
Passive Kontrolle der wandnahen Strömung in Axialkompressoren durch Modifikation der Annulusgeometrie

Zur Erlangung des akademischen Grades Doktor-Ingenieur (Dr.-Ing.)
genehmigte Dissertation von Dipl.-Ing. Frank Heinichen aus Frankfurt am Main
11. Juli 2013 — Darmstadt — D 17



TECHNISCHE
UNIVERSITÄT
DARMSTADT

Fachbereich Maschinenbau
Institut für Gasturbinen und Luft- und
Raumfahrtantriebe

Passive Kontrolle der wandnahen Strömung in Axialkompressoren durch Modifikation der Annulusgeometrie

Genehmigte Dissertation von Dipl.-Ing. Frank Heinichen aus Frankfurt am Main

1. Gutachten: Prof. Dr.-Ing. H.-P. Schiffer
2. Gutachten: Prof. Dr.-Ing. D. Peitsch

Tag der Einreichung: 14.08.2012

Tag der Prüfung: 28.11.2012

Darmstadt – D 17

Bitte zitieren Sie dieses Dokument als:

URN: urn:nbn:de:tuda-tuprints-33940

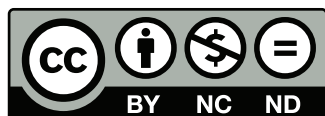
URL: <http://tuprints.ulb.tu-darmstadt.de/3394>

Dieses Dokument wird bereitgestellt von tuprints,

E-Publishing-Service der TU Darmstadt

<http://tuprints.ulb.tu-darmstadt.de>

tuprints@ulb.tu-darmstadt.de



Die Veröffentlichung steht unter folgender Creative Commons Lizenz:

Namensnennung – Keine kommerzielle Nutzung – Keine Bearbeitung 2.0 Deutschland

<http://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/2.0/de/>

Danksagung

Auch wenn nur ein Name als Autor dieser Arbeit genannt wird, hätte sie ohne die tatkräftige Unterstützung vieler anderer nicht erstellt werden können. An erster Stelle ist meine Familie zu nennen, insbesondere meine Frau Janice. Sie hat mich durch manchmal harte Zeiten begleitet und mit viel Geduld auf die Herausforderungen reagiert, die die Erstellung einer Dissertation mitunter beinhaltet. Ich hoffe, dass sie und meine Tochter Frieda mir die Gelegenheit geben werden, Versäumtes nachzuholen.

Besonderer Dank gebührt Christoph Biela und Christoph Brandstetter. Sie waren am Aufbau des Verdichters maßgeblich beteiligt und haben die experimentellen Untersuchungen gewissenhaft und mit viel Elan durchgeführt. Die in dieser Arbeit gezeigten experimentellen Ergebnisse wurden von ihnen gewonnen. Freundlicherweise haben sie mir die Verwendung der Daten gestattet.

Der Dank für das Korrekturlesen, konstruktive Kritik sowie fruchtbare Diskussionen geht an Sebastian Leichtfuss, Henner Schrapp und Erik Johann. An dieser Stelle soll auch der Gruppenleiter der Verdichter-Aerodynamik-Abteilung bei Rolls-Royce Deutschland genannt werden, die diese Dissertation überhaupt erst ermöglicht gemacht hat.

Meinem Arbeitgeber Rolls-Royce Deutschland gebührt der Dank für die Erlaubnis, die Ergebnisse meiner Studien zu veröffentlichen.

Erklärung zur Dissertation

Hiermit versichere ich, die vorliegende Dissertation ohne Hilfe Dritter nur mit den angegebenen Quellen und Hilfsmitteln angefertigt zu haben. Alle Stellen, die aus Quellen entnommen wurden, sind als solche kenntlich gemacht. Diese Arbeit hat in gleicher oder ähnlicher Form noch keiner Prüfungsbehörde vorgelegen.

Darmstadt, den 11. Juli 2013

(Dipl.-Ing. F. Heinichen)

Zusammenfassung

Um der Forderung nach Flugtriebwerken mit niedrigerem Treibstoffverbrauch kurz- oder mittelfristig zu genügen, müssen die einzelnen Triebwerkskomponenten über das aktuell erreichte Niveau hinaus verbessert werden. So soll der Wirkungsgrad des Verdichtermoduls steigen und gleichzeitig einen für den sicheren Betrieb der Maschine ausreichenden stabilen Arbeitsbereich aufweisen. Ein wichtiger Weg zum Erreichen dieses Ziels führt über die Kontrolle der verschiedenen Sekundärströmungsphänomene. Zusätzlich zu den diesem Zweck dienenden, bereits etablierten Technologien befinden sich aktuell diverse aktive und passive Methoden in der Entwicklung. Die vorliegende Arbeit behandelt zwei verschiedene passive Methoden, welche als Modifikation der Naben- und Gehäusewände klassifiziert werden können. Verschiedene Axialverdichter wurden mit nicht-achsensymmetrischer Endwandkonturierung sowie Gehäusestrukturierung ausgestattet, um ihre aerodynamischen Leistungsparameter zu verbessern. Der Großteil der Ergebnisse beruht auf 3D-CFD-Simulationen. Zu Validierungszwecken wurden zusätzlich experimentelle Resultate herangezogen.

Für die nicht-achsensymmetrische Endwandkonturierung wurde ein halbautomatischer Auslegungsprozess entwickelt. Er wurde dazu genutzt, die Rotornabe sowie Nabe und Gehäuse des Stators eines 1,5-stufigen transsonischen Forschungsverdichters zu konturieren. Zusätzlich wurde die Statornabe eines zweistufigen Niedergeschwindigkeitsverdichters konturiert, um das Verbesserungspotenzial unter der Einwirkung von Deckbandleckage zu untersuchen. Es konnte numerisch demonstriert werden, dass sich durch eine Konturierung die Querkanalströmung so beeinflussen lässt, dass die lokalen Totaldruckverluste sinken und die Umlenkung verbessert wird. Der Betrag dieser Verbesserungen war signifikant erhöht, wenn die Referenzvariante mit achsensymmetrischen Annuluswänden ein Rezirkulationsgebiet nahe der zu konturierenden Endwand aufwies. In diesem Fall konnte der polytrope Stufenwirkungsgrad um mehr als ein Prozent gesteigert werden. Für den Fall eines Stators ohne relevantes Rezirkulationsgebiet wurden sowohl Schaufel- als auch Endwandgeometrie modifiziert, was zu einer Wirkungsgradsteigerung von 0,3 % führte.

Aufgrund des geringen benötigten Bauraums und der einfachen Geometrie wurde die Gehäusestrukturierung als einzelne Umfangsnut ausgeführt. Die Gehäusestrukturierung wurde auf den Rotor des 1,5-stufigen Forschungsverdichters sowie zwei weiteren transsonischen Verdichterroten appliziert. In allen Fällen wurde ein verbesserter Arbeitsbereich bei konstantem oder verbessertem Wirkungsgrad beobachtet. Die weitere Analyse zeigte, dass dies über eine Beeinflussung der Interaktion zwischen dem Rotorspaltwirbel und dem Stoß erreicht wurde. Die der Umfangsnut zuzuordnenden Verbesserungen waren um so höher, je größer der Anteil dieser Stoß-Wirbel-Interaktion am aerodynamischen Instabilitätsmechanismus des jeweiligen Rotors war.

Inhaltsverzeichnis

1. Nomenklatur	7
I. Einleitung	9
2. Motivation	10
3. Aufgabenstellung und Vorgehensweise	12
II. Grundlagen	13
4. Sekundärströmungen in Axialverdichtern	14
4.1. Spaltleckage und Spitzenwirbel	14
4.2. Dreidimensionale Ablösungen im Endwandbereich	16
5. Instabilitäten in Axialverdichtern	18
6. Methoden zur Strömungskontrolle	20
6.1. Passive Methoden	20
6.2. Aktive Methoden	20
7. Stand der Forschung	22
7.1. Endwandkonturierung	22
7.1.1. Einfluss der Endwandgeometrie auf das Strömungsfeld	22
7.1.2. Konturierung in Axialturbinen	23
7.1.3. Konturierung in Axialverdichtern	25
7.2. Gehäusestrukturierung	28
7.2.1. Varianten	29
7.2.2. Wirkungsweise	33
7.2.3. Auslegung	34
III. Methoden	37
8. Numerische Methoden	38
8.1. 3D-Strömungslöser	38
8.2. Erzeugung der Rechnetze und Sekundärgeometrie	39
8.3. Parametrisierung der Endwandkonturierung	40
8.4. Auslegungsprozess für die Endwandkonturierung	41

9. Experimentelle Methoden	44
9.1. Aufbau des Prüfstandes	44
9.2. Kennfeldmessungen	45
9.3. Sonden- und schnelle Wanddruckmessungen	46
10. Verdichter	47
10.1. 1,5-stufiger Forschungsverdichter	47
10.1.1. Auslegung	47
10.1.2. Vergleich zwischen Simulation und Experiment	48
10.2. Mehrstufiger Niedergeschwindigkeitsverdichter	54
10.3. Weitere Verdichter	55
IV. Nicht-achsensymmetrische Endwandkonturierung	57
11. Nabenkonturierung bei einem transsonischen Rotor	58
11.1. Anwendung ohne Schaufelmodifikation	58
11.2. Anwendung in Kombination mit Schaufelmodifikation	60
12. Statoren	65
12.1. Naben- und Gehäusekonturierung bei einem Austrittsleitrad	65
12.1.1. Anwendung ohne Schaufelmodifikation	65
12.1.2. Anwendung mit Schaufelmodifikation	69
12.2. Nabenkonturierung bei einem Stator mit Deckbandleckage	75
13. Zusammenfassung 3D-Konturierung	81
V. Gehäusestrukturierung	82
14. Auslegung und Parameter der Gehäusestrukturierung	83
15. 1,5-stufiger Forschungsverdichter mit Gehäusestrukturierung	84
15.1. Numerische Ergebnisse	84
15.2. Vergleich mit experimentellen Ergebnissen	86
16. Anwendung der Gehäusestrukturierung auf weitere Rotoren	88
16.1. Einstufiger Forschungsverdichter	88
16.2. Frontstufe eines Triebwerksverdichters	90
17. Zusammenfassung Gehäusestrukturierung	93
VI. Fazit	95
Literaturverzeichnis	98

VII. Appendix	115
A. Entwicklung und Eigenschaften der nicht-achsensymmetrischen Endwandkonturierung in Axialturbinen	116
A.1. Entwicklung	116
A.2. Eigenschaften	117
B. Berechnung der relativen CT-Größe	119
C. Für die CT-Vorauslegungsdiagramme verwendete Literatur	120
D. Parameter der CFD-Rechennetze	121
E. Parameter der transsonischen Verdichterrotoren	122

1 Nomenklatur

Abkürzungen und Parameter

A	Fläche
ARMOGA	Adaptive Range Multi-Objective Genetic Algorithm
2D	Zweidimensional
3D	Dreidimensional
BPF	Blade Passing Frequency
C	Sehnenlänge
CFD	Computational Fluid Dynamics
cp	spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck
CT	Casing Treatment
DoE	Design of Experiments
DF	Diffusionszahl, $DF = (1 - \frac{v_{Aus}}{v_{Ein}}) + \frac{\Delta v_{\theta}}{2\sigma v_{Ein}}$
DP	Designpunkt
DS	Druckseite
GLR	Fachgebiet für Gasturbinen, Luft- und Raumfahrtantriebe
h	spezifische Enthalpie
H	Höhe
HK	Hinterkante
IGV	Eintrittsleitrad
j	Koordinatenrichtung senkrecht zur lokalen Strömungsrichtung
\dot{m}	Massenstrom
Ma	Relative Machzahl
MF	Massenstromfunktion
NC	Nahe Choke
NS	Nahe Stall
P	Druck
PADRAM	Parametric Design and Rapid Meshing
PG	Pumpgrenzabstand
PIV	Particle Image Velocimetry
r	Krümmungsradius
R	Radius
RBF	Radial Basis Function
RANS	Reynolds-Averaged Navier-Stokes
S	Schaufelteilungsabstand
SKE	Sekundäre kinetische Energie
SKEH	Sekundäre kinetische Energie Helizität
SS	Saugseite
T	Temperatur
U	Schaufelgeschwindigkeit

v	Geschwindigkeit
VK	Vorderkante
VSV	Variable Stator Vane
W	Breite
X	Axialposition
y^+	Dimensionsloser Wandabstand

Indizes

AL	Arbeitslinie
ax	Axial
Aus	Austritt
CT	Casing Treatment
Ein	Eintritt
is	isentrop
N	Nabe
p	Polytrop
Ref	Referenz
rel	Relativ
S	Schaufelspitze
s	Statisch
t	Total

Griechische Symbole

Δ	Differenz
η	Wirkungsgrad
κ	Isentropenexponent
Π	Totaldruckverhältnis
Θ	relative Umfangskoordinate
σ	Solidität, $\sigma = \frac{c}{s}$
ω	Winkelgeschwindigkeit
ξ	Druckverlustkoeffizient (Rothalpiekorrigiert), $\xi = \frac{P_{t,Aus,is} - P_{t,Aus}}{P_{t,Ein} - P_{s,Ein}}$

$$\text{mit } P_{t,Aus,is} = P_{t,Ein} \left(\frac{T_{t,Aus,is}}{T_{t,Ein}} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}$$

$$\text{und } T_{t,Aus,is} = T_{t,Ein} + \frac{\omega^2 (R_{Aus}^2 - R_{Ein}^2)}{2cp}$$

Teil I.

Einleitung

2 Motivation

Moderne Flugtriebwerke weisen ein hohes Maß technischer Reife auf. Verschiedene Aspekte wie Größe, Gewicht, thermodynamischer Wirkungsgrad, mechanische Robustheit und nicht zuletzt die Kosten für Anschaffung und Wartung sind entsprechend den Kundenanforderungen aufeinander abgestimmt. Signifikante Verbesserungen lassen sich nur noch mit hohem Aufwand erzielen. Dabei muss die Interaktion der verschiedenen Komponenten und Disziplinen berücksichtigt werden. Oftmals ist es nicht akzeptabel, für Verbesserungen eines Aspektes Nachteile bei einem anderen in Kauf zu nehmen. So würde beispielsweise der Wert einer Technologie zur Steigerung des thermodynamischen Wirkungsgrades gemindert, wenn durch sie engere Fertigungstoleranzen und entsprechend erhöhte Kosten notwendig würden. Gute Aussichten auf Verwendung im Triebwerk haben daher Technologien, die neben ihrer eigentlichen Funktion möglichst geringe Auswirkungen auf andere Komponenten oder Aspekte haben.

Grundsätzlich können zur weiteren Verbesserung von Flugtriebwerken zwei Wege beschritten werden: Die weitere Verbesserung der einzelnen Komponenten oder die Einführung neuer Konzepte. Die großen Hersteller arbeiten an beiden Möglichkeiten, um den jeweils inhärenten Verbesserungspotenzialen, Zeitskalen und Entwicklungsrisiken Rechnung zu tragen. Neue Konzepte beinhalten aufgrund der noch nicht vorhandenen Entwicklungserfahrungen ein erhöhtes Risiko. Dieser Weg ist daher als eine langfristig angelegte Strategie zu betrachten. Kurz- oder mittelfristig gibt es keine Alternative zu weiteren Anstrengungen, die einzelnen Komponenten weiter zu verbessern.

Die Aerodynamik des Verdichters ist für die korrekte Funktion eines Flugtriebwerkes von hoher Bedeutung. Der thermodynamische Kreisprozess ist auf einen stabilen Verdichterbetrieb angewiesen. Ist dies nicht der Fall und tritt Verdichterpumpen oder rotierender Strömungsabriss auf, so drohen Schubverlust und Beschädigungen am Triebwerk. Der Wirkungsgrad des Verdichters ist ebenfalls von hoher Relevanz. Bei einer Steigerung sinkt zum einen der schubspezifische Kraftstoffverbrauch, zum anderen sinkt die Arbeitslinie im Verdichterkennfeld. Letzteres ist bedingt durch das bei stationären Betriebszuständen zwischen Verdichter und Turbine herrschende Leistungs- und Drehzahlgleichgewicht sowie der bei konstanter spezifischer Arbeit des Kreisprozesses und erhöhtem Verdichtewirkungsgrad niedriger ausfallenden abgefragten spezifischen Arbeit der Turbine. Eine niedrigere Arbeitslinie bedeutet bei gleicher Lage der Pumpgrenze eine Erhöhung des Pumpgrenzabstandes und damit eine verbesserte Stabilität des Verdichters.

Im Großteil der heute zugelassenen Turbofantriebwerke für Mittel- und Langstreckenflugzeuge wird die Verdichtungsaufgabe von mehreren Axialverdichtern übernommen. Bei kleineren Kerntriebwerken ist auch der Einsatz von Radialverdichtern denkbar, aber aufgrund des höheren Wirkungsgrades bei den zur Schuberzeugung notwendigen hohen Massendurchsätzen ist in der Regel ein mehrstufiger Axialverdichter zu bevorzugen. Zur aerodynamischen Auslegung von Verdichtern wird starker Gebrauch von numerischen Berechnungsmethoden gemacht. Neben den weiterhin gebräuchlichen eindimensionalen Vorauslegungsmethoden und den zweidimensionalen Mehrschnittverfahren werden dreidimensionale RANS-CFD-Verfahren angewendet. Zusätzlich existiert ein Trend, zur Erledigung gewisser Teilaufgaben automatisierte Auslegungsverfahren einzusetzen. Durch die Kopplung von Software zur Geometrieerzeugung und zur Simulation

des Strömungsfeldes mit einem Optimierungsalgorithmus können große Parameterräume nach lokalen und globalen Optima durchsucht werden.

Im Bereich der annähernd zweidimensionalen Hauptströmung sind Umlenkung und Verlustproduktion aufgrund der umfangreichen Erfahrungen bei der Profilauslegung für Axialverdichter innerhalb enger Grenzen gut vorhersagbar und beherrschbar. In der Nähe der Schaufelenden und den Annuluswänden trifft dies nur eingeschränkt zu. Die Folge ist, dass sowohl Stabilität als auch Wirkungsgrad überproportional von den Endwandbereichen und den dort anzutreffenden Sekundärströmungen beeinflusst werden. Trotz intensiver Forschung ist das Verständnis der Sekundärströmungsphänomene und ihr Einfluss auf die verschiedenen Leistungsparameter des Verdichters noch nicht vollständig. Interessanterweise existiert trotzdem eine Vielzahl von passiven und aktiven Methoden zur Kontrolle verschiedener durch die Sekundärströmung hervorgerufener Aspekte. Die Spanne der Technologiereife ist groß: Während einige dieser Methoden bereits in Produktionstriebwerken angewendet werden, befinden sich andere noch im Stadium der Grundlagenforschung.

Da aktuelle Verdichter bereits ein hohes Wirkungsgrad- und Stabilitätsniveau aufweisen, stellt sich die Frage, ob und wie die aktuell nicht standardmäßig genutzten Methoden zur weiteren Steigerung der Leistungskennwerte beitragen können. In der vorliegenden Arbeit sollen zwei passive Methoden, nämlich nicht-achsensymmetrische Endwandkonturierung und Gehäusestrukturierung, auf ihre Eignung diesbezüglich untersucht werden. Dabei sind Verschlechterungen eines Parameters zugunsten eines anderen möglichst zu vermeiden. Bei der Auswahl und Anwendung der Methoden sollen neben den Wechselwirkungen zwischen verschiedenen aerodynamischen Aspekten auch einige nicht-aerodynamische Gesichtspunkte beachtet werden. Beispielhaft seien hier die geometrische Komplexität, Robustheitsaspekte und benötigter Bauraum genannt.

3 Aufgabenstellung und Vorgehensweise

Mit aktuellen Verfahren ausgelegte Axialverdichter erreichen in der Regel hohe Wirkungsgrad- und Stabilitätswerte. Ein Grund dafür ist in der dreidimensionalen Schaufelgestaltung zu sehen, welche zur Reduktion der durch Sekundärströmungseffekte hervorgerufenen unerwünschten Strömungserscheinungen beiträgt. Die der vorliegenden Arbeit zugrunde liegende Fragestellung ist, ob bei solchen Verdichtern durch die Anwendung zusätzlicher Methoden zur Sekundärströmungsbeeinflussung weitere Verbesserungen erzielt werden können. Dazu wurden zwei passive Methoden ausgewählt, für die eine Modifikation der Annulusgeometrie das zentrale Charakteristikum darstellt. An den Naben von Rotoren und spaltlosen Endwänden von Statorn bietet sich eine Konturierung an. Die Anwendung von nicht-achsensymmetrischer Endwandkonturierung in Axialverdichtern ist im Gegensatz zur rotationssymmetrischen Variante erst seit kurzer Zeit Gegenstand von Untersuchungen. Diese im Turbinenbereich bereits weit verbreitete Technologie zielt in erster Linie auf eine Verbesserung des Wirkungsgrades. Eine gesteigerte Stabilität des Verdichters soll über eine Gehäusestrukturierung erreicht werden. Bei der Auswahl der Bauform soll neben einem mindestens gleich bleibendem Wirkungsgrad auch eine möglichst einfache Geometrie und gute Integrierbarkeit in das bestehende Auslegungssystem beachtet werden.

Ein für eine Hochdruckverdichter-Frontstufe repräsentativer transsonischen Verdichter sollte als zentrales Vehikel für die vorliegende Studie dienen. Zunächst wurde dieser 1,5-stufige Verdichter entsprechend aktueller Bewertungskriterien und Verfahren ausgelegt. Dann wurden Rotor und Stator mit nicht-achsensymmetrischer Endwandkonturierung ausgestattet. Der Verdichter wurde gebaut und im Prüfstand des Fachgebietes für Gasturbinen und Luft- und Raumfahrtantriebe der TU Darmstadt getestet. Sowohl aus konstruktiven als auch aus Kostengründen war es hinsichtlich der Konturierung nicht möglich, innerhalb der Projektdauer Vergleichsmessungen mit dieser und ohne diese Technologie durchzuführen. Die hier vorgestellten, aus der ersten Auslegungsphase für den getesteten Verdichter abgeleiteten weiteren Konturierungsuntersuchungen sind daher ausschließlich numerisch durchgeführt worden. Bei einer solchen, überwiegend auf Simulationen beruhenden Studie sind Aussagen über die Güte der Modellierung von hoher Relevanz. Daher ist ein Abgleich zwischen den vorliegenden experimentellen Ergebnissen und den entsprechenden Simulationen unverzichtbar.

Die Arbeit ist wie folgt strukturiert: Zunächst werden die zum Verständnis der Ergebnisse notwendigen Grundlagen erläutert. Dieser als Teil II betitelte Abschnitt enthält sowohl einige Aspekte der relevanten Sekundärströmungen, eine Übersicht der gängigen Methoden zur Strömungskontrolle als auch den aktuellen Stand der Forschung bei Endwandkonturierung und Gehäusestrukturierung. In Teil III werden die verwendeten numerischen und experimentellen Methoden beschrieben. Dieser Teil beinhaltet auch die Beschreibung des zentralen Verdichters, einige Details zu seiner Auslegung und den Vergleich zwischen CFD und Experiment. Ferner werden die für die weiterführenden Untersuchungen herangezogenen Verdichter vorgestellt. Nach erfolgtem Abgleich mit dem Experiment werden in Teil IV die verschiedenen Aspekte der Endwandkonturierung besprochen. Die Untersuchungen zur Gehäusestrukturierung sind in Teil V zusammengefasst.

Teil II.

Grundlagen

4 Sekundärströmungen in Axialverdichtern

In der vorliegenden Arbeit werden alle Strömungsphänomene als Sekundärströmungen bezeichnet, die in einer isolierten, linearen Kaskade mit unendlicher Streckung nicht auftreten würden. Sie sind unter anderem deswegen für die aerodynamische Auslegung von Axialverdichtern relevant, weil ihnen ein Großteil der auftretenden Totaldruckverluste zugeordnet werden können [1]. Zusätzlich spielen sie eine Rolle bei der Entstehung von Instabilitäten, welche die Grenze des nutzbaren Arbeitsbereiches markieren. Obwohl überwiegend viskose Effekte im Endwandbereich von Verdichtern in diese Kategorie fallen, genügen auch einige reibungsfreie sowie die gesamte Kanalhöhe betreffende Effekte der obigen Definition und sollen daher an dieser Stelle ebenfalls erwähnt werden. Zu den in Axialverdichtern vorhandenen Sekundärströmungen zählen

- Der oder die Hufeisenwirbel, welche sich durch das Aufrollen der Wandgrenzschicht an der Schaufelvorderkante bilden
- Die durch die Wirkung des statischen Druckgradienten zwischen Druck- und Saugseite der Schaufel auf die Wandgrenzschicht entstehende Querkanalströmung
- Die durch die Wirkung des statischen Druckgradienten zwischen Nabe und Gehäuse auf die Schaufelgrenzschicht entstehende radiale Sekundärströmung
- Die durch die Nachläufe der stromauf liegenden Schaufelreihe verursachten Mischungsvorgänge sowie die ebenfalls durch sie verursachte zeitliche Variation der Zuströmung
- Durch die Über- oder Minderumlenkung der stromauf liegenden Schaufelreihe in Wandnähe entstehende Inzidenzänderungen
- Spalt- und Leckageströmungen sowie die Wirbel, welche an Schaufelenden mit Spalt oder Teilspalt entstehen

Der an der Rotorspitze entstehende Wirbel ist für diese Arbeit von besonderem Interesse. Er soll daher in Abschnitt 4.1 genauer betrachtet werden. Ebenfalls relevant sind dreidimensionale Ablösungen im Endwandbereich, welche in Abschnitt 4.2 eingehend beschrieben sind.

4.1 Spaltleckage und Spitzenwirbel

Getrieben durch den statischen Druckgradienten zwischen Druck- und Saugseite sowie durch die Relativbewegung zwischen Rotor und Gehäuse bildet sich an der Rotorspitze und an freien Schaufelenden von Statoren eine Leckageströmung durch den Schaufelspalt aus, wie in Abb. 4.1a skizziert. Bei Rotoren entsteht durch die lokal stromauf gerichtete Spaltströmung bei der zeitgemittelten Betrachtung im Absolutsystem eine Strömungstopologie, die einem Ablösen der Wandgrenzschicht gleicht, welche sich erst stromab der Hinterkante wieder an das Gehäuse anlegt [2]. Im Relativsystem jedoch kann beobachtet werden, dass sich der Leckagestrom an der

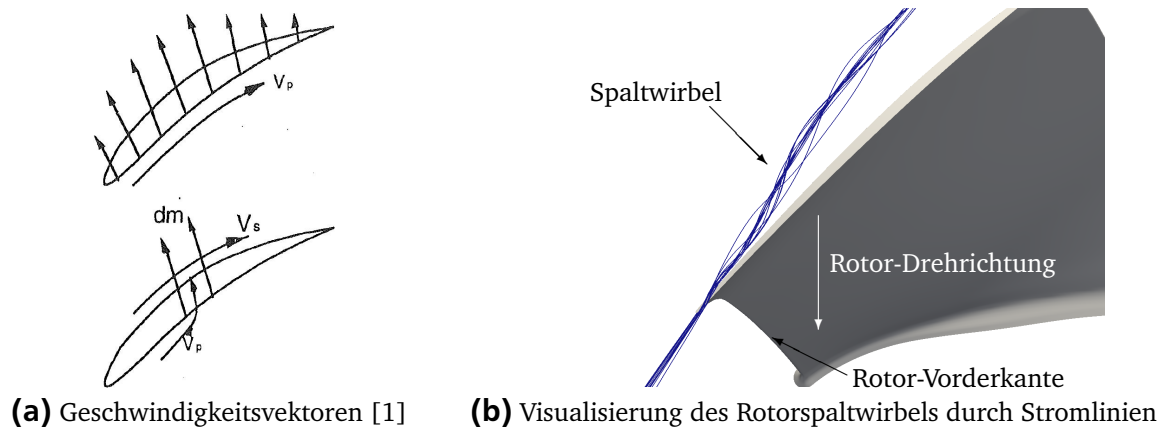


Abbildung 4.1.: Strömung im Schaufelpalt und Rotorspitzenwirbel.

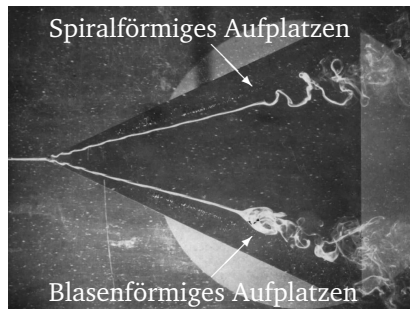
Schaufelsaugseite zu einem Wirbel aufrollt. In Abb. 4.1b wurde dieser Spitzenwirbel anhand von Stromlinien visualisiert. Die Umfangskomponente der Trajektorie des Wirbelkerns verläuft von der Saug- zur Druckseite der nachfolgenden Schaufel und ist damit entgegengesetzt zur Richtung der Querkanalströmung.

Qualitativ würden Spaltleckage und Spitzenwirbel auch in einer reibungsfreien Strömung entstehen. Jedoch sind sowohl der Betrag des Spaltmassenstroms als auch die in der Schaufelpassage entstehenden Verluste von viskosen Vorgängen dominiert [1]. Die der Spaltströmung zugeordneten Phänomene haben einen signifikanten Anteil an der gesamten Verlust- und Blockageproduktion der Schaufelreihe. Bei einer Vergrößerung des Rotorspaltes und einer damit einhergehenden Erhöhung des Leckagemassenstromes sinken sowohl Wirkungsgrad als auch Pumpgrenze. Auf den Beitrag des Spaltwirbels bei der Entstehung von Instabilitäten wird in Abschnitt 5 näher eingegangen.

