen Betriebspunkt ca. 4h.

2.6 Identifizierung der Phänomene

Die Identifizierung von Wirbeln gibt Aufschluss über den Ursprung von Wirbeln, zeigt die Stabilität von Wirbelkernen und beschreibt die Struktur von Strömungen. Nachfolgend werden die Resultate der Simulation dargestellt und erste dominante Phänomene aufgezeigt. In Kap. 2.7 wird ein Verfahren für die qualitative Beurteilung dieser Phänomene vorgestellt.

Es gibt viele Möglichkeiten, Wirbel zu identifizieren:

- Stromlinien
- Lokales Maximum des Betrags der Rotation (Vorticity)
- Skalarprodukt aus Geschwindigkeit und Rotation (Helicity)
- Theorie des kritischen Punktes (siehe [37])

In diesem Kapitel werden die Phänomene des in Abbildung 2.13 gezeigten Rechengebietes auf verschiedene Weise untersucht. Beginnend mit der Darstellung von Stromlinien werden weitere Verfahren für die Untersuchung von Wirbelstrukturen vorgestellt und Vor- und Nachteile herausgearbeitet.

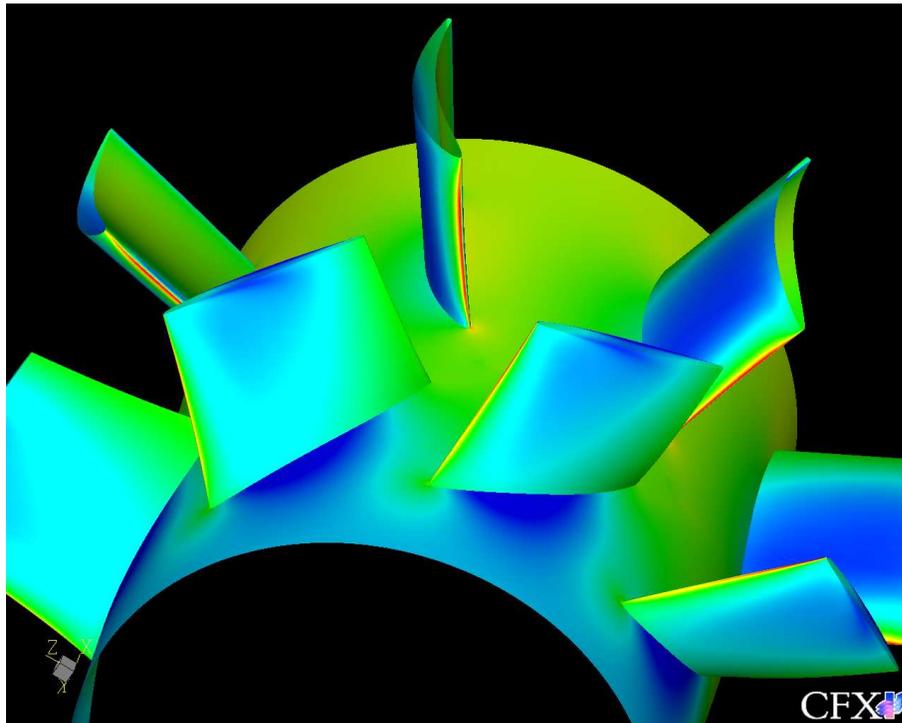


Abbildung 2.13: Druckverteilung im Rechengebiet bei 100% Massenstrom

2.6.1 Identifizierung durch Stromlinien

Die Identifizierung durch Stromlinien ist eine der anschaulichsten Methoden, um Wirbel sichtbar zu machen. Da ein breites Einstreuen von Stromlinien sehr schnell zu undurchschaubaren Postprocessing Bildern führt, ist es notwendig, den Startpunkt der Stromlinien gezielt in die Nähe des Wirbelkerns zu setzen. Das ausgeprägteste Phänomen in der Schaufelkanalströmung des Axialverdichters ist der Spaltwirbel. Da Ursprung und Verlauf des Wirbels aus der Literatur bereits bekannt sind, ist es einfach, ihn mittels Stromlinien sichtbar zu machen. In den Abbildungen 2.14 bis 2.17 wird die Ausprägung des Spaltwirbels bei verschiedenen Betriebszuständen der Maschine dargestellt. Der Betrachter schaut von oben auf die Schaufel. Das Gehäuse wurde ausgeblendet.

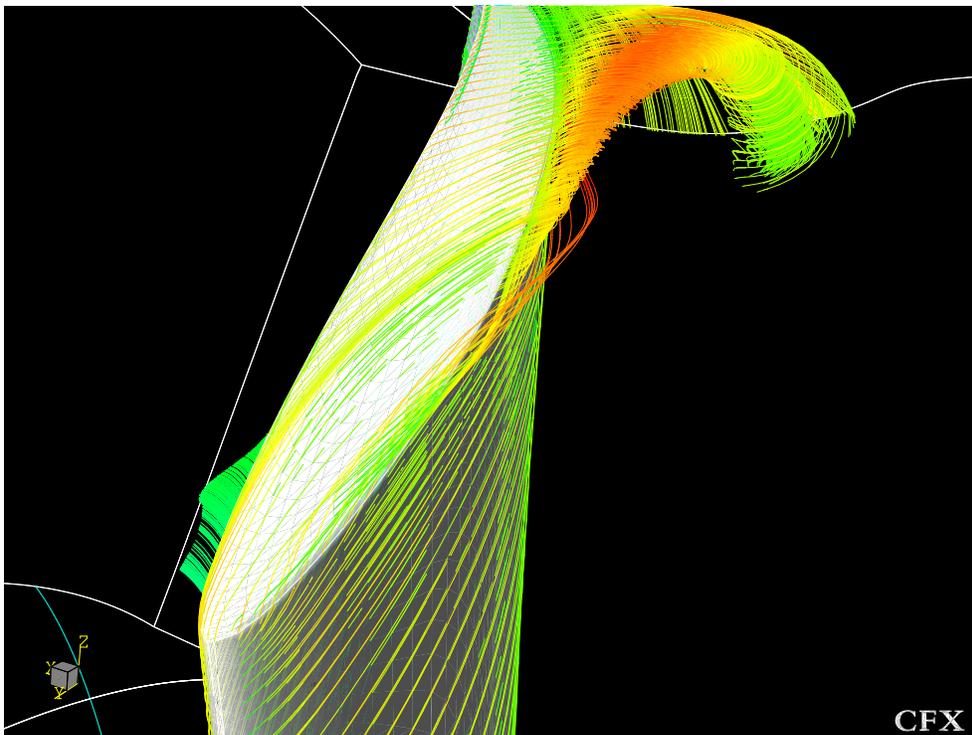


Abbildung 2.14: Spaltwirbel bei 100% Massenstrom

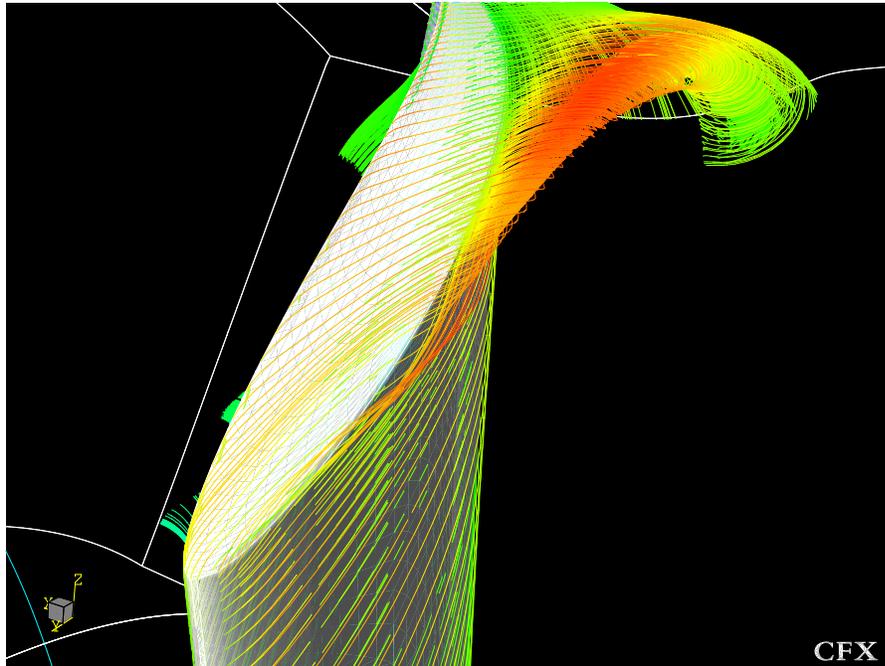


Abbildung 2.15: Spaltwirbel bei 90% Massenstrom

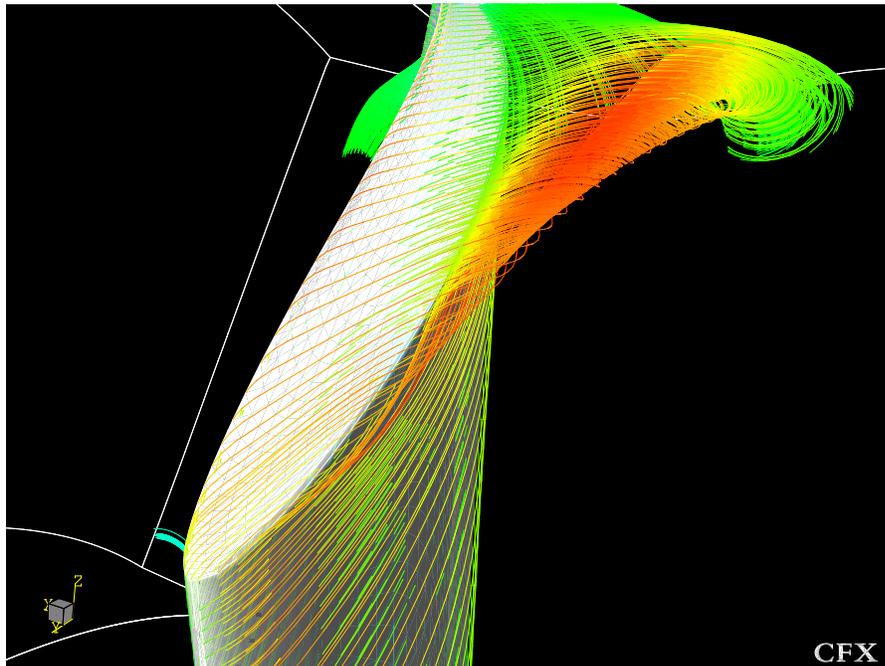


Abbildung 2.16: Spaltwirbel bei 80% Massenstrom

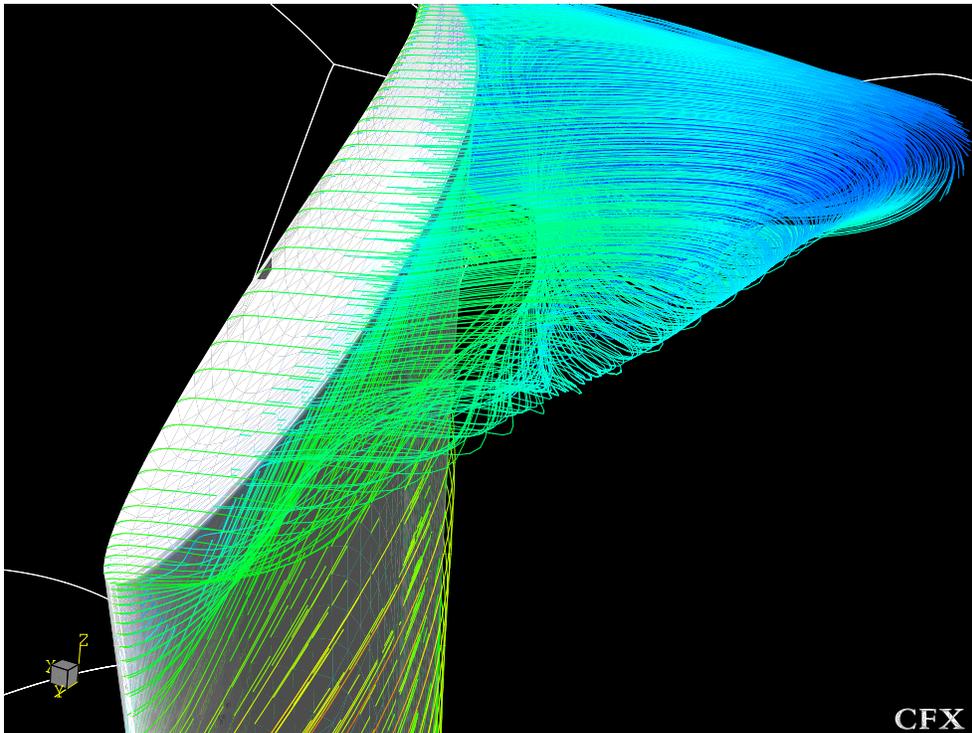


Abbildung 2.17: Spaltwirbel bei 70% Massenstrom

Der Spaltwirbel ist in den Abbildungen 2.14 bis 2.16 deutlich zu erkennen. Seine Form und die Lage ändern sich mit der Drosselung der Maschine. Betrachtet man den Ursprungspunkt des Wirbels, so zeigt sich eine Verschiebung dieses Punktes bei Drosselung in Richtung der Schaufelspitze. Im letzten Betriebspunkt (70% Massenstrom) ist keine exakte Aussage über eine Wirbelstruktur möglich. Der Wirbelkern ist nicht mehr eindeutig zu identifizieren. Eine Erklärung für dieses Phänomen könnte das sog. "Aufplatzen" (siehe [25]) des Wirbels sein. Die Verschiebung des Ansatzpunktes des Wirbels zur Schaufelspitze (auch beschrieben von Saathoff [42]) wird vom CFD-Code gut wiedergegeben. Ebenso ist das "Aufstellen" der Wirbeltrajektorie zu beobachten.

Ein weiteres Phänomen zeigt sich in den Abbildungen 2.18 bis 2.21. Sie zeigen die Seitenansicht der Saugseite der Schaufel. Im Nabebereich der Schaufel ist eine Einschnürung der Stromlinien zu sehen, die sich bei Abnahme des Massenstroms stärker ausbildet. Die niederenergetische saugseitige Grenzschichtströmung löst aufgrund des Druckanstiegs (hohe Diffusionszahlen im Nabebereich) und dem Einfluss der Nabengrenzschicht ab. Dieses Ablösen wird auch als "Corner Stall" bezeichnet.

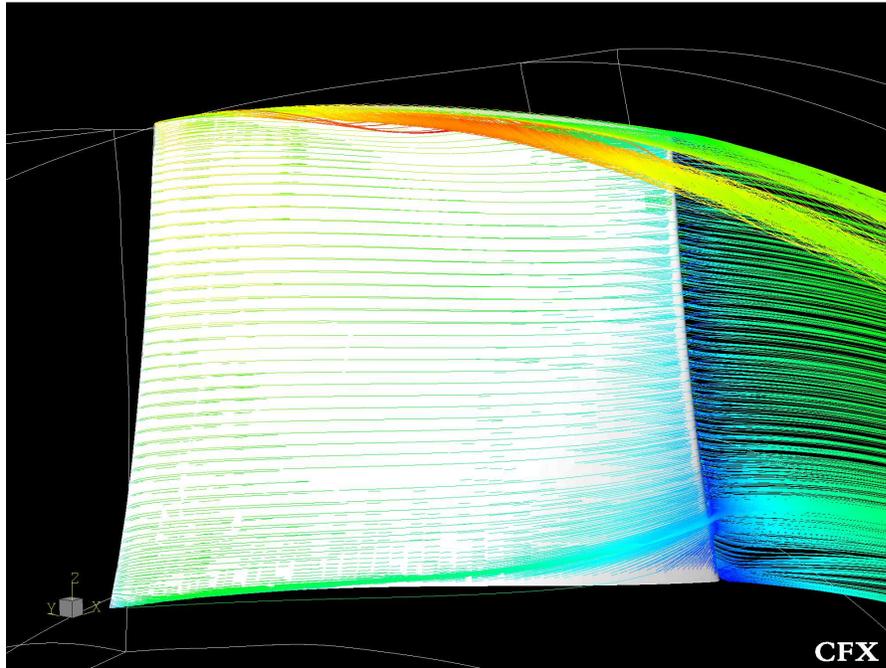


Abbildung 2.18: Spaltwirbel bei 100% Massenstrom (Seitenansicht)

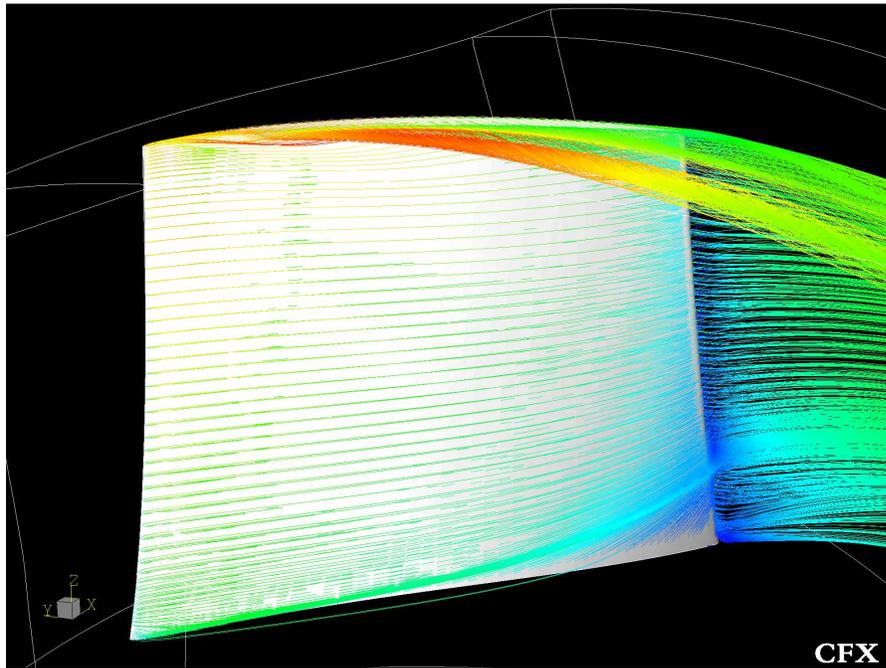


Abbildung 2.19: Spaltwirbel bei 90% Massenstrom (Seitenansicht)

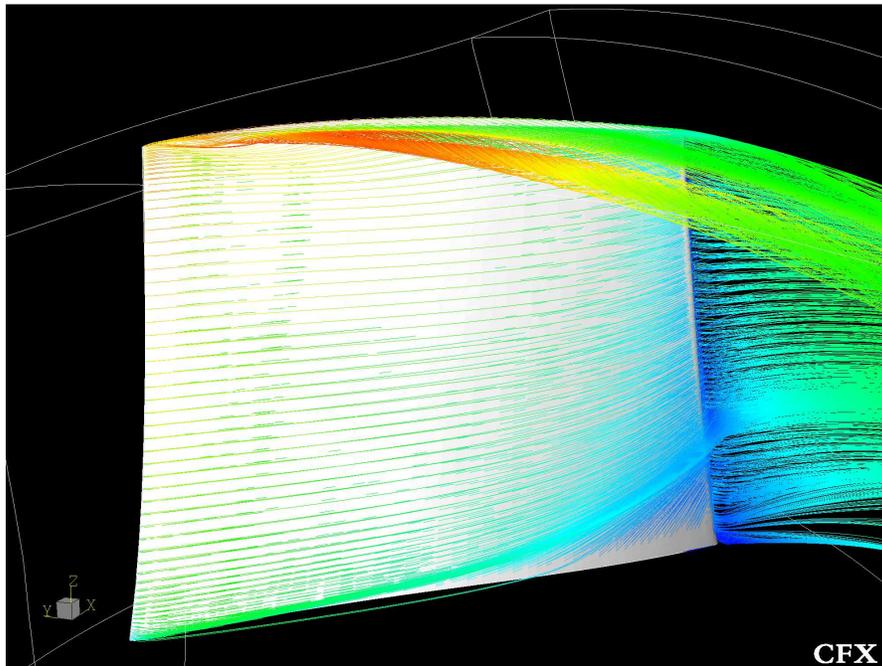


Abbildung 2.20: Spaltwirbel bei 80% Massenstrom (Seitenansicht)