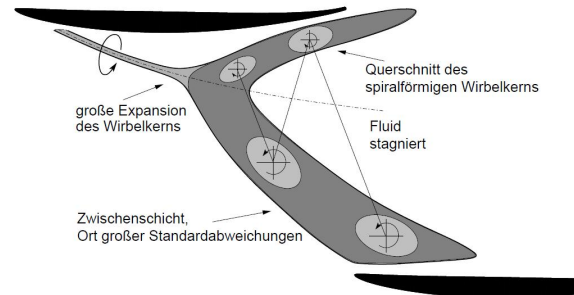
In subsonischen Verdichtern ändert sich sowohl der Punkt des Abrollens des Spitzenwirbels von der Schaufelsaugseite als auch seine Trajektorie mit dem Drosselgrad. Im Gegensatz dazu findet in transsonischen Verdichtern vor dem Auftreffen des Wirbels auf den Stoß nur eine vergleichsweise geringe Änderung dieser Attribute statt [3]. Der Wirbel stellt eine Quelle instationärer Strömung dar. Ihm kann, in Analogie zu den Wirbelpaaren an den Flügelspitzen eines Flugzeuges, eine charakteristische Frequenz zugeordnet werden [4]. Hinweise auf durch den Wirbel verursachte instationäre Strömungsvorgänge wurden in Niedergeschwindigkeits-Forschungsverdichtern gefunden, aber auch in subsonischen und transsonischen Hochgeschwindigkeitsverdichtern [5].

Unter der Wirkung der Druckgradienten innerhalb der Schaufelpassage kann der Wirbelkern plötzlich seine Richtung und seinen Querschnitt ändern. In Verbindung mit dem Auftreten eines Stagnationsgebietes in Verlängerung der ursprünglichen Wirbeltrajektorie wird ein solches Verhalten als „Aufplatzen“ bzw. „Vortex Breakdown“ bezeichnet. Diesem Phänomen kann ebenfalls eine charakteristische Frequenz zugeordnet werden. Wie in Abb. 4.2a gezeigt, sind von Deltaflügeln im hier relevanten Reynoldszahlbereich zwei verschiedene Topologien aufgeplatzter Wirbel bekannt: Blasenförmiges und spiralförmiges Aufplatzen. Schräpp konnte für einen Niedergeschwindigkeitsverdichter die Existenz des spiralförmigen Aufplatzens des Spitzenwirbels experimentell bestätigen [6]. Die zugehörige Strömungstopologie ist in Abb. 4.2b skizziert.

Eine numerische Studie von Yamada et al. weist auf die Existenz eines aufgeplatzten Wirbels auch für den transsonischen NASA Rotor 37 hin [7]. Nahe des Wirkungsgradmaximums handelt



(a) Vortex Breakdown an einem Deltaflügel [11]



(b) Vortex Breakdown im Verdichter [6]

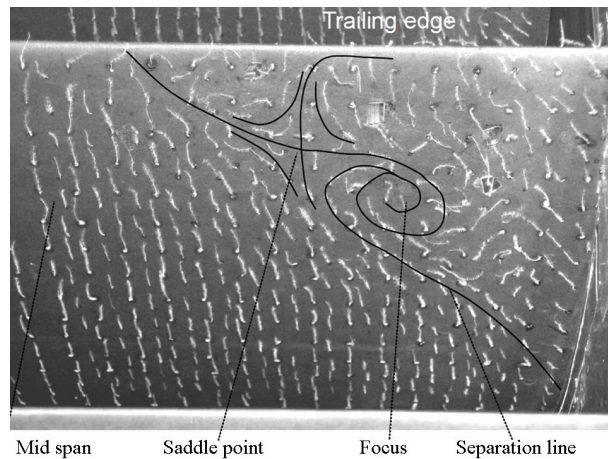
Abbildung 4.2.: Verschiedene Aspekte des Vortex Breakdown.

es sich dabei um ein kleines Gebiet mit blasenförmigem Aufplatzen. Bei stationärer Berechnung des Strömungsfeldes trat das Aufplatzen nicht auf, sondern war aufgrund seiner geringen Größe und niedrigen Frequenz im Bereich von ca. 5 % der Blade Passing Frequency (BPF) nur in instationären CFD-Rechnungen mit einem verfeinerten Netz vorhanden. Beim Betrieb nahe der numerischen Stabilitätsgrenze jedoch trat direkt hinter dem Stoß spiralförmiges Aufplatzen auf. Es zeichnete sich durch eine erheblich größere Verlust- und Blockageproduktion sowie durch eine höhere Frequenz von etwa 50 % der BPF aus. In einem letzten Schritt wurde ein von Smart und Kalkhoran vorgestelltes analytisches Modell zur Vorhersage des Wirbelaufplatzens als Folge der Interaktion mit einem senkrechten Stoß herangezogen [8]. Für den Betriebspunkt mit spiralförmig aufgeplatzttem Wirbel zeigt das Modell einen kritischen Wert an, was die Relevanz der in transsonischen Verdichtern auftretenden Stoß-Wirbel-Interaktion verdeutlicht.

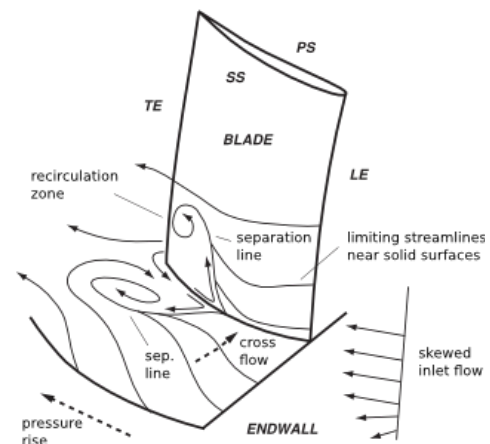
Die Ergebnisse sind konsistent mit den Resultaten einer früheren Studie von Suder und Celestina [3]. Sie konnten für Rotor 37 sowohl numerisch als auch experimentell die Existenz eines Gebietes erhöhter Blockage und Druckverluste stromab der Interaktion von Wirbel und Stoßfront nachweisen. Zwar muss das Aufplatzen des Spitzenwirbels nicht in allen transsonischen Verdichtern direkt stromab des Verdichtungsstoßes erfolgen, sondern kann auch weiter stromab geschehen [9]. Der grundsätzliche Mechanismus, nämlich das Auftreten eines Stagnationsgebietes als Folge eines für den Wirbelkern nicht zu überwindenden statischen Druckanstieges, ist jedoch der gleiche. Lässt sich ein Aufplatzen verhindern, so zeigt der Verdichter erhöhte Wirkungsgrad- und Stabilitätswerte. Dies kann beispielsweise durch eine Pfeilung der Schaufel erreicht werden [9, 10].

4.2 Dreidimensionale Ablösungen im Endwandbereich

In Axialverdichtern kann sich im Eckbereich zwischen Endwand und Schaufelsaugseite ein Gebiet mit abgelöster Strömung bilden. Betroffen davon sind Rotornaben und die Endwände von Statoren ohne Schaufelspalt. Da sowohl Wandgrenzschicht als auch Schaufelgrenzschicht beteiligt sind und sich Form und Größe entlang der Hauptströmungsrichtung ändern, handelt es sich um ein vollständig dreidimensionales Phänomen. Ist die Eckenablösung klein, so wird sie auch als „Corner Separation“ bezeichnet. Wenn sie eine signifikante Größe relativ zur Kanalhöhe und Passagenbreite der betrachteten Schaufelreihe erreicht, so wird von „Corner Stall“ gesprochen. Das entstandene Stagnations- bzw. Rückströmungsgebiet ist in diesem Fall für einen Großteil der gesamten Totaldruckverluste der Schaufelreihe verantwortlich und bewirkt



(a) Topologie auf der Schaufelaußenseite [12]



(b) Beteiligte Phänomene [13]

Abbildung 4.3.: Corner Stall an der Nabe eines Stators.

eine signifikante Verblockung des Annulusquerschnitts. Die Topologie der Eckenablösung ist sehr komplex. Gbadebo et al. wählten eine in Abb. 4.3a gezeigte Beschreibung über Kombinationen von Knoten, Sattelpunkten und Foki [12]. Laut dieser Studie ist zwischen Schaufelaußenseite und Endwand immer ein Gebiet mit abgelöster Strömung zu finden, welches lediglich in seinen Abmessungen sowie der Anzahl von Knoten und Sattelpunkten variiert. Um das Auftreten von Corner Stall vorherzusagen, wurden von Lei et al. zwei Parameter eingeführt, ein Stallindikator und ein Diffusionsparameter [13]. Sie wurden unter der Annahme hergeleitet, dass die in Abb. 4.3b gezeigten Mechanismen ausschlaggebend für die Entstehung von Corner Stall sind. Im Einzelnen handelt es sich dabei um den wandnahen statischen Druckanstieg in Hauptströmungsrichtung, die Querkanalströmung und das Geschwindigkeitsprofil innerhalb der Wandgrenzschicht stromauf der Schaufel. Weiterhin von Bedeutung ist das Teilungsverhältnis des wandnächsten Profilschnittes. Unter anderem erklärt dieses Modell anschaulich, wieso bei Statoren mit Deckband die Totaldruckverluste von der Umfangskomponente des Geschwindigkeitsvektors des aus der Kavität austretenden Fluids abhängen, wie von Demargne und Longley berichtet [14]: Die Umfangsgeschwindigkeit der in die Passage eintretenden Wandgrenzschicht wird in Rotordrehrichtung vergrößert, womit sich die Neigung zum Corner Stall verringert. Trotz einer gewissen Validierung mit Hilfe von numerischen und experimentellen Daten ist das Modell von Lei aufgrund diverser Vereinfachungen nicht universell anwendbar. Neben der Schaufelstreckung [15] und diversen 3D-Schaukelgestaltungsmerkmalen [16] haben auch Abrundungsradien am Schaufelfuß sowie die Form und Rauigkeit der Schaufelvorderkante einen signifikanten Einfluss auf die Größe der Eckenablösung [17, 18]. Weiterhin existieren Hinweise, dass der Hufeisenwirbel an der Entstehung von sowohl Corner Separation als auch Corner Stall beteiligt ist [12]. Ist an der Schaufel ein Spalt oder Teilspalt vorhanden, so kann die Eckenablösung durch den auftretenden Leckagestrom verkleinert und sogar vollständig unterdrückt werden [19]. Da es sich um ein vollständig dreidimensionales Problem handelt, kann es durch die klassische zweidimensionale Grenzschichtmodellierung nicht adäquat modelliert werden [12]. Dies unterstreicht die Notwendigkeit von 3D-CFD-Berechnungsmethoden. Die heute gebräuchlichen RANS-Verfahren können zwar nicht die exakten Abmessungen der Eckenablösung sicher vorhersagen, liefern aber für Auslegungszwecke ausreichend genaue Hinweise auf das eventuelle Vorhandensein eines Corner Stall [20].

5 Instabilitäten in Axialverdichtern

Wird ein Axialverdichter bei konstanter Drehzahl angedrosselt, so tritt an einem bestimmten Punkt eine drastische Änderung des Betriebsverhaltens ein. Ein plötzlicher Abfall von Druckaufbau und Massendurchsatz gehen einher mit erhöhten Schwingungsamplituden. Oft kann der Betriebspunkt nicht mehr als stationär betrachtet werden, sondern es stellt sich eine zyklische Veränderung ein. Zusätzlich besteht die Gefahr von schweren Beschädigungen am Verdichter. Der Punkt, an dem die genannten Vorgänge auftreten markiert somit das Ende des im normalen Betrieb nutzbaren Verdichterarbeitsbereiches. Die Verbindung aller dieser Punkte im Verdichterkennfeld wird auch als Pump- oder Stallgrenze bezeichnet. Um den Abstand eines Betriebspunktes von der Pumpgrenze zu quantifizieren, wird in dieser Arbeit die von Cumpsty verwendete Definition des Pumpgrenzabstandes PG verwendet, wobei der Betriebspunkt mit dem maximalen Stufenwirkungsgrad als Referenzpunkt dient [21]:

$$PG = 1 - \left(\frac{MF_{NS} \Pi_{Ref}}{MF_{Ref} \Pi_{NS}} \right) \quad (5.1)$$

Man spricht nahe der Pump- oder Stallgrenze vom Auftreten von Instabilitäten, weil bereits eine kleine Störung den Übergang vom einem in den anderen Betriebszustand auslösen kann. Das sich ausprägende Strömungsfeld kann allerdings ausgesprochen stabil sein: Unter Umständen ist eine vergleichsweise große Drossel- oder Drehzahländerung notwendig, um den Verdichter wieder in den normalen Betrieb zurückzubringen [22].

Grundsätzlich kann zwischen zwei verschiedenen Phänomenen unterschieden werden: Verdichterpumpen und rotierender Strömungsabriss, welche auch als „Surge“ bzw. „Rotating Stall“ bezeichnet werden [23]. Beim Pumpen handelt es sich um einen eindimensionalen Vorgang, bei dem das gesamte Verdichtungssystem einschließlich des Plenums hinter dem Verdichter beteiligt ist. Für den Pumpvorgang charakteristisch ist die starke zyklische Schwankung des Betriebspunktes. Rotating Stall ist im Gegensatz dazu ein lokales Phänomen, das, sobald vollständig ausgeprägt, nur kleine zeitliche Schwankungen des globalen Betriebspunktes hervorruft. Es bezeichnet den Zusammenbruch des in Umfangsrichtung geordnet periodischen Strömungsfeldes. Eine oder mehrere Zellen mit gestörter Strömung treten auf und bewegen sich mit etwa 20 % bis 50 % der Drehzahl in Rotordrehrichtung. Anzahl und Größe dieser Zellen variiert stark. Die Spanne reicht von drei Schaufelpassagen abdeckenden und auf nur eine Schaufelreihe beschränkten Zellen, die etwa 20 % der Kanalhöhe einnehmen, bis hin zu einer einzelnen, den halben Umfang abdeckenden Zelle, welche sich über die gesamte Kanalhöhe und Verdichtertlänge erstreckt [22].

An welchem Punkt Instabilitäten auftreten und ob Pumpen oder rotierendes Abreißen zu erwarten ist, hängt von einer Reihe von Parametern ab. Reynoldszahl, Spalt- und Leckagemassenströme sowie die Umfangsvariation im Eintrittstotaldruckprofil haben ebenso einen Einfluss wie das Volumen des Plenums hinter dem Verdichter [21, 23–25]. In der Praxis sind beide Instabilitäten zu vermeiden. In vielen Fällen kann rotierendes Abreißen kurz vor dem Auftreten von Verdichterpumpen beobachtet werden [26]. Daher soll an dieser Stelle die Entstehung des

Rotating Stall, in der Literatur auch als „Stall Inception“ bezeichnet, näher beleuchtet werden. Die rotierenden Stallzellen können auf zwei verschiedenen Wegen entstehen. Die beiden Mechanismen werden anhand ihrer charakteristischen Signaturen bei der zeitlich hochaufgelösten Druckmessung als Moden bzw. Spikes bezeichnet. Während sich bei der Entstehung von Rotating Stall über Moden bereits viele Rotorumdrehungen vor Erreichen der Stabilitätsgrenze verschiedene langwellige Signale detektieren lassen, ist bei Spikes das charakteristische Längenmaß wesentlich kleiner, womit sich eine stark verkürzte Zeit zwischen dem Auftreten des ersten Spikes und dem Übergang ins rotierende Abreißen ergibt. Für den Fall der Moden trifft das sogenannte Dunham-Kriterium zu: Instabilität tritt auf, wenn die Steigung der Drehzahlcharakteristik, gebildet mit dem Druckverhältnis aus statischem Druck im Austritt und Totaldruck im Eintritt, gleich Null ist. Spikes treten in der Regel vor Erreichen dieses Punktes auf. Der Ursprung der Spikes liegt in der Nähe des Gehäuses [26]. Vo et al. zeigten auf, dass die Spaltströmung eine entscheidende Rolle bei der Entstehung von Spikes spielt [27]. Laut dieser Studie müssen zwei Kriterien gleichzeitig erfüllt werden:

- Auftreffen der Spaltströmung auf die Vorderkante der nachfolgenden Schaufel, Umspülung der Vorderkante unterhalb des Spaltes.
- Rückströmung der Spaltströmung an der Hinterkante und Auftreffen auf die Druckseite einer nacheilenden Schaufel.

Die Spaltströmung muss dabei nicht notwendigerweise von der benachbarten Schaufel stammen, sondern kann auch über mehrere Passagen hinweg transportiert werden. Solange nur eines der beiden Kriterien erfüllt ist, kann der Verdichter noch stabil betrieben werden [28, 29]. Der Spaltwirbel ist bei der Entstehung von Spikes von hoher Relevanz. In transsonischen Rotoren kann das Fluid am Übergang zwischen Zuströmung und Spaltströmung aufgrund der Interaktion von Spitzenwirbel und Stoß einen sehr niedrigen Impuls haben [30]. Ein Aufplatzen des Wirbels und die damit einhergehende Verschiebung des Spaltströmungsgebietes stromauf wird ebenfalls mit der Entstehung von Rotating Stall in Verbindung gebracht [31, 32]. Zwar ist auch in transsonischen Rotoren der Eintritt von Rotating Stall nicht immer auf ein Aufplatzen des Wirbels zurückzuführen [33]. Geschieht dies jedoch, ist auch eine niedrigere Pumpgrenze zu beobachten als ohne Aufplatzen [9]. Ferner gibt es Hinweise auf weitere Wirbelstrukturen, die ebenfalls an der Entstehung von rotierendem Abreißen oder den bereits bei niedrigeren Drosselgraden auftretenden rotierenden Instabilitäten beteiligt sein könnten [34–37].

Um das Auftreten aerodynamischer Instabilität vorhersagen zu können, wurden verschiedene Methoden entwickelt. Darunter sind ein- oder mehrdimensionale analytische Modelle oder auch überwiegend empirische Ansätze [5, 38, 39]. Obwohl damit für einen oder eine Familie von Verdichtern eine durchaus akzeptable Vorhersagegenauigkeit demonstriert wurde, existiert gegenwärtig keine allgemein anwendbare Methode. Die Stabilitätsvorhersage mit stationärer RANS-CFD ist insbesondere bei mehrstufigen Verdichtern ebenfalls nicht zuverlässig [20]. Die verbreitete Praxis, stationär und mit nur einer Passage pro Schaufelreihe zu rechnen, lässt eine Simulation des instationären Verhaltens des Spitzenwirbels oder der Entstehung von Rotating Stall nicht zu. Instationäre Vollkranz-Simulationen sind aufgrund ihres hohen Rechenzeitbedarfes für Auslegungszwecke noch nicht verfügbar [40, 41]. Es gibt sogar Vermutungen, dass RANS-CFD prinzipiell nicht in der Lage ist, die für das Entstehen von Rotating Stall relevanten Vorgänge mit adäquater Genauigkeit darzustellen [29]. Trotz der genannten Schwierigkeiten ist eine Abschätzung des Arbeitsbereiches für die Auslegung eines neuen Verdichters unabdingbar. Die hier genutzten Methoden sind in den Kapiteln 8 und 10.1.1 beschrieben.

6 Methoden zur Strömungskontrolle

Die in den Abschnitten 4 und 5 diskutierten Sekundärströmungs- und Instabilitätseffekte können durch verschiedene Maßnahmen beeinflusst werden. Es lassen sich zwei Gruppen bilden: Passive und aktive Methoden. Während erstere sich durch nicht-variable geometrische Merkmale auszeichnen, besteht bei letzteren die Möglichkeit zur Regelung. In modernen Verdichtern finden sich diverse Kombinationen dieser Methoden. Die folgenden beiden Abschnitte sollen eine kurze Aufzählung der allgemein bekannten Methoden geben, ohne einen Anspruch auf Vollständigkeit zu erheben.

6.1 Passive Methoden

Zu den passiven Methoden zählen verschiedene Gestaltungsmerkmale der Schaufelgeometrie, gelegentlich auch als „3D-Blading“ bezeichnet. Zunächst ist hier die Anpassung der Blattwinkel in Wandnähe zu nennen, um der durch die Sekundärströmungseffekte hervorgerufenen Minder- bzw. Mehrumlenkung Rechnung zu tragen. Die lokale Modifikation der Krümmungsverteilung der wandnahen Schaufelschnitte, auch als „Recambering“ bezeichnet, zielt ebenfalls darauf ab [42]. Um die Stärke der Querkanalströmung zu beeinflussen kann auch auf der gesamten Sehnenlänge eine von der Kanalmitte abweichende Krümmungsverteilung gewählt werden. Schließlich seien noch die verschiedenen Möglichkeiten zur radialen Auffädung der einzelnen Schaufelschnitte erwähnt, durch die sich die aerodynamische Belastung der Schaufel radial umverteilen lässt. Diese Techniken werden auch als „Sweep“, „Bow“ oder „Dihedral“ bezeichnet [43].

Modifikationen der Annulusgeometrie stellen eine weitere Untergruppe der passiven Methoden dar. Die dazu zählende Anbringung von Grenzschichtzäunen [44] oder Wirbelgeneratoren [45] innerhalb bzw. vor der Schaufelpassage befindet sich noch in einem vergleichsweise frühen Entwicklungsstadium. Weiter fortgeschritten ist der Stand der Technik bei der Konturierung der Endwände. Zwar ist in Verdichtern zum gegenwärtigen Zeitpunkt nur die rotationsymmetrische Variante verbreitet. Die erfolgreiche Anwendung von nicht-achsensymmetrischer Endwandkonturierung in Turbinen von Serientriebwerken zeigt jedoch das grundsätzliche Potenzial dieser Technik bei der Sekundärströmungskontrolle. Ein Überblick über den aktuellen Entwicklungsstand wird in Abschnitt 7.1 gegeben. Zuletzt sind noch die Gehäusestrukturierungen zu nennen, die primär zur Erweiterung des nutzbaren Arbeitsbereiches eingesetzt werden. Auf diese seit vielen Jahren bekannte Methode wird in Abschnitt 7.2 weiter eingegangen.

6.2 Aktive Methoden

Die aktiven Methoden werden in erster Linie zur Vermeidung von Stall oder Verdichterpumpen eingesetzt. Da sie oftmals auch eine Verringerung des Verdichterwirkungsgrades bewirken, werden sie als regelbare Maßnahmen nur dann aktiviert, wenn der vergrößerte Verdichterarbeitsbereich tatsächlich benötigt wird. In einem Flugtriebwerk ist dies in der Regel im Teillastbetrieb und während transienter Manöver der Fall. Variable Zapfluftentnahme ist bereits seit

vielen Jahren im Einsatz und neben den Statoren mit variablem Staffelungswinkel das meistgenutzte Mittel zur Stabilitätserweiterung im Teillastbetrieb. Innerhalb oder stromab des Verdichters wird bis etwa 20 % des Eintrittsmassenstromes entnommen. Dadurch senkt sich bei einer Darstellung im Verdichterkennfeld die Arbeitslinie signifikant ab. Dies führt zu einem erweiterten Pumpgrenzabstand, auch wenn in manchen Fällen die Pumpgrenzlinie leicht absinkt. Bei Zweistromtriebwerken kann die entnommene Zapfluft mit dem Mantelstrom vermischt werden, um so die bereits zugeführte Arbeit zumindest teilweise zu nutzen. Zwar ist die Zapfluftentnahme, genau wie die variable Statorgeometrie, strenggenommen keine auf die Kontrolle der Sekundärströmung zielende Maßnahme. Sie wird hier jedoch erwähnt, weil durch die Entnahme am Gehäuse auch die dort befindliche Grenzschicht abgesaugt wird. Somit verbessern sich bei einer Anordnung innerhalb des Verdichters die gehäusenahen Zuströmbedingungen für die stromab gelegenen Schaufelreihen, was durchaus als Beeinflussung der Sekundärströmung betrachtet werden kann.

Eine weitere aktive Möglichkeit, die dem Autor allerdings nur als Forschungsgegenstand, nicht aber als konkrete Triebwerksanwendung bekannt ist, stellt die Rezirkulation von Zapfluft über eine oder mehrere Stufen hinweg dar. Komprimiertes Fluid wird abgezapft und stromauf mittels umfangsdiskreter Düsen im Blattspitzenbereich einer Rotorschaukelreihe eingeblasen [46]. Diese Technik zielt auf die Unterdrückung von Instabilitäten, die an der Rotorspitze auftreten. Somit ist im Gegensatz zur reinen Zapfluftentnahme die Verschiebung der Pumpgrenzlinie hin zu höheren Druckverhältnissen der maßgebliche Effekt.

Zusammen mit geeigneten Verfahren zur Bestimmung eines unmittelbar bevorstehenden Stall- oder Pumpvorgangs können die genannten aktiven Methoden zu vollständigen Systemen zur aktiven Vermeidung von instabilen Verdichterbetriebszuständen vereint werden. Wadia et al. [38] berichten von einem System, das die Treibstoffzufuhr eines Triebwerks basierend auf den korrelierten Signalen von schnellen Drucksensoren über dem Rotor der dritten Stufe eines siebenstufigen Verdichters regelte. Lin et al. [5] benutzten ebenfalls eine Korrelation basierend auf den Signalen von schnellen Drucksensoren, setzten aber Mikro-Injektion genannte Einblasung von kleinen Luftmengen zur Stabilitätskontrolle ein.

7 Stand der Forschung

Zwei der bekannten Methoden zur Sekundärströmungskontrolle in Axialverdichtern sind aktuell nicht oder nur in Ausnahmefällen in Serientriebwerken zu finden: Endwandkonturierung und Gehäusestrukturierung. Aus diesem Grund und weil es sich hierbei um das Kernthema der vorliegenden Arbeit handelt, soll hier ein Überblick über den Stand der Forschung dieser beiden Technologien gegeben werden.

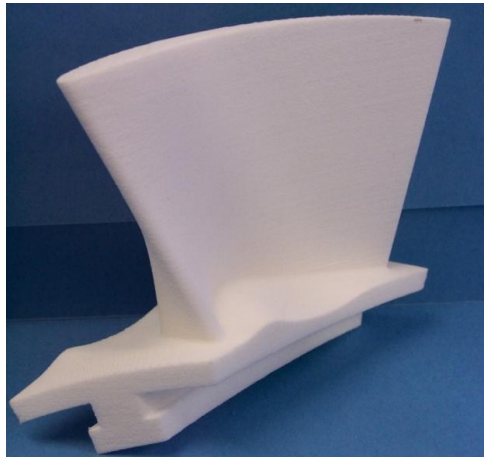
7.1 Endwandkonturierung

Seit geraumer Zeit ist bekannt, dass die Geometrie von Nabe und Gehäuse einen bedeutenden Auslegungsparameter von axialen Turbomaschinen darstellt. Daher wird sie bereits bei der Auslegung berücksichtigt. Sowohl eindimensionale Mittelschnittverfahren als auch 2D-Stromlinienkrümmungsverfahren werden dazu benutzt, die Naben- und Gehäuseradien in den Eintritts- und Austrittsebenen der einzelnen Schaufelreihen bereits in einem möglichst frühen Stadium des Auslegungsprozesses innerhalb einer gewissen Bandbreite festzulegen. Einhergehend mit der verstärkten Nutzung von 3D-Berechnungsverfahren zeichnet sich in den letzten Jahren eine zusätzliche Entwicklung ab. Anstatt einen möglichst glatten Verlauf der Annuluskontur anzustreben und in erster Linie die Radien in den Schaufeleintritts- und -austrittseben zu betrachten, rückt zunehmend auch die Formgebung innerhalb der Schaufelpassage in den Fokus. Wird diese bei annähernd gleich bleibenden Eckpunkten der Schaufelreihe verändert, so werden oft die Begriffe „Konturierung“ oder „Profilierung“ verwendet. Dies gilt sowohl für den rotationssymmetrischen Fall als auch für den Fall einer nicht-achsensymmetrischen Annuluskontur. Diese beiden Konturierungsvarianten werden auch als 2D- bzw. 3D-Profilierung bezeichnet. Da bei den in dieser Arbeit vorgestellten 3D-Profilierungen alle Passagen einer konturierten Schaufelreihe gleich aussehen, handelt es sich zwar genau genommen um eine periodisch achsensymmetrische Formgebung. Um konsistent mit der vorhandenen Literatur zu sein, wird jedoch für diese Variante die Bezeichnung „nicht-achsensymmetrisch“ verwendet.

Nicht-achsensymmetrische Endwandkonturierung wurde zunächst in Axialturbinen eingesetzt, die erste Anwendung in Verdichtern erfolgte einige Jahre später. In den folgenden Abschnitten wird ein Überblick über den Stand der Forschung mit einem Fokus auf den Verdichterbereich gegeben. Unter anderem soll dies dazu dienen, die dieser Arbeit zugrunde liegende Fragestellung und Methodik besser einordnen zu können.