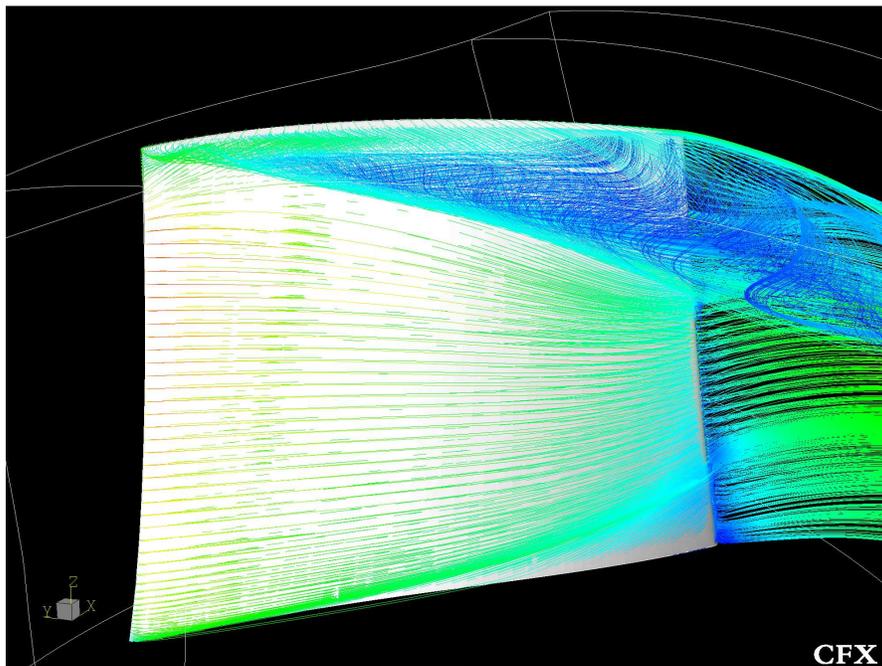


Abbildung 2.21: Spaltwirbel bei 70% Massenstrom (Seitenansicht)

2.6.2 Identifizierung durch Rotation

Eine weitere Möglichkeit der Identifizierung von Wirbeln bietet die Rotation. Sie definiert sich zu :

$$\vec{\Omega} = \nabla \times \vec{V}$$

$$\vec{\Omega} = \begin{pmatrix} \frac{\partial w}{\partial y} - \frac{\partial v}{\partial z} \\ \frac{\partial u}{\partial z} - \frac{\partial w}{\partial x} \\ \frac{\partial v}{\partial x} - \frac{\partial u}{\partial y} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \Omega_x \\ \Omega_y \\ \Omega_z \end{pmatrix}$$

$$\|\vec{\Omega}\|_2 = [\Omega_x^2 + \Omega_y^2 + \Omega_z^2]^{\frac{1}{2}}$$

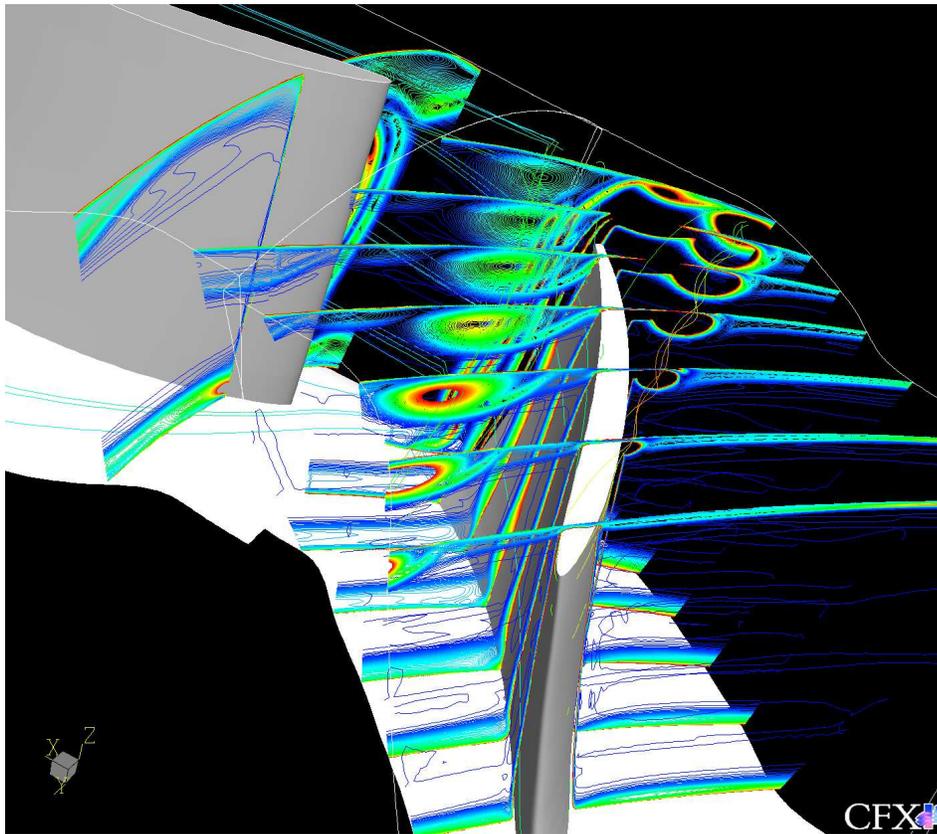


Abbildung 2.22: Rotation bei 100% Massenstrom

Um eine Richtungsunabhängigkeit zu erreichen, ist es von Vorteil, mit dem Betrag der Rotation zu arbeiten. Dies führt aber auch zu einer Unschärfe. Ein weiteres Problem bei dieser Betrachtung ist die Wahl der Ebene, auf der die Rotation gebildet wird. Nur wenn sie punktnormal zur Wirbeltrajektorie steht, können Aussagen über die Ausdehnung des Wirbels getroffen werden.

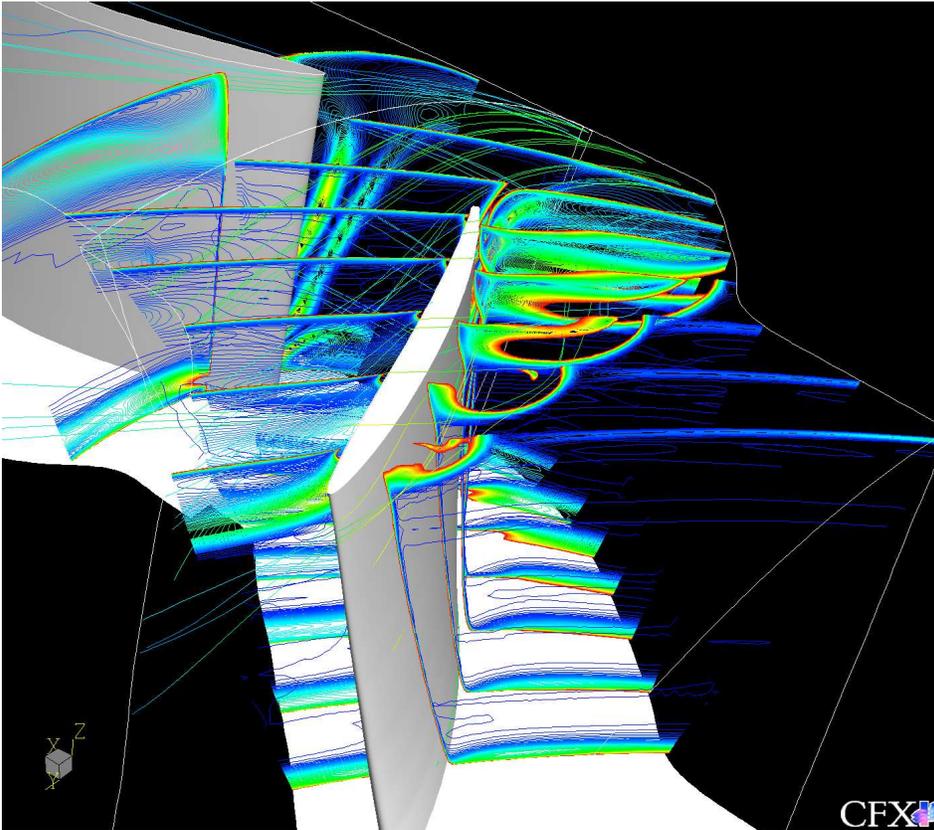


Abbildung 2.23: Rotation bei 80% Massenstrom

Abbildung 2.23 zeigt die oben angesprochene Problematik der Unschärfe. Da der Wirbel sich im Teillastbereich aufstellt, aber die Lage der Plotebenen unverändert bleibt, scheint der Wirbel sich aufzuweiten.

Eine Möglichkeit der Identifizierung der Wirbelkernlage in Gehäusenähe ist in der Arbeit von Saathoff [42] aufgezeigt. Die Isobaren des statischen Druckes der Gehäusewand zeigen, ausgehend von dem minimalen Druck auf der Saugseite, eine ausgeprägte Drucksenke, gezeigt in Abbildung 2.24.

Saathoff bekräftigt diese Aussage durch Ölanstrichversuche. Im Teillastbereich zeigt Abbildung 2.25 ein Aufstellen der Wirbeltrajektorie. Der Ansatzpunkt des Wirbels wandert zur Schaufelspitze.

2. NUMERISCHE UNTERSUCHUNGEN

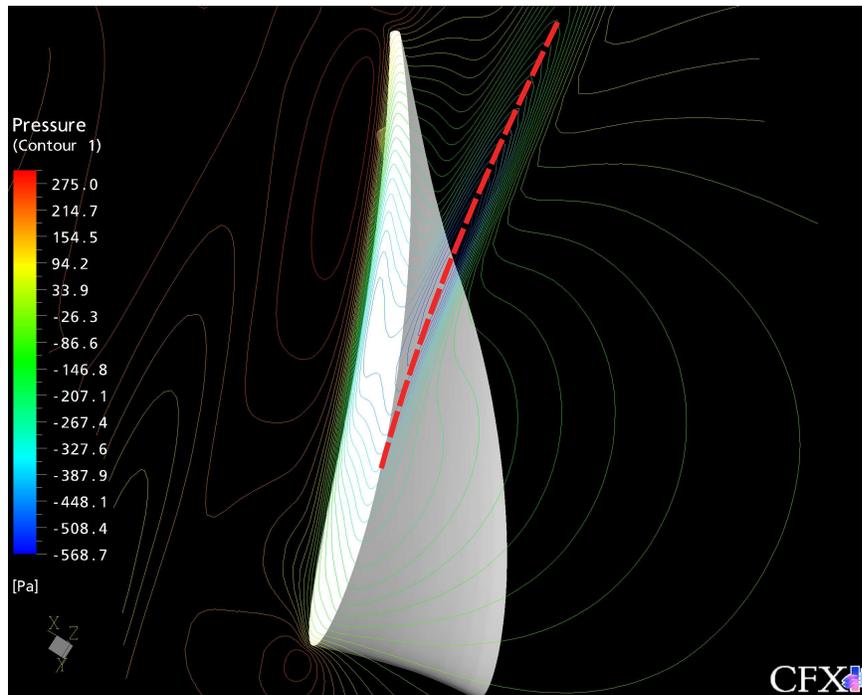


Abbildung 2.24: Druckverteilung auf Gehäusewand bei 100% Massenstrom

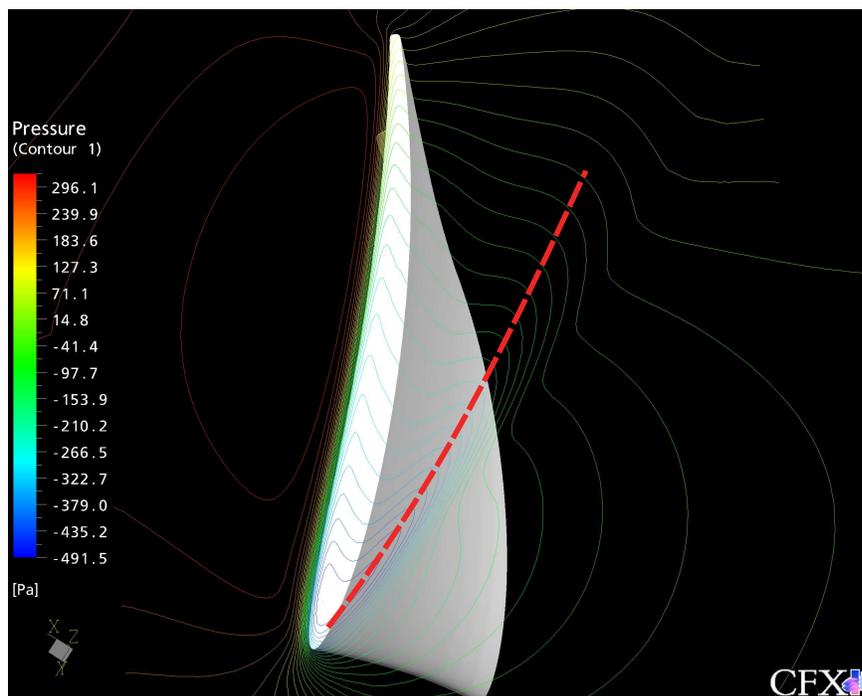


Abbildung 2.25: Druckverteilung auf Gehäusewand bei 80% Massenstrom

2.6.3 Identifizierung durch Helicity

Die in Kapitel 2.6.2 gezeigten Bilder der Rotation grenzen den Wirbelkern sehr unscharf ein. In Wandnähe wird die Rotation aufgrund des Grenzschicht-einflusses größer. Dies führt bei der Auffindung von Wirbeln zu unerwünschten Konturbildern. Gewichtet man die Rotation mit der Geschwindigkeit, so fallen die unerwünscht hohen Werte der Rotation in Wandnähe weg. Diese Größe der gewichteten Rotation wird als Helicity bezeichnet. Die Helicity wird mittels Skalarprodukt von Rotation und Geschwindigkeit gebildet.

$$H = \vec{\Omega} \cdot \vec{V}$$

$$H = \left(\frac{\partial w}{\partial y} - \frac{\partial v}{\partial z} \right) \cdot u + \left(\frac{\partial u}{\partial z} - \frac{\partial w}{\partial x} \right) \cdot v + \left(\frac{\partial v}{\partial x} - \frac{\partial u}{\partial y} \right) \cdot w$$

Abbildung 2.24 beinhaltet bereits die Erkenntnis aus Kap. 2.6.2 über die Wirbelkernlage. Die Plotebenen wurden dem entsprechenden Winkel der Wirbeltrajektorie angepasst. Die Helicity erlaubt ein stärkeres Eingrenzen des Wirbelkerns.

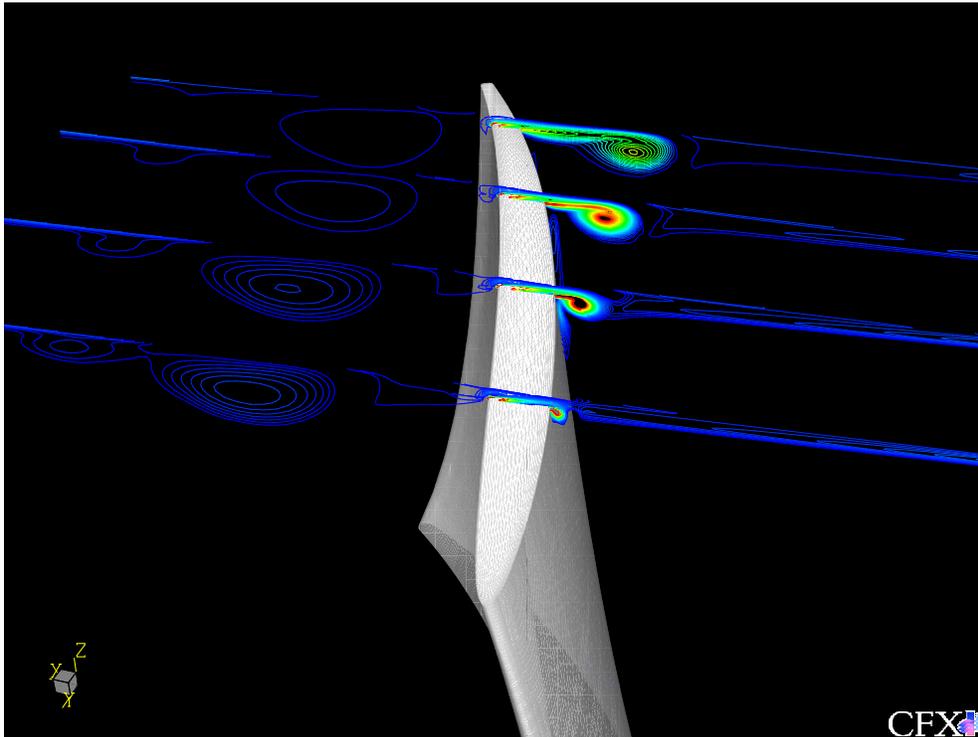


Abbildung 2.26: Helicity bei 100% Massenstrom

2. NUMERISCHE UNTERSUCHUNGEN

Der Wertebereich der Helicity erstreckt sich auf der Plotebene, gezeigt in Abbildung 2.24 von $7 \cdot 10^4$ bis $1.6 \cdot 10^6$. Schwache Wirbel sind mit dieser Methode leicht zu übersehen bzw. gar nicht aufzufinden. Normiert man die Helicity, so verläuft der Wertebereich von -1 bis 1. Die Definition der normalized Helicity lautet:

$$H_{normalized} = \frac{\vec{\Omega} \cdot \vec{V}}{|\vec{\Omega}| \cdot |\vec{V}|}$$

Abbildung 2.27 zeigt die normalized Helicity. Kleinere Wirbelstrukturen sind höher aufgelöst und können leichter identifiziert werden.

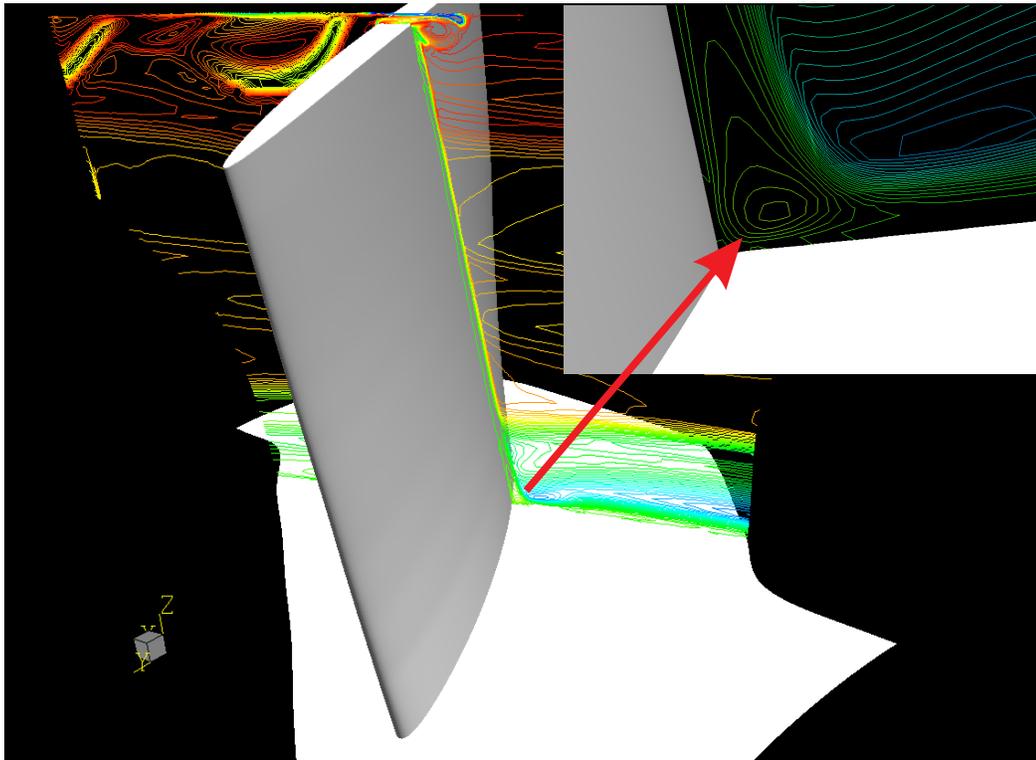


Abbildung 2.27: Helicity bei 100% Massenstrom

2.7 Untersuchung der Strömung auf koaxialen Schnitten

Die potentialtheoretische Auslegung des Verdichters, die in Kapitel 3.1 beschrieben ist, setzt eine ebene Strömung voraus. Die Stromlinien dürfen nicht in radialer Richtung von den koaxialen Schnitten der Schaufel abweichen. Zusätzlich wurde durch die Vorgabe der kinematischen Randbedingung eine homogene und anliegende Strömung angenommen.