7.1.1 Einfluss der Endwandgeometrie auf das Strömungsfeld

Grundsätzlich wird eine Konturierung zur Modifikation der statischen Druckverteilung in Wandnähe eingesetzt. Unter der Annahme, dass die Strömung nahe der Wand nahezu parallel zu dieser verläuft, lässt sich der Einfluss der Wandgeometrie auf das lokale Strömungsfeld in erster Näherung über die Stromlinienkrümmung beschreiben [21]. Diese Annahme ist zwar für den Fall eines wandnahen Ablösegebietes oder sehr plötzlicher Geometrieänderungen nicht gerechtfertigt und daher für die detaillierte Auslegung einer Konturierung untauglich. Sie ermöglicht



(a) Axialturbinenrotor [47]



(b) Lineare Verdichterkaskade [48]

Abbildung 7.1.: Beispiele für nicht-achsensymmetrische Konturierungen.

jedoch die anschauliche Darstellung einiger grundlegender Aspekte und soll daher für diesen Abschnitt beibehalten werden. Für eine in die Meridionalebene projizierte wandnahe Stromlinie mit einem lokalen Krümmungsradius r gilt

$$\frac{\partial p_s}{\partial j} \sim \frac{1}{r} \quad (7.1)$$

Ist die Wand für die Strömung konvex gekrümmt, so erhöht sich der statische Druck. Bei konkaver Krümmung sinkt er. Dieses Prinzip kann analog auch für die Umfangsrichtung übertragen werden. Hier interagiert zwar die lokale Krümmung der Wand mit dem durch die Schaufeln hervorgerufenen Druckgradienten. Der grundlegende Effekt, laut dem eine stärkere lokale Krümmung der Stromlinien mit einem stärkeren statischen Druckgradienten senkrecht zur Strömungsrichtung einhergeht, ist jedoch derselbe. Einen ebenfalls zu berücksichtigenden Einfluss hat die effektiv durchströmte Fläche. Sie ergibt sich aus der geometrischen Querschnittsfläche unter Berücksichtigung von Verblockungseffekten. Wird die Fläche lokal vergrößert, so steigt der statische Druck bei gleichem Massendurchsatz, bei einer Flächenverringerung sinkt er. Im Gegensatz zu den Krümmungseffekten hat eine Änderung der effektiven Querschnittsfläche einen weniger lokalen Einfluss und wirkt sich damit stärker auf das Strömungsfeld in Kanalmitte aus.

Durch eine Konturierung können die Krümmungsverläufe in Axial- und Umfangsrichtung sowie die lokale Querschnittsfläche gezielt modifiziert werden. Unabhängig von der Schaufelgeometrie lässt sich so beispielsweise der statische Druckgradient in Umfangsrichtung und damit die Querkanalströmung entweder abschwächen oder verstärken. Die anzustrebende Druckverteilung ist unter anderem abhängig vom Strömungsbild der Ausgangsvariante sowie von der jeweiligen Zielsetzung und muss daher für jeden konkreten Anwendungsfall neu definiert werden.

7.1.2 Konturierung in Axialturbinen

Obwohl nicht der eigentliche Gegenstand der vorliegenden Arbeit, ist ein kurzer Überblick über den Stand der nicht-achsensymmetrischen Endwandkonturierung in Axialturbinen sinn-

voll. Zwar unterscheidet sich die Ausprägung der verschiedenen Sekundärströmungsphänomene zwischen Turbinen und Verdichtern aufgrund des fundamentalen Unterschiedes im Strömungsfeld, namentlich einer beschleunigten Strömung in Turbinen im Gegensatz zu einer verzögerten Strömung in Verdichtern, signifikant. Einige qualitative Gemeinsamkeiten existieren jedoch, beispielsweise die durch den statischen Druckgradienten zwischen Druck- und Saugseite der Schaufel getriebene Querkanalströmung. Da die Kontrolle dieser Querkanalströmung ein Ziel der nicht-achsensymmetrischen Endwandkonturierung in Axialturbinen ist, ist die Annahme gerechtfertigt, dass gewisse Aspekte der Turbinenkonturierung auch für Verdichter zutreffen. Weiterhin ist die verfügbare Literatur zur Konturierung in Axialturbinen um ein Vielfaches umfangreicher als im Verdichterbereich.

Entwicklung

Getrieben durch den anhaltenden Druck zur weiteren Verbesserung der Leistungskenngrößen für neue Axialturbinen, lag ab den 80er Jahren des 20. Jahrhunderts ein stärkerer Fokus auf den Details der Annulusgeometrie und den Möglichkeiten zur Beeinflussung der wandnahen Sekundärströmung. Insbesondere der Hufeisenwirbel und die Querkanalströmung sollten durch eine gezielte Konturierung besser kontrolliert werden, um eine Reduktion der Totaldruckverluste zu erzielen. Dies wurde in einigen Untersuchungen mittels achsensymmetrischer Konturierung bewerkstelligt [49–52]. In einer Vielzahl von weiteren Veröffentlichungen wurde die Konturierung auch in Umfangsrichtung variabel gestaltet und als nicht-achsensymmetrische oder 3D-Profilierung bezeichnet. Grundlagenuntersuchungen wurden zunächst an linearen und annularen Kaskaden durchgeführt [53–55]. Es folgte die Übertragung auf einstufige Forschungsturbinen, mehrstufige Triebwerksturbinen und schließlich die Anwendung in Produktionstriebwerken [56–58]. Die Hochdruckturbine des Trent 500 sowie die Niederdruckturbine des Trent 900 sind zwei Beispiele für zivile Flugtriebwerke [59–61]. Ferner sind auch Anwendungen in stationären Gasturbinen bekannt [62]. Eine genauere Beschreibung der zum gegenwärtigen Stand der Technik führenden Entwicklung ist in Appendix A.1 gegeben.

Eigenschaften

Aus der vorhandenen Literatur lassen sich einige Eigenschaften der Endwandprofilierung ableiten, die für die Anwendung und Auslegung in Axialturbinen von Bedeutung sind. Diese Eigenschaften werden im folgenden Abschnitt kurz diskutiert. Weitere Details sind in Appendix A.2 zu finden. Obwohl nicht zu erwarten ist, dass die Geometrie der Profilierung von Turbinen ohne weitere Modifikationen auf Verdichter übertragen werden kann, können einige Aspekte zur Vorhersagegenauigkeit und Auslegungsmethodik als Startpunkt für die Anwendung von profilierten Endwänden in Axialverdichtern gesehen werden.

Die experimentell verifizierte Verbesserung des Stufenwirkungsgrades durch eine Konturierung liegt im Bereich von 0,3 % bis 1 %, die relative Reduktion des Totaldruckverlustes einer Schaufelreihe im Bereich von 5 % bis 50 %. Für die erfolgreiche Auslegung der Konturierung sind 3D-CFD-Simulationen notwendig, da sich nur so der Einfluss der Geometrieänderungen auf das Strömungsfeld quantitativ bestimmen lässt. Die eigentlichen Zielgrößen Druckverlust und Stufenwirkungsgrad bzw. deren Änderung konnten bis vor einigen Jahren nicht mit ausreichender Zuverlässigkeit vorhergesagt werden [63]. Mit der raschen Weiterentwicklung der numerischen Methoden ist inzwischen auch das Vertrauen bezüglich der Wiedergabe von Verlust- und Wirkungsgradtrends gestiegen. Zwar gibt es noch Verbesserungsbedarf bei der quantitativ richtigen Vorhersage der Änderung dieser Parameter. Die qualitative Änderung jedoch hat eine für die

erfolgreiche Auslegung der Konturierung ausreichende Genauigkeit erlangt. Es ist dem Autor keine Studie aus den letzten fünf Jahren bekannt, in der einer numerisch bestimmten Verlustreduktion eine experimentell ermittelte Verluststeigerung gegenüber stand.

7.1.3 Konturierung in Axialverdichtern

Im Vergleich zu Turbinen ist bei Axialverdichtern der Wissensstand über den Nutzen und mögliche Anwendungsstrategien der Annuluskonturierung weniger umfangreich. In den letzten Jahren wurde allerdings eine Anzahl von Studien veröffentlicht, die den Schluss nahelegen, dass dieses Auslegungsmerkmal auch in Verdichtern zur Verbesserung der aerodynamischen Eigenschaften eingesetzt werden kann. In Analogie zu Abschnitt 7.1.2 soll daher an dieser Stelle ein Überblick über die publizierten Forschungsbeiträge sowie eine Aufzählung der relevanten Eigenschaften gegeben werden.

Entwicklung

In der Literatur sind neben Untersuchungen zur 3D-Profilierung einige Arbeiten zu finden, deren Fokus auf der achsensymmetrischen Konturierung des Annulus von Axialverdichtern liegt. Neben der Auslegungsmethodik haben sie mit der nicht-achsensymmetrischen Variante die genauere Betrachtung der Naben- und Gehäusegeometrie innerhalb der Schaufelpassage gemeinsam und sollen deswegen an dieser Stelle erwähnt werden. Als eine der frühesten Arbeiten ist die Untersuchung von Hoeger et al. zu nennen [64, 65]. Anhand einer linearen Hochgeschwindigkeitskaskade wird numerisch und experimentell gezeigt, dass sich durch eine Konturierung die Totaldruckverluste in Wandnähe reduzieren lassen. Becker et al. modifizierten die Annuluskontur als Teil eines automatischen Auslegungssystems [66]. Der genaue Beitrag der Konturierung an der gesamten Wirkungsgradsteigerung ist allerdings aufgrund der gleichzeitigen Variation der Schaufelgeometrie nicht bestimmbar. Dies gilt auch für das Austrittsleitrad eines Fans, das von Endicott und Sonoda numerisch untersucht wurde [67, 68]. Durch kombinierte Schaufel- und Endwandmodifikation sagen sie eine Verlustreduktion von 20 % vorher. Kröger et al. konzentrierten sich auf die achsensymmetrische Gehäusekonturierung von Rotoren [69–71]. Hier war die Beeinflussung des Schaufelspitzenwirbels der maßgebliche Effekt der Konturierung. In manchen Aspekten entspricht die Konturierung damit einer Gehäusestrukturierung, worauf in Abschnitt 7.2 weiter eingegangen wird. Als erfolgreich können die Arbeiten von Dorfner und Hergt bezeichnet werden. Zunächst wurde das in ähnlicher Form auch von Becker et al. und Kröger et al. verwendete automatische Auslegungssystem des DLR erweitert, um auch nicht-achsensymmetrische Annuluskonturen erzeugen zu können. Erste numerische Ergebnisse zeigten bereits anhand eines Stators die Fähigkeit zur Unterdrückung von wandnahen Ablösegebieten [72]. Diese Arbeit stellt auch die erste dem Autor bekannte Veröffentlichung zur Anwendung von 3D-Profilierung in einem Axialverdichter dar. Das daraufhin vorgestellte nicht-achsensymmetrische Konturierungskonzept unterscheidet sich in seiner Geometrie deutlich von anderen Profilierungen [73]. Die Konturierung ist in Abb. 7.1b gezeigt und hat eine von den Autoren als „Aerodynamic Separator“ bezeichnete Wirkungsweise. Über das Zusammenspiel einer Ablösekannte in Umfangsrichtung und eines in Hauptströmungsrichtung verlaufenden Wirbels wird die Querkanalströmung beeinflusst und so der Druckverlust reduziert. Versuche an einer linearen Hochgeschwindigkeitskaskade bestätigten qualitativ die numerisch vorhergesagte Verlustreduktion [74]. Während sich der Betrag der vorhergesagten Verlustreduktion als zu optimistisch erwies, stimmte die durch die Konturierung bewirkte qualitative Änderung der radialen

Verlustverteilung gut zwischen CFD und Experiment überein. Weitere experimentelle Untersuchungen, unter anderem mittels PIV, verdeutlichten die Wirksamkeit der Konturierung bei der Unterdrückung von Eckenablösung [75].

Harvey und Offord veröffentlichten eine zweiteilige Studie, in der zunächst anhand einer linearen Niedergeschwindigkeitskaskade einige grundlegende Aspekte einer 3D-Profilierung numerisch und experimentell untersucht wurden [76]. In einem zweiten, ausschließlich numerischen Schritt wurden alle Schaufelreihen eines sechsstufigen Hochdruckverdichters mit 3D-Endwandkonturierung ausgestattet [42]. Zusätzlich zum mit 2D-Beschaufelung ausgestatteten Referenzverdichter und der profilierten Variante wurde auch eine Variante mit 3D-Schaufelgestaltungsmerkmalen bei der Analyse berücksichtigt. Der Vergleich zeigte, dass die Konturierung ein vergleichbar hohes Potenzial zur Wirkungsgradsteigerung bietet wie aktuelle Methoden zur Schaufelgestaltung. Insbesondere bei Statoren mit Eckenablösung ließen sich signifikante Verlustreduktionen erzielen. Laut den Autoren der Studie ist jedoch nicht klar, wie eine Konturierung bei modernen Verdichtern zur weiteren Wirkungsgradsteigerung beitragen kann. Diese Verdichter sind in der Regel mit einer 3D-Beschaufelung ausgestattet und weisen daher keine oder nur geringe Rückströmungsgebiete auf. Wie im Turbinenbereich ist nicht zu erwarten, dass sich die positiven Effekte von Konturierung und Profilierung linear addieren lassen. Vielmehr ist von einer gegenseitigen Beeinflussung auszugehen.

Lu et al. berichteten von einem Forschungsverdichter, dessen Stator in der Referenzkonfiguration ausgeprägte Rückströmungsgebiete aufweist [77]. In ihrer numerischen Studie konnten sie zeigen, dass sich diese durch eine Konturierung an Nabe und Gehäuse in ihrer Größe reduzieren lassen. Der Stufenwirkungsgrad stieg dadurch um etwa ein Prozent. Hu et al. konturierten die Rotornabe des Verdichters und berichten von einem numerisch bestimmten Wirkungsgradanstieg von 0,45 % [78].

Lepot et al. veröffentlichten mehrere numerische Studien, in denen Rotornaben mit 2D- und 3D-Profilierungen versehen wurden [79–81]. Obwohl für bestimmte Betriebspunkte leichte Verbesserungen sichtbar wurden, ist kein signifikanter und konsistenter Anstieg des Stufenwirkungsgrades über ein ausreichend großes Band von Betriebszuständen zu erkennen, so dass erst von der angekündigten experimentellen Validierung mehr Klarheit über die tatsächlichen Verbesserungen erwartet werden kann. Weitere rein numerische Studien wurden von Reising et al. publiziert [82–86]. Für den Stator eines transsonischen Forschungsverdichters konnten signifikante Verbesserungen durch die Reduktion von Rückströmungsgebieten gezeigt werden, die mehr als ein Prozent Erhöhung des Stufenwirkungsgrades bewirkten. Die Nabenkonturierung des Rotors hingegen zeigte wesentlich geringere Verbesserungen. Eine abschließende Untersuchung mit instationären Berechnungen kam zu dem Schluss, dass stationäre RANS-CFD ausreichend für die Auslegung von nicht-achsensymmetrischen Annulusprofilierungen ist.

Abschließend sollen auch die am britischen Whittle Lab durchgeführten Arbeiten an einem beschaufelten Schwanenhals erwähnt werden, obwohl dort in der Regel im Mittel keine verzögerte, sondern eine leicht beschleunigte Strömung vorliegt [87, 88]. Der Schwanenhals ist ein Verbindungskanal zwischen zwei auf unterschiedlichen Wellen angeordneten Verdichtern und kann daher auch als Teil des Verdichtungssystems gesehen werden. Die Studien zeigten, dass sich durch die Konturierung bei gleichbleibenden Verlusten ein aggressiveres Design realisieren ließ, dessen Verhältnis von Radiusänderung zu axialer Baulänge außerhalb des für konventionelle Kanäle üblichen Parameterraumes lag. An diesem Beispiel wird zum Einen ein weiteres Mal die Eignung der 3D-Profilierung zur Unterdrückung von Eckenablösung deutlich, zum Anderen wird eine nicht nur direkt auf die Verlustreduktion zielende Methode zur Ausnutzung

dieser Eigenschaft vorgestellt. Darüber hinaus wurde der Auslegungsprozess experimentell validiert, was zu einer erhöhten Relevanz der dokumentierten Ergebnisse beiträgt.

Eigenschaften

Experimentelle Ergebnisse zur erreichten Reduktion des Totaldruckverlustes wurden bisher nur für eine lineare Kaskade geliefert [73, 74]. Dort wurde eine Größenordnung von etwa 17 % bis 20 % des Ausgangswertes bestimmt. Die Arbeiten von Hoeger et al. sowie Lepot et al. weisen darauf hin, dass sich durch eine 3D-Profilierung bessere Ergebnisse erzielen lassen als durch eine achsensymmetrische Konturierung [64, 77, 80, 81]. Aus den übrigen Studien lässt sich ableiten, dass eine nicht-achsensymmetrische Annuluskonturierung bei Statoren größere Verbesserungen erzielen kann als bei Rotoren, und zwar genau dann, wenn die Ausgangsvariante des betrachteten Stators ein wandnahes Rückströmungsgebiet aufweist. Die Konturierung kann dann zur Unterdrückung dieses Rückströmungsgebietes eingesetzt werden und reduziert somit dessen Anteil an den Gesamtverlusten des Stators. Bei Rotoren wurde bisher nur von vergleichsweise geringen aerodynamische Verbesserungen durch eine 3D-Nabenkonturierung berichtet. Reduktionen beim Totaldruckverlust, soweit vorhanden, waren nicht im unmittelbaren Nabenbereich, sondern bei Schaufelhöhen oberhalb von 10 % zu finden. Allerdings ist aus den veröffentlichten Daten nicht ersichtlich, ob dies generell für Axialverdichtertrotoren gilt oder vielmehr in der Auswahl der jeweiligen Rotoren begründet ist, die allesamt keine Ablöse neigung im Nabenbereich erkennen ließen. Die Prozedur zur Auslegung der Konturierungsgeometrie ist nah an die im Turbinenbereich verwendete Methodik angelehnt. In der Mehrzahl der veröffentlichten Arbeiten werden automatisierte Auslegungsverfahren genutzt, die verschiedene Suchverfahren mit stationärer RANS-CFD koppeln.

Aufgrund der im Vergleich zu Turbinen kurzen Zeit, seit der Verdichter mit 3D-Konturierung untersucht werden, sind einige für den Einsatz in Produktionstriebwerken relevante Eigenschaften noch nicht detailliert betrachtet worden. Dazu zählen beispielsweise Abhängigkeiten von Mach- und Reynoldszahl sowie generell das Verhalten in Betriebspunkten abseits des Auslegungspunktes. Ebenso ungeklärt sind Robustheitsaspekte und das Zusammenspiel mit verdichtertypischer Sekundärgeometrie wie Ausrundungsradien oder Kavitäten. Weiterhin gibt es zumindest in der offenen Literatur noch keine experimentelle Validierung der für einen Hochgeschwindigkeitsverdichter vorhergesagten Wirkungsgradsteigerung. Zuletzt ist auch noch offen, wie sich die zusätzlichen Gestaltungsmöglichkeiten, die sich durch die nicht-achsensymmetrische Naben- oder Gehäusekonturierung ergeben, am besten in modernen Axialverdichtern einsetzen lassen. Diese weisen in der Regel keine ausgeprägten Rückströmungsgebiete auf, welche durch eine Konturierung unterdrückt werden könnten. Zwar können unter Zuhilfenahme der vorhandenen Untersuchungen im Turbinenbereich Vermutungen über die genannten Aspekte angestellt werden. Zumindest eine Überprüfung der aufgestellten Thesen ist für Axialverdichter jedoch unumgänglich. Dies ist ein weiterer Grund für die Wahl der Aufgabenstellung der vorliegenden Arbeit, die insbesondere den letzten der angesprochenen Punkte, nämlich das Zusammenspiel der Konturierung mit bestehenden Methoden der 3D-Schaufelgestaltung, näher untersuchen soll.

7.2 Gehäusestrukturierung

Die Verwendung von Gehäusestrukturierungen (Englisch: Casing Treatments; im Folgenden wird auch die gebräuchlichste Abkürzung CT verwendet) ist, wie bereits in Abschnitt 6.1 erwähnt, eine passive Maßnahme zur Beeinflussung der wandnahen Strömung im Schaufelspitzenbereich von Turboverdichtern. Gehäusestrukturierungen werden in erster Linie zur Erweiterung des nutzbaren Verdichterarbeitsbereiches eingesetzt. Sie sind in der Lage, die Stabilitätsgrenze signifikant hin zu kleineren Massenströmen und größeren Druckverhältnissen zu verschieben und bewirken darüber hinaus eine Desensibilisierung der Rotorströmung bezüglich des Schaufelspitzenspaltes. Die Strukturierungen bestehen aus Nuten, Schlitzten oder Kanälen im Verdichtergehäuse und sind in der Regel in der Nähe oder über der Rotorschaufelspitze positioniert. Anwendungen im Nabenbereich von deckbandlosen Statoren sind auch bekannt, aber wesentlich weniger verbreitet. Der Einsatz von Gehäusestrukturierungen ist nicht auf Axialverdichter beschränkt. Es ist ebenso möglich, Gebläse von Lüftern mit CT auszustatten [89]. Dort wird die Bezeichnung „Anti-Stall Stabilisation Ring“ verwendet. Anwendungen in Radialverdichtern sind auch bekannt [90–97].

Grundsätzlich können Gehäusestrukturierungen als eine spezielle Form der Endwandkonturierung gesehen werden. Die Beiträge von Kröger [71] sowie Ito et al. [98] verdeutlichen, dass die sprachliche Trennung zwischen Gehäusekonturierung und -strukturierung eher historisch als physikalisch begründet ist. Um dennoch eine gewisse Orientierung zu bieten soll in der vorliegenden Arbeit die folgende Abgrenzung verwendet werden: Ist im modifizierten Endwandbereich ein Schaufelspalt vorhanden, spricht man von einer Gehäusestrukturierung, ohne Spalt von Endwandkonturierung. Diese Definition greift einerseits den grundlegenden Unterschied in der Geometrie und Topologie der zu beeinflussenden Sekundärströmung auf und ist andererseits konsistent mit der überwiegenden Mehrheit der vorhandenen Literatur.

Der stabilisierende Effekt von Gehäusestrukturierungen ist bereits seit vielen Dekaden bekannt, entsprechend umfangreich ist die veröffentlichte Literatur zu diesem Thema. Aus Platzgründen und weil sich auch so ein repräsentativer Überblick über die relevanten Aspekte geben lässt, soll an dieser Stelle ein Fokus auf die Entwicklungen des letzten Jahrzehnts gelegt werden. Für einen umfangreichen Überblick über die geschichtliche Entwicklung in der übrigen Zeit sowie einige detailliertere Ausführungen zur Wirkungsweise und Anwendung von Gehäusestrukturierungen sei auf den Beitrag von Hathaway verwiesen [99].

Trotz der vielen Untersuchungen zum Thema sind nur wenige Anwendungen in Produktionstriebwerken bekannt. Zwei Beispiele sind der mit Umfangsnuten ausgestattete Fan des EJ200 und der TP400-Mitteldruckverdichter mit umfangsdiskretem CT. Dies lässt sich zum Einen mit einem nach wie vor vorhandenen Forschungsbedarf im Bereich der Verdichterstabilität und deren Kontrolle, zum Anderen mit dem teilweise signifikanten negativen Einfluss auf den aerodynamischen Wirkungsgrad des Verdichters erklären. Diese Wirkungsgradeinbuße würde für ein Serientriebwerk nur dann in Kauf genommen werden, wenn der Verdichter eine inakzeptabel niedrige Pumpgrenze aufweist und sich die Stabilität nicht durch andere wirkungsgradneutrale Maßnahmen steigern lässt. Ansonsten können CT als indirekte Methode zur Verbesserung des Verdichtungssystems auch aus nicht ausschließlich aerodynamischer Sicht attraktiv sein, wenn beispielsweise auf variable Statoren verzichtet werden oder ein anderes Verstellgesetz gewählt werden kann. Die Literaturübersicht in diesem Kapitel zeigt weiterhin, dass die empirische Annahme von 0,1 % Wirkungsgradverlust für jedes Prozent Verringerung des Massenstromes an

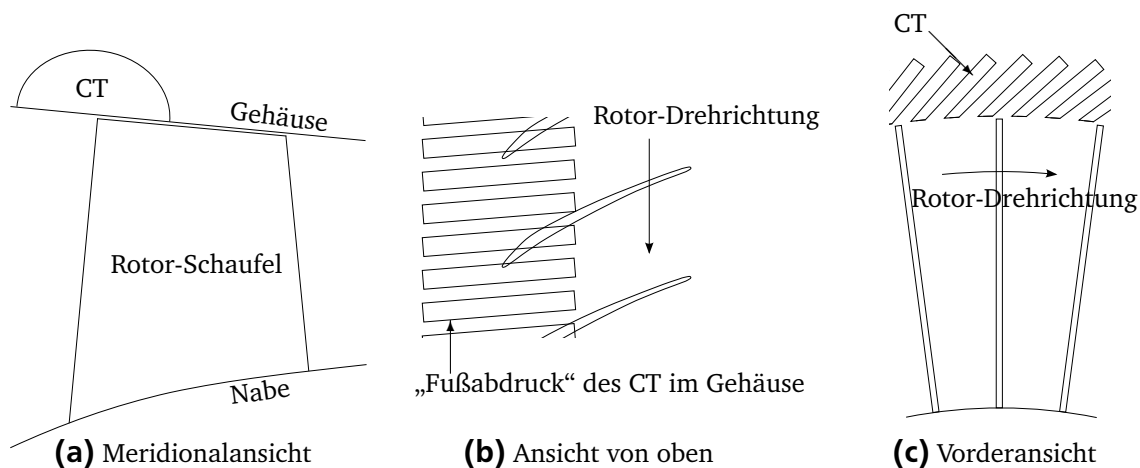


Abbildung 7.2.: Skizze eines Rotors mit Axialnuten-CT.

der Stabilitätsgrenze [100] nicht mehr repräsentativ für den Stand der Technik ist. Mehrere Autoren berichten von konstantem oder sogar gesteigertem Wirkungsgrad mit CT [101–106]. Die folgenden Abschnitte sollen einen kurzen Überblick über die häufigsten Bauformen und Wirkungsweisen geben sowie einige auslegungsrelevante Sachverhalte schildern. Der Großteil der veröffentlichten Studien zu Axialverdichtern mit CT behandelt einstufige Verdichter. Die wenigen verfügbaren Untersuchungen zu mehrstufigen Verdichtern mit CT weisen jedoch darauf hin, dass die für einstufige Verdichter formulierten Wirkmechanismen und Auslegungsrichtlinien auch in mehrstufigen Umgebungen gültig sind [107–110].

7.2.1 Varianten

Aus der Sicht des Entwurfsingenieurs lassen sich Gehäusestrukturierungen in zwei verschiedene Hauptklassen unterteilen: Umfangsdiskrete und umfangssymmetrische CT. Diese Unterteilung ist zweckmäßig, weil sich die beiden CT-Klassen grundlegend in ihrer Wirkungsweise, der geometrischen Komplexität, der erreichbaren Stabilitätserweiterung sowie im Berechnungsaufwand zur Auslegung unterscheiden. Eine genauere Darstellung dieser Sachverhalte wird in den Abschnitten 7.2.2 und 7.2.3 gegeben. Im vorliegenden Abschnitt werden die verschiedenen CT-Bauformen kurz vorgestellt und relativ zueinander eingeordnet. Außerdem soll ein Überblick über die maßgeblichen Auslegungsparameter und die jeweils vorhandene neuere Literatur gegeben werden.

Umfangsdiskrete CT

Gehäusestrukturierungen mit in Umfangsrichtung diskreter Geometrie erreichen im Vergleich zu den umfangssymmetrischen CT eine signifikant höhere Stabilitätserweiterung. Die Vielzahl von Entwurfsparametern bei gleichzeitig hohem numerischen Aufwand durch die Notwendigkeit instationärer CFD-Rechnungen stellen allerdings eine Herausforderung dar. Die umfangsdiskreten CT lassen sich in drei Untergruppen aufteilen: Axialnuten, sogenannte „Recessed Vane-“ sowie Rückführkanäle.

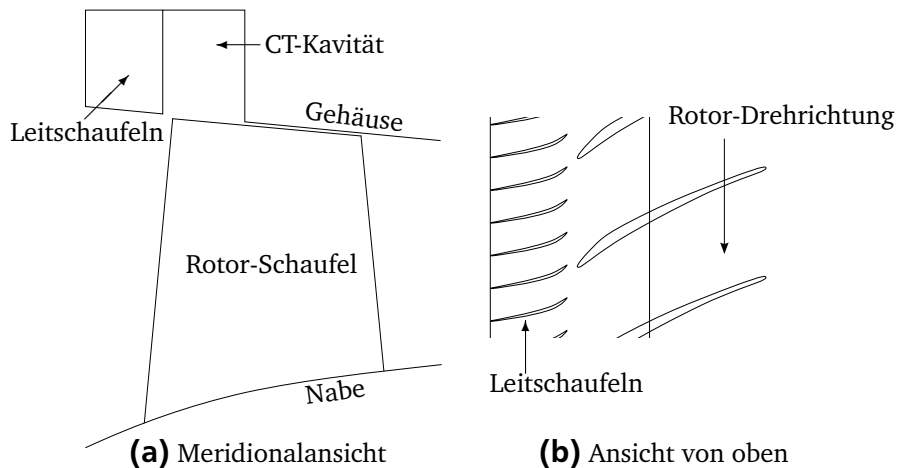


Abbildung 7.3.: Skizze eines Rotors mit Recessed Vane-CT.