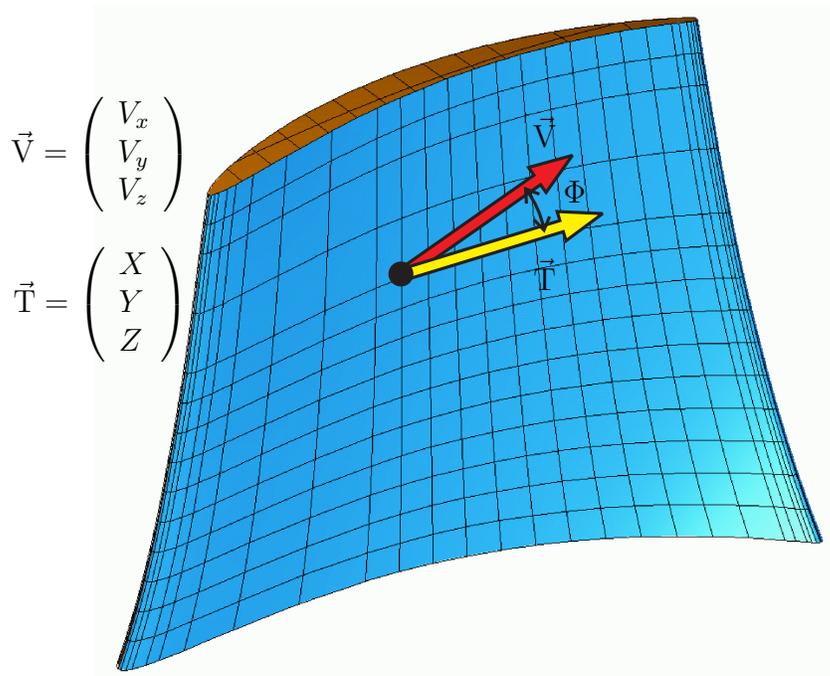


Abbildung 2.28: Abweichung vom koaxialen Schnitt

Die in Kapitel 2.6 gezeigten strömungsmechanischen Phänomene wirken diesen Annahmen entgegen. Um eine Aussage über die Quantität dieses Fehlers treffen zu können, ist es nötig, ein Maß für die Abweichung der Strömung von dem koaxialen Schnitt in radialer Richtung zu entwickeln. Der Verdrängungseffekt des Spaltwirbels, wie auch der Corner Stall, bewegt die Strömung dazu, den koaxialen Schnitt zu verlassen. Eine ideale Strömung würde dem Vektor \vec{T} , der in tangentialer Richtung auf der Profilkontur steht, folgen. Die reale Strömung kann aber durch die oben beschriebene Einflüsse abweichen und die beliebige Richtung \vec{V} annehmen. Die Abweichung zwischen diesen beiden Vektoren kann über den eingeschlossenen Raumwinkel Φ als quantitative Größe berechnet und so als Maß für den Fehler bei der Auslegung

herangezogen werden.

Abbildung 2.28 zeigt einen Punkt auf der Schaufel in einem coaxialen Schnitt beliebiger Höhe. In diesem Punkt sind exemplarisch die beiden Vektoren \vec{T} , \vec{V} und der Winkel Φ eingezeichnet. Φ wird mit der Hilfe des Skalarproduktes zwischen zwei Vektoren berechnet.

$$\vec{V} \cdot \vec{T} = |\vec{V}| \cdot |\vec{T}| \cdot \cos \Phi \quad (2.34)$$

$$\Rightarrow \cos \Phi = \frac{\vec{V} \cdot \vec{T}}{|\vec{V}| \cdot |\vec{T}|} \quad (2.35)$$

Nachfolgend werden für die verschiedenen Betriebspunkte der Maschine der Winkel Φ über die Lauflänge ($\frac{s}{L}$) der Schaufel aufgetragen. L steht für die Umfangslänge des Profils. Die Start- und Endpunkte der Lauflänge sind in Abbildung 2.29 gezeigt. Die Saugseite läuft von 0.5 bis 1, die Druckseite entsprechend von 0 bis 0.5.

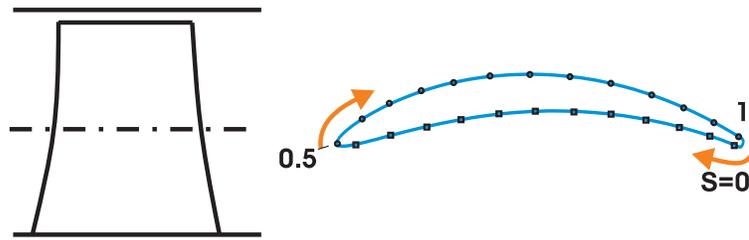


Abbildung 2.29: Verlauf von $\frac{s}{L}$

Abbildung 2.30 zeigt den Betrag von Φ , aufgetragen über der Lauflänge der Schaufel auf drei verschiedenen coaxialen Schnitten (Mitten-, Naben- und Gehäuseschnitt). Bereits im Auslegungspunkt divergiert die Strömung vom coaxialen Schnitt. Auf dem Mittelschnitt handelt es sich druckseitig um eine noch moderate Abweichung von 5 Grad. Betrachtet man die Abweichung am Schaufelende (dimensionslose Kanalhöhe $\frac{\Delta H}{H} = 1$), so ist hier bereits der Einfluss des Spaltwirbels zu erkennen. Das saugseitige Maximum von Φ ist mit dem Ursprungspunkt des Spaltwirbels gleichzusetzen. Durch die Einschnürung der saugseitigen Stromlinien (bedingt durch den Spaltwirbel und den Corner Stall) nimmt die Abweichung zum Schaufelende kontinuierlich zu. Die Maxima bei $\frac{s}{L} = 0.5$ und $\frac{s}{L} = 1$ sind bedingt durch den Vorder- bzw. Hinterkantenradius.

2.7. UNTERSUCHUNG DER STRÖMUNG AUF KOAXIALEN SCHNITTEN

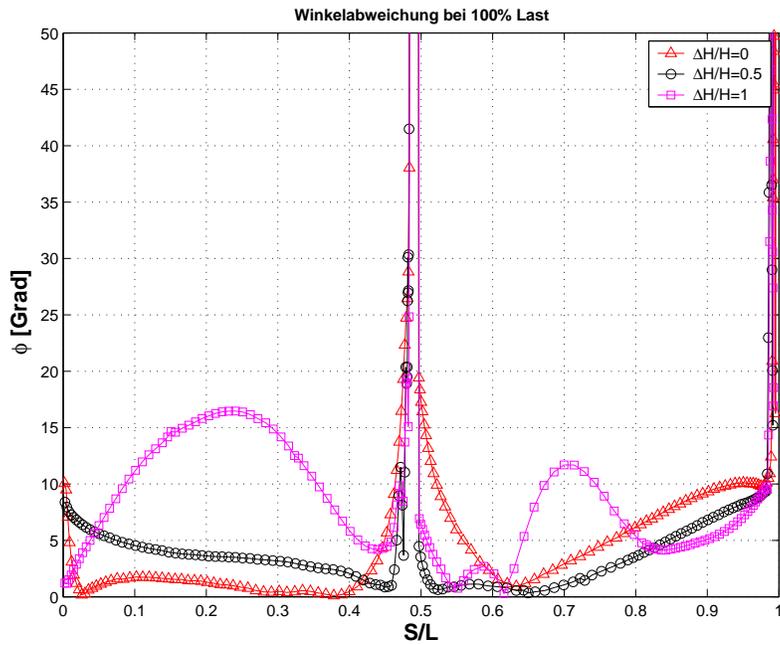


Abbildung 2.30: Winkelabweichung bei 100% Massenstrom

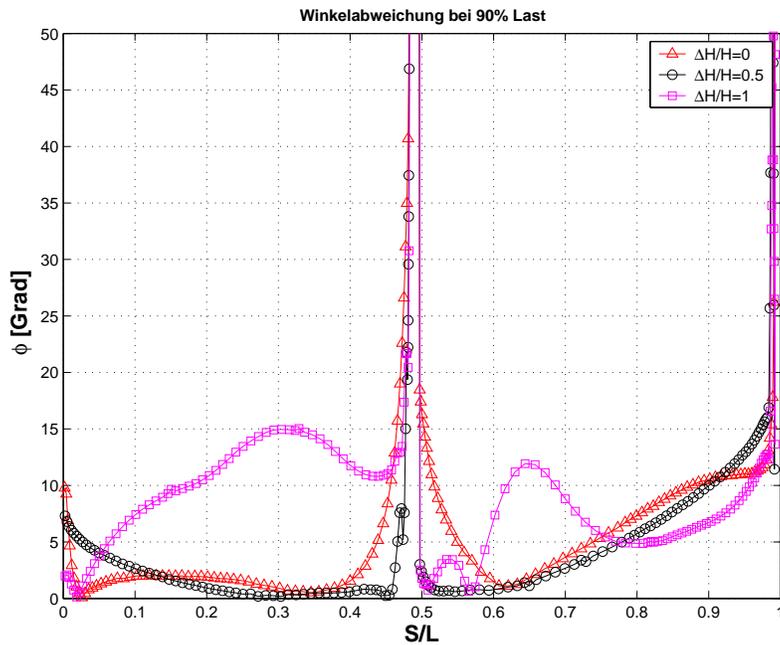


Abbildung 2.31: Winkelabweichung bei 90% Massenstrom

2. NUMERISCHE UNTERSUCHUNGEN

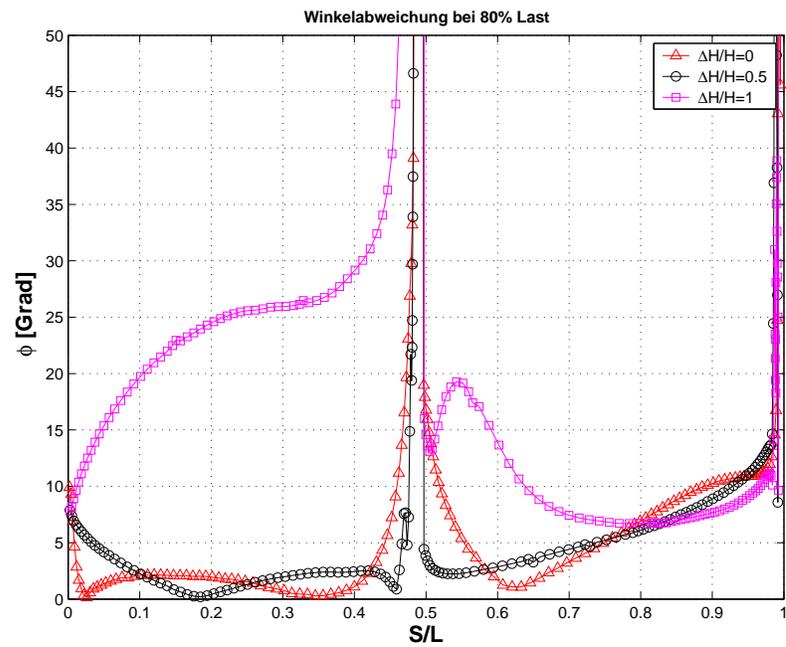


Abbildung 2.32: Winkelabweichung bei 80% Massenstrom

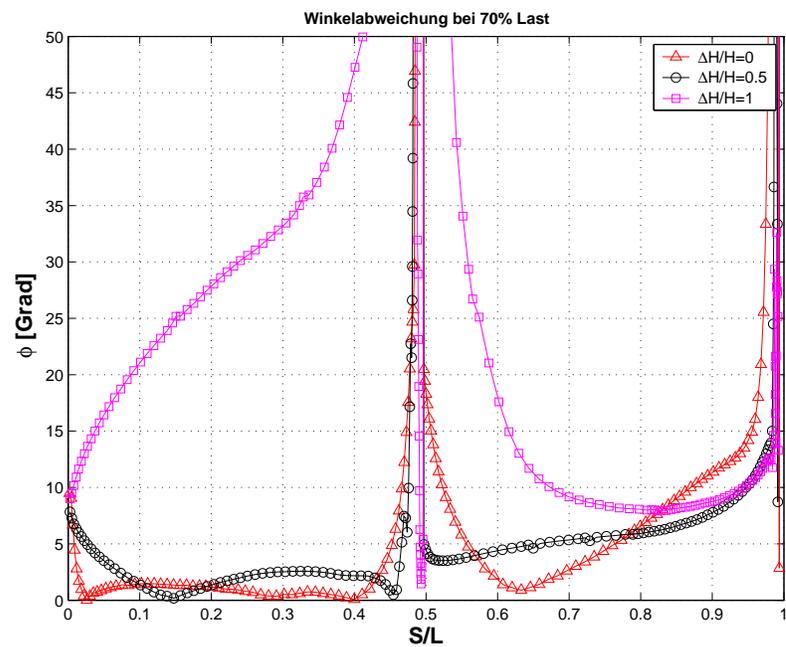


Abbildung 2.33: Winkelabweichung bei 70% Massenstrom

2.7. UNTERSUCHUNG DER STRÖMUNG AUF KOAXIALEN SCHNITTEN

Verlässt man den Auslegungspunkt und drosselt den Massenstrom bis zu 70% Teillast, nimmt die Abweichung der Strömung vom koaxialen Schnitt stetig zu. Betrachtet man zunächst den Schnitt bei $\frac{\Delta H}{H} = 1$ (Gehäuse), so ist hier klar der Einfluss des Spaltwirbels zu erkennen. Die Winkelabweichung beträgt in Abbildung 2.32 auf der Saugseite bereits bis zu 20 Grad. Es ist zu erkennen, dass der Punkt der maximalen Abweichung auf der Saugseite von $\frac{S}{L} = 0.7$ bei 100% Massenstrom zu $\frac{S}{L} = 0.5$ bei 70% Massenstrom wandert. Dieses Phänomen wird auch von Saathoff [42] beschrieben und zeigt das Wandern des Aufrollpunktes des Spaltwirbels zur Schaufelspitze im Teillastbereich. Diese Aussage wird gestützt durch die in Kap. 2.6 gezeigten Abbildungen 2.24 und 2.25.

Noch aussagekräftiger sind die folgenden Abbildungen, in denen für zehn koaxiale Schnitte die Winkelabweichung über der dimensionslosen Kanalhöhe und der Schaufellänge aufgezeichnet wurde. Bei dieser Betrachtungsweise fällt der starke Anstieg der Winkelabweichung im Nabenbereich der Saugseite auf. Grund für diesen Anstieg ist der saugseitige Corner Stall.

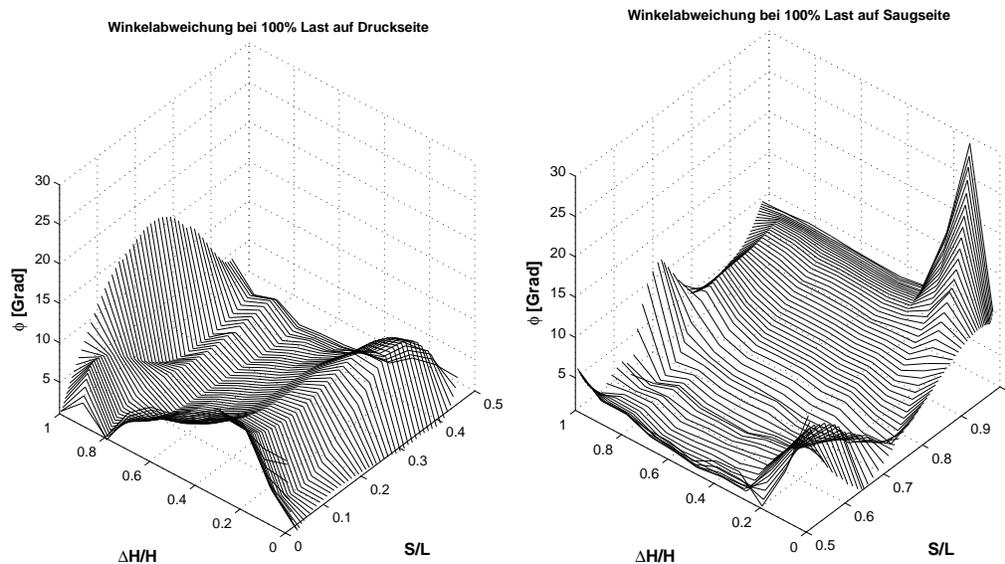


Abbildung 2.34: Winkelabweichung bei 100% Massenstrom

2. NUMERISCHE UNTERSUCHUNGEN

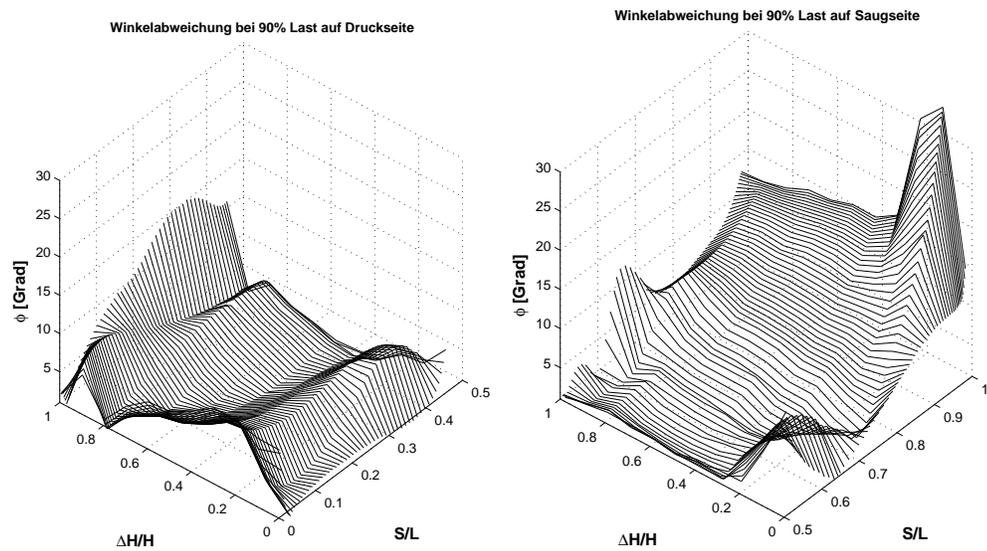


Abbildung 2.35: Winkelabweichung bei 90% Massenstrom

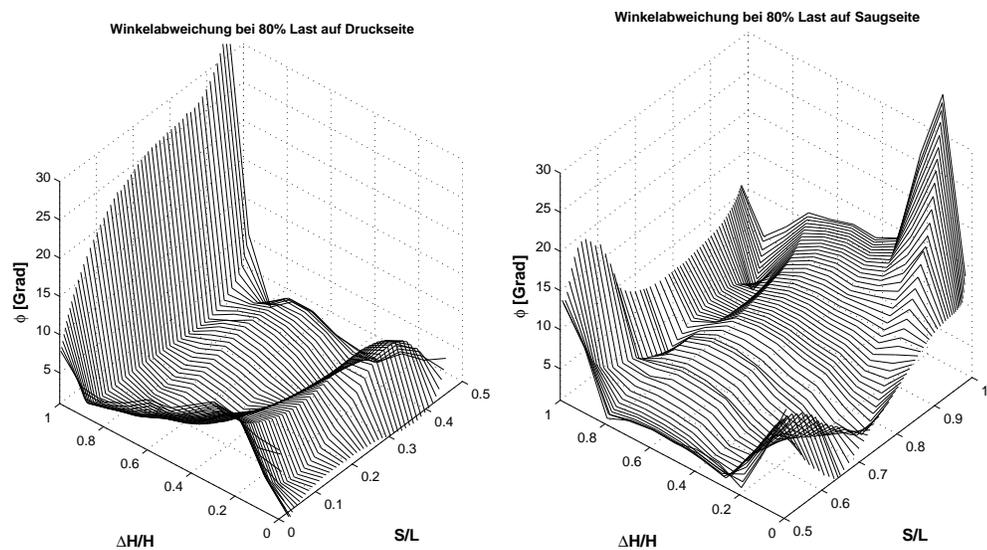


Abbildung 2.36: Winkelabweichung bei 80% Massenstrom

2.7. UNTERSUCHUNG DER STRÖMUNG AUF KOAXIALEN SCHNITTEN

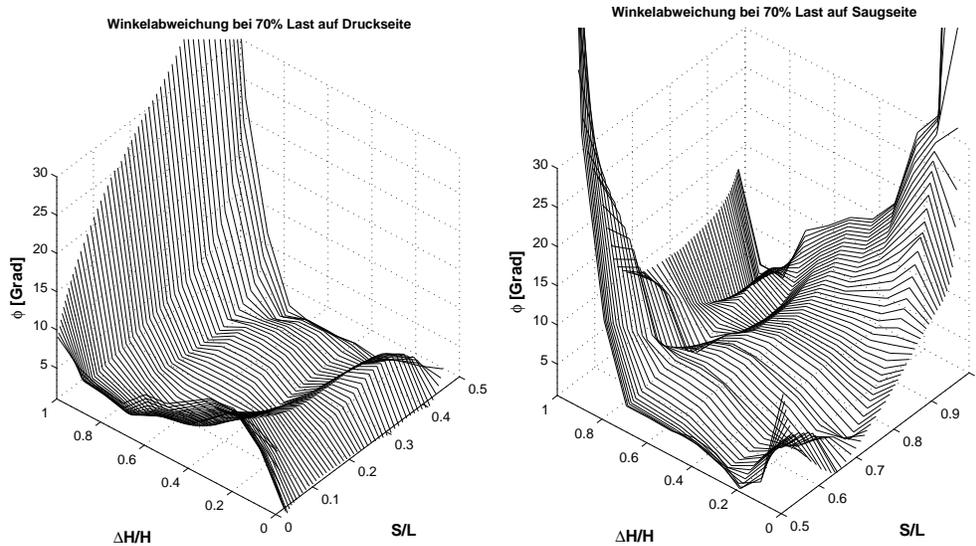


Abbildung 2.37: Winkelabweichung bei 70% Massenstrom

Für die Berechnungen der Winkelverläufe, gezeigt in den Abbildungen 2.30 bis 2.37, wurden die Strömungsgrößen in unmittelbarer Wandnähe gewählt. Um auszuschliessen, dass die in diesem Kapitel gezeigten Abweichungen der Strömung lediglich innerhalb der Grenzschicht dominieren, wird die Untersuchung mit einem Wandabstand ausserhalb der Grenzschicht erneut durchgeführt. Der dimensionslose Wandabstand wird definiert durch das Verhältnis von Wandabstand A zur Kanalhöhe H . Die Isolinien der drei Wandabstände $\frac{A}{H} = 0.01$, $\frac{A}{H} = 0.02$ und $\frac{A}{H} = 0.03$ sind gezeigt in Abbildung 2.38. Das Ergebnis der Winkelabweichungen auf den Isolinien der drei verschiedenen Wandabstände ist in Abbildung 2.39 dargestellt. Stellvertretend wurde der koaxiale Schnitt in der Höhe $\frac{\Delta H}{H} = 0.5$ gewählt. Auf der Saugseite ist eine Abschwächung der Winkelabweichung bei Zunahme des Wandabstands festzustellen. Druckseitig verschiebt sich das Maximum der Abweichungen zur Schaufelhinterkante. Abbildung 2.39 zeigt, dass es sich bei den zuvor gezeigten Winkelabweichungen nicht um reine Grenzschichtphänomene handelt, sondern die Abweichungen weit in den Strömungskanal hinein reichen.

2. NUMERISCHE UNTERSUCHUNGEN

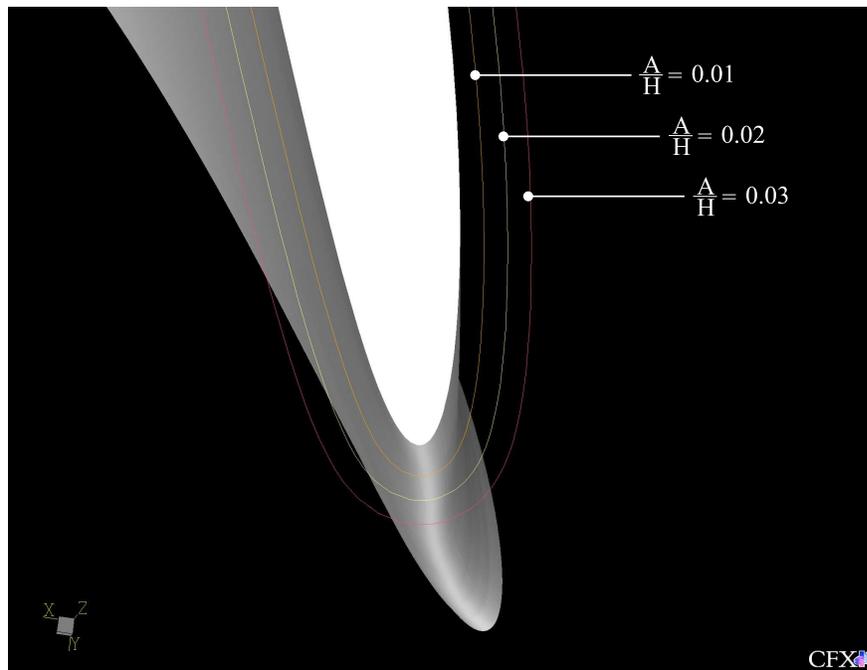


Abbildung 2.38: Isolinien des konstanten Wandabstands

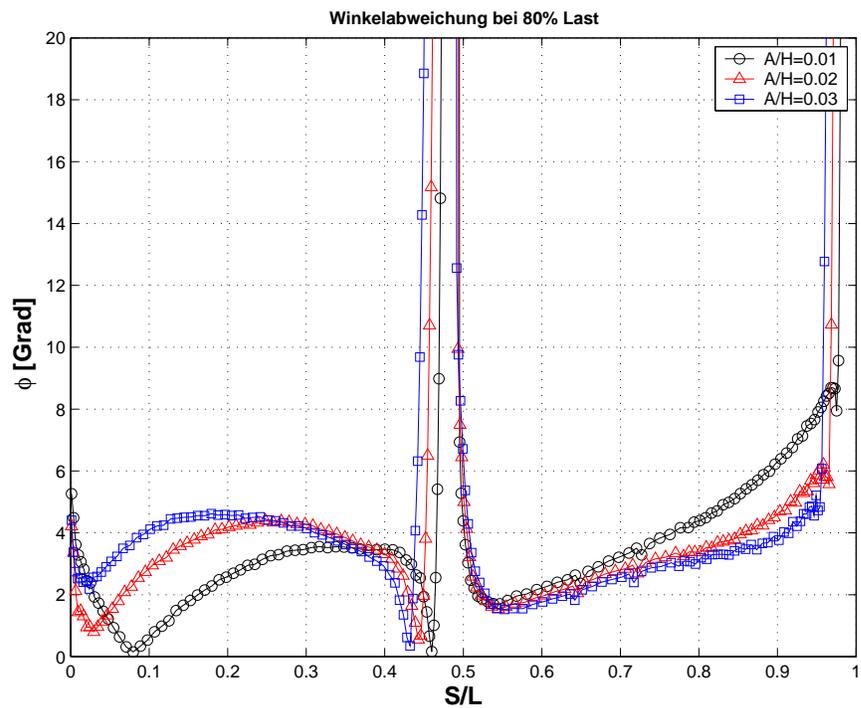


Abbildung 2.39: Winkelabweichung bei verschiedenen Wandabständen

2.7. UNTERSUCHUNG DER STRÖMUNG AUF KOAXIALEN SCHNITTEN

Zusammenfassend lässt sich feststellen, dass der Spaltwirbel Hauptverursacher für die Verblockung der Strömung im Gehäusebereich des Schaufelkanals ist. Abbildung 2.40 und 2.41 zeigen die dimensionslose Axialgeschwindigkeitsverteilung

$$u_{norm} = \frac{u}{\frac{1}{F} \cdot \int_F u \cdot dF} \quad (2.36)$$

im Schaufelkanal bei 75% Sehnenlänge im Betriebspunkt und bei 70% Massenstrom. In Abbildung 2.40 ist der Einfluss des Spaltwirbels noch sehr gering. Nur ein kleiner Teil der Strömung wird zur Nabe hin umgelenkt. In Abbildung 2.41 ist die Ausdehnung des Spaltwirbels deutlich zu erkennen. Die Strömung wird im oberen Bereich des Schaufelkanals stark eingeschnürt. Die Übergeschwindigkeiten im Nabenbereich und die daraus resultierenden Druckgradienten führen schließlich zum Ablösen der Grenzschicht.

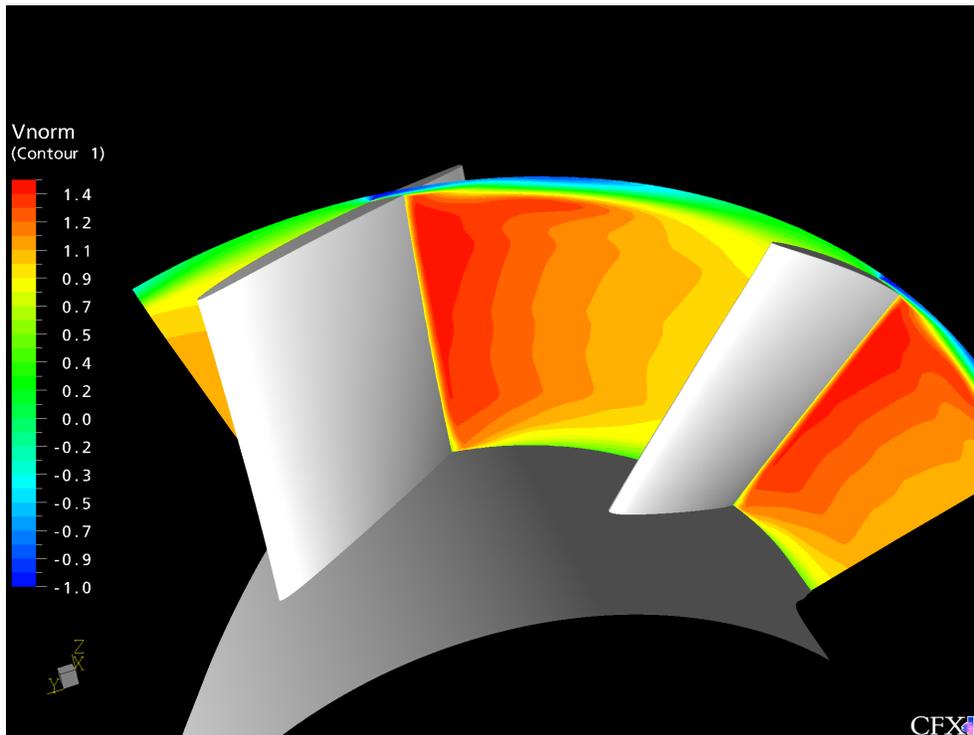


Abbildung 2.40: Dimensionslose Axialgeschwindigkeit bei Betriebspunkt

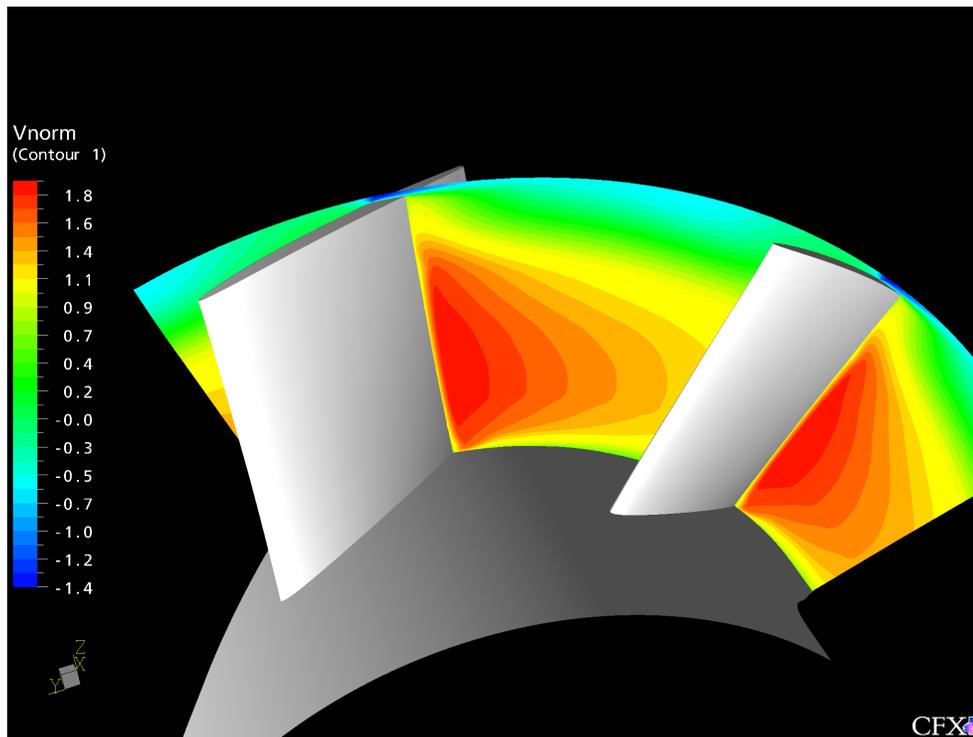


Abbildung 2.41: Dimensionslose Axialgeschwindigkeit bei 70% Massenstrom

2.8 Einfluss der Interfaces

Nach derzeitigem Stand der kommerziellen CFD-Solver können Rotor- und Statorkonfigurationen, wie bereits in Kap. 2.2.1 beschrieben, mit drei verschiedenen Modellen berechnet werden:

- Frozen Rotor Interface
- Stage Interface
- Instationär

Die Vor- und Nachteile der Modelle sind in Tabelle 2.3 zusammengefasst:

Tabelle 2.3: Vor- und Nachteile der Interfaces

<i>Modell</i>	<i>Vorteil</i>	<i>Nachteil</i>
Frozen Rotor	konservativ Phänomene bleiben erhalten	Relativstellung zwischen Rotor und Stator beeinflusst Rechenergebnis Abweichung von Kennlinie möglich
Stage	Relativstellung zwischen Rotor und Stator hat keinen Einfluss auf das Rechenergebnis Kennlinienverhalten wird wiedergegeben	Gesamtgrößen bleiben durch Mittelung nicht erhalten
Instationär	konservativ Phänomene bleiben erhalten Kennlinienverhalten wird wiedergegeben	zeitaufwendig

In der in Kapitel 2.6 gezeigten Rechnung wurde das Frozen Rotor Modell verwendet. Hierbei werden Rotor und Stator in einer feststehenden Konfiguration untersucht. Druck- und Geschwindigkeitsprofil am Austritt des Rotors

werden als Eingangsgrößen des Stators gesetzt. Phänomene wie z.B. Spaltwirbel und Hinterkantenwirbel werden weiterhin abgebildet.

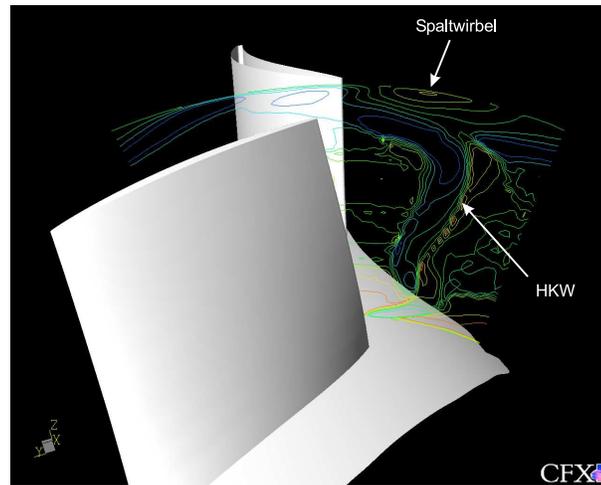


Abbildung 2.42: Normalized Helicity hinter Mischungsebene Frozen Rotor

Das Stage Interface löscht die Phänomene bedingt durch die radiale Mittelung hinter dem Interface aus.

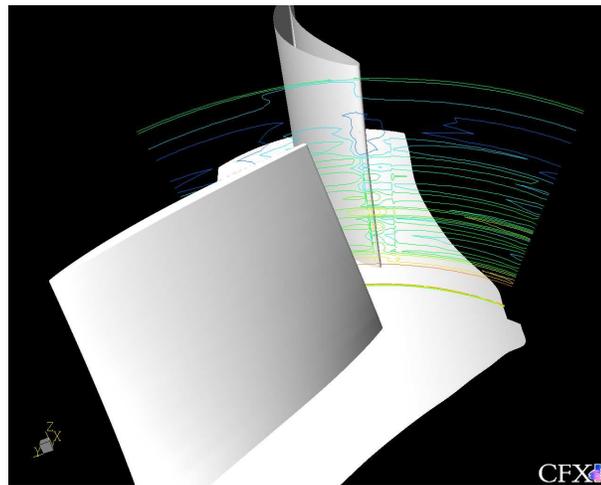


Abbildung 2.43: Normalized Helicity hinter Mischungsebene Stage Interface

Es herrscht eine homogene Strömung. Die aufwendige Variation der Relativstellung zwischen Rotor und Stator entfällt. Das Kennlinienverhalten der Maschine kann sehr gut abgebildet werden und eine aufwendige instationäre Simulation entfällt. Für die Industrie ist die instationäre Betrachtung ungeeignet.

3

Experimentelle Untersuchungen

In diesem Kapitel wird die Konstruktion der Versuchsmaschine, der Aufbau der CAx-Kette, sowie die Versuchseinrichtung beschrieben. Die Verknüpfung zwischen den numerischen Ergebnissen und dem Experiment bildet die Kennlinie des Axialverdichters. Insbesondere wird hierbei der Teillastbereich bis zur Abreißgrenze des Verdichters untersucht. Kennzeichnend für die Abreißgrenze ist ein starker Abfall in der Arbeitszahl bei gleichzeitiger Abnahme der Lieferzahl. Der Luftstrom verteilt sich nach dem Abreißen nicht mehr symmetrisch über den Umfang der Maschine. Es entstehen Zellen mit kleinen Axialgeschwindigkeiten. Der Verdichter adaptiert den zu kleinen Massenstrom. Da diese Zellen nicht ortsfest sind, sondern um die Maschinenachse rotieren, spricht man vom sog. "rotating Stall".

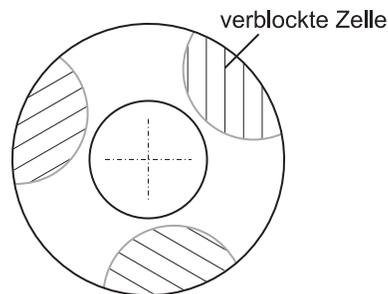


Abbildung 3.1: Verblockung eines Verdichters an der Abreißgrenze

Weitere Informationen über rotierendes Abreißen sind in [7] zu finden. Sollte die Numerik die Sekundärströmungsphänomene detailliert genug nachbilden, so wird die Abreißgrenze aus der Numerik mit der gemessenen Kennlinie übereinstimmen.

3.1 Auslegung der Modellmaschine

Die Modellmaschine wird in ihrer Größe durch die maximale Fertigungsgröße der an der Universität Wuppertal vorhandenen Rapid-Prototyping-Maschine (Laser-Sinter-Verfahren) limitiert. Der Einsatz einer Prototypingmaschine erlaubt es, die Laufschaufeln des einstufigen Axialverdichters innerhalb eines Tages zu fertigen. Der maximale Außendurchmesser der Laufschaufeln darf 250mm betragen. Die Auslegung erfolgt auf koaxialen Schnitten, die in Abbildung 2.4 gezeigt sind. Die Vorgehensweise bei der Auslegung ist im Anschluß aufgelistet.

- Berechnung von Zuström- β_1 , Abström- β_2 und Umlenkwinkel $\Delta\beta$ für jeden koaxialen Schnitt
- Festlegung eines Teilungsverhältnisses $\frac{t}{l}$ unter Berücksichtigung der Diffusionszahl D_w
- Bestimmung des Wölbungs- und Staffelungswinkels aus den NACA Unterlagen
- Profilberechnung (Bisuperellipse siehe Kap. 3.1.2) unter Vorgabe von $\frac{d}{l}$, Wölbungs- und Staffelungswinkel
- Berechnung der Druckverteilung und des Abströmwinkels mittels eines Potentialverfahrens (Martensenverfahren)
- Anpassung des Wölbungswinkels und erneutes Berechnen des Abströmwinkels
- Aufbau der dreidimensionalen Schaufel

Insbesondere werden die letzten drei Schritte mehrfach durchlaufen. Um die Auslegung zu beschleunigen, werden in Kap. 3.2 die oben gezeigten Schritte in eine Software integriert.