Axialnuten

Die Gehäusestrukturierungen dieses Typs bestehen aus einer Anzahl von in Umfangsrichtung gleichmäßig angeordneten Schlitzten oder Nuten. Anhand der Skizze in Abb. 7.2 werden die verschiedenen Geometrieparameter verdeutlicht. In der Meridionalansicht sind die Nuten rechteckig oder halbrund, in der Draufsicht wird meist ein rechteckiger Grundriss gewählt. Die axiale Baulänge entspricht in etwa der axialen Sehnenlänge der Rotorspitze, mit einer Überlappung von ca. 30 %. Die Zahl der Nuten ist in der Regel ein Vielfaches der Rotorschaufelzahl, drei bis vier Nuten pro Rotorpassage ist ein typischer Wert. Weiterhin von Relevanz sind das Verhältnis von „offener“ zu „geschlossener“ Gehäusefläche (auch als Porosität bezeichnet) sowie der Staffelungswinkel der Nuten in der Draufsicht. Eine Neigung der Nuten in Rotordrehrichtung wird oft der rein radialen Anordnung vorgezogen. Ferner besteht die Möglichkeit, alle Nuten durch ein Plenum zu verbinden. Axialnuten stellen die CT-Bauform mit den meisten aktuellen Veröffentlichungen dar. Experimentelle und numerische Studien im subsonischen Bereich existieren sowohl für Niedergeschwindigkeits- [111–114] als auch für Hochgeschwindigkeitsverdichter [103, 115–119]. Für transsonische Axialverdichter mit Axialnuten wurden mehrere ausschließlich numerische Arbeiten veröffentlicht, die sich in erster Linie mit Fragen der Auslegung beschäftigen [100, 120–124]. Die ausschließlich experimentellen Studien konzentrieren sich eher auf die Wechselwirkung zwischen CT und Rotor sowie die Wirkmechanismen [101, 106, 125–127]. Schließlich sind noch die Veröffentlichungen zu transsonischen Verdichtern zu nennen, die sowohl experimentelle als auch numerische Ergebnisse präsentieren [105, 128–134]. Diese Publikationen geben umfassendere Einblicke in die Funktionsweise von Axialnuten als rein experimentelle oder rein numerische Studien und erlauben darüber hinaus Rückschlüsse auf die Tauglichkeit von RANS-CFD zur Auslegung von Gehäusestrukturierungen. Auf letzteren Aspekt wird in Abschnitt 7.2.3 weiter eingegangen.

Recessed Vane

Wie schon durch die Namensgebung angedeutet und in Abb. 7.3 skizziert, handelt es sich hier um in die Gehäusekontur eingelassene Leitschaufeln, die das über dem Rotor entnommene Fluid umlenken und gezielt in den Hauptströmungskanal zurückführen sollen. In Analogie zu den Axialnuten ist die Anzahl der Leitschaufeln ein Vielfaches der Zahl der Rotorschaufeln. Sie haben eine kleinere Sehnenlänge als der Rotor und sind stromauf der Rotorvorderkante positioniert.

Die Entnahmestelle über dem Rotor ist in der Mehrzahl der Publikationen umfangssymmetrisch ausgeführt. Veröffentlichungen zu Recessed Vane-CT behandeln Nieder- [135–137] und Hochgeschwindigkeitsverdichter [108, 109, 138]. Es gibt Hinweise, dass diese CT-Variante im Vergleich zu Axialnuten bei ähnlicher Stabilitätserweiterung eine geringere Wirkungsgradeinbuße bewirkt [112]. Dem gegenüber steht der größere benötigte Bauraum sowie die komplexe Geometrie, die eine erfolgreiche Auslegung und robusten Betrieb in einem Serientriebwerk zumindest erschwert.

Rückführkanäle

Rückführkanäle zielen speziell auf die Eigenschaft umfangsdiskreter Gehäusestrukturierungen ab, wandnahes Fluid innerhalb oder hinter der Rotorpassage zu entnehmen, unter Ausnutzung des statischen Druckgradienten axial entgegen der Hauptströmungsrichtung zu befördern und vor dem Rotor wieder einzuspeisen. Es handelt sich hierbei um Kanäle von kreisrundem oder rechteckigem Querschnitt. Die geometrische Ausführung einer solchen Strukturierung muss nicht notwendigerweise umfangsdiskret sein, obwohl dies in der Mehrzahl der gesichteten Publikationen der Fall ist. Varianten, die über mehrere Schaufelreihen hinweg rezirkulieren, können durch den Einbau eines Regelventils als aktive Maßnahme zur Pumpgrenzerweiterung gestaltet werden. Es sind jedoch auch passive Varianten bekannt, die durch ihre Beschränkung auf eine einzelne Schaufelreihe einen ähnlichen Bauraum wie die Axialnuten-CT beanspruchen. Die Auslegung von Rückführkanal-Gehäusestrukturierungen hat aufgrund ihrer geometrischen Komplexität und der damit verbundenen Vielzahl von Entwurfsparametern einen im Vergleich zu anderen Bauformen hohen Schwierigkeitsgrad. Aus der umfangreichen Literatur sollen an dieser Stelle nur einige Beispiele genannt werden: Hathaway [139] führte eine Parameterstudie zu einem subsonischen Verdichter durch und übertrug die Ergebnisse auf einen transsonischen Verdichter. Eine umfangreiche Parameterstudie zu einem Niedergeschwindigkeitsverdichter wurde kürzlich von Weichert et al. [140] vorgelegt. Die Arbeiten von Wilke et al. [121] sowie Yang et al. [141] demonstrieren, dass Rückführkanäle auch als eine Sonderform der Axialnuten gesehen werden können.

Umfangssymmetrische CT

Umfangssymmetrische Gehäusestrukturierungen zeichnen sich durch eine einfache Geometrie und damit einhergehende vergleichsweise niedrige Zahl freier Auslegungsparameter aus. Es handelt sich in der Regel um eine oder mehrere Nuten mit rechteckigem Querschnitt. Jede Nut hat eine axiale Erstreckung von etwa 10 % der axialen Sehnenlänge der Rotorspitze. Es lassen sich zwei Unterklassen bilden, CT mit einer einzelnen und solche mit mehreren Umfangsnuten.

Mehrere Umfangsnuten

Sie sind eine der gebräuchlichsten CT-Bauformen. Die Strukturierung besteht aus zwei bis etwa 10 gleichmäßig über dem Rotor angeordneten Rechtecknuten, wie in der Skizze in Abb. 7.4 gezeigt. Für subsonische Niedergeschwindigkeitsverdichter liegen aktuelle Veröffentlichungen mit experimentellen und numerischen Ergebnissen vor [107, 142]. Dies gilt auch für subsonische Hochgeschwindigkeits-Forschungsverdichter [115, 118, 143–145]. Für transsonische Verdichter existieren Veröffentlichungen mit experimentellen Ergebnissen [104, 126, 146–148], aber auch reine CFD-Studien [149, 150]. Eine Reihe von ausschließlich numerischen Untersuchungen behandelt den transsonischen NASA Rotor 37 [151–158]. An der geometrischen Streuung

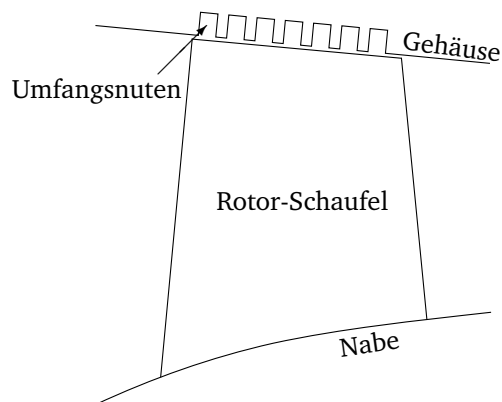


Abbildung 7.4.: Skizze eines Rotors mit Umfangsnuten-CT in der Meridionalansicht.

der vorgestellten Umfangsnuten-CT und den jeweils berichteten Einflüssen auf das Betriebsverhalten dieses Rotors lässt sich die auch aktuell noch vorhandene Unsicherheit in der Auslegung von Gehäusestrukturierungen ablesen. Da in vielen Gesichtspunkten gleichwertige Strategien und Prozesse verwendet wurden, sollten von den einzelnen Studien identische oder zumindest sehr ähnliche Ergebnisse zu erwarten sein. Dies ist jedoch nicht der Fall. Auf einige der Ursachen für die beobachteten Abweichungen wird in Abschnitt 7.2.3 näher eingegangen. Die optimale Zahl, Positionierung, Form und Größe der Umfangsnuten ist stark verdichterspezifisch. Es gibt jedoch Hinweise, dass flache Nuten mit einer radialen Erstreckung von weniger als 5 % der axialen Rotorsehnenlänge bei annähernd gleicher Stabilitätserweiterung einen günstigeren Wirkungsgradeffekt haben als tiefe Nuten [104, 146]. Im Vergleich zu umfangsdiskreten Bauformen erreichen Gehäusestrukturierungen mit mehreren Umfangsnuten eine geringere Erweiterung des Verdichterarbeitsbereiches, haben aber auch einen kleineren Einfluss auf den Wirkungsgrad.

Einzelne Umfangsnut

Bei dieser Bauform existieren reine CFD-Studien sowohl für transsonische [98, 152, 153, 159–161] als auch für subsonische Verdichter [143, 162]. Gemischte oder ausschließlich experimentelle Studien beinhalten Niedergeschwindigkeitsverdichter [163, 164] und subsonische Hochgeschwindigkeitsverdichter [102, 165], aber keine transsonischen Verdichter. Mehrfach wurde eine einzelne Umfangsnut im Rahmen von Parameterstudien für ein CT mit mehreren Umfangsnuten eingesetzt, um die Beiträge der verschiedenen Nuten zum Gesamtergebnis zu beurteilen [143, 152, 153, 159]. Hervorzuheben sind auch die Arbeiten von Houghton und Day, die mit Hilfe eines Niedergeschwindigkeitsverdichters mit einzelner Umfangsnut detaillierte Studien zur CT-Wirksamkeit und zur Interaktion mit dem Instabilitätsmechanismus des Verdichters durchführten [163, 164]. Bezüglich ihrer Größe und Querschnittsform unterscheidet sich die einzelne Umfangsnut nicht von der Bauformen mit mehreren Umfangsnuten: Die axiale Erstreckung der meist rechteckigen Nut beträgt etwa 10 % der axialen Sehnenlänge der Rotorspitze, mit einem Kantenlängenverhältnis von etwa 0,5 bis 1,5. Bei einer axialen Erstreckung über die gesamte axiale Sehnenlänge hinweg wird auch von „Sloped Trench“ [159–161] oder „Stepped Tip Gap“ [102] Casing Treatments gesprochen. Die axiale Positionierung der einzelnen Nut ist ein wichtiger Auslegungsparameter. Die neuere Literatur liefert jedoch keine konsistenten Erkenntnisse

zum optimalen Wert. Es kann lediglich verzeichnet werden, dass bei Niedergeschwindigkeitsverdichtern eine rückwärtige Lage, d.h. stromab von etwa 40 % der axialen Rotorsehne gelegen, vorteilhaft erscheint, während die veröffentlichte Literatur zu Hochgeschwindigkeitsverdichtern in der Merzhahl einzelne Umfangsnuten mit einer Positionierung nahe der Rotorvorderkante behandelt. Die Erweiterung des Arbeitsbereiches ist mit einer einzelnen Umfangsnut geringer als mit mehreren Umfangsnuten. Bezogen auf die relative Grösse der Nut, auf die in Abschnitt 7.2.3 näher eingegangen wird, übertrifft die einzelne Umfangsnut jedoch alle anderen CT-Varianten. Der kleine benötigte Bauraum macht diese CT-Variante daher aus konstruktiver Sicht attraktiv. Da die vorliegende Arbeit auch nicht-aerodynamische Gesichtspunkte berücksichtigt, wurde aus diesem Grund eine einzelne Umfangsnut als zu behandelnde Gehäusestrukturierung ausgewählt.

Andere Bauformen

Es sind auch Varianten bekannt, bei denen eine Nut in der Schaufel eingebracht wird und die einen ähnlichen Effekt auf die Leistungskennwerte des Verdichters zu haben scheinen [119, 166]. Diese Bauformen sollen hier jedoch nur der Vollständigkeit halber erwähnt und nicht weiter vertieft werden.

7.2.2 Wirkungsweise

Die mit Gehäusestrukturierung maximal erreichbare Pumpgrenze und die Wirkungsgradänderung eines Verdichters hängen nicht nur von der Art der Strukturierung und einer günstigen Wahl der CT-Entwurfparameter ab. Der zu behandelnde Verdichter muss bestimmte Voraussetzungen erfüllen, um in der gewünschten Weise auf die Strukturierung zu reagieren. So muss sich der Versagensmechanismus des Rotor im Blattspitzenbereich befinden. Ein solcher Rotor wird als „spitzenkritisch“ oder „Tip Staller“ bezeichnet. Weiterhin ist der genaue Versagensmechanismus von Bedeutung. Greitzer et al. zeigten, dass ein dort als „Wall Stall“ bezeichneter Mechanismus wesentlich empfänglicher für CT ist als „Blade Stall“ [111]. Die Terminologie hat sich im Lauf der Zeit geändert, so dass man heute von „Modal Type“ und „Spike Type“ Stall spricht, wie bereits in Abschnitt 5 ausgeführt. Verdichter, die „Spike Type“ Stall aufweisen, reagieren sensibler auf eine Gehäusestrukturierung als solche mit einem „Modal Type“ Versagensmechanismus [163]. Eine weitere Möglichkeit der Einteilung sind die von Wilke vorgeschlagenen Parameter, die die Anteile des Rotorspaltwirbels, einer abgelösten Schaufelgrenzschicht sowie des (soweit vorhandenen) Verdichtungsstoßes am Versagen des Rotors quantifizieren sollen [130, 167]. Allen Gehäusestrukturierungen gemeinsam ist eine gezielte Umverteilung von wandnahe Fluid. Dies wird in der Regel über eine lokale Vergrößerung des Rotorspaltes erreicht. Damit erhöht sich notwendigerweise der Leckagemassenstrom durch den Rotorspalt. Die hiermit einhergehenden zusätzlichen Druckverluste sowohl in der Gehäusestrukturierung als auch in den Mischungs-zonen mit der Rotorströmung können als Erklärung für den inhärenten Wirkungsgradverlust vieler Gehäusestrukturierungen dienen. Laut Hathaway wird nur dann keine Verringerung des Wirkungsgrades auftreten, wenn durch die Strukturierung ein Verlustmechanismus im Rotor soweit reduziert werden kann, dass der negative Effekt der erhöhten Leckage kompensiert wird [99]. Zu den jeweiligen Wirkmechanismen der verschiedenen CT-Bauformen wurden umfangreiche Studien durchgeführt. Es existieren verschiedene Erklärungsansätze, die hier kurz genannt werden sollen. Für umfangssymmetrische Strukturierungen wurden eine Segmentierung [149] bzw. Umlenkung [104] des Rotorspaltwirbels genannt sowie eine Inzidenz-Verringerung im Bereich

der Blattspitze [146]. Shabbir und Adamczyk erstellten eine Bilanzanalyse und kamen zu dem Schluss, dass die radiale Umverteilung axialen Impulses der maßgebliche Mechanismus ist [142]. Spätere Studien von Legras et al. bauten darauf auf und erweiterten die Bilanzanalyse auf instationäre Strömungsfelder, die eine Anwendung der Methode auf umfangsdiskrete CT zulassen sollen [145, 158]. Für Axialnuten formulierte Seitz einige Wirkmechanismen [112]:

1. Verringerung der lokalen Verblockung durch Entnahme impulsarmen Fluids innerhalb der Schaufelpassage. Die Menge sollte unterhalb von 1 % des Hauptmassenstromes liegen.
2. Wiedereinbringung stromauf der Entnahmestelle, möglichst entgegen der Rotordrehrichtung. Dadurch ergibt sich eine Energetisierung der Wandgrenzschicht und eine Erhöhung des Totaldruckes im Relativsystem.
3. Zusätzlich sollte sich durch das rezirkulierte Fluid eine Verringerung des Inzidenzwinkels an der Rotorspitze ergeben.

Ferner gibt es Hinweise, dass Resonanzeffekte bei umfangsdiskreten CT eine nicht zu vernachlässigende Rolle spielen [106]. Ein Großteil der Aussagen über die Interaktion von Verdichter und Gehäusestrukturierung beruht auf der Analyse numerischer Modelle, für die zuvor durch Abgleich mit Messdaten ein gewisses Maß an Validierung durchgeführt wurde. Dies ist in Anbetracht der komplexen Strömungstopologie, der schweren Zugänglichkeit und des demzufolge zur experimentellen Analyse notwendigen hohen Aufwandes nicht überraschend. Aus den gleichen Gründen konnte allerdings nicht abschließend geklärt werden, wie gut die numerischen Modelle die tatsächlichen Strömungsvorgänge im Blattspitzenbereich abbilden. Erwähnt werden sollen an dieser Stelle daher die Arbeiten von Müller et al. [126] sowie Voges et al. [127, 134], die mit Hilfe von PIV und schnellen Drucksensoren den Einfluss jeweils eines Umfangs- und Axialnuten-CT auf den transsonischen Verdichterroter „TUD Rotor 1“ untersuchten.

7.2.3 Auslegung

Wie in Abschnitt 7.2.2 ausgeführt, haben bestimmte Eigenschaften sowohl des Rotors als auch der Gehäusestrukturierung einen Einfluss auf Stabilität und Wirkungsgrad des Verdichters. Zur erfolgreichen Auslegung einer Gehäusestrukturierung für einen gegebenen, in der Regel mehrstufigen Verdichter ist also das Gesamtsystem aus CT und Verdichter zu betrachten. Zur Positionierung des CT muss zunächst die pumpauslösende Stufe und ihr Versagensmechanismus identifiziert werden [107]. Dies ist keine triviale Aufgabe, weil sich sowohl Ort als auch Instabilitätsmechanismus mit dem Betriebspunkt als auch mit dem Alter des Verdichters und damit einhergehenden Verschleißerscheinungen ändern können. Einige Einflussgrößen sind die Drehzahl, die Eintrittsbedingungen, die Stellung der variablen Leitschaufeln und die Spalthöhe. Ein Betrieb unter diesen Rahmenbedingungen muss nicht notwendigerweise zu einer Reduzierung der Wirksamkeit der Gehäusestrukturierung führen: Madden und West präsentierten einen Fan, dessen Pumpgrenze sich nur für den Fall eines durch Siebe gestörten Eintrittsprofils durch ein Axialnuten-CT signifikant erhöhen ließ [128].

Falls die Verdichtergeometrie noch nicht festgelegt ist, besteht die Möglichkeit, den Verdichter so auszulegen, dass eine möglichst hohe Sensitivität gegenüber CT erreicht wird. Nach dem Wissenstand des Autors existieren jedoch aktuell keine festen Auslegungskriterien, die mit Sicherheit zu einem durch CT positiv beeinflussbaren Rotor führen. Es können lediglich einige

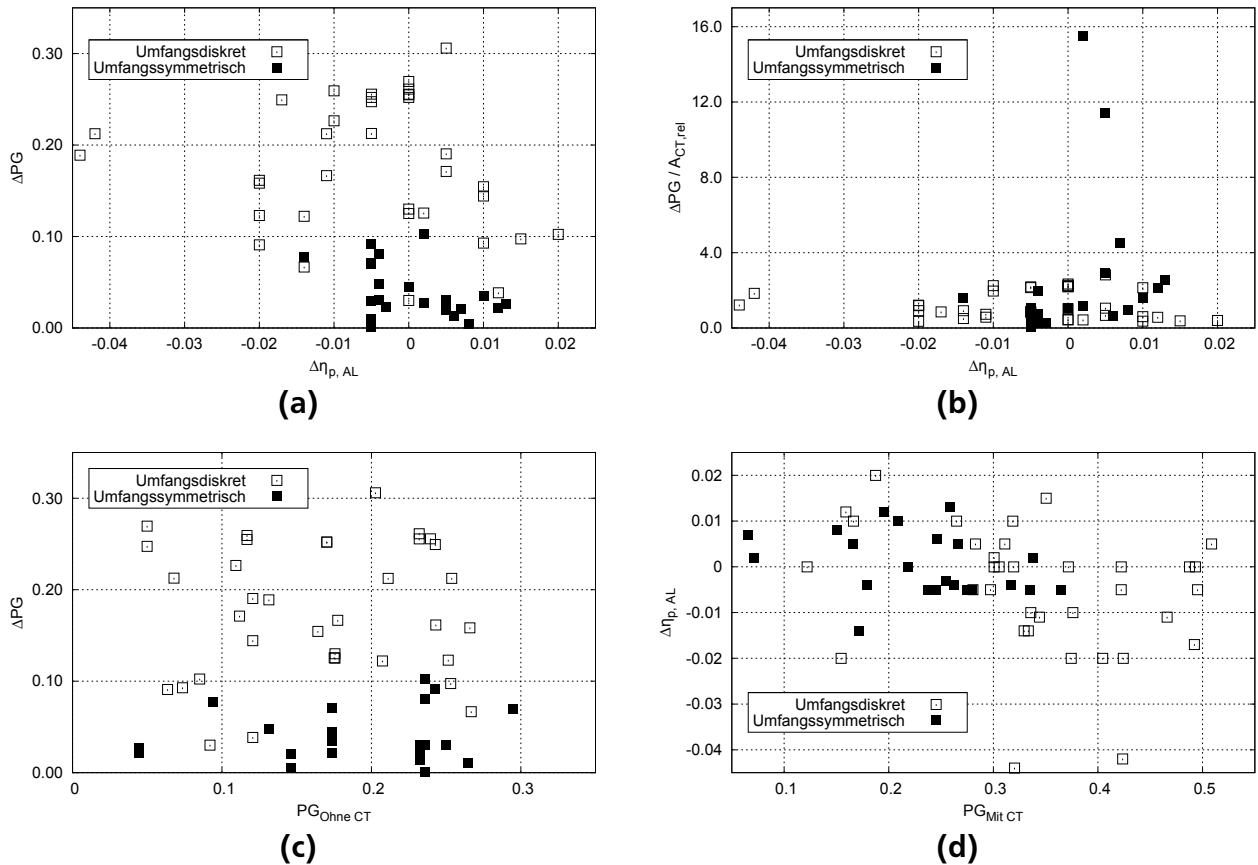


Abbildung 7.5.: Einige Effekte von umfangsdiskreten und umfangssymmetrischen Gehäusestrukturierungen, zusammengestellt aus der freien Literatur.

begünstigende Charakteristika genannt werden. So erhöht ein großer Rotorspalt die Sensitivität [147, 151]. Das Gleiche gilt für eine Gehäusekontur mit konstantem Radius.

Bei der Auswahl des Typs der Gehäusestrukturierung sind Erfahrungswerte aus vorangegangenen Studien hilfreich. Abbildung 7.5 zeigt einige charakteristische Eigenschaften, die aus publizierten Daten aktueller experimenteller Studien zu einstufigen Hochgeschwindigkeitsverdichtern mit verschiedenen CT-Bauformen zusammengestellt wurden. Angaben zur verwendeten Literatur sind in Appendix C zu finden. Zwar unterliegen die einzelnen Parameter einer gewissen Ableseungenauigkeit und es wurde der besseren Übersichtlichkeit halber nicht zwischen sub- und transsonischen Verdichtern sowie Betrieb bei Nenn- oder Teildrehzahl unterschieden. Nichtsdestotrotz sind einige grundlegende Trends sowie charakteristische Unterschiede zwischen umfangssymmetrischen und umfangsdiskreten CT erkennbar. So bestätigt Abb. 7.5a die bereits im ersten Abschnitt dieser Sektion gemachte Aussage, dass inzwischen mehrere Fälle bekannt sind, bei denen die Gehäusestrukturierung wirkungsgradneutral oder sogar wirkungsgradsteigernd wirkt. Während sich mit umfangssymmetrischen Bauformen Pumpgrenzerweiterungen von maximal etwa 10 % erreichen lassen, sind mit umfangsdiskreten Typen Steigerungen von mehr als 25 % möglich.

Abbildung 7.5c zeigt, dass der Betrag der möglichen Erweiterung nicht oder nur schwach vom Pumpgrenzabstand des Verdichters ohne CT abhängt. Die maximalen Steigerungen wurden sowohl für niedrige (kleiner als 10 %) als auch für hohe (größer als 20 %) Stabilitätswerte erreicht. Das bedeutet auch, dass mit Strukturierung sehr hohe Absolutwerte für den Pumpgrenzabstand

erreicht werden können, wie Abb. 7.5d verdeutlicht. In der Mehrzahl der Fälle wurden diese Bereiche maximaler Stabilität (mit Beträgen größer 30 % für umfangssymmetrische und größer 40 % für umfangsdiskrete CT) allerdings nur mit einer Wirkungsgradeinbuße erreicht. In Abb. 7.5d ist ein weiterer für die Anwendung im realen Triebwerk relevanter Parameter gezeigt, die auf den Bauraum der Strukturierung bezogene Stabilitätsenergieerweiterung. Eine genauere Beschreibung dieses Parameters ist in Appendix B gegeben. Generell besteht hier zwischen umfangsdiskreten und umfangssymmetrischen CT kein signifikanter Unterschied, da die höhere Pumpgrenzerweiterung der umfangsdiskreten Typen durch einen ebenfalls höheren Platzbedarf aufgewogen wird. Auffallend sind jedoch die beiden höchsten Werte, die von einzelnen Umfangsnuten stammen. Diese Charakteristik macht die einzelne Umfangsnut attraktiv aus nicht rein aerodynamischer Sicht, da sich durch den kleinen benötigten Bauraum die Integration in das Verdichtergehäuse vereinfacht.

Die Detailauslegung der CT-Geometrie erfolgt üblicherweise nach der Auslegung des Verdichters. Gleichzeitige Variation der CT- und Rotorgeometrie oder Nutzung von automatischen Optimierungsalgorithmen sind aktuell noch als Ausnahmen zu bezeichnen [156, 157]. Zwar gibt es einige Ansätze, um mit Hilfe von analytischen Modellen [168], vereinfachten CFD-Modellen [139] oder mit aus der CFD-Lösung abgeleiteten Metamodellen [158] schnell zu akzeptablen Geometrien zu gelangen. Die derzeitige Standard-Methode besteht jedoch aus der vollständigen Vernetzung von Rotor und Gehäusestrukturierung und Nachrechnung mittels RANS-CFD. Umfangssymmetrische Bauformen können dabei stationär und mit nur einer Rotorpassage modelliert werden. Bei umfangsdiskreten Typen sind instationäre Modelle notwendig, die aufgrund der Teilungsverhältnisse zwischen Rotor und CT eventuell mehrere Schaufelpassagen enthalten müssen.

Bei der Interpretation der numerischen Ergebnisse muss mit äußerster Vorsicht vorgegangen werden. Die bereits in Kapitel 5 genannten Schwächen von RANS-CFD bei der Vorhersage der Lage der Pumpgrenze gelten auch mit Gehäusestrukturierung. Der Betrag der Pumpgrenzerweiterung durch die Strukturierung kann nicht sicher vorhergesagt werden [164]. Der Betrag der Wirkungsgradänderung unterliegt ebenfalls einer gewissen Vorhersageungenauigkeit, und zwar auch das Vorzeichen betreffend: In 25 % der gesichteten Veröffentlichungen mit sowohl experimentellen als auch numerischen Daten wurde die Richtung der Wirkungsgradänderung falsch vorhergesagt.

Bei einer völligen Neuauslegung von Verdichter und CT lässt sich daher das Vertrauen in die Vorhersagegenauigkeit nur erhöhen, indem sowohl Strömungslöser als auch Modellierungsstrategie von einem möglichst ähnlichen Vorgängerprojekt übernommen werden, für das eine erfolgreiche experimentelle Validierung vorliegt. Weiterhin kann es hilfreich sein, anstatt der numerischen Pumpgrenzänderung andere Parameter wie die Stärke des Spaltwirbels, den Gradienten der Charakteristik und Änderungen von Blockageaufbau, Inzidenzwinkel, Totaldruckverlust oder Diffusionszahl im Bereich der Rotorspitze zu betrachten. Wie bei der Auslegung von Verdichtern insgesamt variieren jedoch die Strategien, so dass hier keine allgemein gültigen Richtlinien angegeben werden können.

Teil III.

Methoden

8 Numerische Methoden

In diesem Kapitel sollen einige Aspekte der numerischen Methoden vorgestellt werden, welche bei der Auslegung und Analyse der in dieser Arbeit behandelten Verdichter eine maßgebliche Rolle gespielt haben. Dazu gehören die zum tieferen Verständnis der Ergebnisse notwendigen Details des 3D-Strömungslösers sowie der Geometrie- und Netzerzeugung. Weiterhin werden die Parametrisierung der nicht-achsensymmetrischen Endwandkonturierung und der zugehörige Auslegungsprozess beschrieben.

8.1 3D-Strömungslöser

Das Rolls-Royce-eigene 3D-CFD-System HYDRA wurde für die 3D-Navier-Stokes-Berechnungen eingesetzt. Neben dem RANS-Strömungslöser besteht das Programmpaket aus diversen Werkzeugen zur Netzerzeugung, Konvergenzüberwachung und Auswertung der Ergebnisse. Die Software wird sowohl innerhalb von Rolls-Royce als auch von Universitäten und anderen Partnern eingesetzt. HYDRA wurde für eine Vielzahl von Turbomaschinen-Anwendungen validiert. Einige Beispiele sind von Lapworth veröffentlicht worden [169]. Darüber hinaus existieren weitere Veröffentlichungen, in denen Hydra-Berechnungsergebnisse mit experimentellen Daten verglichen werden. Für die vorliegende Arbeit sind Niedergeschwindigkeitsverdichter [170], Endwandkonturierung [76, 87, 88] sowie Gehäusestrukturierung [128, 133] von Relevanz.