3.1.1 Entwurfsvorgaben

Für einen ersten Entwurf (exemplarische Berechnung auf dem mittleren koaxialen Schnitt gezeigt in Kap. 6.1) werden die geometrischen Entwurfsvorgaben festgelegt:

$$\begin{aligned}r_{tip} &= 0.125 [m] \\r_{hub} &= 0.075 [m] \\r_m &= 0.100 [m]\end{aligned}$$

Liefer-, Druck- und Drehzahl im Entwurfsunkt auf dem Mittelschnitt:

$$\begin{aligned}\varphi_m &= 0.5 \\ \Psi_{m,th} &= 0.275 \\ n &= 3000 \left[\frac{1}{min} \right]\end{aligned}$$

Um die oben gewählte Druckzahl später im Versuch erreichen zu können, ist es nötig, den Wirkungsgrad der Maschine so genau wie möglich abzuschätzen. Durch die Wahl eines Wirkungsgrades nach Trokolanski [51] von $\eta = 0.8$ ergibt sich

$$\Psi_m = 0.34 .$$

Auf den in Kap. 6.1 vorgestellten Formelapparat sei hier verwiesen. Er wurde in die Auslegungssoftware, gezeigt in Kap. 3.2, integriert und liefert Tabelle 3.1. Diese Tabelle dient als Berechnungsgrundlage für die Bestimmung der Profilgeometrie die in Kap. 3.1.2 beschrieben ist.

Tabelle 3.1: Auslegung 1 auf koaxialen Schnitten

r	$\beta_1(r)$	$\beta_2(r)$	$\frac{t}{l}(r)$	$D_w(r)$	$\Psi(r)$	$\varphi(r)$
0.075	59.54	38.08	0.850	0.551	0.611	0.667
0.080	60.32	41.83	0.962	0.544	0.537	0.625
0.085	61.11	45.09	1.065	0.521	0.476	0.588
0.090	61.89	47.94	1.177	0.514	0.424	0.556
0.095	62.67	50.46	1.279	0.494	0.381	0.526
0.100	63.43	52.69	1.382	0.473	0.344	0.500
0.105	64.17	54.68	1.484	0.460	0.312	0.476
0.110	64.89	56.47	1.586	0.447	0.284	0.455
0.115	65.59	58.08	1.698	0.434	0.260	0.435
0.120	66.26	59.55	1.791	0.410	0.239	0.417
0.125	66.90	60.88	1.900	0.407	0.220	0.400

3.1.2 Profilgeometrie

Die Profilgeometrie wird mit der analytischen Tropfenform der Bisuperellipse berechnet. Die Berechnungsformel der Bisuperellipse lautet:

$$\left(\frac{x}{a}\right)^n + \left(\frac{y}{b}\right)^m = 1 \quad (3.1)$$

Der Vorteil des analytischen Tropfens liegt in seiner Flexibilität. Man ist nicht an feste Profilformen gebunden. Durch einfache Variation der Parameter der Bisuperellipse lässt sich der Tropfen derart verändern, dass Forderungen hinsichtlich Kavitation bzw. Druckverteilung sowie Betriebsstabilität erfüllt werden. Für die Erzeugung des Tropfens werden mindestens zwei, ggf. mehrere Ellipsen aneinandergereiht. Für jede dieser einzelnen Ellipsen müssen die Parameter a , b , m und n festgelegt werden. Dabei bestimmt der Parameter a die Länge der Ellipse, der Parameter b bestimmt den halben Betrag der maximalen Dicke des Profils, m und n bestimmen die Form der Ellipse. x_d ist die Dickenrücklage des Profils, δ die Verlängerung des Tropfens. Der hier benutzte Tropfen besteht aus zwei Ellipsen mit den unten dargestellten Parametern. Die Auswahl des Wölbungswinkels erfolgt mit Hilfe der NACA-Unterlagen

Tabelle 3.2: Parameter für Bisuperellipse

Ellipse1:			
$m_1 = 2.0$	$n_1 = 2.0$	$a_1 = x_d = 0.35$	$b_1 = \frac{d}{2l} = 0.0375$
Ellipse2:			
$m_2 = 0.8$	$n_1 = 2.0$	$a_2 = 1 - x_d + \delta$	$b_2 = \frac{d}{2l} = 0.0375$

[36]. Sie liefern bei gegebenen Zu- und Abströmwinkel der Strömung einen Wölbungswinkel ϕ und einen Staffelungswinkel λ , für die der Profilverlust minimal wird. Obwohl sich die NACA-Unterlagen und damit die Ergebnisse der Untersuchungen auf die ganz bestimmten NACA-Tropfen beziehen, spricht vieles dafür, dass man die gewonnenen Ergebnisse auch auf andere Profilformen mit einem tolerierbaren Fehler übertragen kann. Man nutzt diese Tatsache und erhält einen Anhaltspunkt für die Wahl des Wölbungs- und Staffelungswinkels. Ausgehend von dieser Situation wird der Abströmwinkel mit Hilfe des Martensenverfahrens (gezeigt in 6.2) berechnet. In mehreren Schritten wird der Wölbungswinkel variiert bis der Abströmwinkel der Vorgabe genügt. Im letzten Schritt der Auslegung müssen die zweidimensionalen Profile zu der dreidimensionalen Schaufel aufgefädelt werden. In diesem Schritt kann die Form der Schaufel gezielt (z.B. schmutzabweisend) gestaltet werden.

3.2 Anwendung der CAX-Techniken

In diesem technologischen Teil der Arbeit wird gezeigt, wie die CAX-Techniken von der Auslegung bis zum Versuch verknüpft werden und ein Verdichter innerhalb von 24h

- ausgelegt,
- simuliert,
- gefertigt und
- vermessen

werden kann. Um die oben beschriebenen einzelnen Schritte zu verbinden, ist es nötig, neue Programmroutinen zu erschaffen, die den Austausch der Daten zwischen den einzelnen Hauptprogrammen ermöglichen. Der gesamte Prozess, von der Auslegung bis zum Vermessen der Axialmaschine, wird als CAX-Kette bezeichnet. Durch die enge Verzahnung der verwendeten Programme ist es möglich, die Auslegung, Simulation, Fertigung und Vermessung der Axialmaschine auf 24h zu verkürzen.

Der Begriff CAX steht als Oberbegriff für alle Computerunterstützten (Computer Aided) Technologien, die zur Beschleunigung des Entwicklungsprozesses eines Produktes beitragen. Typische CAX-Anwendungen sind nachfolgend aufgelistet:

- CAD Computer Aided Design
- CAM Computer Aided Manufacturing
- CAQ Computer Aided Quality Control
- CAE Computer Aided Engineering

In dieser Arbeit wird die Verknüpfung dieser Tools als CAX-Kette bezeichnet und für die automatisierte Auslegung des Verdichters genutzt. Es wird eine Auslegungssoftware für Axialbeschaufelungen basierend auf einem Martensenverfahren angewendet (CAE). Die von der Software erstellten Profildaten werden in einer dem CAD-System (hier I-DEAS Makro) verständlichen Sprache abgespeichert.

Dieser Datenfile kann sofort von dem CAD-System eingelesen werden. Die Schaufel kann dann in Form von dreidimensionalen Splines automatisch generiert werden. Im CAD-System wird aus den Splines mittels Funktionen wie

z.B. Loft das Laufrad aufgebaut und in die Gesamtkonstruktion integriert. Es besteht die Möglichkeit der Festigkeitsbetrachtung bzw. Schwingungsanalyse. Des Weiteren können Zeichnungsableitungen und CNC-Daten erstellt werden.

Mit einer Export-Schnittstelle kann eine STL-File (Stereolithographie-File) geschrieben werden. Dieser wird von einer Rapid-Prototyping-Maschine gelesen. Sie kann das Lauf- bzw. Leitrad in kürzester Zeit fertigen (CAM). Auslegung und Fertigung des Laufrades können innerhalb eines Tages erfolgen. Die kostengünstige Fertigung der Laufräder ermöglichen eine Vielzahl von experimentellen Untersuchungen. Mit der engen Verknüpfung dieser Auslegungsschritte können eine Vielzahl von Schaufelvariationen in kurzer Zeit getestet werden.

3.2.1 CAE-Auslegungssoftware

Um das Auslegungsprozedere zu beschleunigen, wird eine CAx-Kette aufgebaut. Alle Einzelschritte der Auslegung werden miteinander verknüpft. Während die gewünschte Kontinuität bei der manuellen Auslegung durch Vor- und Zurückschreiten immer wieder unterbrochen wird, ermöglicht eine CAx-Kette, die einzelnen Phasen der Auslegung in Bezug zu bringen.

Ziel ist es, die gesamte Produktinformation in einem Modell, dem integrierten Produktmodell [28], abzubilden. Ein erster Schritt ist die Implementation der oben genannten Auslegungsschritte in eine Auslegungssoftware im folgenden als **Axiblade** bezeichnet.

Die Vorgehensweise bzw. Struktur des Programms ist in Abbildung 3.2 gezeigt. Für die Interaktion mit dem Benutzer wurde das Programm in eine Oberfläche, gezeigt in den Abbildungen 3.3 bis 3.5, eingebunden. Die Interaktivität des Programms erlaubt die Variation aller Auslegungsparameter. Die Auswirkung auf die Zu- und Abströmwinkel bzw. die Profilgeometrie ist sofort erkenntlich.

Ein weiterer Vorteil des Programms ist die Möglichkeit, die gewonnenen Daten direkt zu visualisieren. Diese Möglichkeit ist ein Grundgedanke des CAx-Konzeptes. Die Visualisierung von Ergebnissen während der Auslegung macht den Prozeß sicherer und übersichtlicher.

Visualisierung bietet die Möglichkeit, bereits in einem frühen Stadium der Auslegung Fehler zu erkennen. So werden Unstetigkeiten im Schaufelverlauf, zu dünne Profile usw. vermieden. Fertigungstechnische Aspekte können berücksichtigt werden, um die Geometrie z.B. auf Schmiedbarkeit oder ähnliches zu prüfen.

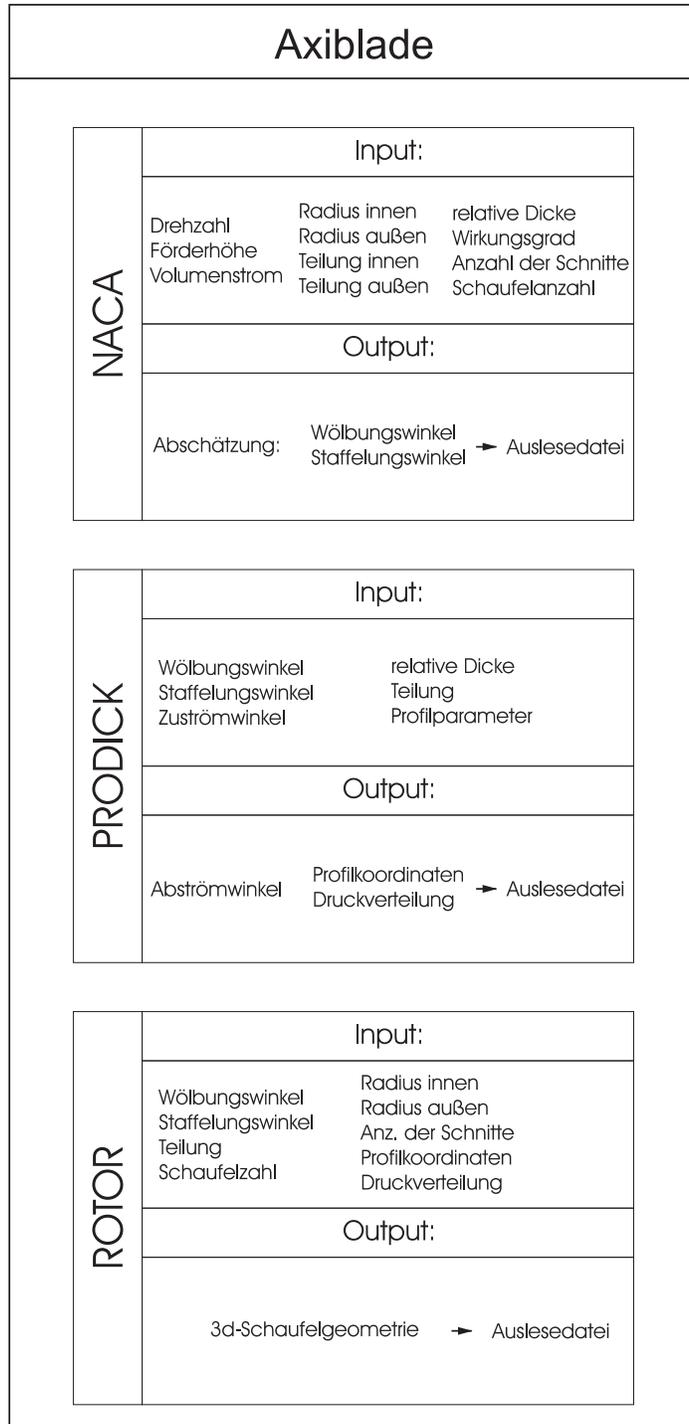


Abbildung 3.2: Programmstruktur

3. EXPERIMENTELLE UNTERSUCHUNGEN

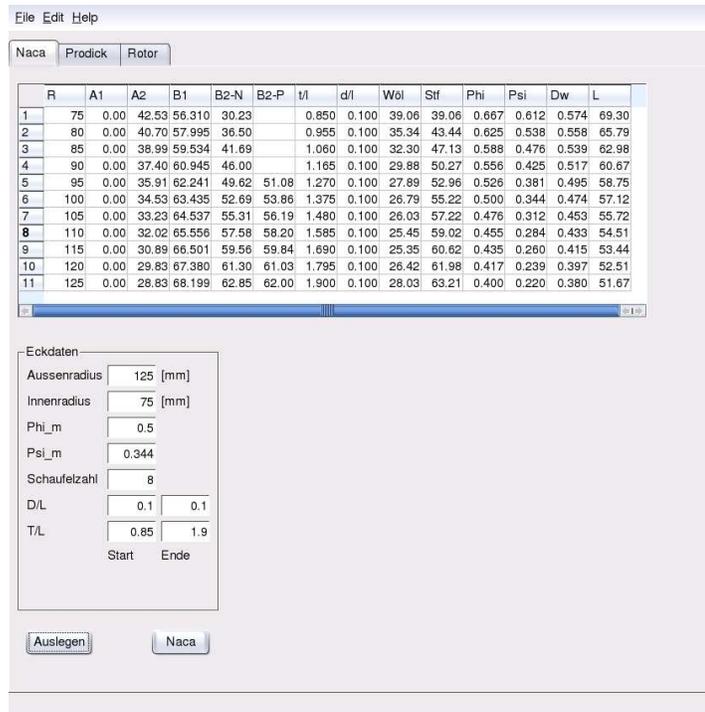


Abbildung 3.3: Programmoberfläche NACA Darstellung

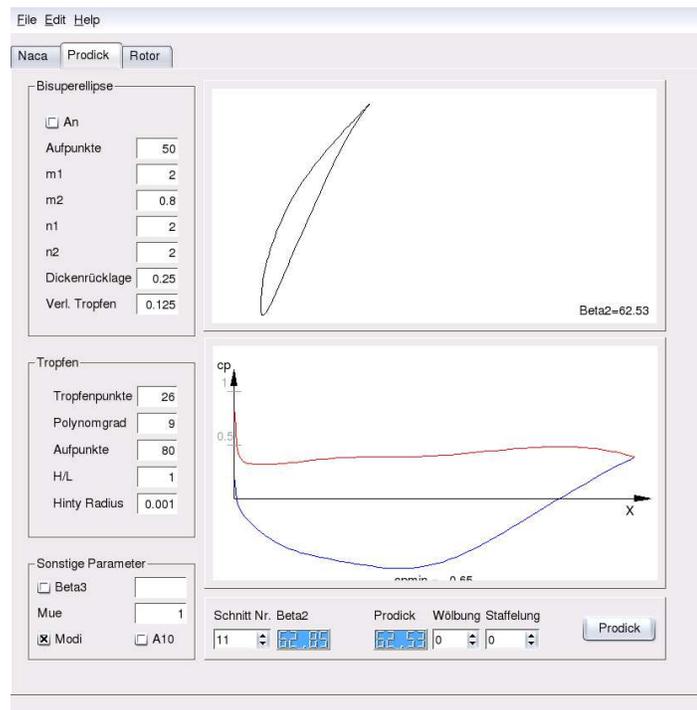


Abbildung 3.4: Programmoberfläche Prodick Darstellung

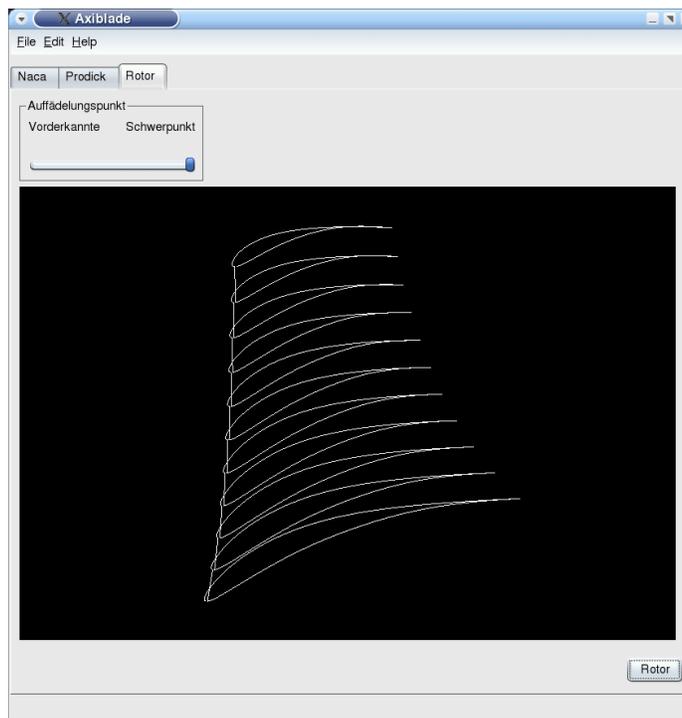


Abbildung 3.5: Programmoberfläche Rotor OGL Darstellung

3.2.2 CAD-Konstruktion der Prüfmaschine

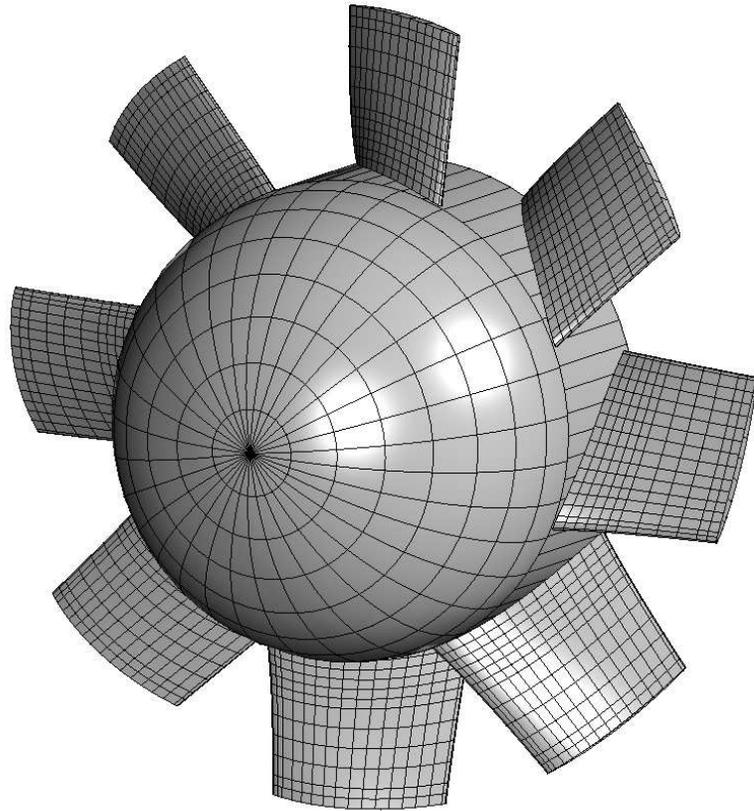


Abbildung 3.6: Rotor

Die Konturdaten der Schaufel werden in das CAD-System I-DEAS überführt. Der Aufbau der Schaufel erfolgt (gesteuert durch ein Makroprogramm) automatisch. Ein Makro steht für eine Aneinanderreihung von programmspezifischen Befehlen, die dem Benutzer eine immer wiederkehrende Reihenfolge von Befehlsabläufen automatisiert. Das Makro beginnt mit dem Aufbau der Schaufelkonturen als Drahtmodell. Diese kubischen, dreidimensionalen Splines sind die Grundlage für den Aufbau des Flächen- und Volumenmodells. Abbildung 3.6 zeigt die dreidimensionale Laufradgeometrie.

Das CAD-System bietet die Möglichkeit einer ersten Vernetzung der Schaufel mit Tetraeder-Elementen. Wahlweise kann eine Festigkeitsbetrachtung oder Strömungssimulation durchgeführt werden. Da die Netzqualität des CAD-Systems nicht ausreichend ist, um die Phänomene im Schaufelkanal zu erfassen, wird hier auf Kap. 2.5 verwiesen.

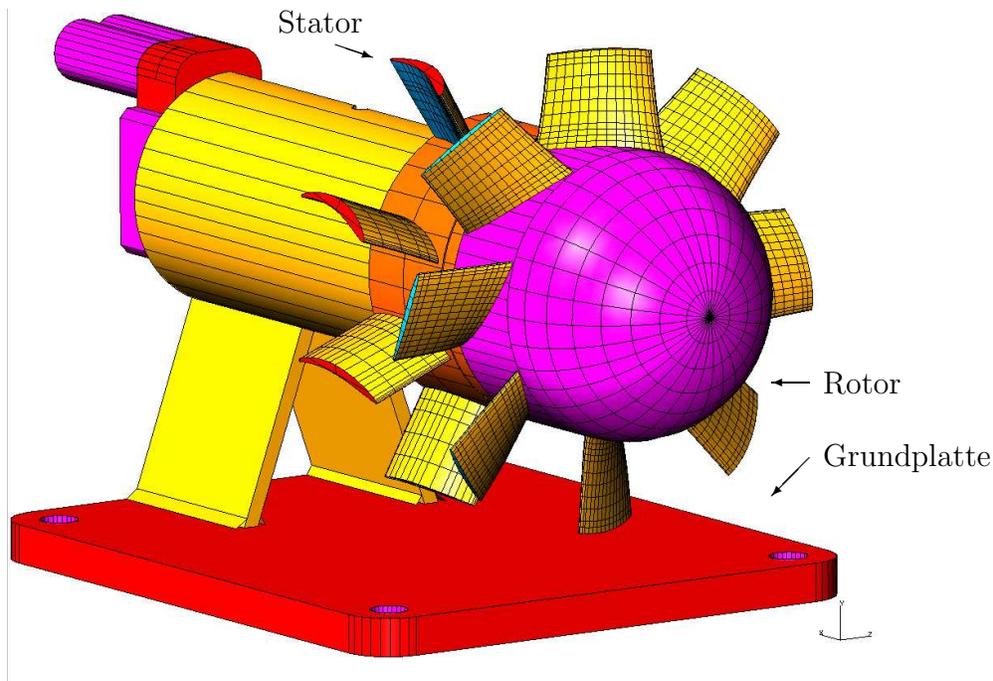


Abbildung 3.7: Prüfmaschine, Ansicht von links

Die in Kap. 3.1 entwickelte Rotor-Stator Konfiguration wird in eine Prüfmaschine (Abbildung 3.7) integriert. Im Vordergrund der Konstruktion steht hierbei die modulare Anordnung von Rotor und Stator. Sie sollten nach Möglichkeit sehr einfach zu wechseln sein, um eine schnelle Variation der Schaufelgeometrie zu ermöglichen. Abbildung 3.8 zeigt den Aufbau der Prüfmaschine.

In der Nabe befinden sich der Motor, eine Kupplung sowie die Lagerung der Maschine. Der Motor ist ein Synchron-Servomotor mit einer variablen Drehzahl, gesteuert durch einen PC. Maximal erreichbar sind 6000 U/min und eine Leistung von 1.2 kW. Die exakte Drehzahlregelung des Motors vereinfacht die Messung des Kennfeldes der Maschine.

Eine Kupplung verbindet Motor und Lagerwelle. Sie ermöglicht ruhigen Lauf und Dämpfung der Vibrationen durch ein Kunststoffelement. Die Kupplung kann durch Verschieben in axialer Richtung getrennt werden. Der Rotor kann durch die Kupplung mit Antriebswelle und Lagerung in axialer Richtung aus dem Gehäuse herausgezogen und gewechselt werden.

Die Lagerung besteht aus zwei Axial- Radial- Rillenkugellagern. Sie werden durch Exzenterringe auf der Antriebswelle befestigt.

Antriebswelle und Rotor sind mit einer Presspassung verbunden. Mit geringem Aufwand ermöglicht die Passung ein Auf- bzw. Abziehen des Kunst-

3. EXPERIMENTELLE UNTERSUCHUNGEN

stoffrotors. Der Stator bildet die Verbindung zum Gehäuse. Die gesamte Konstruktion ist sehr kompakt und von geringem Gewicht.

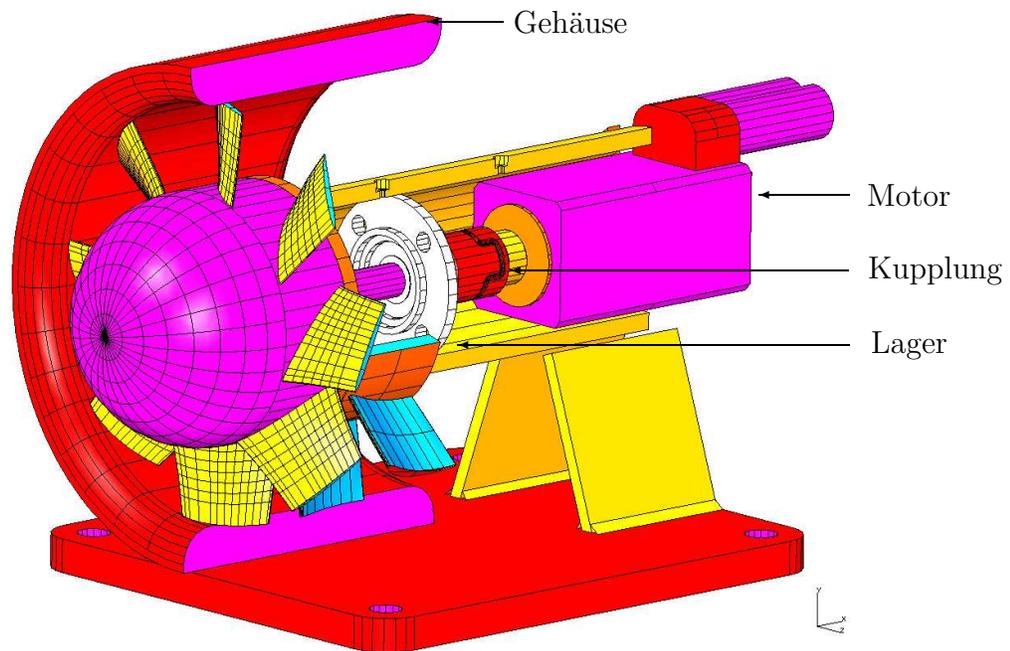


Abbildung 3.8: Prüfmaschine Ansicht von rechts (Schnitt)

3.2.3 CAM-Fertigung des Prototypen

Rotor und Stator werden mit einer Rapid-Prototyping-Maschine im Selective Laser Sintering hergestellt. Bei diesem Verfahren werden die CAD-Daten des Bauteils in dünne Scheiben unterteilt. Diese Scheiben können dann Schicht für Schicht aus Keramik, Metall oder Kunststoff aufgebaut werden. Der Laser fokussiert in der Ebene der dünnen Schicht und verschweißt lokal das Material. Der Support der Maschine senkt sich um Schichtdicke, und eine neue Pulverschicht wird mit einer Walze aufgetragen. Dieser Vorgang wiederholt sich bis zur Vervollständigung des Bauteils. So ist es möglich, innerhalb eines Tages eine neue Rotor-Stator Konfiguration zu fertigen.

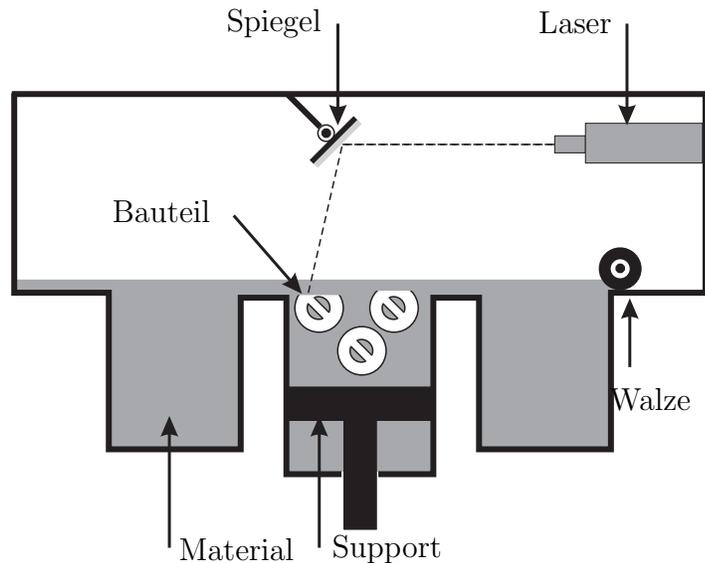


Abbildung 3.9: Prinzip des Selective Laser Sinterns

Abbildung 3.10 zeigt den Prototyping-Rotor bereits auf der Antriebswelle verpresst. Die Lagerung wurde über die Exzenterringe befestigt. Am rechten Ende der Welle ist die Kupplungsklaue montiert.

Abbildung 3.11 zeigt den Stator als Support für das Gehäuse. Er wurde ebenfalls mit Nabe und Gehäuse verpresst. Im Inneren der Nabe ist das Gegenstück der Kupplung zu sehen. Für die Endmontage wird der vormontierte Rotor in die Gehäusebohrung eingeschoben und mittels einer auf dem Radius angeordneten Schraube verspannt.

3. EXPERIMENTELLE UNTERSUCHUNGEN

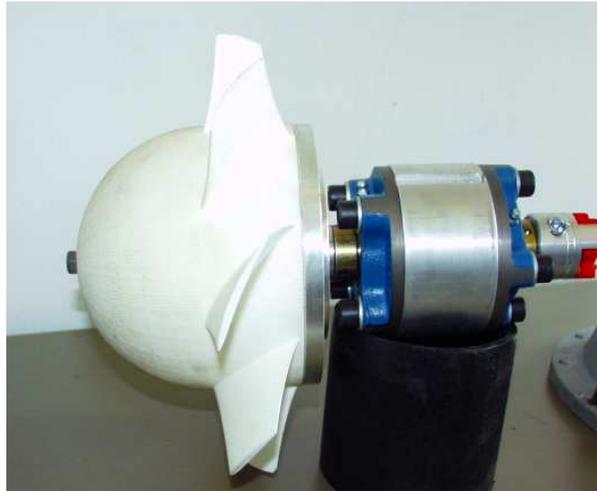


Abbildung 3.10: Rotor und Lager



Abbildung 3.11: Stator im Gehäuse

3.3 Versuchseinrichtung

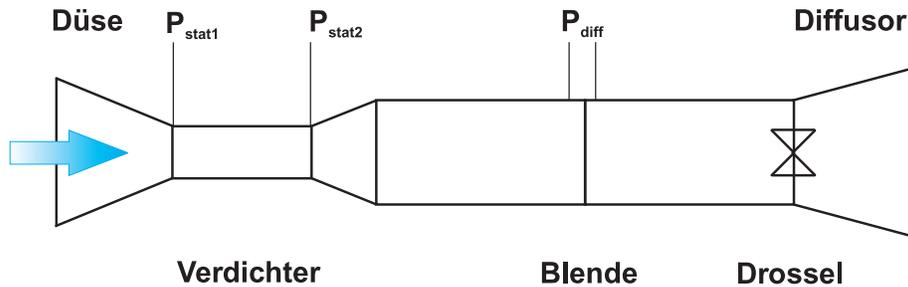


Abbildung 3.12: Versuchsaufbau

Die offene Versuchsanlage, skizziert in Abbildung 3.12, wird für die Kennliniennmessung benutzt. Ihr Aufbau ist sehr einfach und dadurch kostengünstig. Um die Strömungsverluste der Anlage so gering wie möglich zu halten, wurde ein Rohrdurchmesser von 500mm gewählt. Am Anfang der Messstrecke ist eine Einlaufdüse. Der Luftstrom wird beschleunigt und tritt in den Axialverdichter ein (Rohrdurchmesser 250mm). Die Druckdifferenz wird über statische Druckmessbohrungen vor und hinter dem Verdichter gemessen. Nach einer Beruhigungsstrecke folgt die Messung des Volumenstroms. Gemessen wird der Differenzdruck über eine Blende, gefertigt nach ISO 5167-2 [8] mit einer Flanschdruckentnahme. Die vier Druckbohrungen sind um jeweils 90° versetzt.



Abbildung 3.13: Blende

3. EXPERIMENTELLE UNTERSUCHUNGEN

Die Druckmessung erfolgt mit Druckaufnehmern der Firma *Testo* vom Typ 0638.1445C. Der Messbereich liegt bei 0 – 1000 *Pa* mit einer Genauigkeit von ± 3 *Pa*. Nach einer weiteren Beruhigungsstrecke folgt die Drossel der Anlage mit einem anschließenden Diffusor zur Minimierung der Austrittsverluste. Die Verifizierung der Messstrecke erfolgte mit einer weiteren Messeinrichtung. Eine bereits geeichte Venturidüse mit dem Nenndurchmesser von 100mm ist zur Überprüfung benutzt worden. Die maximale Abweichung bei der Blende beträgt bei störungsfreier Zuströmung ca. 3%.



Abbildung 3.14: Verdichter



Abbildung 3.15: Einlaufdüse

3.4 Diskussion der Messergebnisse

Mit der in Kap. 3.3 beschriebenen Versuchseinrichtung wurde der Axialverdichter in mehreren Schritten über die Abreißgrenze hinaus gedrosselt. Die Diskussion der Messergebnisse beschränkt sich auf den Bereich zwischen Auslegungspunkt und Abreißgrenze (vor dem Stall).

Es wurde versucht, den Abreißpunkt (Pumpgrenze), erkennbar durch einen starken Abfall der Totaldruckerhöhung, bestmöglich zu erfassen. Dieses Prozedere wurde für die Drehzahl 2700 U/min, 3000 U/min und 3300 U/min wiederholt. Abbildung 3.16 zeigt die drei Kennlinien der verschiedenen Drehzahlen.

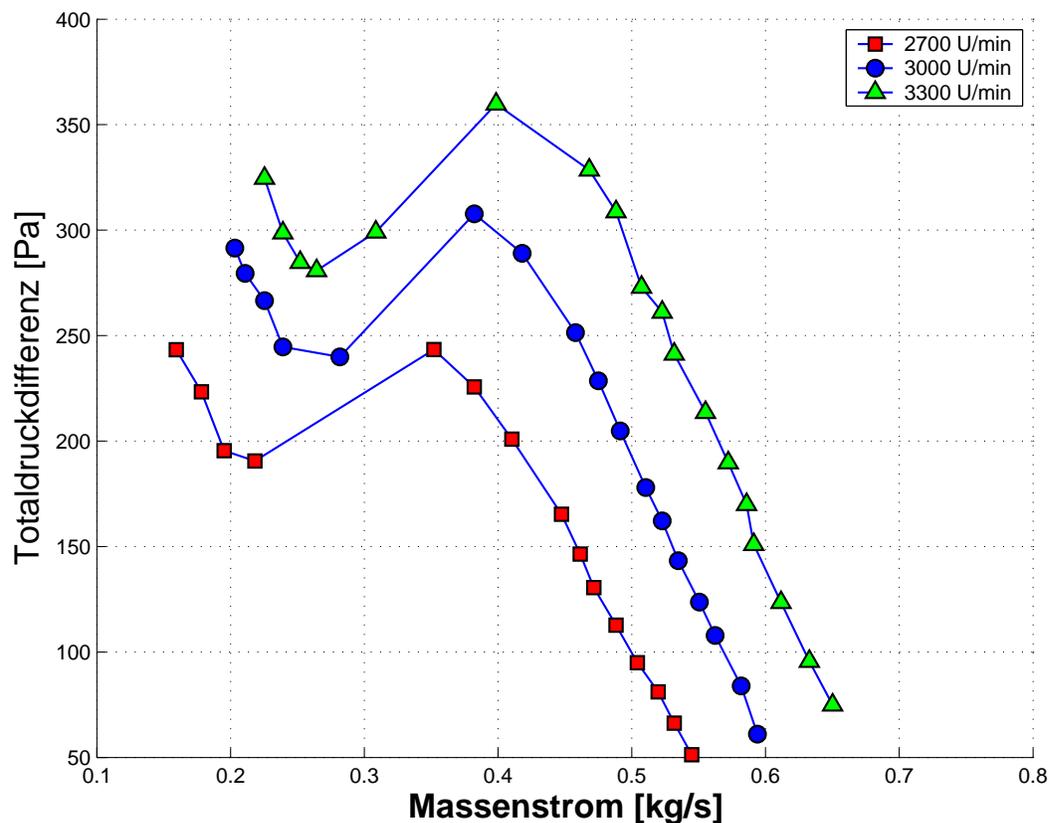


Abbildung 3.16: Kennlinie

Wird der Massenstrom durch Drosselung verringert, steigt zunächst die Gesamtdruckdifferenz für alle drei Drehzahlen an. Ab einem gewissen Punkt fällt bei weiterer Drosselung die Gesamtdruckdifferenz stark ab. Die Maschine befindet sich im Stall-Bereich. Bei allen drei Drehzahlen ist deutlich der

3. EXPERIMENTELLE UNTERSUCHUNGEN

Einbruch des Totaldrucks zu erkennen.

Für den Vergleich der Kennlinie bei 3000 U/min mit der numerischen Simulation werden die dimensionslosen Größen φ und ψ folgendermaßen gebildet:

$$\varphi = \frac{C_m}{U_m} \quad \psi = \frac{\Delta p_{tot}/\rho}{U_m^2} .$$

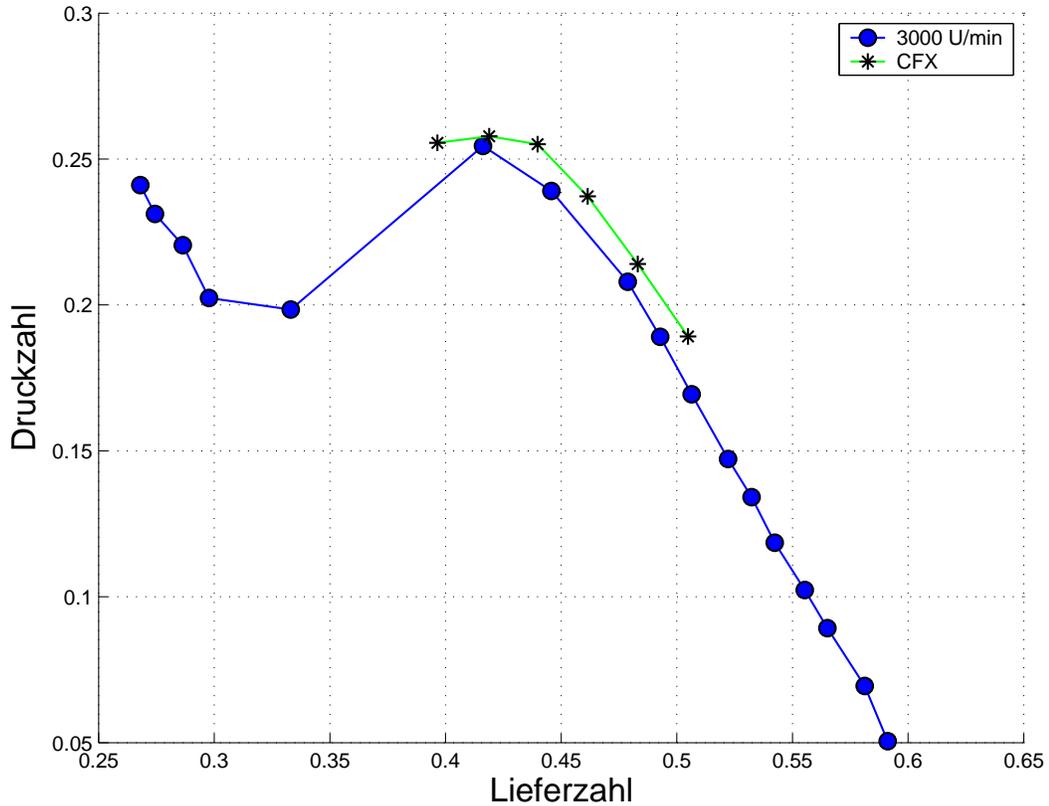


Abbildung 3.17: Kennlinie

Abbildung 3.17 zeigt die bei 3000 U/min gemessene Kennlinie im Vergleich mit der numerischen Simulation. Die Simulation wurde mit dem Stage Interface (siehe Kap. 2.8) durchgeführt. Der wesentliche Vorteil des Stage Interfaces ist die genauere Abbildung der Kennlinie.