Für die hier vorgestellten Untersuchungen wurde der stationäre Strömungslöser verwendet. Je Schaufelreihe wurde eine einzelne Passage vernetzt und gerechnet. Zur Beschleunigung der Konvergenz wurde der „Multigrid Approach“ gewählt, bei dem zusätzliche Iterationen auf vergrößerten Netzen durchgeführt werden. An den Übergängen zwischen den Rotor- und Statorbögen befanden sich als „Ausmischebenen“ bezeichnete Ebenen. Die Strömungsgrößen wurden an diesen Ebenen als umfangsgemittelte radiale Profile übergeben. Die Ausmischebenen wurden in der Regel so positioniert, dass der Abstand zu den benachbarten Schaufelreihen gleich war. Die Simulationen wurden mit vollständig turbulenten Grenzschichten durchgeführt. Zur Schließung des Gleichungssystems wurde das Spalart-Almaras-Turbulenzmodell verwendet. Wo die Diskretisierung des Rechennetzes nicht fein genug war, um das Geschwindigkeitsprofil innerhalb der Grenzschicht direkt aufzulösen, wurden Wandfunktionen eingesetzt: Für hohe Werte von y^+ wurde die effektive Viskosität modifiziert, um den korrekten Wert der Wandschubspannung zu erreichen.

In der Eintrittsebene des Berechnungsgebietes wurden radiale Profile für Totaldruck und -temperatur, Strömungswinkel in Radial- und Umfangsrichtung sowie der Spalart-Variablen vorgegeben. Am Verdichteraustritt, der sich etwa eine Sehnenlänge stromab der letzten Schaufelreihe befand, wurde eine auf dem radialen Gleichgewicht basierende Randbedingung gesetzt. Der über diese Randbedingung eingestellte Drosselgrad kann auf zwei verschiedene Arten quantifi-

ziert werden. Entweder kann der massengewichtete Mittelwert der Austrittsmassenstromfunktion MF_{Aus} entsprechend Gleichung 8.1 vorgeschrieben werden:

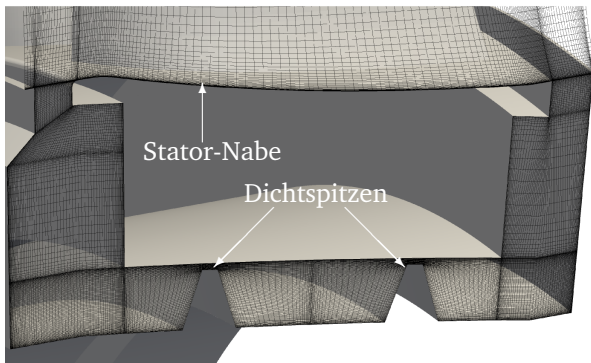
$$MF_{Aus} = \frac{\dot{m}_{Aus} \sqrt{T_{t,Aus}}}{P_{t,Aus}} \quad (8.1)$$

Alternativ kann auch der Wert des statischen Druckes an einer radialen Position angegeben werden. Welche der beiden Methoden verwendet wird, hängt von den Details der Verdichtergeometrie, der numerischen Modellbildung sowie der spezifischen Aufgabenstellung ab. In manchen Fällen ermöglicht die Verwendung der Austrittsmassenstromfunktion konvergierte Lösungen für höher angedrosselte Betriebszustände als der statische Gegendruck. Allerdings tendieren bei vorgeschriebener Austrittsmassenstromfunktion die Konvergenzverläufe nahe der numerischen Stabilitätsgrenze mitunter zu Schwingungen, so dass erst nach sehr vielen Iterationen entschieden werden kann, ob eine konvergierte Lösung zu erreichen ist oder nicht. In der Erfahrung des Autors ist es für Untersuchungen, in denen es um die Bestimmung der numerischen Stabilitätsgrenze von einstufigen Hochgeschwindigkeitsverdichtern geht, aufgrund der deutlicher divergierenden Konvergenzverläufe praktikabler, mit vorgeschriebenem Gegendruck zu operieren. In dieser Arbeit werden beide Methoden verwendet. Konkrete Informationen über die gewählte Randbedingungen der einzelnen Verdichter sind in Abschnitt 10 zu finden. Für eine Drehzahllinie wurden mehrere Punkte bei konstanten Eintritts- aber schrittweise variierten Austrittsrandbedingungen berechnet. Die numerische Stabilitätsgrenze wurde als erreicht angesehen, wenn auch nach einer zweifachen Halbierung der Schrittweite keine konvergierte Lösung erzielt werden konnte. Der letzte stabile Betriebspunkt wird im Folgenden als „Nahe Stall“ bezeichnet.

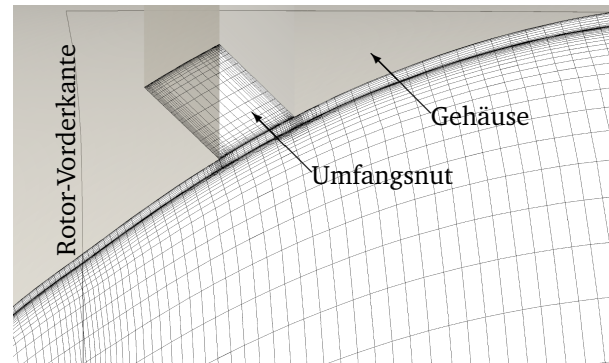
Aus einer Reihe von Gründen kann bei dieser numerisch bestimmten Stabilitätsgrenze nicht davon ausgegangen werden, dass es sich hierbei um die gleiche Betriebsgrenze handelt, die bei einem Prüfstandsversuch ermittelt werden würde [20]. Für eine sichere Vorhersage der absoluten Lage der Pumpgrenzlinie sind unter anderem die Einflüsse der Modellbildung mit nur einer Schaufelpassage, des Turbulenzmodells und der stationären Berechnungsmethode zu groß. Die Simulation von rotierendem Strömungsabriss oder dem instationären Verhalten des Spaltwirbels ist damit ausgeschlossen. Qualitative Rückschlüsse auf Vergleichsbasis sind jedoch prinzipiell möglich. Insbesondere im Hinblick auf vergleichende Betrachtungen mit und ohne Gehäusestrukturierung gibt es zahlreiche Hinweise, dass zwar weder das absolute Maß des Pumpgrenzabstandes oder der Pumpgrenzveränderung durch HYDRA vorhergesagt, sehr wohl aber eine für Auslegungszwecke ausreichende qualitative Einordnung vorgenommen werden kann. Es wird davon ausgegangen, dass das numerische Modell bei ausreichend sorgfältiger Gestaltung die relevante Strömungstopologie abbildet. Zur Bewertung verschiedener Geometrien hinsichtlich ihrer Stabilitätserweiterung wird zudem nicht nur der maximal erzielbare Drosselgrad herangezogen, da diese Größe allein aufgrund der oben genannten Gründe irreführend sein kann [164]. Vielmehr wird zur Analyse eine Vielzahl von Parametern wie beispielsweise Diffusionszahlen, Totaldruckverluste sowie Änderungen im Druckaufbau und Umlenkung herangezogen.

8.2 Erzeugung der Rechnetze und Sekundärgeometrie

Die Rechnetze und einige der geometrischen Merkmale des Verdichters wurden mit der Rolls-Royce-eigenen parametrischen Auslegungs- und Vernetzungssoftware PADRAM (*Parametric*



(a) Deckbandkavität



(b) Umfangsnut (Seitenansicht)

Abbildung 8.1.: Vernetzung verschiedener Geometriedetails

Design and Rapid Meshing) erzeugt [171]. Die von PADRAM generierte Geometrie umfasst unter anderem die Schaufelspalte von Rotoren und Statorn, Ausrundungsradien an den Schaufelfüßen sowie Kavitäten. Die Netze der einzelnen Schaufelreihen haben eine O-H-Topologie. Ein mehrlagiges O-Netz umschließt die Schaufel. H-Blöcke werden innerhalb der Schaufelpassage, an den periodischen Rändern des Berechnungsgebietes sowie in den Eintritts- und Austrittszonen verwendet. Hin zu den Annuluswänden, der Schaufeloberfläche sowie innerhalb der Schaufelspalte wird durch Clustering die Auflösung der zu erwartenden Gradienten in der Strömung verbessert. Die Gitterpunktdichte aller Konfigurationen befand sich im für stationäre RANS-Einpassagenmodelle üblichen Bereich. In radialer Richtung wurden zwischen 65 und 95 Gitterpunkte verwendet. Bei den Rotoren befanden sich zwischen 10 und 19 davon im Laufspalt. Die Gesamtzahl der Gitterpunkte befand sich damit im Bereich zwischen 600000 und 1,3 Millionen. Für die Konfigurationen mit Deckband und Dichtspitzen wurde eine relativ feine Auflösung des Kavitätsnetzes gewählt, um sowohl die lokale Leakageströmung als auch ihre Interaktion mit der Hauptströmung akkurat wiederzugeben. Im Dichtspitzenpalt befanden sich 35 radiale Knotenpunkte. Zusammen mit dem Clustering zur Auflösung der Wandgrenzschichten ergab sich so die in Abb. 8.1a gezeigte Netztopologie und -dichte. Die Gesamtzellenzahl für das Statornetz lag bei etwa 3,3 Millionen, wovon sich mehr als die Hälfte in der Kavität befanden. Eine Zusammenfassung der Netzparameter ist in Appendix D gegeben. Das Netz für die Gehäusestrukturierung basierte in axialer und in Umfangsrichtung auf der Gitterpunktverteilung des benachbarten Rotornetzes. In radialer Richtung wurden 30 Gitterpunkte verwendet. Wie in Abb. 8.1b zu erkennen ist, wurde eine Verfeinerung der Punktabstände hin zu den Wänden sowie dem Übergang zum Rotornetz angestrebt.

8.3 Parametrisierung der Endwandkonturierung

Die nicht-achsensymmetrische Endwandkonturierung wurde von PADRAM durch Perturbation der Ausgangsgeometrie erzeugt. In Umfangsrichtung bestand die Konturierung aus harmonischen Radiusänderungen. Ihre Phasenlänge und Phasenverschiebung basierten auf der lokalen Schaufelteilung und Skelettlinie. Die zur Definition der Konturierung benötigten Parameter wurden an diskreten Axialpositionen vorgegeben, dazwischen erfolgte eine Interpolation der Oberfläche. Um komplexere Geometrien zu erzeugen, konnten harmonische Perturbationen verschiedener Ordnung überlagert werden. Um die Anzahl der Variablen gering zu halten, wurden in

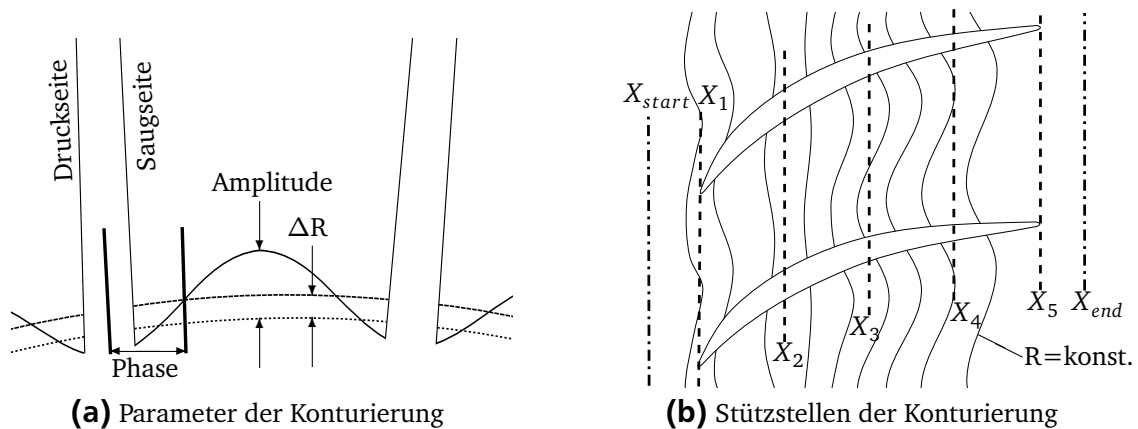


Abbildung 8.2.: Parametrisierung der 3D-Endwandkonturierung

der vorliegenden Arbeit lediglich die nullte und erste Ordnung genutzt. Dies bedeutet, dass an jeder axialen Stützstelle drei in Abb. 8.2a skizzierte Auslegungsparameter spezifiziert werden mussten:

1. Rotationssymmetrische Radiusänderung (harmonische Perturbation nullter Ordnung)
2. Amplitude des harmonischen Anteils erster Ordnung
3. Phasenverschiebung des harmonischen Anteils erster Ordnung

Für die vorliegende Arbeit wurden die Auslegungsparameter der Konturierung in der Regel an fünf in Abb. 8.2b gezeigten Stützstellen spezifiziert, die sich zwischen Vorder- und Hinterkante der Schaufelkante befanden. Durch die Wahl der Start- und Endpositionen der Konturierung wurde sichergestellt, dass sich das Konturierungsgebiet auf die Plattform der betrachteten Schaufelreihe beschränkte. Für die Untersuchung mit Deckbandleckage wurde noch eine weitere Stützstelle stromauf der Vorderkante eingeführt. Ein Vorteil der harmonischen Endwandparametrisierung gegenüber anderen Varianten ist die intuitive Verbindung zwischen den Auslegungsparametern und ihren aerodynamischen Einflüssen: Bei Vernachlässigung der Schaufeldicke führt eine in Umfangsrichtung aufgeprägte harmonische Verzerrung erster Ordnung nicht zu einer globalen Veränderung der geometrischen Querschnittsfläche. Lediglich lokale Änderungen der Querschnittsfläche und Oberflächenkrümmung werden hervorgerufen, die, wie bereits in Abschnitt 7.1.1 erläutert, einen bekannten Einfluss auf den lokalen statischen Druck haben. Da die Phasenverschiebung die Lage dieser lokalen Druckänderungen in Umfangsrichtung angibt, ist aus dem Wert dieses Parameters direkt ablesbar, ob der Druckgradient zwischen Druck- und Saugseite durch die Konturierung erhöht oder gemindert wurde.

8.4 Auslegungsprozess für die Endwandkonturierung

Wenn für eine bestimmte Auslegungsaufgabe keine oder nur sehr wenige Erfahrungswerte verfügbar sind, bieten sich automatisierte Suchverfahren als Alternative zur Auslegung „per Hand“ an. Bei der nicht-achsensymmetrischen Endwandkonturierung in Axialverdichtern ist dies der Fall. Ferner ist die Nutzung von automatischen Optimierungsverfahren zur Konturierungsauslegung im Turbinenbereich bereits gut etabliert. Daher erschien es sinnvoll, für die Auslegung

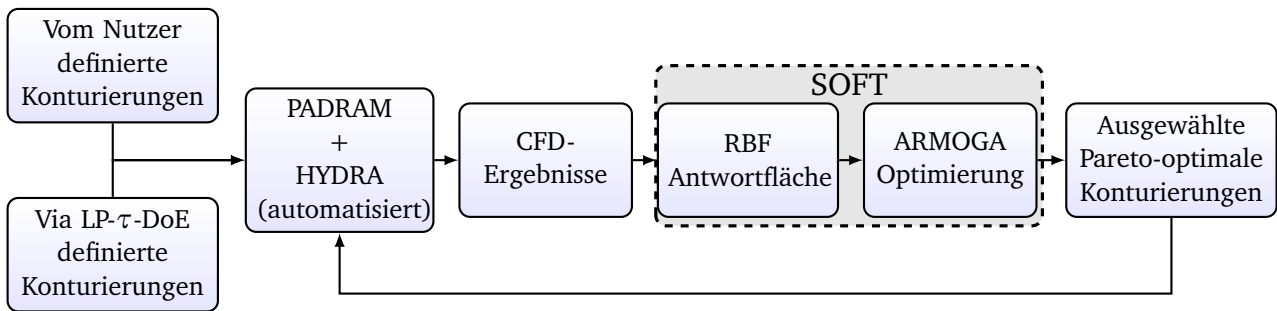


Abbildung 8.3.: Schema des halbautomatischen Konturierungs-Auslegungsprozesses

der in dieser Arbeit vorgestellten Konturierungen eine entsprechende Prozesskette aufzusetzen. Es wurde ein halbautomatisches Verfahren entwickelt, dessen wesentliche Bestandteile eine über diverse Unix-Shell-Skripte automatisierte CFD-Prozesskette sowie ein über die Rolls-Royce-eigene Optimierungssoftware SOFT (Smart Optimisation For Turbomachinery) gesteuertes Suchverfahren sind [172].

Ein Ablaufdiagramm des Prozesses ist in Abb. 8.3 gezeigt. Zunächst wurde eine Datenbank aus CFD-Ergebnissen erzeugt. Die verschiedenen Kombinationen von Auslegungsparametern der Konturierung wurden auf zwei Wegen generiert:

1. Mit Hilfe des Design of Experiments-Algorithmus LP- τ [173].
2. Vom Nutzer spezifizierte Kombinationen, die beispielsweise aus Vorstudien als vielversprechend erachtet wurden.

Lediglich die Annulusgeometrie wurde während der Konturierungsauslegung modifiziert, die Schaufel selbst blieb unverändert. Für jede Parameterkombination wurden jeweils zwei CFD-Simulationen bei Nenndrehzahl durchgeführt. Sie wurden entsprechend ihrer Drosselgrade als „Designpunkt“ (DP) und „Nahe Stall“ (NS) bezeichnet. Das CFD-Modell entsprach jeweils dem gesamten betrachteten Verdichter, es wurde also kein vereinfachtes CFD-Modell zum Zweck der Konturierungsauslegung erstellt. Um die Berechnungsdauer trotzdem in einem akzeptablen Rahmen zu halten, wurde die benötigte Zahl der Iterationen durch die Nutzung einer bereits gut konvergierten Startlösung reduziert. Zusätzlich konnten beide Betriebspunkte parallel berechnet werden, so dass sich auf einem der hausinternen Cluster eine Gesamtzeit von etwa zwei Stunden für die vollständige Evaluierung eines Konturierungsentwurfes ergab. Diese Zeitangabe beinhaltet auch die Netzerzeugungs- und Auswertungsprozesse.

Aus der Datenbank mit CFD-Ergebnissen wurde im zweiten Block des Auslegungsprozesses eine RBF-(Radial Basis Function) Antwortfläche generiert. Der RBF-Ansatz eignet sich gut zur Approximation von Funktionen mit vielen Eingabeparametern und in Fällen, wo die Stützstellen mehr oder weniger zufällig über den gesamten Parameterraum verstreut sind [174]. Er wurde daher ausgewählt. Der anschließende Suchlauf mit Hilfe des Optimierungsalgorithmus ARMOGA (Adaptive Range Multi-Objective Genetic Algorithm) wurde dann auf dieser Antwortfläche durchgeführt [175]. Bei diesem an die natürliche Evolution angelehnten Optimierungsansatz werden zu einer Anfangspopulation gehörende Entwurfsvarianten, die sogenannten Individuen, über mehrere Generationen hinweg anhand der Prinzipien der Selektion, Mutation und Rekombination verändert, um zu einer laut den Entwurfskriterien optimalen Lösung zu gelangen. Der Algorithmus benötigt vergleichsweise viele Evaluierungen verschiedener Entwürfe, ist aber in der Lage, sowohl lokale als auch globale Optima zu finden.

Während der Optimierung wurden verschiedene Randbedingungen gesetzt. An allen Betriebspunkten durften der Massenstrom und das Stufendruckverhältnis keine Verschlechterung gegenüber der Referenzkonfiguration ohne Endwandkonturierung aufweisen. Bei der Statorkonturierung wurde zusätzlich die erlaubte Variation des Abströmwinkels der betrachteten Schaufelreihe eingeschränkt. Die Zielfunktionen der Optimierung unterschieden sich ebenfalls in Abhängigkeit der betrachteten Schaufelreihe. Während bei Rotoren der Druckverlustkoeffizient und die Wirkungsgrade sowohl des gesamten Verdichters als auch der isolierten Schaufelreihe verbessert werden sollten, wurde letzterer Parameter bei Betrachtung eines Stators ignoriert. Die Optimierungsläufe wurden typischerweise mit 12 Individuen und 1500 Generationen durchgeführt, was zu einer Gesamtzahl von 18000 Evaluierungen führte. Diese hohe Anzahl wurde gewählt, um ein globales Durchsuchen des vorhandenen Auslegungsparametertraumes sicherzustellen. Durch die Nutzung der Antwortfläche war dieser Prozess im Vergleich zur Dauer der CFD-Rechnungen allerdings wenig zeitintensiv.

Nach dem Optimierungslauf wurden aus der von ARMOGA bestimmten Pareto-Front, also den entsprechend der Zielfunktion besten Entwürfen, einige Vertreter ausgewählt und mit CFD nachgerechnet. Die Resultate wurden der Ergebnisdatenbank hinzugefügt, die Antwortfläche wurde erneut generiert und ein weiterer Optimierungslauf durchgeführt. Nach typischerweise 5-10 dieser Aktualisierungszyklen hatten sich im für die Optimierung relevanten Auslegungsparameterbereich die von der Antwortfläche gelieferten Resultate denen der CFD-Rechnungen genügend angenähert. Damit war der halbautomatische Auslegungsprozess abgeschlossen.

9 Experimentelle Methoden

Dieses Kapitel behandelt den Versuchsaufbau sowie die Verwendung der experimentell gewonnenen Daten. Der Prüfstand und die relevante Instrumentierung werden vorgestellt. Danach wird die Prozedur zur Auswertung der Messdaten sowohl für die Kennfeld- als auch die Detailanalyse im Schaufelspitzenbereich des Rotors beschrieben.

9.1 Aufbau des Prüfstandes

Die experimentellen Untersuchungen wurden am Fachgebiet für Gasturbinen, Luft- und Raumfahrtantriebe (GLR) der Technischen Universität Darmstadt durchgeführt. Der dortige Hochgeschwindigkeitsverdichterprüfstand ist bereits seit einigen Jahren in Betrieb. Er wurde in der Vergangenheit für diverse Forschungsvorhaben genutzt, insbesondere zu den Themengebieten 3D-Schaufelgestaltung, Verdichterinstabilität und Gehäusestrukturierung [31, 126, 177]. Wie in Abb. 9.1 zu sehen ist, wird die aus der Umgebung angesaugte Luft nach dem Passieren der Beruhigungskammer durch die Zulaufstrecke in den Verdichter geleitet. In der Zulaufstrecke wird auch die Massenstrombestimmung mittels einer kalibrierten Düse vorgenommen. Dem Verdichter schließt sich ein Ringdiffusor an, an dessen Austritt sich die zur Einstellung des Betriebspunktes entlang einer Drehzahllinie benötigte Drossel befindet. Der Verdichter wird über einen Gleichstrommotor angetrieben. Weitere Komponenten der Antriebseinheit sind das Getriebe und die Drehmomentmesswelle.

Die zur Verfügung stehende Messtechnik umfasst neben der zur Betriebsüberwachung notwendigen Instrumentierung auch eine umfangreiche Ausstattung zur Vermessung des Strömungsfeldes. Neben Massenstrom, Luftfeuchtigkeits-, Drehzahl-, und Drehmomentmessungen können Druck und Temperatur in verschiedenen Ebenen aufgezeichnet werden. Weiterhin bestehen Möglichkeiten zur Messung mit schnellen Drucksensoren im Gehäuse, Particle Image Velocimetry (PIV) sowie Grenzschicht- und Mehrlochsonden. Ferner wurden einige Rotorschaukeln des aktuellen Verdichteraufbaus mit Dehnmessstreifen ausgestattet, deren Signale über eine Telemetrie an das System zur Messdatenerfassung übertragen werden.

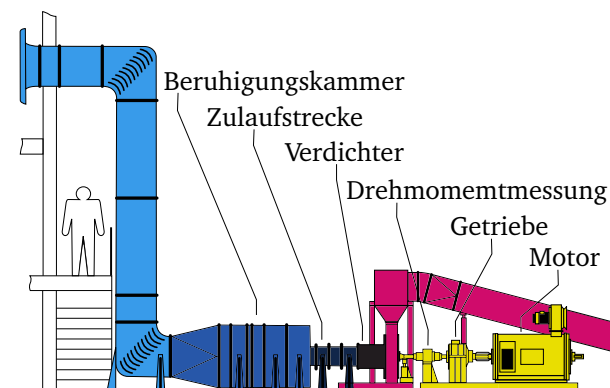


Abbildung 9.1.: Der transsonische Verdichterprüfstand des GLR [176]

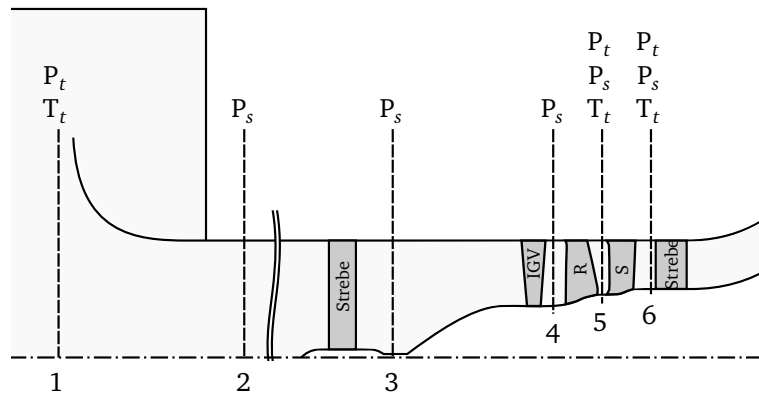


Abbildung 9.2.: Mess- und Bilanzierungsebenen

9.2 Kennfeldmessungen

Zur Bestimmung der Kennfeldparameter Massenstromfunktion, Druckverhältnis und Wirkungsgrad wurden Totaltemperatur- sowie statische und totale Druckmessdaten in den Bilanzebenen ausgewertet. Eine schematische Übersicht über die vorhandene Instrumentierung in den einzelnen Bilanzebenen ist in Abb. 9.2 zu sehen. Die Eintrittstotalgrößen werden in der Beruhigungskammer (1) gemessen. Die Massenstrombestimmung erfolgt im vorderen Teil der Zulaufstrecke (2). In der Rotoraustrittsebene (5) stehen mit Vorderkanteninstrumentierung ausgestattete Statorn zur Verfügung. In der Verdichteraustrittsebene (6) befinden sich fünf Streben, von denen drei ebenfalls über Vorderkanteninstrumentierung verfügen. Ferner befinden sich vor und nach jeder Schaufelreihe statische Druckmesspositionen im Gehäuse und in der Verdichteraustrittsebene auch an der Nabe. Das vom Motor auf die Rotorwelle übertragene Drehmoment wird ebenfalls erfasst. Sowohl IGV als auch Stator des Verdichters können während des Betriebes in Umfangsrichtung traversiert werden. Dadurch war es möglich, in der Verdichteraustrittsebene flächige Verteilungen von Totaldruck und -temperatur aufzuzeichnen. Während der Kennfeldmessungen wurden IGV und Stator zusammen um jeweils eine Statorpassage verfahren, so dass der relative Versatz zwischen diesen beiden Schaufelreihen konstant blieb.

Zur Auswertung der Kennfeldmessungen wurden neben der GLR-eigenen Software auch die von Rolls-Royce genutzten Mittelschnittverfahren zur Analyse von Testdaten herangezogen. Je nach Fragestellung, beispielsweise nach dem Verhalten des gesamten Verdichters oder eines bestimmten Teilbereiches, wurden verschiedene Analysestandards verwendet. Die generelle Vorgehensweise bei der Auswertung war bei allen Analysestandards gleich und wird in den folgenden Absätzen beschrieben.

Der gemessene Eintrittstotaldruck wurde mit Hilfe eines massenstromabhängigen Faktors korrigiert, um aus der Messebene (1) zur gewünschten Bilanzierungsebene im Verdichtereintritt (3) zu gelangen. Der Korrekturfaktor wurde aus den Ergebnissen vorausgegangener Grenzschichtsondenmessungen in der Bilanzierungsebene bestimmt. In der IGV-Austrittsebene (4) lagen weder Totaldruck- noch Drallwinkelinformationen vor. Die benötigten Strömungsgrößen wurden daher aus den Druck-, Massenstrom- und Temperaturinformationen in der Verdichtereintrittsebene (3) sowie Beiwerten für den Totaldruckverlust und für die Umlenkung berechnet. Die Beiwerte wurden verschiedenen CFD-Ergebnissen entnommen. Ein Vergleich der statischen Gehäusedruckverhältnisse $P_{s,4}/P_{s,3}$ zwischen CFD und Experiment deutete darauf hin, dass diese Vorgehensweise auch bei großen IGV-Verstellwinkeln zu einer ausreichend genauen Abbildung

der tatsächlich vorherrschenden Strömungszustände führt. In der Rotoraustrittsebene wurde das gemessene radiale Totaldruckprofil zu den Wänden hin extrapoliert und je nach Analysestandard massen- oder flächengemittelt. Die mittlere Totaltemperatur konnte entweder aus den recovery-korrigierten Messwerten der Stator-Vorderkanteninstrumentierung, dem aus dem gemessenen Drehmoment errechneten Totaltemperaturanstieg oder den Temperaturmessungen in der Verdichteraustrittsebene bestimmt werden. Um die Qualität der aus den Messdaten gewonnenen Analyseergebnisse zu beurteilen, wurden für ausgewählte Betriebspunkte alle drei Methoden angewendet. Die in dieser Arbeit vorgestellten Ergebnisse nutzen jeweils nur die dritte. Da in der Verdichteraustrittsebene statische Druckmessdaten sowohl an der Nabe als auch am Gehäuse vorlagen, konnten diese zusammen mit den in Umfangsrichtung flächengemittelten Totaldruckmessungen zu radialen Totaldruckprofilen kombiniert werden, die die gesamte Kanalhöhe abdecken. Die in Umfangsrichtung ebenfalls flächengemittelten radialen Profile der recovery-korrigierten Totaltemperaturmessungen hingegen mussten extrapoliert werden. Wie schon in der Rotoraustrittsebene wurden die radialen Totaldruck- und Totaltemperaturprofile je nach Analysestandard entweder flächen- oder massengemittelt. Die jeweils verwendete Methode wird bei der Präsentation der Ergebnisse kenntlich gemacht.