Betrachtet man zunächst den Teillastbereich, so ist eine Übereinstimmung der numerischen Simulation mit einem erkennbaren Abstand zur Messung zu beobachten. Eine sehr gute Übereinstimmung wird bei der Steigung der Kennlinie wiedergegeben.

Die Abweichung beträgt im Betriebspunkt $\varphi = 0.5$ ca. 9%. Dieser Fehler setzt sich aus den Unsicherheiten in der Messung und der numerischen Simulation zusammen. Der Abreißpunkt kann von der Simulation nur tendenziell wiedergegeben werden. Es ist mittels des Stage Interface nicht mehr möglich, konvergente Lösungen links von der "numerischen" Abreißgrenze ($\varphi \approx 0.375$) zu erzeugen. Ein ausgeprägter Abfall in der Gesamtdruckdifferenz ist nicht zu erkennen.

Einer der Gründe für die Unschärfe der "numerischen" Abreißgrenze ist die mangelnde Erfassung des Wirbelverhaltens bei einer quasi stationären Betrachtung. Kurz bevor der Verdichter die Abreißgrenze überschreitet, kommt es zum sog. Vortex Breakdown, bekannt aus der Forschung am Deltaflügel. Dieses Phänomen kann in zwei Breakdown-Typen unterteilt werden:

- Spiral Type
- Bubble Type

In einer Axialmaschine wurde der Vortex Breakdown Spiral Type zunächst numerisch (z.B von Inoue [25]) und in einer Veröffentlichung von Goltz [14] experimentell festgehalten. Die Spaltwirbeltrajektorie folgt bei dem Spiral Type Vortex nicht mehr einer leicht gekrümmten Linie wie in Abbildung 2.24 und 2.25, sondern bildet sich spiralförmig aus. Das Aufplatzen des Wirbels führt schließlich zu der enormen Verblockung im oberen Schaufelkanal, gekennzeichnet durch den starken Abfall in der Gesamtdruckdifferenz. Goltz und Inoue beschreiben das Wirbelverhalten als instationär. Diese Wirbeldynamik kann bei einer quasistationären Simulation nicht aufgelöst werden, da die Simulation nur das zeitliche Mittel dieses instationären Wirbelverhaltens abbilden kann. In der Realität befinden sich in der Wirbelkernnähe sehr starke Gradienten. Diese Gradienten können aufgrund unzureichender Netzauflösung und numerischer Dissipation in einer Simulation nicht abgebildet werden.

4

Zusammenfassung und Ausblick

In der vorliegenden Arbeit wurde sowohl ein wissenschaftliches, als auch ein technologisches Ziel verfolgt.

Das wissenschaftliche Ziel behandelte die numerische Simulation eines in dieser Arbeit ausgelegten einstufigen Axialverdichters. Hierzu wurden zwei CFD-Codes (FLUENT und CFX) mittels zwei unterschiedlicher Methoden verifiziert. Mit der Hilfe eines mathematischen Ansatzes konnte der Fehler und die Ordnung des Verfahrens am Beispiel der laminaren Rohrströmung ohne Kenntnis der exakten Lösung abgeschätzt werden. Eine weitere Verifizierung wurde mit experimentellen Daten vorgenommen. Ein vom DLR vermessenes 9c7/31,5c50 Verdichterprofil wurde zum Vergleich herangezogen. Die dimensionslose Druckverteilung und der Abströmwinkel stimmen gut mit dem entsprechenden Ergebnis der CFD-Codes FLUENT und CFX überein. Ebenfalls war eine gute Übereinstimmung der Ergebnisse der Auslegungssoftware Axiblade zu berichten.

Der CFD-Code CFX wurde für die Simulation der Verdichterstufe gewählt, da er die besseren Werkzeuge bei der Vernetzung des Schaufelkanals lieferte. Bei der Untersuchung der Ergebnisse des CFD-Codes stand die Identifizierung der Strömungsphänomene im Schaufelkanal im Vordergrund. Insbesondere wurde deren Verhalten im Teillastbereich der Maschine untersucht. Es wurden zwei verschiedene Interfaces für die Simulation genutzt. Für die Betrachtung der Phänomene und deren Ausbreitung im Schaufelkanal wurde mit dem Frozen Rotor Modell gerechnet. Die Kennlinie der Maschine wurde mit dem Stage-Interface berechnet.

Drei verschiedene Methoden der Identifizierung von Wirbeln wurden vorgestellt sowie deren Vor- und Nachteile dargestellt. Dabei zeigte sich die Helicity (bzw. normalized Helicity) als die sinnvollste Methode, Wirbelkerne zu identifizieren. Dominante Wirbelstrukturen wie z.B. der Spaltwirbel wurden vom Code angezeigt. Ebenfalls wurde das Verhalten des Spaltwirbels im Teillast-

bereich korrekt wiedergegeben. Das von Saathoff [42] aus Gitteruntersuchungen beschriebene Aufstellen der Wirbeltrajektorie und die Verlagerung des Ansatzpunktes des Wirbels in Richtung des Staupunktes der Schaufel konnte auch in der Simulation der Strömung in der Maschine beobachtet werden.

Der Vortex breakdown Spiral Type, beschrieben von Inoue [25] (numerisch) und Goltz [14] (experimentell), konnte in der quasistationären Simulation nicht eindeutig festgestellt werden. Weitere vom Code angezeigte Phänomene waren der Eckenwirbel, sowie der Hinterkantenwirbel im Nachlauf der Rotorbeschaufelung.

Die Identifizierung der Phänomene in der Statorbeschaufelung zeigte die Erhaltung des Spaltwirbels und des Hinterkantenwirbels (initiiert vom Rotor) über das Interface hinweg. Kleinere Wirbelstrukturen waren durch die Komplexität des Strömungsfeldes nicht auffindbar.

Eine weitere Fragestellung war die Gültigkeit des in dieser Arbeit entstandenen Auslegungstools **Axiblade**. Es wurde ein Maß entwickelt, mit dessen Hilfe die quantitative Abweichung der Strömung vom koaxialen Schnitt der Schaufel bestimmt werden konnte. Mit Hilfe dieser Größe konnte festgestellt werden, dass für die Abweichung vom koaxialen Schnitt maßgeblich die dominanten Schaufelkanalphänomene verantwortlich sind und die Abweichung im Teillastbereich stark zunimmt.

Die Untersuchungen haben gezeigt, dass die potentialtheoretische Auslegung ab einer dimensionslosen Kanalhöhe von $\frac{\Delta H}{H} = 0.9$ am Außenschnitt der Schaufel im Auslegungspunkt keinen Sinn macht. Die für die Auslegung notwendige Annahme der ebenen Strömung ist nicht gewährleistet. Dieser ungültige Bereich erweitert sich mit zunehmender Drosselung der Maschine. Bei 70% Teillast ist die potentialtheoretische Auslegung nur noch in sehr eng begrenzten Bereichen $\frac{\Delta H}{H} = 0.4$ bis $\frac{\Delta H}{H} = 0.8$ anwendbar.

Der technologische Teil der Arbeit behandelte den Aufbau einer CAx-Kette. Hauptbestandteil dieser Kette ist die Auslegungssoftware Axiblade. Sie vereint die Berechnung der Zu- und Abströmwinkel, die Auswahl von Wölbungs- und Staffelungswinkel aus den NACA Unterlagen, die Berechnung der Druckverteilung mit einem Singularitätenverfahren und den Aufbau der dreidimensionalen Schaufelkontur. Die Geometriedaten der Schaufel wurden in einem dem CAD-System verständlichen File (IDEAS Makrosprache) von Axiblade abgespeichert. Dieses File konnte direkt vom CAD-System I-DEAS eingelesen und zu dem Volumenmodell des Rotors erweitert werden.

Innerhalb des CAD-Systems wurden eine Vielzahl von Operationen durchgeführt:

- Design der Prüfmaschinenbauteile
- Erstellung der Baugruppe (Montierbarkeit, Kollisionsbetrachtung)
- Festigkeitsbetrachtung der Schaufel
- Zeichnungsableitung
- Export des Stereolithographie-Files

Nach dem Prototyping von Rotor- und Statorbeschaufelung konnten diese in die Prüfmaschine integriert werden. Die Prüfmaschine bietet durch ihren modularen Aufbau die Möglichkeit, Rotor- und Statorbeschaufelung mit geringem Aufwand zu wechseln. Die Grundvoraussetzung für zukünftige Parameterstudien ist somit gegeben.

Mit einer verifizierten Versuchsstrecke konnte die Kennlinie des Axialventilators bei drei verschiedenen Drehzahlen gemessen werden. Die Simulation zeigte über einen großen Bereich des Teillastgebietes gute Übereinstimmung mit dem Experiment. Jedoch konnte der Stall der Maschine nicht exakt abgebildet werden. Ursachen für die Abweichung könnte die mangelnde Erfassung des Wirbelverhaltens des CFD-Codes sein, sowie die nicht konservative Mischungsebene.

Die Grundlage für die schnelle Auslegung von Axialverdichtern und deren Parameterstudie ist mit dieser Arbeit geschaffen worden. In Zukunft sollte die Messtechnik der Versuchsstrecke weiter ausgebaut werden. Die Möglichkeit eines besseren Vergleichs zwischen Messung und Simulation sollte ein erstes Ziel sein. Hierzu könnten Druckmessbohrungen (gezeigt in Abbildung 4.1) auf verschiedenen Höhenschnitten der Statorbeschaufelung Aufschluss über den Grad der Verblockung innerhalb der Statorbeschaufelung geben. Diese Druckbohrungen müssen nicht nachträglich angefertigt werden. Die Rapid-Prototyping-Maschine kann die Schaufel, gezeigt in Abbildung 4.1, in einem Arbeitsgang fertigen. Traversiermessungen mit einer Fünflochsonde könnten Aufschluss über das Strömungsbild unmittelbar hinter dem Rotor bzw. Stator geben.

In der Simulation konnte mit den vereinfachten Rechenmodellen "Mixing Plane" und "Frozen Rotor" keine ausreichende Genauigkeit bezüglich des Teillastverhaltens der Maschine erzielt werden. Ein weiterführender Ansatz wird von Adamczyk [1] bzw. Rhie [40] beschrieben. Durch die Definition zeitlich gemittelter Operatoren, die auf die Navier-Stokes Gleichungen angewendet werden, werden an jeder Stelle im Strömungsfeld über eine Teilung hinweg die instationären Zeitskalen durch Mittelung substituiert. Die Mittelung bewirkt in den Navier-Stokes Gleichungen Zusatzglieder, sog. "Deterministic

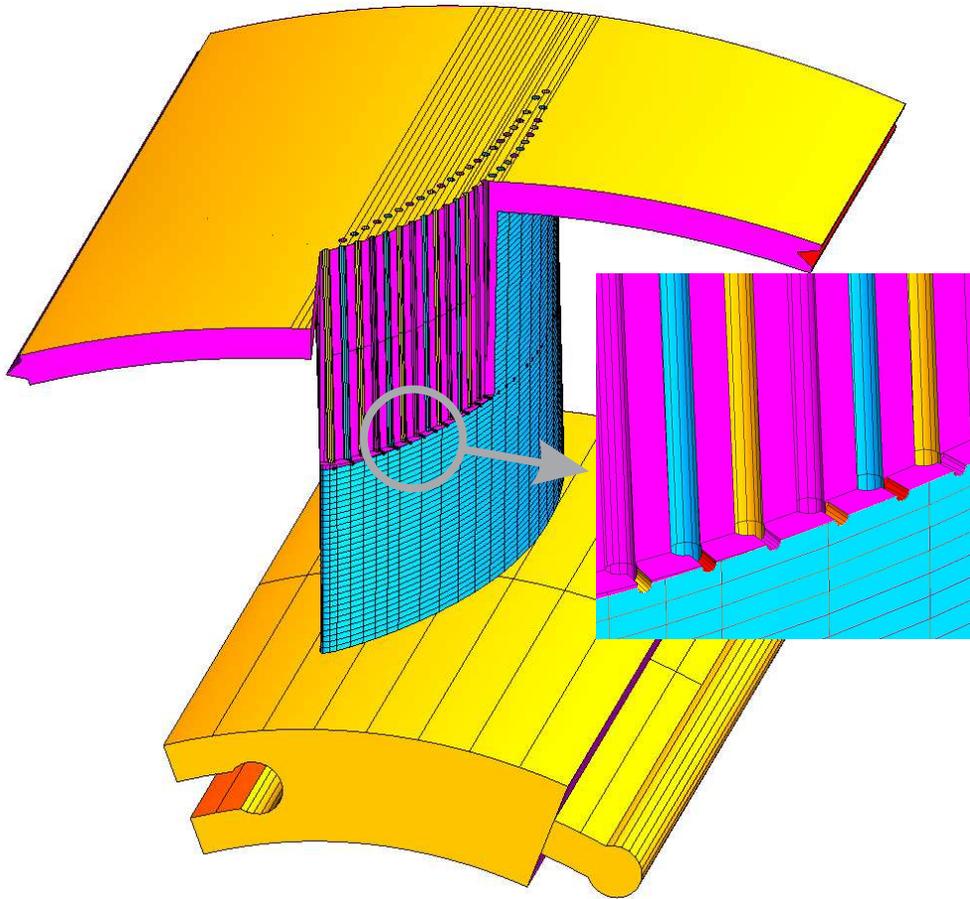


Abbildung 4.1: Druckmessbohrungen am Stator

Stresses”, die bei der Durchführung der Strömungssimulation mit berücksichtigt werden müssen. Mit dieser Methode ist es möglich, die Rechenzeiten einer Simulation für eine instationäre Turbomaschinenströmung auf heutigen Rechenanlagen drastisch zu reduzieren.

5

Nomenklatur

5.1 Formelzeichen

Symbol	Einheit	Bezeichnung
A	$[m]$: Wandabstand
C	$\frac{m}{s}$: Absolutgeschwindigkeit
c_p	$[-]$: Druckkoeffizient
D_w	$[-]$: Belastungszahl
F	$[m^2]$: Fläche
H	$[m]$: Kanalhöhe
K	$[\frac{m^2}{s^2}]$: zeitlich gemittelte spez. turbulente kinetische Energie
k	$[\frac{N}{m^3}]$: Impulsquellterm
l_ϵ	$[m]$: Längenparameter
n	$[\frac{1}{min}]$: Drehzahl
\dot{m}	$[\frac{m^3}{s}]$: Massenstrom
p	$[Pa]$: statischer Druck
R	$[-]$: Reaktionsgrad
Re	$[-]$: Reynoldszahl
r	$[m]$: Radius

Symbol	Einheit	Bezeichnung
t	$[s]$: Zeit
U	$[\frac{m}{s}]$: Umfangsgeschwindigkeit
V	$[m^3]$: Volumen
\dot{v}	$[\frac{m^3}{s}]$: Volumenstrom
W	$[\frac{m}{s}]$: Relativgeschwindigkeit
β	[Grad]	: Zu- bzw. Abströmwinkel bezogen auf Maschinenachse
ϵ	$[\frac{m^2}{s^3}]$: Turbulenzdissipation
λ	[Grad]	: Staffelungswinkel
μ	$[\frac{kg}{m \cdot s}]$: dynamische Viskosität des Fluids
μ_t	$[\frac{kg}{m \cdot s}]$: dynamische turbulente Viskosität
ν	$[\frac{m^2}{s}]$: kinematische Viskosität des Fluids
ν	$[\frac{m^2}{s}]$: kinematische turbulente Viskosität
φ	[-]	: Lieferzahl
ρ	$[\frac{kg}{m^3}]$: Dichte des Fluids
τ	$[\frac{N}{m^2}]$: Spannung
Ψ	[-]	: Druckzahl
ω	$[\frac{1}{s}]$: Kreisfrequenz

Die Bedeutung nicht aufgeführter Formelzeichen geht aus den betreffenden Textstellen hervor.

5.2 Indizes

Indizes	Bezeichnung
abs	: absolut
hub	: Nabe
M	: meridional
m	: Mittelschnitt
rel	: relativ
stat	: statisch
tot	: total
tip	: Gehäuse
T	: tangential
th	: theoretisch
1	: Schaufeleintrittsebene
2	: Schaufelaustrittsebene

5.3 Abkürzungen

Abkürzung	Bezeichnung
CAD	: Computer aided design
CAE	: Computer aided engineering
CAM	: Computer aided manufacturing
CFD	: Computational Fluid Dynamics
CFX	: CFD-Software
Fluent	: CFD-Software
FVM	: Finite-Volumen-Methode
HKW	: Hinterkantenwirbel
I-DEAS	: CAD-System
NACA	: National Advisory Committee for Aeronautics
OpenGL	: open graphics language

5.4 Mathematische Konventionen

- Alle Gleichungen sind in einem kartesischen Koordinatensystem definiert.
- Vektorgrößen sind mit einem Pfeil (z.B. \vec{v}) gekennzeichnet.
- Für den Nablaoperator gilt

$$\nabla = \begin{pmatrix} \frac{\partial}{\partial x} \\ \frac{\partial}{\partial y} \\ \frac{\partial}{\partial z} \end{pmatrix}$$

- Für den Laplaceoperator gilt

$$\Delta = \begin{pmatrix} \frac{\partial^2}{\partial x^2} \\ \frac{\partial^2}{\partial y^2} \\ \frac{\partial^2}{\partial z^2} \end{pmatrix}$$

- Für den Orts- bzw. Geschwindigkeitsvektor gilt

$$\vec{x} = \begin{pmatrix} x \\ y \\ z \end{pmatrix} \quad \vec{v} = \begin{pmatrix} u \\ v \\ w \end{pmatrix}$$

Literaturverzeichnis

- [1] Adamczyk J.J., Model Equation for Simulating Flows in Multistage Turbomachinery, ASME Paper 94-GT-111, 1985
- [2] AEA Technology GmbH, Online Help CFX 5.6, Otterfing, 2003
- [3] Armstrong, NcD., The secondary flow in a Cascade of Turbine Blades, ARC R&M 2979, 1957
- [4] Breisig V., Experimentelle und numerische Untersuchung der Leitradströmungen in einem 1.5-stufigen Axialturbinenprüfstand, Dissertation Ruhr-Universität Bochum, 2000
- [5] Böhle, M., Berechnung der reibungslosen inkompressiblen Strömung für vorgegebene ebene Schaufelgitter, Diplomarbeit Nr.180, Institut für Strömungsmechanik TU Braunschweig, 1987
- [6] Böhle M., Vorlesungsskript Höhere Strömungsmechanik, http://www2.uni-wuppertal.de/FB12/lg6/pdf_ps/vorl_pot.pdf, Bergische Universität Wuppertal, 2003
- [7] Cumpsty N.A., Compressor Aerodynamics, Addison Wesley Longman Limited, England, 1989
- [8] DIN EN ISO 5167, Durchflussmessung von Fluiden mit Drosselgeräten in voll durchströmten Leitungen mit Kreisquerschnitt, Deutsches Institut für Normung, Beuth Verlag, Berlin, 2000
- [9] Denton J.D., Loss Mechanisms Part II: Loss Generation in Turbomachines, Turbomachinery Aerodynamics, Programme for Industry, University of Cambridge, 1991
- [10] Dring R. P., Sprout W. D., Weingold H. D., A Navier-Stokes Analysis of the Effect of Tip Clearance on Compressor Stall Margin, ASME Paper No. 95-GT-190, 1995