Eine Abschätzung der Unsicherheit bei der experimentellen Bestimmung der Kennfeldgrößen wurde von Biela durchgeführt [178]. Für den 1,5-stufigen Forschungsverdichter wurden zwei Parameter angegeben, ein systematischer Fehler und ein die zufällige Streuung beschreibender statistischer Fehler. Die Beträge der Unsicherheiten sind nicht nur von Versuchsaufbau und -durchführung, sondern auch vom Betriebspunkt des Verdichters abhängig. Beispielhaft sollen hier die Werte für den Betrieb im Wirkungsgradmaximum der Auslegungsdrehzahllinie genannt werden:

- Massenstrom: Systematisch 0,25 %, statistisch 0,12 %
- Druckverhältnis: Systematisch 0,28 %, statistisch 0,10 %
- Wirkungsgrad: Systematisch 0,69 %, statistisch 0,75 %

9.3 Sonden- und schnelle Wanddruckmessungen

Der Prüfstand verfügt über mehrere Zugänge für Sondenmessungen. In dieser Arbeit wurden die Ergebnisse einer Vermessung der Eintrittsgrenzschicht mit einer Grenzschichtsonde genutzt, welche in der Messebene (3) durchgeführt wurde. Außerdem wurden zur Charakterisierung des Strömungsfeldes an der Rotorspitze für einzelne Betriebszustände Messungen mit im Gehäuse installierten schnellen Drucksensoren durchgeführt. Durch Traversierung der IGV-Schaufelreihe konnte der Umfangsversatz zwischen IGV-Nachlauf und den Sensoren variiert werden. Die so gewonnenen Daten wurden von Biela et al. für eine Studie zum Einfluss der IGV-Nachläufe auf den Rotor genutzt [176, 178]. In der vorliegenden Arbeit werden die instationären Wanddruckmessungen für einen Vergleich mit CFD-Ergebnissen herangezogen. Zur besseren Vergleichbarkeit mit den Simulationen, welche aufgrund der Verwendung von Ausmischebenen keine durch das IGV verursachten Umfangsvariationen enthielten, wurden die Messdaten der verschiedenen Traversierungsschritte gemittelt und zu einer gemittelten Verteilung des Gehäusedruckes zusammengefügt. Weitere Details zur Versuchsdurchführung, Auswertungsmethodik und der Verwendung der Messergebnisse sind in der Dokumentation der Arbeit von Biela zu finden [178].

10 Verdichter

Zusätzlich zu dem im Rahmen dieser Arbeit ausgelegten 1,5-stufigen transsonischen Forschungsverdichter wurden drei weitere Verdichter herangezogen, um verschiedene weitergehende Aspekte von Endwandkonturierung und Gehäusestrukturierung zu untersuchen. Alle behandelten Verdichter sollen in diesem Kapitel vorgestellt werden.

10.1 1,5-stufiger Forschungsverdichter

Der für die vorliegende Arbeit zentrale Verdichter ist ein transsonischer Forschungsverdichter. Einige relevante aerodynamische und geometrische Aspekte werden in diesem Abschnitt diskutiert. Außerdem wird die Genauigkeit der CFD-Simulationen anhand eines Vergleiches mit experimentellen Ergebnissen bewertet.

10.1.1 Auslegung

Wie die Skizze in Abb. 10.1 zeigt, handelt es sich bei dem Verdichter um einen 1,5-stufigen Aufbau, bei dem sich vor der aus Rotor und Stator bestehenden Verdichterstufe ein als IGV bezeichnetes Eintrittsleitrad befindet. Der Staffelungswinkel des IGV kann während des Betriebes verstellt werden. Das entsprechende Verstellgesetz ist abhängig von der aerodynamischen Drehzahl. Der Rotor ist repräsentativ für eine vordere Stufe eines aktuellen Hochdruckverdichters für Zweiwellen-Flugtriebwerke. Dies gilt sowohl für charakteristische aerodynamische als auch geometrische Parameter. Der Stator ist mit einem Deckband ausgestattet und hat daher keine Schaufelpalte, sondern Ausrundungsradien an beiden Schaufelenden. Bei der Auslegung des Verdichters waren zum einen die Zielwerte der aerodynamischen Belastungsgrößen, zum anderen die Eigenheiten des Prüfstandes zu beachten. Zu letzteren zählen beispielsweise Leistungs- und Drehzahlbeschränkungen, geometrische Größen wie der zur besseren Zugänglichkeit konstant ausgeführte Gehäuseradius oder die aus dem gleichen Grund gegenüber einem typischen Triebwerksverdichter vergrößerten axialen Schaufelabstände. Ein weiteres Auslegungskriterium war es, einen schaufelspitzenkritischen Rotor zu gestalten. Diese Forderung wurde im Hinblick auf

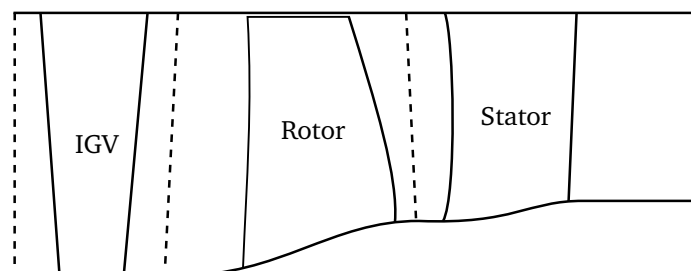


Abbildung 10.1.: Seitenansicht sowie Ausmisch- und Austrittsebenen des 1,5-stufigen Forschungsverdichters

die Untersuchungen mit Gehäusestrukturierung gestellt. Der Verdichter wurde speziell zur Untersuchung der in dieser Arbeit behandelten passiven Beeinflussungsmethoden von Sekundärströmungen entworfen, gebaut und getestet. Dabei kamen aktuelle Auslegungsmethoden und -kriterien zum Einsatz, um für die nachgeschaltete Applikation von Konturierung und Gehäusestrukturierung eine Ausgangskonfiguration zu schaffen, die bereits über hohe Wirkungsgrad- und Stabilitätswerte verfügt. Alle drei Schaufelreihen weisen 3D-Gestaltungsmerkmale auf. Blattwinkel, Krümmungs- und Dickenverteilungen sowie die Auffädung der einzelnen Schaufelschnitte wurden basierend auf 3D-CFD-Berechnungsergebnissen angepasst. Durch die Einbeziehung des Eintrittskonus und der Einlaufstrecke in das CFD-Modell konnten realistische Naben- und Gehäusegrenzschichtdicken bei der Auslegung berücksichtigt werden. Die entsprechende Geometrie ist in Abb. 9.2 skizziert. Die Positionen der Ausmischebenen sind aus Abb. 10.1 ersichtlich. Die IGV-Eintrittsebene ist ebenfalls eine Ausmischebene, hier schließt sich die erwähnte Einlaufstrecke an. Im Verdichteraustritt wurde der Drosselgrad über eine statische Druckrandbedingung eingestellt.

Nachdem die Auslegung unter Anwendung der oben genannten konventionellen, also bereits in Produktionstriebwerken zu findenden 3D-Gestaltungsmethoden abgeschlossen war, wurde der Verdichter mit nicht-achsensymmetrischer Endwandkonturierung ausgestattet. Rotornabe und beide Endwände des Stators wurden in getrennten, sequenziellen Auslegungsschritten entsprechend dem in Abschnitt 8.3 beschriebenen Prozess konturiert. Die Einflüsse der verbauten Konturierung auf die wandnahen Strömungsbereiche sowie einige daraus abgeleitete Schlussfolgerungen werden in den Abschnitten 11.2 und 12.1 diskutiert.

10.1.2 Vergleich zwischen Simulation und Experiment

Die in dieser Arbeit präsentierten Resultate basieren weitgehend auf den Ergebnissen stationärer 3D-CFD-Simulationen. Wie bereits in den Abschnitten 7 und 8.1 erwähnt, ist die Genauigkeit aktueller numerischer Verfahren bei der Vorhersage einiger wichtiger aerodynamischer Parameter von Axialverdichtern gewissen Limitierungen unterworfen. Um die Relevanz der Simulationsergebnisse besser einordnen zu können, ist daher ein Abgleich mit experimentellen Daten notwendig. In diesem Abschnitt wird ein solcher Vergleich für den 1,5-stufigen Forschungsverdichter vorgestellt. Es werden sowohl die Gesamtperformance des Verdichters als auch die radialen Verteilungen verschiedener Parameter herangezogen. Weiterhin wird die Verteilung des statischen Gehäusedruckes über dem Rotor genutzt, um das Strömungsfeld an der Rotorspitze qualitativ zu beurteilen. Alle in diesem Kapitel beschriebenen Vergleiche wurden bei Auslegungsdrehzahl und ohne Gehäusestrukturierung über dem Rotor durchgeführt. Die Konfiguration des Verdichters beinhaltet den modifizierten Rotor mit Nabenkonturierung sowie den nicht modifizierten Stator mit Naben- und Gehäusekonturierung. Diese Variante wird in den Abschnitten 11.2 sowie 12.1.1 näher beschrieben und soll im Folgenden als „Final“ bezeichnet werden. Bei den Kennfelddarstellungen wurden Druckverhältnis und Massenstromfunktion auf die Werte der CFD-Simulation im Auslegungspunkt bzw. auf der Arbeitslinie bezogen. Radiale oder flächige Verteilungen wurden auf ihren jeweiligen Mittelwert bezogen.

Ein Vergleich der Kennfelderergebnisse von Experiment und CFD-Simulation ist in Abb. 10.2 gezeigt. Die experimentelle Charakteristik endet nahe des aerodynamischen Stabilitätslimits. Aufgrund des geringen Volumens des Plenums hinter dem Verdichter tritt beim Überschreiten dieses Limits kein Pumpen, sondern Rotating Stall auf. Die CFD-Charakteristik endet beim höchsten konvergierten Drosselgrad. Die Eintrittsebene lag in beiden Fällen vor dem IGV und die

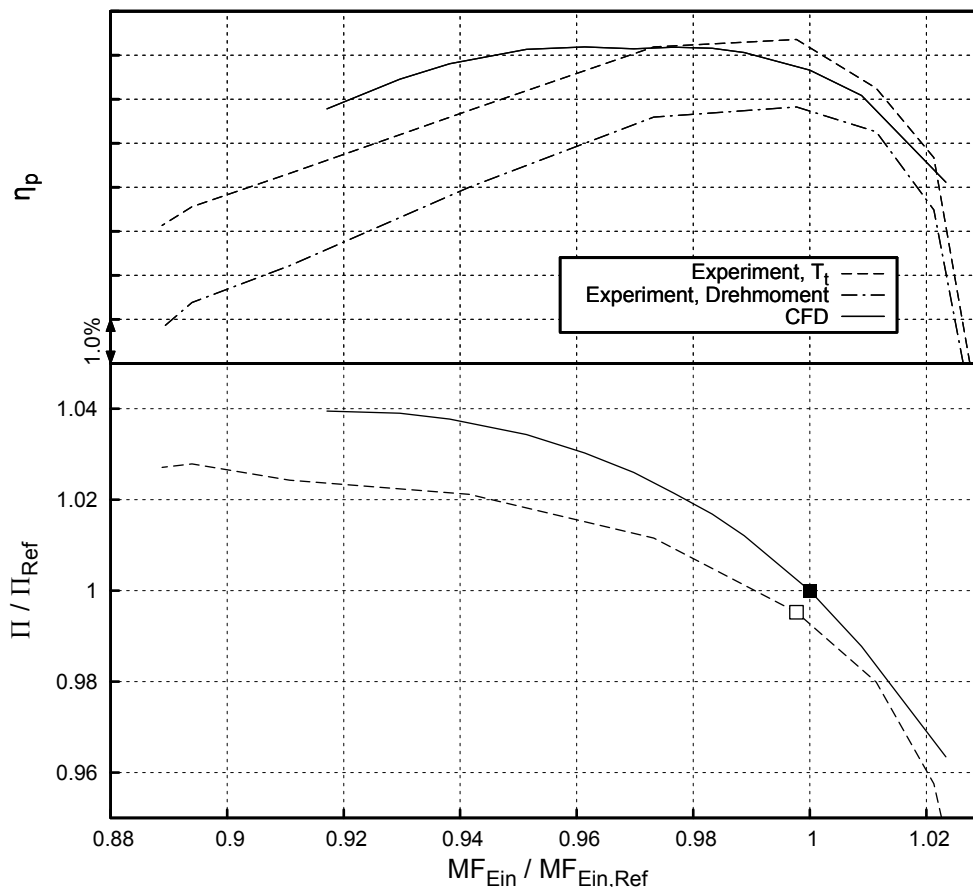
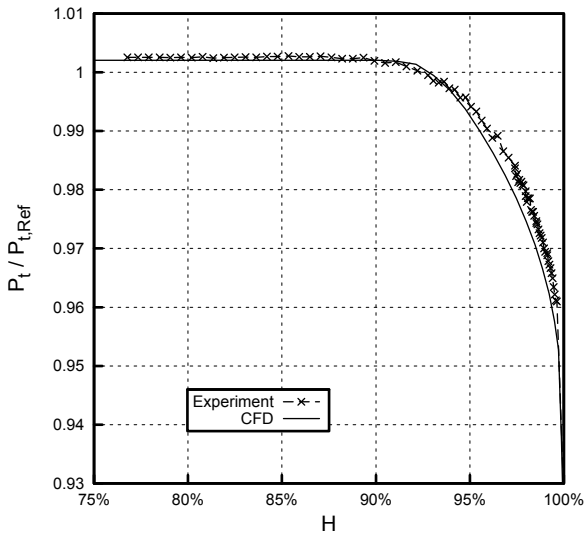


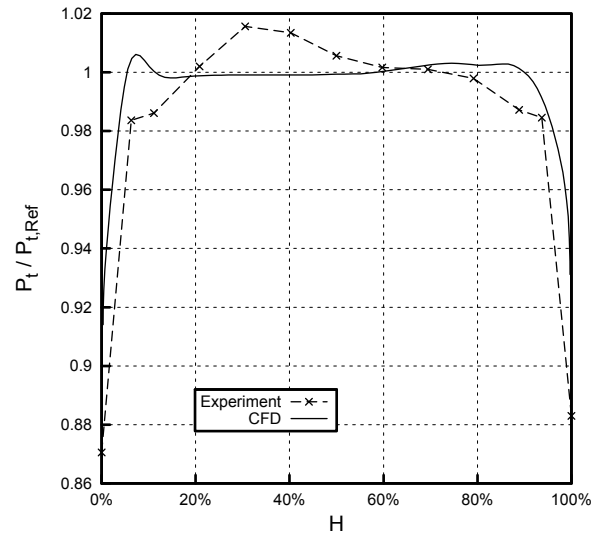
Abbildung 10.2.: Kennfeldparameter von Experiment und Simulation bei Auslegungsdrehzahl

Austrittsebene stromab des Stators, es wurde also über den gesamten Verdichter hinweg bilanziert. Die Bestimmung der experimentellen Kennfeldparameter erfolgte wie in Abschnitt 9.2 beschrieben. Gezeigt sind die massengemittelten Werte. Um den Fehler aufgrund unterschiedlicher Diskretisierungs- sowie Inter- und Extrapolationsverfahren zu minimieren, wurden aus den umfangsgemittelten CFD-Ergebnissen Drücke und Temperaturen entsprechend der Instrumentierung des Versuchsaufbaus extrahiert und in einem weiteren Schritt durch den Prozess zur Analyse der experimentellen Daten ausgewertet. Gegenüber der im Rest dieser Arbeit genutzten Standard-Methodik zur Auswertung von CFD-Ergebnissen, welche eine höhere Anzahl radialer Stützstellen für die Bestimmung der Mittelwerte in den einzelnen Ebenen heranzieht, führte dieses Vorgehen zu einem etwa 0,2% höheren Totaldruckverhältnis und einem bis zu einem Prozent höheren Wirkungsgrad.

Da Messdaten sowohl für das Drehmoment der Rotorwelle als auch die Totaltemperatur im Verdichteraustritt vorlagen, konnte der polytrope Wirkungsgrad auf zwei verschiedene Arten bestimmt werden. Die resultierenden Wirkungsgradwerte weichen voneinander ab, sind daher beide in Abb. 10.2 eingezeichnet und mit den Zusätzen „T_t“ für den per Austrittstemperatur bestimmten Wirkungsgrad und „Drehmoment“ für den über die Drehmomentmessung bestimmten Wirkungsgrad versehen. Der CFD-Wirkungsgrad wurde über die Austrittstemperatur bestimmt. Der aus dem Plot hervorgehende Grad der Übereinstimmung zwischen Experiment und CFD liegt im für solche Vergleiche üblichen Bereich. In der Nähe des Auslegungspunktes liegen die Unterschiede im Massenstrom, Druckverhältnis und Wirkungsgrad innerhalb der experimentellen Analysegenauigkeit. Für höher angedrosselte Betriebszustände weichen die Charakteris-



(a) Eintrittsgrenzschicht



(b) Stator-Austrittsebene

Abbildung 10.3.: Radiale Totaldruckverteilungen von Experiment und Simulation im Auslegungspunkt

tiken stärker voneinander ab. Die CFD-Totaldruckverhältnis-Charakteristik hat einen steileren Verlauf und zeigt auch einen geringeren Wirkungsgradabfall relativ zu ihrem Maximalwert. Relativ zu den experimentellen Ergebnissen wird in der Simulation ein höheres maximales Totaldruckverhältnis erreicht, der minimale Durchsatz liegt ebenfalls oberhalb des experimentellen Wertes. Entsprechend Gleichung 8.1 wurde in der Simulation ein Pumpgrenzabstand von 11,8% relativ zum Auslegungspunkt ermittelt, der experimentelle Wert lag mit 13,7% leicht höher. Insgesamt können die beobachtete gute Übereinstimmung im Auslegungspunkt und die mit dem Drosselgrad wachsenden Unterschiede in den Kennfeldwerten als typisch für die verwendete Art der Modellbildung betrachtet werden [76]. Die Komplexität der Modellierung, beispielsweise in Bezug auf die reale Geometrie, die Vernetzung oder das Turbulenzmodell, aber auch der Versuchsaufbau und -durchführung müssten erheblich modifiziert werden, um eine signifikant bessere Übereinstimmung zu erreichen. Eine solche Validierungsstudie stellt jedoch nicht das eigentliche Ziel der Untersuchungen dar und soll daher nicht weiter vertieft werden.

Ein Vergleich der radialen Totaldruckprofile in den Eintritts- und Austrittsebenen des Verdichters ist in Abb. 10.3 gegeben. Der Betriebspunkt entspricht dem Auslegungspunkt und ist in Abb. 10.2 sowohl für die CFD- als auch für die experimentellen Ergebnisse markiert. In der Eintrittsebene sind die Daten einer Messung mit der Grenzschichtsonde gezeigt, in der Austrittsebene wurden die beiden für die Kennfeldmessungen verwendeten Messkämme gemittelt. Die Werte bei 0% und 100% der Kanalhöhe stammen von statischen Druckbohrungen an Nabe und Gehäuse. Obwohl die genaue Geometrie der Einlaufdüse in der Zulaufstrecke nicht modelliert wurde und keine Transitionseffekte berücksichtigt wurden, stimmen die in Abb. 10.3a gezeigten Eintrittsprofile gut überein. Die geringe Größe der Abweichungen in Form und Dicke des Grenzschichtprofils lassen den Schluss zu, dass die für die Auslegung des Verdichters verwendeten Eintrittsbedingungen realistisch waren. Im Gegensatz dazu weisen die in Abb. 10.3b gezeigten radialen Totaldruckprofile in der Stator-Austrittsebene größere Abweichungen voneinander auf. Während die Simulation eine im Hauptströmungsfeld zwischen 10% und 90% der Kanalhöhe annähernd ebene Verteilung hat, sind bei den experimentellen Daten Schwankungen mit einer

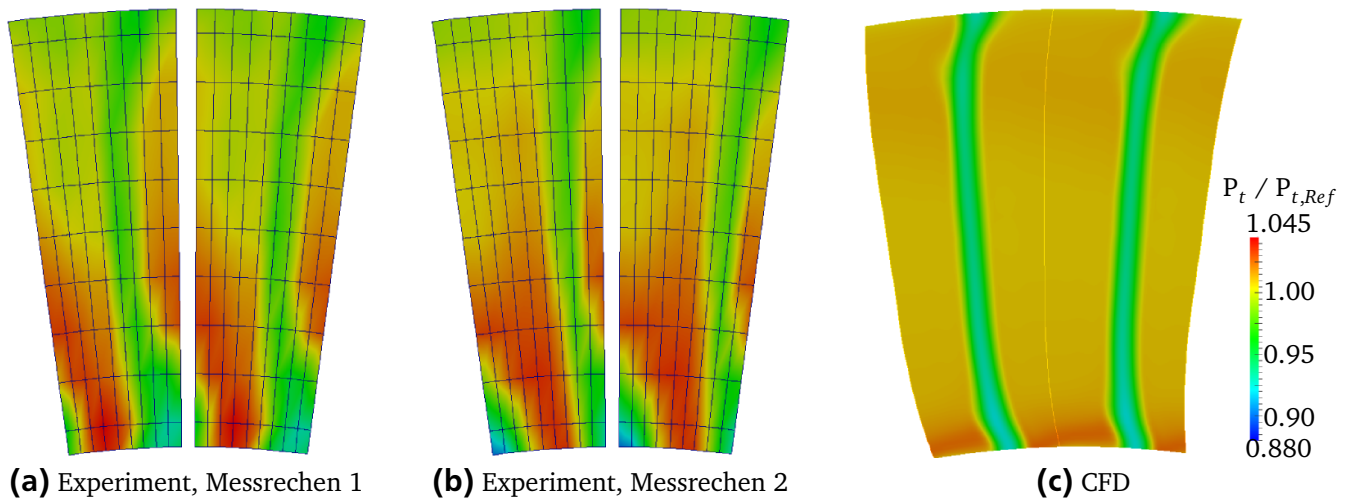


Abbildung 10.4.: Totaldrucktraversen im Stator-Austritt für den Auslegungspunkt

Bandbreite von etwa 1,6 % um den Mittelwert zu beobachten. Bei 30 % der Kanalhöhe befindet sich der Maximalwert des Totaldruckes. Hin zu den Rändern fällt der Totaldruck ab.

Eine genauere Betrachtung der Unterschiede kann anhand der flächigen Totaldruckverteilungen in der Stator-Austrittsebene erfolgen, welche während der Kennfeldmessungen durch Umfangstraversierung von IGV und Stator relativ zu den beiden Totaldruck-Messrechen erstellt wurden. Ein Vergleich der Messergebnisse beider Rechen mit den CFD-Resultaten ist in Abb. 10.4 gezeigt. Der Betriebspunkt ist identisch zu dem in Abb. 10.3b. Obwohl die Traversierung bzw. Simulation nur für jeweils eine Stator-Teilung erfolgte, sind zur Visualisierung der Periodizität zwei Passagen gezeigt. Die statischen Wanddruckmessungen erfolgten an einer anderen Umfangsposition als die Totaldruckmessungen und sind daher nicht enthalten. Die Abbildungen geben daher nur die Kanalhöhen von 6 % bis 94 % wieder. In Abb. 10.4a und 10.4b sind die einzelnen Messpositionen anhand eines Rasters visualisiert.

Aus Abb. 10.4 wird deutlich, dass der in Abb. 10.3b für die experimentellen Daten beobachtete niedrige Totaldruck auf den Stator zurückzuführen ist. Im Vergleich zur Simulation ist der Nachlauf bis etwa 20 % der Kanalhöhe aufgedickt und weist auf ein Gebiet mit erhöhten Druckverlusten hin, welches sich nahe der Schaufelaußenseite befindet. Diese Verluste sind in der Simulation nicht zu finden und waren bei einer früheren Messkampagne sogar noch wesentlich stärker ausgeprägt. Eine eingehende Untersuchung wurde durchgeführt, um festzustellen, ob beispielsweise das Rechenetz, das Turbulenzmodell, der verwendete Strömungslöser oder die Nichteinbeziehung der Prüfstandsgeometrie stromab des Stators ursächlich für die beobachteten Unterschiede zwischen Simulation und Experiment waren. Die Studie ergab, dass bestimmte Aspekte der realen Verdichtergeometrie wie die Kavität zwischen Rotor und Stator, lokale Leckageströme in Axial- und Umfangsrichtung sowie konstruktionsbedingte Stufen und Unebenheiten im Annulus als Ursache für dieses Resultat zu betrachten sind. Diese Details sind im zur Auslegung des Verdichters genutzten CFD-Modell nicht enthalten, da ihr Einfluss auf den Stator erst nach Abschluss der Messkampagne deutlich wurde. Durch entsprechende Berücksichtigung bei der Modellierung hätte eine bessere Übereinstimmung erzielt werden können. Da aber für die im Rest der vorliegenden Arbeit vorgestellten Ergebnisse der Auslegungsstandard des CFD-Modells genutzt wurde, soll an dieser Stelle auch nur ein Vergleich mit dem entsprechenden Modell erfolgen. Die Relevanz der in Abschnitt 12 diskutierten Ergebnisse der Studie zur nicht-

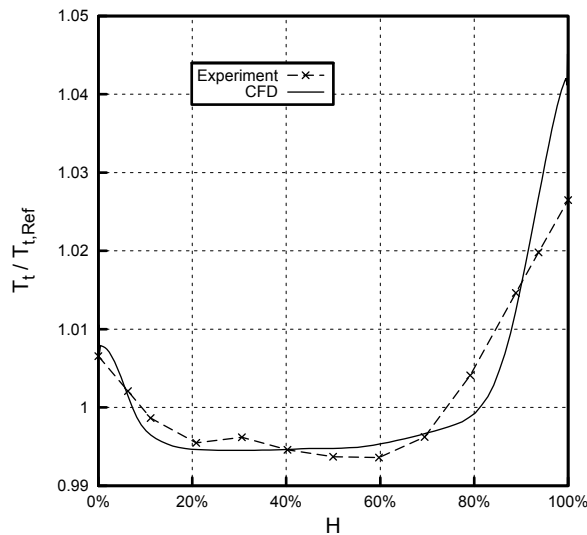


Abbildung 10.5.: Radiale Verteilungen der Stator-Austrittstotaltemperatur im Auslegungspunkt

achsensymmetrischen Endwandkonturierung in Statoren wird dadurch aufgrund ihres generischen Charakters nicht berührt. Insbesondere für die in Abschnitt 15 vorgestellte Untersuchung zur Gehäusestrukturierung ist eine genauere Bewertung der Simulationen mit einem Fokus auf den Rotor sinnvoll. Wie bereits erwähnt, weichen der vorhergesagte und experimentell ermittelte Pumpgrenzabstand um 1,8 % voneinander ab, was einen akzeptablen Wert darstellt. Weitere Aspekte zum Verhalten des Rotors sollen in den folgenden Abschnitten diskutiert werden.

Die radiale Verteilung des Arbeitseintrages des Rotors kann anhand von Abb. 10.5 beurteilt werden. Der Graph zeigt einen Vergleich der radialen Totaltemperaturprofile von Experiment und Simulation in der Stator-Austrittsebene. Da der Stator keine Änderung der Totaltemperatur hervorruft, kann dieses Profil auch als für den Rotor-Austritt gültig betrachtet werden. Der Betriebspunkt entspricht dem in Abb. 10.2 markierten Auslegungspunkt. Ausgehend von den äußersten Messpositionen bei 6 % bis 94 % der Kanalhöhe wurde das experimentelle Profil extrapoliert, da in unmittelbarer Wandnähe keine Messwerte vorlagen. Der Plot verdeutlicht, dass die Übereinstimmung von Experiment und Simulation von der Nabe bis etwa 75 % der Kanalhöhe innerhalb der Messgenauigkeit liegt. Lediglich in Gehäusenähe sind einige Unterschiede zu verzeichnen. Dieser durch die gehäusenähe Sekundärströmung dominierte Bereich mit erhöhtem Temperaturanstieg zeigt in der Simulation einen steileren Gradienten, aber auch eine geringere radiale Erstreckung als die Testergebnisse. In der Literatur finden sich Hinweise, dass dieses „Überschießen“ des simulierten Temperaturverlaufes zu einem großen Teil auf die Annahme einer adiabaten Wand zurückgeführt werden kann [179]. Wie schon der steilere Verlauf der Charakteristik ist dies ein für die verwendete Modellierung typisches Resultat.

Für die Analyse des Strömungsfeldes an der Rotorspitze bei hohen Drosselgraden wurden die statischen Gehäusedruckverteilungen über dem Rotor herangezogen. Die experimentellen Daten wurden mit Hilfe der statischen Druckaufnehmer im Gehäuse gewonnen. Da die entsprechenden Betriebspunkte zwar bei Auslegungsdrehzahl, aber nicht bei nominaler IGV-Stellung vorlagen, wurden Simulationen bei der dem Experiment entsprechenden IGV-Stellung durchgeführt und ausgewertet. Der Vergleich zwischen den resultierenden Totaldruckverhältnis-Charakteristiken ist in Abb. 10.6a gezeigt. Da der Fokus auf dem Rotor liegt, wurde die hintere Bilanzenebene in die Rotor-Austrittsebene gelegt. Die Massenstromfunktion in der Rotor-Austrittsebene diente als Durchsatzparameter. Die den in Abb. 10.6b und 10.6c gezeigten Verteilungen des statischen

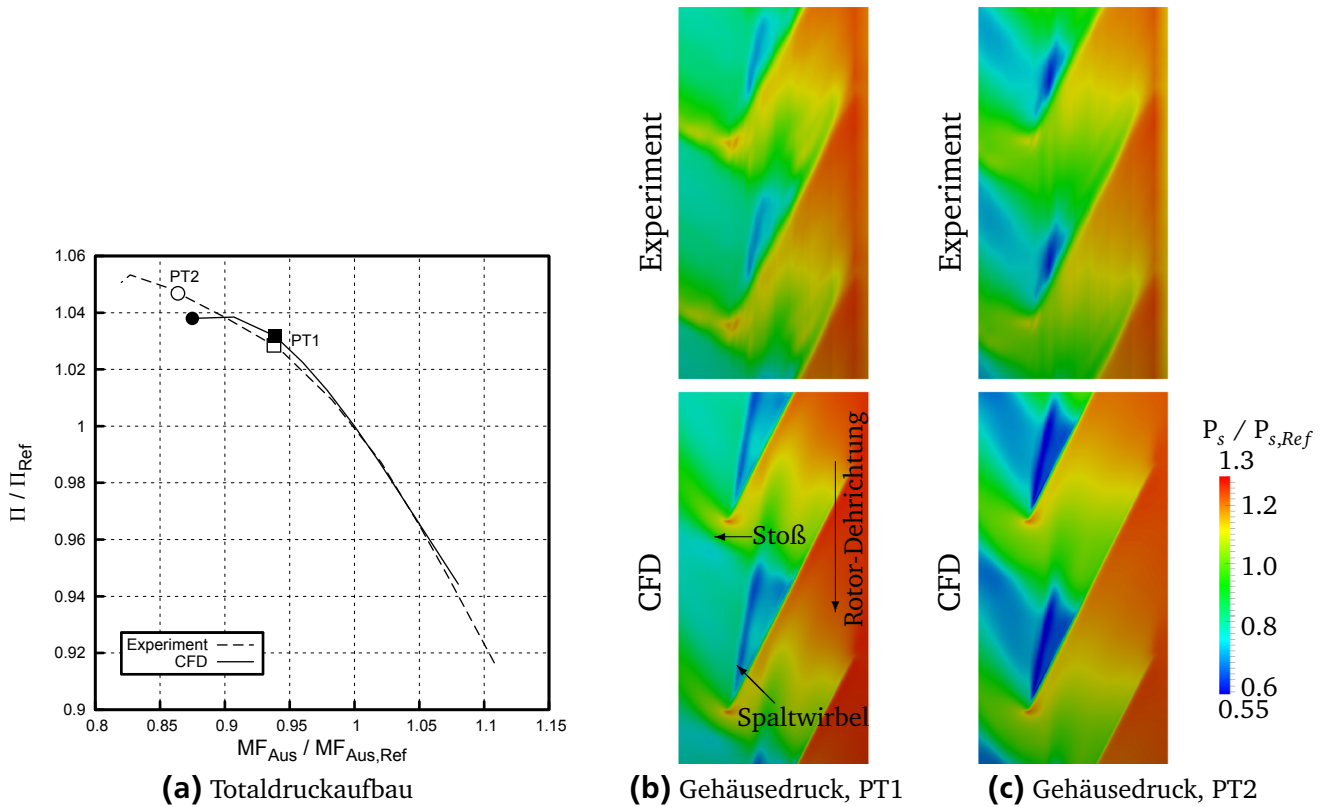


Abbildung 10.6.: IGV-Rotor-Charakteristiken und Verteilung des statischen Druckes am Rotorgehäuse von Experiment und Simulation

Druckes am Gehäuse entsprechenden Betriebszustände werden als „PT1“ und „PT2“ bezeichnet und sind auf den Charakteristiken markiert. Da für PT2 keine dem experimentellen Drosselgrad entsprechende CFD-Lösung vorlag, wurde der höchste konvergierte Drosselgrad verwendet.

Die in Abb. 10.6b und 10.6c gezeigten Vergleiche zwischen Experiment und CFD zeigen mehrere übereinstimmende Aspekte. Der Verdichtungsstoß, erkennbar am raschen Druckanstieg in Hauptströmungsrichtung, wurde in der Simulation gut abgebildet, was seine Lage, Stärke und Form angeht. Für den anhand des niedrigen Druckes identifizierbaren Wirbelkern kann ausgesagt werden, dass sich sowohl seine Trajektorie als auch die qualitative Änderung des Druckniveaus mit dem Drosselgrad nicht signifikant zwischen Experiment und CFD unterscheiden. Insgesamt scheint das simulierte Strömungsfeld an der Rotorspitze sowohl für moderate als auch für Drosselgrade nahe des Stabilitätslimits mit ausreichender Genauigkeit wiedergegeben zu sein. Dies ist insbesondere für die in Abschnitt 15 präsentierte CT-Untersuchung von Relevanz. In diesem Zusammenhang soll auch auf ein weiteres experimentelles Ergebnis hingewiesen werden: Aus von Biela durchgeführten transienten Experimenten, bei denen der einsetzende Stallprozess mit Hilfe der schnellen Drucksensoren aufgezeichnet wurde, geht hervor, dass der 1,5-stufige Forschungsverdichter über Spikes in den instabilen Zustand übergeht [178]. Dies ist ein Hinweis darauf, dass die Auslegungsforderung nach einem schaufelspitzenkritischen und für Gehäusestrukturierungen günstigen Rotor erfüllt wurde.

Insgesamt zeigt der in diesem Abschnitt diskutierte Vergleich, dass die Qualität des verwendeten numerischen Modells im für die gewählte Modellierungsart üblichen Bereich liegt. Die beobachteten Abweichungen vom Experiment liegen überwiegend innerhalb der Unsicherheit der

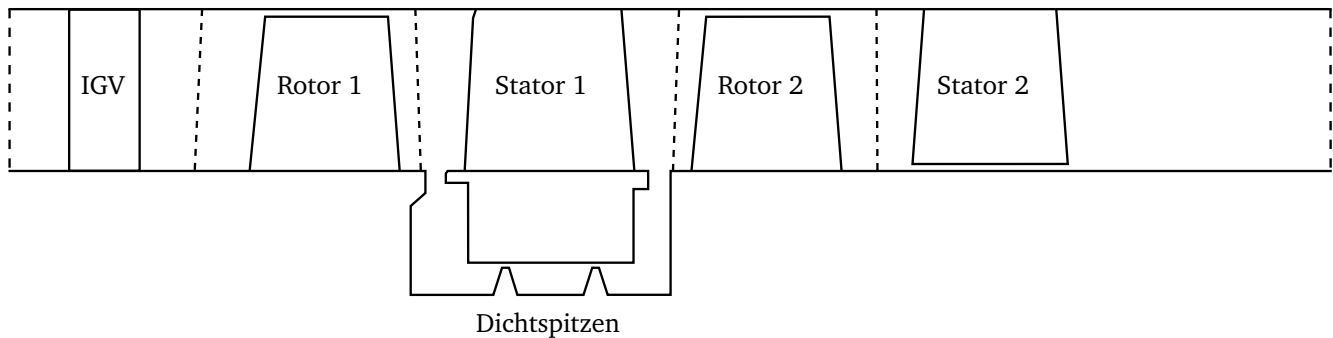


Abbildung 10.7.: Seitenansicht sowie Eintritts-, Ausmisch- und Austrittsebenen des mehrstufigen Niedergeschwindigkeitsverdichters

experimentellen Analyse. Bis auf den Nabenbereich des Stators wurden auch die Randbereiche mit typischer Genauigkeit wiedergegeben. Die beim Stator beobachteten Unterschiede wurden auf nicht im Modell enthaltene, für den Versuchsaufbau spezifische Aspekte der Realgeometrie zurückgeführt. Zusammen mit der bereits in Abschnitt 8.1 erwähnten Validierung des CFD-Softwarepakets für die Anwendung von Gehäusestrukturierung und nicht-achsensymmetrischer Endwandkonturierung sowie weiteren, in Abschnitt 15.2 diskutierten experimentellen Daten kann so davon ausgegangen werden, dass die in den Teilen IV und V präsentierten Ergebnisse zum Einfluss dieser Methoden auf das Strömungsfeld zumindest qualitativ richtig wiedergegeben werden.

10.2 Mehrstufiger Niedergeschwindigkeitsverdichter

Um das Verbesserungspotenzial nicht-achsensymmetrischer Endwandkonturierung in einem Stator mit Deckbandleckage zu untersuchen, wurde ein weiterer Verdichter herangezogen. Es handelte sich dabei um einen mehrstufigen Niedergeschwindigkeits-Forschungsverdichter. Der Verdichter war dem für andere Untersuchungen genutzten, als „LSRC“ bezeichneten Forschungsverdichter ähnlich, war jedoch weder hinsichtlich der geometrisch noch der aerodynamisch relevanten Parameter identisch mit der publizierten Variante [180]. Zur Zeit der Erstellung dieser Arbeit lagen noch keine zur Veröffentlichung freigegebenen experimentellen Daten für die hier genutzte Variante vor, so dass in der vorliegenden Arbeit ausschließlich numerische Ergebnisse für den mehrstufigen Niedergeschwindigkeitsverdichter präsentiert werden. Wie aus Abb. 10.7 ersichtlich ist, bestand der Verdichter aus einem IGV und zwei Stufen. Sowohl Nabens als auch Gehäuseradius waren konstant. Der Stator der zweiten Stufe war in der sogenannten „Cantilevered“-Bauweise ausgeführt, also mit einem freien Schaufelende an der Nabe und einem entsprechenden Radialspalt. Der erste Stator hingegen verfügte über ein Deckband. In der Kavität befanden sich zwei Dichtspitzen.

Im Auslegungspunkt hatte die Machzahl in der Eintrittsebene des ersten Stators einen Wert von 0,21 in der Kanalmitte. Die mit der Sehnenlänge und der lokalen Eintrittsgeschwindigkeit gebildete Reynoldszahl des ersten Stators beträgt im Mittelschnitt $4 \cdot 10^5$. Der Verdichter sollte repräsentativ für den hinteren Block eines aktuellen, hochbelasteten Hochdruckverdichters sein. Die Radialspalte der Dichtspitzen in der Deckbandkavität wurden entsprechend gewählt, um realistische Werte im Bereich von einem bis mehreren Prozent der Schaufelhöhe zu erreichen. In Kombination mit der hohen aerodynamischen Belastung und dem resultierenden statischen Druckanstieg des ersten Stators traten daher Leckagemassenströme in der Größenordnung bis

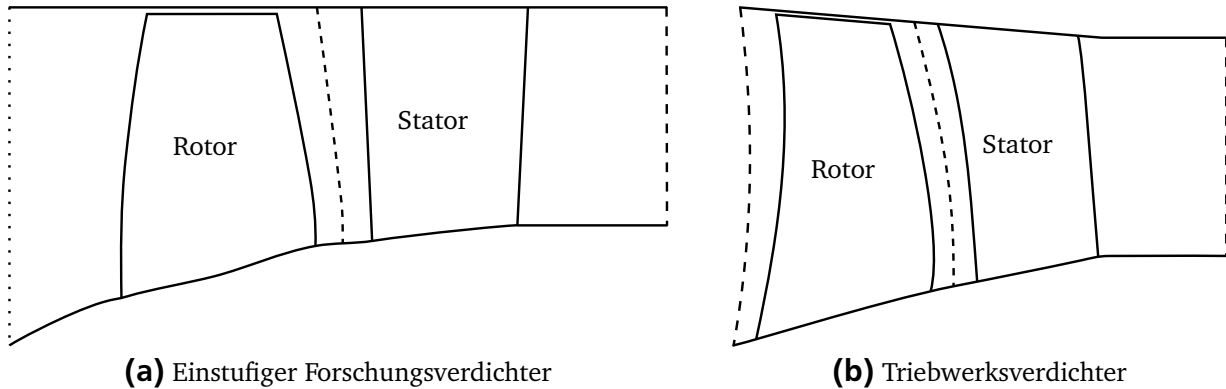


Abbildung 10.8.: Seitenansicht sowie Eintritts-, Ausmisch- und Austrittsebenen der weiteren Verdichter

zu einem Prozent des Gesamtmassenstromes auf. Der Verdichter wurde aufgrund der hohen Sensitivität des ersten Stators gegenüber der Deckbandleckage ausgewählt. Bei Variation der Leckagemenge änderten sich Totaldruckverluste und Abströmwinkel des Stators signifikant. Dies wurde durch eine Variation der Dichtspitzenspalte erreicht. 3D-CFD-Modelle mit jeweils 1 %, 2 % und 3 % auf die Schaufelhöhe bezogener relativer Spalthöhe wurden erstellt. Die in Abb. 10.7 gezeigten Ausmischebenen wurden so positioniert, dass sich die Kavität vollständig in der Domäne des Stators befand. Sie befanden sich daher näher als sonst üblich an den Vorder- bzw. Hinterkanten der benachbarten Rotoren. In der Austrittsebene des CFD-Modells wurde der Drosselgrad über eine vorgeschriebene Massenstromfunktion eingestellt.

10.3 Weitere Verdichter

Um die aerodynamische Robustheit der Gehäusestrukturierung zu demonstrieren, wurden zusätzlich zu dem 1,5-stufigen Forschungsverdichter zwei weitere transsonische Verdichter numerisch untersucht. Es handelte sich dabei um einen weiteren Forschungsverdichter und einen triebwerksnahen Verdichter. Zusätzlich zur kurzen Beschreibung dieser Verdichter in den folgenden Abschnitten gibt Tab. E.1 in Appendix E einen direkten Vergleich einiger Parameter, welche für das tiefere Verständnis der Ergebnisse hilfreich sind. Eine Seitenansicht des numerischen Modells für den einstufigen Forschungsverdichter ist in Abb. 10.8a gezeigt. Die Auslegung der Verdichters wurde in den frühen 1990er Jahren durchgeführt. Er stellt damit den ältesten in dieser Studie verwendeten Entwurf dar. Wie beim 1,5-stufigen Forschungsverdichter war der Gehäuseradius konstant, während die Nabe in Hauptströmungsrichtung anstieg. Im Vergleich zu den anderen Verdichtern wies die Rotorspitze des einstufigen Forschungsverdichters die höchste relative Machzahl in der Anströmung sowie den größten Schaufelspalt auf. Andererseits war die über die Diffusionszahl DF ausgedrückte Schaufelbelastung die niedrigste. Das CFD-Modell beinhaltete aufgrund der einstufigen Bauweise nur eine Ausmischebene. Der Drosselgrad wurde über eine Druckrandbedingung festgelegt.

Der letzte Verdichter war im Vergleich zu den anderen verwendeten Modellen am repräsentativsten für einen realen Flugtriebwerksverdichter. Der einstufige Verdichter wurde aus dem Frontblock eines mehrstufigen Hochdruckverdichters extrahiert und wird daher im Folgenden als „Triebwerksverdichter“ bezeichnet. Außerdem verfügte dieser Verdichter als einziges Vehikel dieser Studie über eine in Hauptströmungsrichtung abfallende Gehäuselinie. Relativ zu den

beiden anderen transsonischen Verdichtern wies der Triebwerksverdichter die niedrigste relative Anströmmachzahl auf. Während sich die Werte für das Teilungsverhältnis und die Diffusionszahl innerhalb der durch die Forschungsverdichter vorgegebenen Spanne befanden, war die über die Arbeitszahl $\frac{\Delta h}{U^2}$ ausgedrückte Belastung des Rotorspitzenbereiches die höchste. Die Eintrittsrandbedingungen für das in Abb. 10.8b skizzierte CFD-Modell wurden aus vorangegangenen CFD-Rechnungen des gesamten, vielstufigen Verbandes gewonnen. Am Austritt wurde, wie bei den anderen transsonischen Verdichtern auch, der Gegendruck vorgeschrieben.

Teil IV.

**Nicht-achsensymmetrische
Endwandkonturierung**

11 Nabenkonturierung bei einem transsonischen Rotor

Der Rotor des 1,5-stufigen transsonischen Forschungsverdichters wurde mit nicht-achsensymmetrischer Nabenkonturierung ausgestattet. Dies geschah nach Abschluss der in Abschnitt 10.1.1 beschriebenen sonstigen aerodynamischen und strukturmechanischen Auslegung des Verdichters. Die in diesem Kapitel als Referenz dienende Variante ohne Konturierung kann daher hinsichtlich ihrer Verlust- und Stabilitätswerte als repräsentativ für eine aktuelle Hochdruckverdichterstufe betrachtet werden. Durch die Konturierung sollten nun die bereits auf einem hohen Niveau befindlichen Leistungsparameter des Rotors weiter gesteigert werden. Verschlechterungen bei einzelnen Parametern oder bestimmten Betriebszuständen sollten dabei nicht in Kauf genommen werden.

11.1 Anwendung ohne Schaufelmodifikation

Zur Auslegung der nicht-achsensymmetrischen Nabenkonturierung wurde der in Abschnitt 8.4 beschriebene halbautomatische Prozess verwendet. Die Bewertung der einzelnen Entwürfe erfolgte bei Auslegungsdrehzahl und zwei verschiedenen Drosselgraden: Dem als DP bezeichneten Auslegungspunkt und einem weiter angedrosselten Betriebszustand, der als NS gekennzeichnet wird. Außer der Geometrie der Nabe wurden keine weiteren Änderungen am Rotor vorgenommen.

Ein Überblick über die Sensitivität des polytropen Rotor-Wirkungsgrades gegenüber verschiedenen Nabengeometrien kann aus Abb. 11.1 gewonnen werden. Gezeigt sind die Wirkungsgrade im Auslegungspunkt und nahe Stall, und zwar sowohl für die Referenz ohne 3D-Konturierung als auch für die während des Auslegungsprozesses erstellten Konturierungs-Varianten. Alle Daten in diesem Graph wurden direkt aus CFD-Ergebnissen, also ohne Einbeziehung der RBF-Antwortfläche, gewonnen. Die Ergebnisse beinhalten auch eine Anzahl von achsensymmetrischen Profilierungen, die ebenfalls Teil der initialen Datenbank waren. Der als „Konturierung + Rotor-Modifikation“ bezeichnete Entwurf beinhaltet einen modifizierten Rotor und soll daher zunächst ignoriert werden. Auf diese Variante wird in Abschnitt 11.2 näher eingegangen.

Zunächst fällt die geringe Höhe der Wirkungsgradsteigerungen auf. Die im Auslegungspunkt oder nahe Stall maximal erreichten Verbesserungen gegenüber der Referenz betragen nur wenig mehr als jeweils $0,05\% \Delta\eta_p$. Zudem zeigt kein einziger Entwurf eine gleichzeitige Verbesserung sowohl im Auslegungspunkt als auch nahe Stall. Eine Konturierung mit verbessertem Wirkungsgrad in einem der beiden Betriebspunkte bewirkt eine mitunter signifikant größere Verschlechterung im jeweils anderen Betriebspunkt. Dies bedeutet, dass keine Konturierung gefunden werden konnte, welche die oben formulierten Auslegungskriterien vollständig erfüllt. Es könnte nun argumentiert werden, dass eine Wirkungsgraderhöhung nahe der Stabilitätsgrenze von weniger praktischem Nutzen ist als im Auslegungspunkt. Im vorliegenden Fall konnte die Änderung des Rotorwirkungsgrades nahe Stall jedoch auch zur zumindest qualitativen Illustration der Stabilitätsänderung genutzt werden, da sie konsistent mit anderen Indikatoren

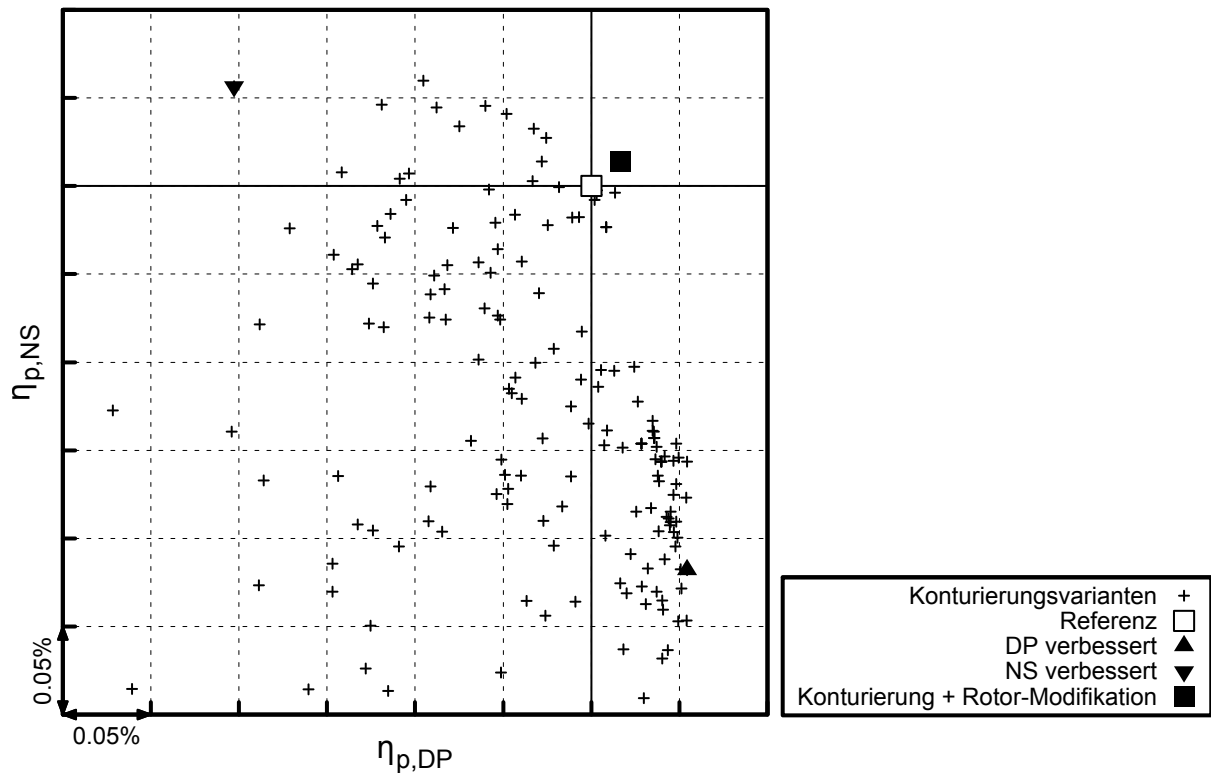


Abbildung 11.1.: Polytroper Wirkungsgrad im Auslegungspunkt und nahe Stall in Abhängigkeit von der Konturierungsgeometrie

wie beispielsweise dem Gradienten der mit dem Totaldruckverhältnis gebildeten Drehzahlcharakteristik war: Ein Entwurf mit niedrigerem Wirkungsgrad nahe Stall wies auch eine flacherere Charakteristik auf. Für eine Konturierung mit erhöhtem Auslegungswirkungsgrad musste also von einer nicht akzeptablen Stabilitätsverringern ausgegangen werden.

Zwei Konturierungen wurden für eine genauere Untersuchung ausgewählt. Es handelte sich um einen Entwurf mit Verbesserungen im Auslegungspunkt und einen mit gesteigertem Wirkungsgrad nahe Stall. Sie sind in Abb. 11.1 hervorgehoben und als „DP verbessert“ beziehungsweise „NS verbessert“ bezeichnet. Für das Verständnis der globalen Änderungen der Strömungsparameter ist es hilfreich, ihre lokalen Änderungen auf den verschiedenen Schaufelhöhen sowie die radiale Interaktion zu betrachten. Die über das radiale Gleichgewicht bestimmte Aufteilung ist neben der Geometrie auch abhängig vom Betriebszustand.

Dies wird durch Abb. 11.2 verdeutlicht. Der Graph zeigt die Wirkungsgradänderung der beiden ausgewählten Konturierungen relativ zur Referenzvariante bei gleichem Betriebszustand, aufgeteilt nach unterer und oberer Kanalhälfte. Ausgefüllte Symbole stehen für den DP-Betriebszustand, leere Symbole für den nahe Stall. Der Effekt, den das Androsseln auf einen Entwurf hat, ist durch Pfeile dargestellt. Es ist zu erkennen, dass die mit Nabenkonturierung beobachteten Änderungen des Rotorwirkungsgrades keineswegs ausschließlich durch lokale Änderungen im Nabenbereich hervorgerufen wurden. Vielmehr waren ebenfalls Änderungen in der oberen Schaufelhälfte zu verzeichnen, die in der gleichen Größenordnung waren wie jene in der unteren Hälfte. Das grundverschiedene Verhalten der beiden ausgewählten Entwürfe ist deutlich zu erkennen: Während die Variante „DP verbessert“ beim Androsseln Verschlechterungen sowohl in der unteren als auch in der oberen Kanalhälfte zeigt, verhält sich die Variante „NS verbessert“ entgegengesetzt.

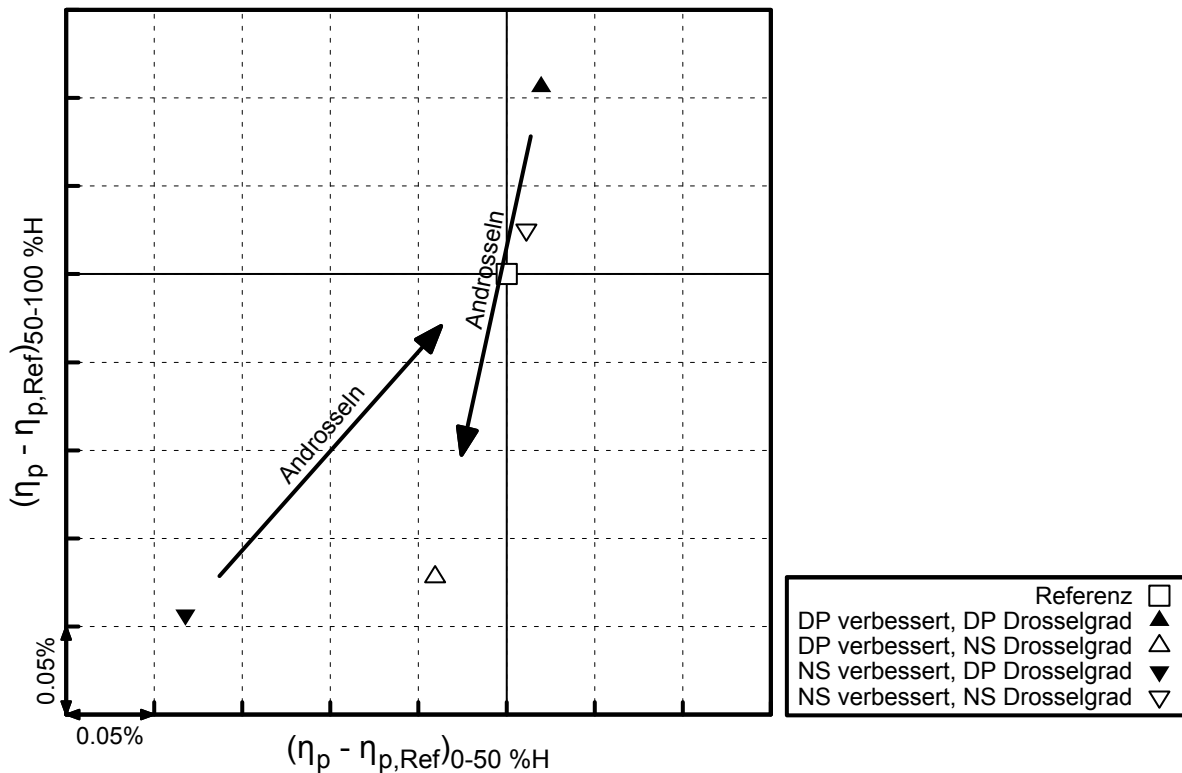


Abbildung 11.2.: Radiale Aufteilung der Wirkungsgradänderung zweier Konturierungsvarianten bei verschiedenen Drosselgraden

Diese Ergebnisse sind qualitativ konsistent mit den Resultaten von Reising [86]. Er fand für einen anderen transsonischen Rotor ebenfalls nur geringe Verbesserungsmöglichkeiten durch die nicht-achsensymmetrische Konturierung der Nabe, die darüber hinaus nicht direkt an der Nabe, sondern auf anderen Schaufelhöhen zu finden waren. Reising führte dieses Resultat auf den durch die Konturierung veränderten Blockagezuwachs an der Nabe zurück. Bei dem von ihm untersuchten Rotor profitierten die Profilschnitte oberhalb von etwa 5 % der Schaufelhöhe von der gestiegenen Blockage an der Nabe und der resultierenden Verschiebung der radialen Aufteilung des Massendurchsatzes. Der hier verwendete 1,5-stufige transsonische Forschungsverdichter zeigt die gleiche Tendenz. Der Einfluss der durch die Konturierung geänderten effektiven Querschnittsfläche in der Rotor-Austrittsebene erstreckt sich bis in den Schaufelspitzenbereich. Zudem wird deutlich, dass die Änderung in der Blockageentwicklung und die damit einhergehende radiale Umverteilung nicht gleich für alle Betriebspunkte ist. Im vorliegenden Fall eines spitzenkritischen Rotors mit vergleichsweise geringen Verlusten an der Nabe war die sich mit dem Drosselgrad ändernde radiale Aufteilung der Strömungsgrößen verantwortlich dafür, dass keine Konturierung gefunden werden konnte, die die Entwurfskriterien vollständig erfüllte.