-
- [11] Dorney D. J., Davis R. L., Navier-Stokes Analysis of Turbine Blade Heat Transfer and Performance, *Journal of Turbomachinery*, pp.795-806, 1992
- [12] Ferziger Joel H., Milovan Perić, *Computational Methods for Fluid Dynamics*, Springer Verlag, New York, 1999
- [13] Giboni A., Experimentelle und numerische Untersuchung der instationären Wechselwirkung zwischen Deckbandströmung und Hauptströmung einer 1.5-stufigen Axialturbine, *Dissertation Ruhr-Universität Bochum*, 2000
- [14] Goltz I. et al, Stall inception phenomena in a single-stage axial-flow pump, *Journal of Power and Energy*, Vol. 217 , pp. 471-479, IMechE 2003
- [15] Gröbel K.-H., Vorlesungsmanuskript *Technische Mechanik: Kinematik und Kinetik*, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, 2003
- [16] Hah C., A Navier-Stokes Analysis of Three-Dimesnionsal Turbulent Flows Inside Turbine Blade Rows at Design and Off-Design Conditions, *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 106, pp. 421-429, 1984
- [17] Hall M. C., Vortex Breakdown, *Annual Reviews of Fluid Mechanics* , Vol. 4, Page 195-218, 1972
- [18] Hah C.,A Numerical Modeling of Endwall and Tip-Clearance Flow of an Isolated Compressor Rotor, *ASME Paper No. 85-GT-116*, 1985
- [19] Hartland J. C., Gregory-Smith D. G., Harvey N. W., Rode M. G., Non-axisymmetric Turbine End Wall Design: Part II-Experimental Validation, *Journal of Turbomachinery*, Vol. 122, pp. 286-293, 2000
- [20] Harvey, W. Neil, Rose, G. Martin, Taylor, D. Mark, Shahrokh, Hartland, ,J. Smith, G. Smith, G. David, Nonaxisymmetric Turbine End Wall Design: Part I-Three-dimensional Linear Design System, *Journal of Turbomachinery*, Vol. 122, pp. 278-285, 2000
- [21] Hawthorne, W. R.,Rotational Flow Through Cascades, *J.Mech. & Appl. Math.*, Vol. 3, 1955
- [22] Hunter I. H.,Cumpsty N. A., Casing Wall Boundary Layer Development Through an Isolated Compressor Rotor, *ASME Journal of Engineering for Power*, Vol. 104, No.4

- [23] Hübner J., Randströmung in Verdichtergittern, Forschungsvorhaben Nr. 574, Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e.V, Heft 612, Frankfurt am Main, 1996
- [24] Inoue M., Kuromaru M., Fukuhara M., Behavior of Tip Leakage Flow Behind an Axial Compressor Rotor, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 108, pp. 7-14, 1986
- [25] Inoue M., Furukawa M., Physics of Tip Clearance Flow in Turbomachinery, ASME Paper No. FEDSM2002-31184, CANADA, Montreal, 2002
- [26] Itter L., Boehle M.: Determining the quality of numerical solutions of flows through turbomachinery components, ASME Paper No. FEDSM2002-31319, CANADA, Montreal, 2002
- [27] James E. A. John, William Haberman, Introduction to Fluid Mechanics, Prentice-Hall, Inc., New Jersey, 1971
- [28] Kauker J., Wissenspräsentation durch Constraints in parametrisierten Produktmodellen, VDI Berichte Nr. 1079, Düsseldorf 1993
- [29] Kawai T., Shinoki S., Adachi T., Secondary Flow Control and Loss Reduction in a Turbine Cascade Using Endwall Fences, JSME international Journal Series II Vol. 32 Nr.3, pp 375-387, 1989
- [30] Klein A., Untersuchungen über den Einfluss der Zuströmrenzschicht auf die Sekundärströmung in den Beschaufelungen von Axialturbinen, Forsch. Ing., Bd. 32, Nr 6, 1966
- [31] Kunz R.F., Lakshminarayana B., Basson A. H.,: Investigation of Tip Clearance Phenomena in an Axial Compressor Cascade Using Euler and Navier-Stokes Procedures, ASME Paper No. 92-GT299, 1992
- [32] Lakshminarayana B. Horlock J.H., Leakage and Secondary Flow in Compressor Cascades, Aeronautical Research Council R and M 3483, 1967
- [33] Langston L. S., Secondary Flows in Axial Turbines -A Review, Annals of the New York academy of Sciences, pp. 11-26, 2001
- [34] Langston L. S., Nice M. L., Hooper R. M., Three-Dimensional Flow Within a Turbine Blade Passage, ASME Journal of Engineering for Power, Vol 99 , No. 1, pp. 21-28, Jan. 1977
- [35] Moore J., Smith B. L., Flow in a Turbine Cascade Part 2: Measurement of Flow Trajectories by Ethylene Detection, ASME Paper No. 83-GT-69

- [36] NASA SP 36, Aerodynamic Design of Axial-Flow Compressors, NACA Memorandums E56bB03, Washington D.C., 1965
- [37] Oertel H., Strömungsmechanik Methoden und Phänomene, Springer-Verlag, Berlin Heidelberg, 1995
- [38] Pfeleiderer C., Petermann H., Strömungsmaschinen, Springer-Verlag, Berlin, 1986
- [39] Rains D. A., Tip clearance flows in axial flow compressors and pumps, California Institute of Technology, Hydrodynamics and Mechanical Engineering, Laboratories Report No.5, 1954
- [40] Rhie C. M. et al, Development and Application of a Multistage Navier-Stokes Solver, ASME-Paper 95-GT-342, 1995
- [41] Ruben P., Investigations of single stage axial fans, NACA TM1062, 1937
- [42] Saathoff H., Rotor-Spaltströmungen in Axialverdichtern, ZLR-Forschungsbericht 2001-05, Institut für Strömungsmechanik, Technische Universität Braunschweig, 2001
- [43] Sieverding C. H., Recent Progress in the Understanding of Basic Aspects of Secondary Flows in Turbine Blade Passages, ASME Journal of Turbomachinery 107, pp. 248-257, 1985
- [44] Shang J. S., A Glance Back and Outlook of Computational Fluid Dynamics, ASME Paper No. FEDSM2003-45420, USA, Hawaii, 2003
- [45] Sieverding C. H., Van den Bosch P., The Use of Coloured Smoke to Visualize Secondary Flows in a Turbine Blade Cascade, Journal of Fluid Mechanics, Vol. 134, pp.85-89, 1983
- [46] Storer J.A., Cumpsty A.A., An Approximate Analysis and Prediction Method for Tip Clearance Loss in Axial Compressors, ASME Paper No. 93-GT-140, 1993
- [47] Smith L. H. Jr., Casing boundary layers in multi-stage axial-flow compressors, Proceedings of the Symposium on Blading 'Flow Research on Blading', Ed. L. S. Dzung, 1970
- [48] Swada K., A Convenient Visualisation Method for Identifying Vortex Center, Trans. Japan Soc. of Aero. Space Sci., Vol 38 Page 102-116, 1995

- [49] Tannehill John C., Anderson Dale A., Pletcher Richard H. , Computational Fluid Mechanics and Heat Transfer, Taylor & Francis, Washington DC, 1997.
- [50] Thaler G., Kuhn K., Jaberg H., Sekundärströmung in Schaufel(ring)gittern mit Pfeilung und V-Stellung - eine Literaturstudie, Forschung im Ingenieurwesen 65, pp. 236-246, Springer-Verlag 2000
- [51] Trokolanski A.T., Lazarkiewicz St., Kreiselpumpen Berechnung und Konstruktion, Lehr und Handbücher der Ingenieurwissenschaften 34, Birkhäuser Verlag, Basel und Stuttgart, 1976
- [52] Wang H. P., Olson S. J., Goldstein, R. J., Eckert E. R. G., Flow Visualisation in a Linear Turbine Cascade of High Performance Turbine Blades, ASME Journal of Turbomachinery 119, pp. 1-8, 1997

6

Anhang

6.1 Exemplarische Berechnung der Modellmaschine

Aus Kap. 3.1.1 sind folgende Größen bekannt:

$$\begin{aligned}r_{tip} &= 0.125 [m] \\ r_{hub} &= 0.075 [m] \\ r_m &= 0.100 [m]\end{aligned}$$

Liefer-, Druck- und Drehzahl im Entwurfspunkt auf dem Mittelschnitt:

$$\begin{aligned}\varphi_m &= 0.5 \\ \Psi_m &= 0.34 \\ n &= 3000 \left[\frac{1}{min} \right]\end{aligned}$$

Mit der Definition der Lieferzahl

$$\varphi_m = \frac{c_m}{U_m} \quad (6.1)$$

und

$$U_m = r_m \cdot \omega \quad (6.2)$$

ist

$$\begin{aligned}U_m &= 31.461 \left[\frac{m}{s} \right] \\ c_m &= 15.708 \left[\frac{m}{s} \right] .\end{aligned}$$

Der Entwurfsvolumenstrom berechnet sich zu

$$\begin{aligned}\dot{v} &= c_m \cdot \pi \cdot (r_t^2 - r_h^2) \\ \Rightarrow \dot{v} &= 0.49348 \left[\frac{m^3}{s} \right].\end{aligned}\quad (6.3)$$

Betrachten wir die dimensionslose Druckzahl

$$\Psi_m = \frac{\Delta p}{\rho \cdot U_m^2}, \quad (6.4)$$

lässt sich nach Umstellen Δp berechnen zu

$$\Delta p = 416.8 [Pa].$$

Der Reaktionsgrad berechnet sich mit der Annahme, dass $c_1 = c_3$ und $\alpha_1 = 0$ ist zu:

$$\begin{aligned}R_m &= 1 - \frac{\Psi_m}{2} \\ \Rightarrow R_m &= 0.828125.\end{aligned}\quad (6.5)$$

Der Zu- und Abströmwinkel

$$\beta_{1m} = \arctan\left(\frac{R_m + \frac{\Psi_m}{2}}{\varphi}\right) \text{ bzw.} \quad (6.6)$$

$$\beta_{2m} = \arctan\left(\frac{R_m - \frac{\Psi_m}{2}}{\varphi}\right) \quad (6.7)$$

berechnet sich zu

$$\begin{aligned}\beta_{1m} &= 63.44^\circ \\ \beta_{2m} &= 52.7^\circ.\end{aligned}$$

Die Wahl des Teilungsverhältnisses wird mit Hilfe der Lieblein'schen Diffusionszahl D_w [38] getroffen.

$$\frac{t}{l} = \frac{D_w - 1 + \frac{\cos \beta_1}{\cos \beta_2}}{\frac{\cos \beta_1}{2} \cdot (\tan \beta_1 - \tan \beta_2)} \quad (6.8)$$

Es ist zu erwarten, dass die Belastung aufgrund der starken Umlenkung an der Nabe größer ist. Die Diffusionszahl sollte deshalb nach Festlegung eines Teilungsverhältnisses an Nabe und Gehäuse erneut überprüft werden und

den Wert 0.6 nicht überschreiten. Sollte sie die in [38] genannten Grenzen überschreiten, so ist $\frac{t}{l}$ entsprechend anzupassen. Bei der Schaufelanzahl von $N = 8$, einer aus Festigkeitsbetrachtung gewählten Länge $l_{tip} = 50[mm]$ und der Belastungszahl $D_{w\ hub} = 0.55$, berechnet sich

$$\left(\frac{t}{l}\right)_{Tip} = 1.9 \quad \text{und} \quad \left(\frac{t}{l}\right)_{Hub} = 0.85 . \quad (6.9)$$

Die Axialkomponente der Zuströmung wird über die Schaufelhöhe als konstant angenommen mit

$$\varphi(r) = \varphi_m \cdot \frac{r_m}{r} . \quad (6.10)$$

Unter Annahme einer konstanten Enthalpieerhöhung über der Schaufelhöhe folgt:

$$\Psi(r) = \Psi_m \cdot \left(\frac{r_m}{r}\right)^2 .$$

6.2 Martensenverfahren

Das Martensenverfahren ist Hauptbestandteil der Auslegungssoftware und ist in [5] und [6] ausführlich erklärt. In diesem Kapitel sind die wesentlichen Grundzüge zusammengefasst.

6.2.1 Mathematische Modellierung der Gitterströmung

Um die mathematische Modellierung der Gitterströmung zu entwickeln, werden die nachfolgend aufgelisteten Teilschritte durchgeführt:

- Die Zirkulationsströmungen der Profile werden jeweils durch einen Potentialwirbel modelliert. Da nur die Zirkulationsströmung modelliert wird, wird die Translationsströmung des Gitters zunächst nicht berücksichtigt.
- In einem zweiten Schritt wird die Zirkulationsströmung durch eine kontinuierliche Wirbelbelegung auf den Konturen der Profile modelliert. Auch bei dieser Betrachtung wird die Translationströmung nicht berücksichtigt.
- Schließlich wird im dritten Schritt das Strömungsfeld des zweiten Schritts mit der entsprechenden Translationsströmung überlagert. Das daraus resultierende Strömungsfeld entspricht unter Einhaltung der kinematischen Randbedingung (d.h. die Strömungsrichtung auf der Wand zeigt in Richtung des Tangenteneinheitsvektors) der reibungslosen Gitterströmung.

Damit ergibt sich dann:

$$\hat{\gamma}(\phi) - \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \left(K(\phi, \phi') + \dot{y} \cdot \frac{2\pi}{t} \right) \hat{\gamma}(\phi') \cdot d\phi' = 2 \cdot C_1 \cdot (\dot{x} \cdot \cos \beta_1 + \dot{y} \cdot \sin \beta_1) \quad (6.11)$$

mit der Kernfunktion $K(\phi, \phi')$

$$K(\phi, \phi') = \frac{2\pi}{t} \cdot \frac{\dot{y}(\phi) \cdot \sinh(f_x) - \dot{x}(\phi) \cdot \sin(f_y)}{\cosh(f_x) - \cos(f_y)} \quad (6.12)$$

und

$$\begin{aligned} f_x &= \frac{2\pi}{t} \cdot (x(\phi) - x(\phi')) \\ f_y &= \frac{2\pi}{t} \cdot (y(\phi) - y(\phi')) \end{aligned}$$

so wie der Abkürzung:

$$\hat{\gamma}(\phi') = \gamma(\phi') \cdot \sqrt{\dot{x}'^2 + \dot{y}'^2} . \quad (6.13)$$

Hierbei ist:

$$\dot{x}(\phi) = \dot{x} = \frac{dx}{d\phi} \quad , \quad \dot{y}(\phi) = \dot{y} = \frac{dy}{d\phi} .$$

ϕ und ϕ' ist der von 0 bis $2 \cdot \pi$ normierte Laufparameter des Profils.

Für den Grenzfall $\phi \rightarrow \phi'$ erhält man für die Kernfunktion einen unbestimmten Ausdruck der Form $K(\phi, \phi') = \frac{0}{0}$. Durch zweifache Anwendung der Regel von l'Hospital erhält man für diesen Grenzfall den Ausdruck:

$$K(\phi = \phi') = \frac{\ddot{y}(\phi) \cdot \dot{x}(\phi) - \ddot{x}(\phi) \cdot \dot{y}(\phi)}{\dot{x}^2(\phi) + \dot{y}^2(\phi)} . \quad (6.14)$$

Die Gleichung (6.11) ist die Gleichung zur Berechnung der Wirbelverteilung $\hat{\gamma}$ unter Vorgabe von C_1 , β_1 und der Geometrie des Schaufelgitters. Ist $\hat{\gamma}(\phi)$ bekannt, ist $\gamma(\phi)$ leicht berechenbar. $\gamma(\phi)$ ist gleich der Konturgeschwindigkeit. Im nächsten Abschnitt wird gezeigt, wie die Gleichung (6.11) numerisch gelöst wird.

6.2.2 Numerische Lösung der Integralgleichung

Wenn $2N$ für die Anzahl der Aufpunkte entlang des Profils steht, dann gilt:

$$\Delta\phi' = \frac{2\pi}{2N} . \quad (6.15)$$



Abbildung 6.1: Profil mit Aufpunkten

N ist die Anzahl der Aufpunkte auf einer Profilstelle.

Die diskretisierte Gleichung hat die folgende Form:

$$\hat{\gamma}_\mu - \frac{1}{2N} \sum_{\nu=0}^{2N-1} \left(K_{\mu,\nu} + \dot{y}_\mu \cdot \frac{2\pi}{t} \right) \cdot \hat{\gamma}_\nu = R_\mu \quad \mu = 0, \dots, 2N - 1 \quad (6.16)$$

mit

$$R_\mu = 2 \cdot C_1 \cdot (\dot{x}_\mu \cdot \cos \beta_1 + \dot{y}_\mu \cdot \sin \beta_1) . \quad (6.17)$$

Es gilt weiterhin:

$$\int_0^{2\pi} K(\phi, \phi') d\phi = 2\pi \quad \text{für alle } \phi' , \quad (6.18)$$

bzw. numerisch:

$$\sum_{\mu=0}^{2N-1} K_{\mu,\nu} = 2N \quad \text{für alle } \nu . \quad (6.19)$$

Abbildungsverzeichnis

1.1	Spaltwirbel exemplarisch	3
1.2	Horseshoe Vortex exemplarisch	4
1.3	Passage Vortex exemplarisch	4
1.4	Kanalwirbel exemplarisch	5
1.5	Hinterkantenwirbel exemplarisch	5
1.6	Eckenwirbel exemplarisch	6
1.7	Wirbelmuster von Langston (1980)	9
2.1	Netz $b \cdot h$, $a \cdot h$, h	27
2.2	Exakter und abgeschätzter Fehler FLUENT	29
2.3	Exakter und abgeschätzter Fehler CFX	29
2.4	Gitter auf koaxialem Schnitt	30
2.5	Gittergeometrie im CAD-System	31
2.6	Hybrides Netz	31
2.7	Dimensionslose Druckverteilung (Prodick)	34
2.8	Dimensionslose Druckverteilung (Fluent)	34
2.9	Dimensionslose Druckverteilung (CFX)	35
2.10	Modellmaschine	36
2.11	Netz Rotor/Stator koaxialer Schnitt	37
2.12	Netz Rotor/Stator meridionaler Schnitt	38
2.13	Druckverteilung im Rechengebiet bei 100% Massenstrom	39
2.14	Spaltwirbel bei 100% Massenstrom	40
2.15	Spaltwirbel bei 90% Massenstrom	41
2.16	Spaltwirbel bei 80% Massenstrom	41
2.17	Spaltwirbel bei 70% Massenstrom	42
2.18	Spaltwirbel bei 100% Massenstrom (Seitenansicht)	43
2.19	Spaltwirbel bei 90% Massenstrom (Seitenansicht)	43
2.20	Spaltwirbel bei 80% Massenstrom (Seitenansicht)	44
2.21	Spaltwirbel bei 70% Massenstrom (Seitenansicht)	44
2.22	Rotation bei 100% Massenstrom	45
2.23	Rotation bei 80% Massenstrom	46

2.24	Druckverteilung auf Gehäusewand bei 100% Massenstrom . . .	47
2.25	Druckverteilung auf Gehäusewand bei 80% Massenstrom . . .	47
2.26	Helicity bei 100% Massenstrom	48
2.27	Helicity bei 100% Massenstrom	49
2.28	Abweichung vom koaxialen Schnitt	50
2.29	Verlauf von $\frac{S}{L}$	51
2.30	Winkelabweichung bei 100% Massenstrom	52
2.31	Winkelabweichung bei 90% Massenstrom	52
2.32	Winkelabweichung bei 80% Massenstrom	53
2.33	Winkelabweichung bei 70% Massenstrom	53
2.34	Winkelabweichung bei 100% Massenstrom	54
2.35	Winkelabweichung bei 90% Massenstrom	55
2.36	Winkelabweichung bei 80% Massenstrom	55
2.37	Winkelabweichung bei 70% Massenstrom	56
2.38	Isolinien des konstanten Wandabstands	57
2.39	Winkelabweichung bei verschiedenen Wandabständen	57
2.40	Dimensionslose Axialgeschwindigkeit bei Betriebspunkt	58
2.41	Dimensionslose Axialgeschwindigkeit bei 70% Massenstrom	59
2.42	Normalized Helicity hinter Mischungsebene Frozen Rotor	61
2.43	Normalized Helicity hinter Mischungsebene Stage Interface	61
3.1	Verblockung eines Verdichters an der Abreißgrenze	62
3.2	Programmstruktur	68
3.3	Programmoberfläche NACA Darstellung	69
3.4	Programmoberfläche Prodick Darstellung	69
3.5	Programmoberfläche Rotor OGL Darstellung	70
3.6	Rotor	71
3.7	Prüfmaschine, Ansicht von links	72
3.8	Prüfmaschine Ansicht von rechts (Schnitt)	73
3.9	Prinzip des Selective Laser Sinterns	74
3.10	Rotor und Lager	75
3.11	Stator im Gehäuse	75
3.12	Versuchsaufbau	76
3.13	Blende	76
3.14	Verdichter	77
3.15	Einlaufdüse	77
3.16	Kennlinie	78
3.17	Kennlinie	79
4.1	Druckmessbohrungen am Stator	84

6.1 Profil mit Aufpunkten 99

Tabellenverzeichnis

1.1	Verlustgrößen im Schaufelkanal	12
2.1	Modellkonstanten	21
2.2	Profilkoordinaten	30
2.3	Vor- und Nachteile der Interfaces	60
3.1	Auslegung 1 auf coaxialen Schnitten	64
3.2	Parameter für Bisuperellipse	65