11.2 Anwendung in Kombination mit Schaufelmodifikation

Im vorigen Abschnitt wurde gezeigt, dass die direkte Applikation einer nicht-achsensymmetrischen Nabenkonturierung auf den untersuchten transsonischen Rotor zumindest im Hinblick auf die an den Entwurf gestellten Forderungen nicht erfolgreich war. In einem weiteren Schritt wurde daher zusätzlich zur Nabenkontur auch die Schaufelgeometrie modifiziert. Dazu wurde der konventionelle Auslegungsprozess für Verdichterschaufeln genutzt, automatisierte Suchver-

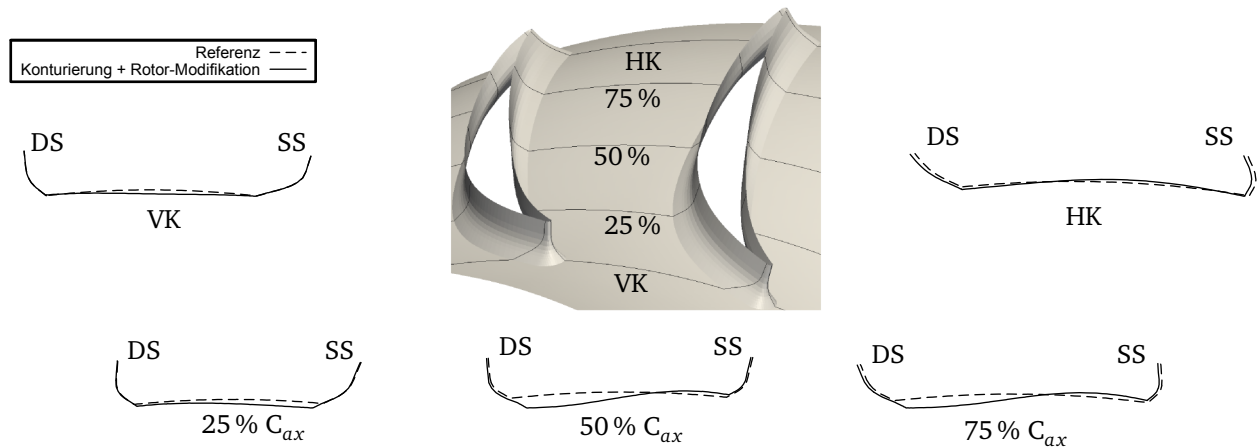


Abbildung 11.3.: Geometrie des finalen Rotors mit Nabenkonturierung

fahren kamen nicht zum Einsatz. Die Modifikation des Rotors zielte auf die Nutzung einer weiteren Eigenschaft der Nabenkonturierung ab, welche im Zuge der in Abschnitt 11.1 beschriebenen Parameterstudie deutlich wurde: Den Einfluss der Konturierung auf die Umlenkung. Neben einer Verlustreduktion bzw. Wirkungsgradsteigerung in einzelnen Betriebspunkten ließ sich durch die Konturierung eine Mehrumlenkung der Strömung im unteren Drittel des Rotors erzielen. Das Resultat war eine Erhöhung des Massendurchsatzes, und zwar sowohl im Auslegungspunkt als auch nahe Stall. Dies ist zwar kein negativer, aber zunächst auch kein erwünschter Effekt. Durch Anpassung der Austrittsblattwinkel des Rotors konnte der Massenstrom wieder auf das ursprüngliche Niveau gebracht und der Verlustbeiwert reduziert werden. Die hierfür ausgewählte Konturierung basierte auf einer Variante mit verbessertem Auslegungswirkungsgrad. Die Amplitude des achsensymmetrischen Anteils der Konturierung wurde reduziert, um den negativen Einfluss nahe Stall zu verringern. Das Ergebnis war die in Abb. 11.1 als „Konturierung + Rotor-Modifikation“ bezeichnete Variante. Sie wurde im 1,5-stufigen Forschungsverdichter verbaut und soll daher in den folgenden Absätzen genauer diskutiert werden.

Ein Vergleich der Nabengeometrien von Referenz und konturierter Variante ist in Abb. 11.3 gezeigt. Auf fünf axialen Schnitten wurden für jeweils eine Schaufelteilung die Nabenkontur inklusive eines Teils der Schaufel überlagert. Es ist zu erkennen, dass die größten Abweichungen von der Referenzgeometrie im Bereich zwischen 50 % und 75 % der axialen Sehnenlänge auftreten. Die maximale Amplitude des nicht-achsensymmetrischen Anteils der Konturierung beträgt 1,3 % der Schaufelhöhe. Während bis 25 % C_{ax} noch deutliche Unterschiede zwischen Ausgangs- und finaler Variante zu erkennen sind, fällt weiter stromauf davon sowie stromab von 75 % der Sehnenlänge der Betrag der Annulusmodifikation rapide ab. An der Hinterkante sind die durch die Anpassung der Austrittsblattwinkel verursachten Änderungen in der Schaufelgeometrie in der gleichen Größenordnung. In Kombination mit dem achsensymmetrischen Anteil der Konturierung sorgt die Phasenverschiebung der harmonischen Perturbation im vorderen Drittel der Schaufelpassage für eine Vergrößerung der Querschnittsfläche und eine Reduktion des statischen Druckgradienten in Umfangsrichtung. In den hinteren zwei Dritteln allerdings deutet die Phasenverschiebung auf eine Verstärkung des Druckgradienten hin, da die lokale Querschnittsfläche nahe der Saugseite verringert und nahe der Druckseite vergrößert wird. Diese anhand der geometrischen Konturierungseigenschaften gemachten Aussagen werden bei Betrachtung der statischen Druckverteilung an der Nabe bestätigt. Ein Vergleich zwischen Referenz und konturierter Variante ist für zwei axiale Schnitte in Abb. 11.4 gegeben. Die Druckverteilungen in

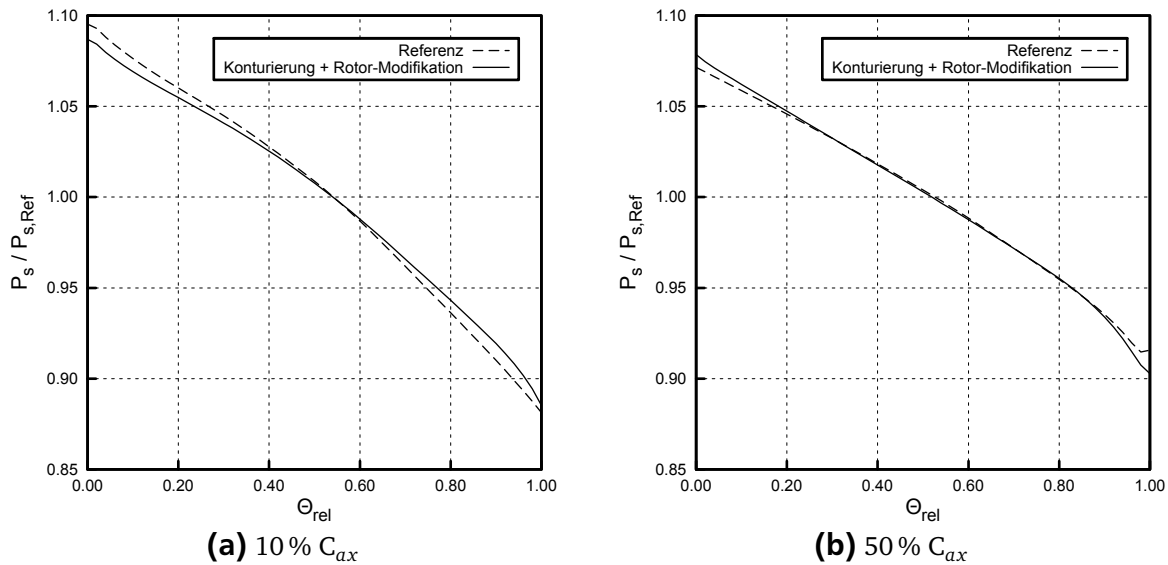


Abbildung 11.4.: Umfangsverteilung des statischen Druckes an der Nabe im Auslegungspunkt

Umfangsrichtung sind jeweils auf ihren lokalen Mittelwert bezogen und über der relativen Passagenbreite Θ aufgetragen. Ein Wert von $\Theta = 0$ entspricht der Position an der Druckseite der Rotorschaukel und $\Theta = 1$ kennzeichnet die Saugseite. Als Betriebspunkt wurde der Auslegungspunkt gewählt. Der Schnitt bei 10 % der axialen Sehnenlänge zeigt eine Verringerung des Druckgradienten für die konturierte Variante, während bei 50 % eine Verstärkung des Druckunterschiedes zwischen Druck- und Saugseite zu beobachten ist. Dies ist konsistent mit der Phasenlage der harmonischen Perturbation der Nabenkonturierung und demonstriert die bereits in Abschnitt 8.3 erwähnte intuitive Verbindung zwischen den Auslegungsparametern der Konturierung und ihren Auswirkungen auf das Strömungsfeld.

Aus der Analyse der Konturierungsgeometrie und der statischen Druckverteilung lassen sich bereits einige Aussagen über ihre wahrscheinliche Funktionsweise machen:

- Im vorderen Bereich der Passage soll die Anfachung der Querkanalströmung reduziert werden.
- Die beobachtete verbesserte Umlenkung wird durch den erhöhten statischen Druckgradienten in Umfangsrichtung ab etwa 50 % der axialen Sehnenlänge verursacht.

Diese These wird gestützt durch die Änderungen der Sekundärströmungstopologie an der Nabe, welche mit Konturierung auftreten. In Abb. 11.6 sind Streichlinien auf Nabe und Schaukelaußenseite für die Referenz und die finale Variante gezeigt. Die ausgesparten Bereiche zeigen die Verbindungsstellen zwischen Nabe und der Schaukel mitsamt ihres Ausrundungsradius. Der Betriebszustand entspricht jeweils dem Auslegungspunkt. Die von der Vorderkante ausgehende weiße Linie soll die Unterschiede in der Entwicklung der Querkanalströmung hervorheben. In der Nähe der Vorderkante verlaufen die Streichlinien auf der Nabe mit Konturierung mehr in Richtung der Hauptströmung als ohne Konturierung. Dies ist ein weiterer Indikator für die bereits erwähnte Abschwächung der Querkanalströmung in diesem Bereich. Im hinteren Drittel der Schaukelpassage zeigen die nabenseitigen Streichlinien bei der konturierten Variante eine stärkere Umfangskomponente, was ebenfalls konsistent mit den geometrischen Eigenschaften der Konturierung ist. Insgesamt sorgt die Konturierung dafür, dass der Querkanalströmung zu-

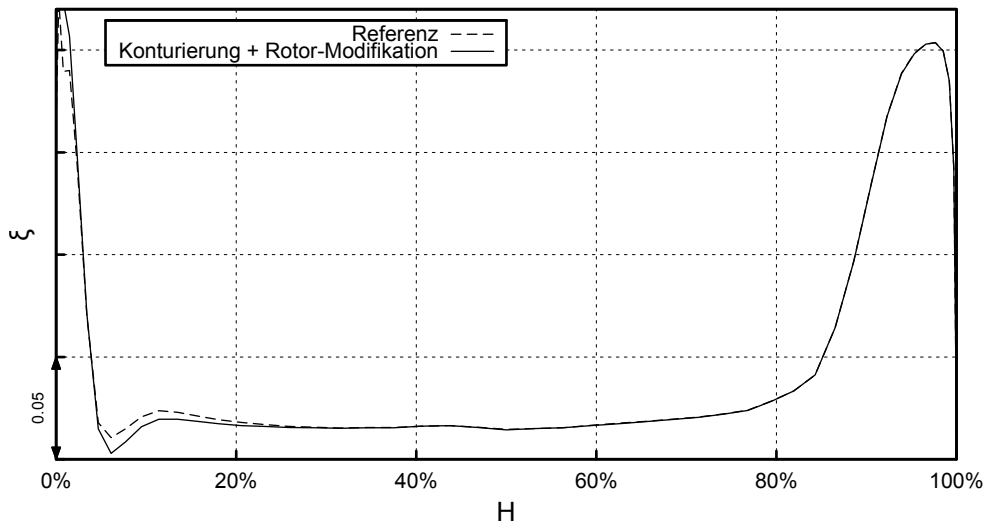
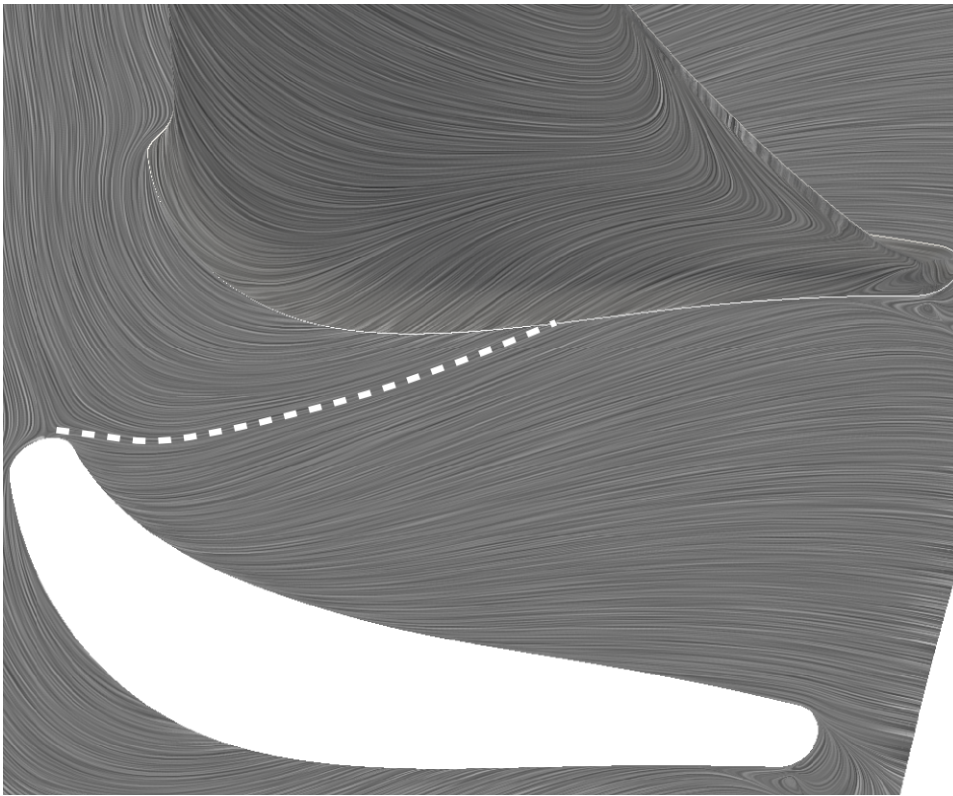


Abbildung 11.5.: Radiale Verteilung der Rotor-Totaldruckverluste im Auslegungspunkt

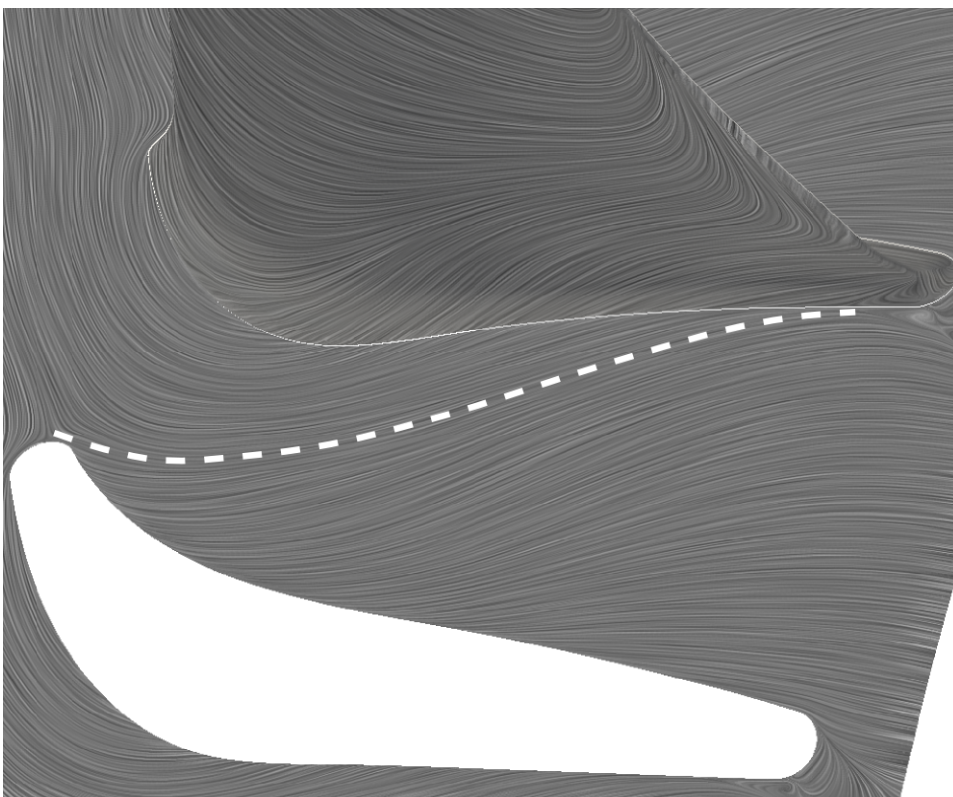
zuordnendes Fluid erst später auf die Saugseite der benachbarten Schaufel auftrifft. Während dies bei der Referenz ab etwa zwei Dritteln der Sehnenlänge der Fall ist, lässt sich mit Konturierung eine Verschiebung des Auftreffpunktes bis fast an die Hinterkante beobachten. Das Ausmaß der Interaktion zwischen diesem Teil der Nabengrenzschicht und der Schaufelgrenzschicht wird somit verringert.

Ein Vergleich zwischen den radialen Totaldruckverlustverteilungen der beiden Varianten ist in Abb. 11.5 gegeben. Die jeweiligen Betriebspunkte sind identisch zu denen in Abb. 11.6. Die durch die Konturierung bewirkte Veränderung beschränkt sich auf den Bereich unterhalb von 30 % der Kanalhöhe. Dieser lässt sich in zwei weitere Unterbereiche aufteilen. Einem Gebiet mit reduzierten Totaldruckverlusten im Bereich von 5 % bis 30 % der Kanalhöhe steht eine Zone mit erhöhten Verlusten in unmittelbarer Nähe zur Nabe gegenüber. In der massengemittelten Betrachtung ergibt sich für das durch die Konturierung beeinflusste Gebiet und demzufolge für den gesamten Rotor eine Verlustreduktion. Diese radiale Umverteilung von Verlusten wurde ebenfalls von Reising beobachtet [86]. Die Kaskadenuntersuchungen von Hergt et al weisen ebenfalls darauf hin, dass die durch die Konturierung bewirkte radiale Umverteilung eine lokale Erhöhung der Druckverluste mit sich bringen kann [74]. Ein weiterer Grund für die geringe Höhe der erreichten Wirkungsgradsteigerungen wird ebenfalls aus Abb. 11.5 deutlich. Sowohl mit als auch ohne Konturierung ist der mittlere Betrag der Totaldruckverluste auf den untersten 20 % der Kanalhöhe klein gegenüber dem auf den obersten 20 %. Zusätzlich fällt durch die radiale Massenmittelung der Bereich an der Spitze aufgrund des höheren Massendurchsatzes stärker ins Gewicht als die unteren Kanalhöhen.

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass die Sekundärströmung an der Rotornabe durch nicht-achsensymmetrische Annuluskonturierung in vorteilhafter Weise beeinflussbar ist. Im vorliegenden Fall fiel die erreichte Steigerung des Wirkungsgrades allerdings gering aus. Dies ist einer Kombination aus der Verwendung eines Rotors mit relativ geringen Druckverlusten im Nabenbereich und der geforderten konstanten Stabilitätsgrenze geschuldet. Es ist jedoch wahrscheinlich, dass die Verbesserungen höher ausfallen, wenn die Schaufelspitze des zu konturierenden Rotors weniger sensitiv auf Blockageänderungen an der Nabe reagiert oder der Nabenbereich einen stärkeren Anteil an den Gesamtverlusten der Schaufelreihe hat. Diese These stellt einen Ansatzpunkt für weiterführende Studien dar.



(a) Referenz



(b) Konturierung + Rotor-Modifikation

Abbildung 11.6.: Streichlinien auf Nabe und Rotor-Saugseite im Auslegungspunkt

12 Statoren

Wie die Literaturübersicht in Abschnitt 7.1.3 zeigt, können bei der Applikation von nicht-achsensymmetrischer Annuluskonturierung auf Axialverdichterstatoren signifikante Wirkungsgradsteigerungen erzielt werden. Dies scheint allerdings nicht in jedem Fall, sondern nur unter bestimmten Voraussetzungen möglich zu sein. Im vorliegenden Kapitel sollen diese Voraussetzungen näher beleuchtet und einige Rückschlüsse auf die Anwendungsmöglichkeiten von 3D-Annuluskonturierung in modernen Flugtriebwerksverdichtern gezogen werden. Dazu wird zunächst die im 1,5-stufigen Forschungsverdichter verbaute Konturierung vorgestellt, welche ohne gleichzeitige Modifikation der Statorschaufel ausgeführt wurde. Darauf aufbauend wurde eine Variante mit modifizierter Schaufelgeometrie erstellt, die in Abschnitt 12.1.2 diskutiert wird. Schließlich soll noch eine Untersuchung am mehrstufigen Niedergeschwindigkeitsverdichter behandelt werden, welche sich auf die Interaktion von Konturierung und Deckbandleckage sowie auf Robustheitsaspekte konzentriert.

12.1 Naben- und Gehäusekonturierung bei einem Austrittsleitrad

Der Stator des 1,5-stufigen transsonischen Forschungsverdichters wurde mit nicht-achsensymmetrischer Annuluskonturierung an Nabe und Gehäuse ausgestattet. Wie schon beim Rotor geschah dies nach Abschluss der sonstigen Auslegung, so dass auch beim Stator von einer Schaufelreihe ausgegangen werden konnte, welche repräsentativ für den aktuellen Stand der Technik ist. In Analogie zu Kapitel 11 diente die Variante ohne Konturierung als Referenz. Die zur Bewertung der Entwürfe herangezogenen Kriterien waren ebenfalls analog zu denen für die Rotor-Nabenkonturierung. Die Konturierung des Stators erfolgte nach der des Rotors. Das für den Auslegungsprozess genutzte CFD-Modell enthielt daher bereits den modifizierten Rotor mit nicht-achsensymmetrischer Nabenkonturierung.

12.1.1 Anwendung ohne Schaufelmodifikation

Zur Auslegung der nicht-achsensymmetrischen Nabenkonturierung für den Stator des 1,5-stufigen Forschungsverdichters wurde der in Abschnitt 8.4 beschriebene halbautomatische Prozess verwendet. Die Evaluierung der einzelnen Entwürfe erfolgte bei Auslegungsdrehzahl und zwei verschiedenen Drosselgraden: Dem als DP bezeichneten Auslegungspunkt und einem weiter angedrosselten Betriebszustand, der als NS gekennzeichnet wird. Außer der Geometrie des Annulus wurden keine weiteren Änderungen am Stator vorgenommen. Nabe und Gehäuse wurden in aufeinander folgenden Schritten konturiert. Wie schon beim Rotor waren gesteigerter Verdichterwirkungsgrad und reduzierter Totaldruckverlust des Stators Zielgrößen für die Auslegung der Konturierung. Es wurde jedoch eine zusätzliche Randbedingung eingeführt: Der maximale Betrag des Drallwinkels im Statoraustritt wurde begrenzt.

Im Gegensatz zum Rotor ist beim Stator keine starke Drosselgradabhängigkeit der Konturierungseinflüsse zu verzeichnen. Varianten mit Verbesserungen im Auslegungspunkt zeigen diese

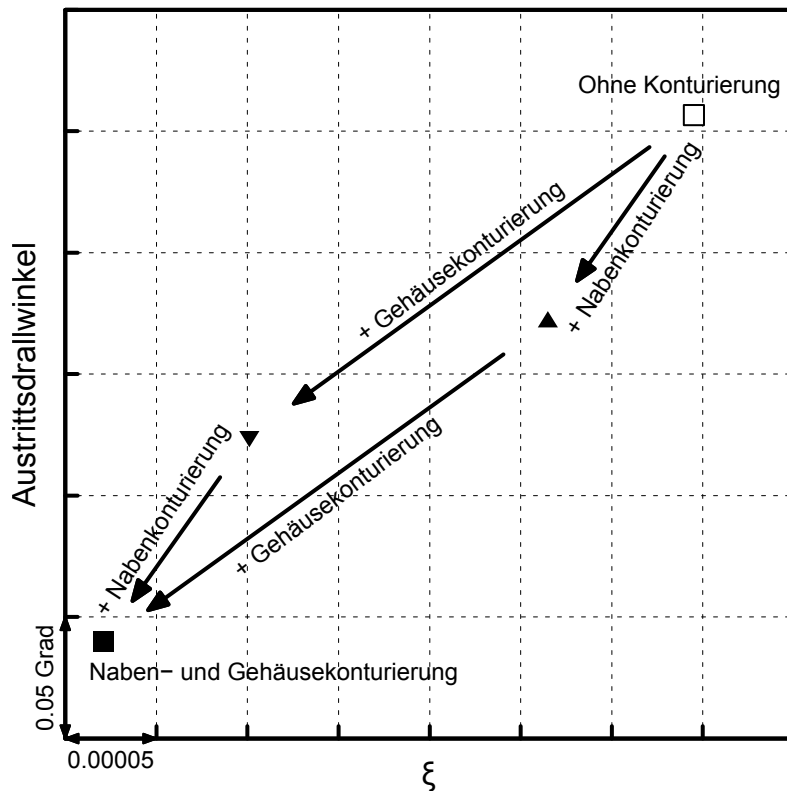


Abbildung 12.1.: Einfluss der Naben- und Gehäusekonturierung auf Totaldruckverlustkoeffizienten und Austrittsdrallwinkel des Stators

qualitativ auch nahe Stall. Für diese Konturierungen konnte kein negativer Einfluss auf die Stabilität des Verdichters festgestellt werden. Einige weitere Aspekte werden anhand von Abb. 12.1 verdeutlicht. Gezeigt sind die durch die Konturierung an Nabe und Gehäuse bewirkten Änderungen von Druckverlust und Austrittsdrallwinkel des Stators. Der Betriebszustand entspricht dem Auslegungspunkt. Vier Varianten sind eingezeichnet: Die Referenz ohne Konturierung, die finale Variante mit Naben- und Gehäusekonturierung sowie jeweils einzeln, aber mit den finalen Auslegungsparameterwerten konturierte Endwände. Zunächst wird deutlich, dass durch die Konturierung sowohl Austrittsdrallwinkel als auch Totaldruckverlustkoeffizient reduziert werden. Es liegt also kein Konflikt zwischen Randbedingung und Zielparameter vor. Weiterhin fällt der auch schon beim Rotor beobachtete geringe Betrag der durch die Konturierung erzielten Verbesserungen auf. Der Drallwinkel sinkt um 0,22 Grad und der Druckverlust der Schaufelreihe wird um 0,032 % des dynamischen Eintrittsdruckes reduziert. Die resultierende Verbesserung des polytropen Verdichterwirkungsgrades beträgt 0,012 % $\Delta\eta_p$. Etwa zwei Drittel dieser Änderungen sind der Gehäusekonturierung zuzuschreiben, der Beitrag der Nabe war dementsprechend geringer. Schließlich ist noch die vernachlässigbar geringe Interaktion zwischen Naben- und Gehäusekonturierung festzuhalten. Die durch die Konturierung einer Endwand bewirkten Drall- und Verluständerungen sind weitgehend unabhängig vom Vorhandensein einer Konturierung am jeweils anderen Schaufelende. Dies ist ein Unterschied zum Rotor und auch zu den Resultaten von Reising, bei dem die hier beobachtete Unabhängigkeit zwischen den Naben- und Gehäusebereichen des Stators nicht gegeben war [86].

Ein Vergleich der Gehäusegeometrien von Referenz und konturierter Variante ist in Abb. 12.2 gezeigt. Wie schon beim Rotor sind die Amplituden des nicht-achsensymmetrischen Konturie-

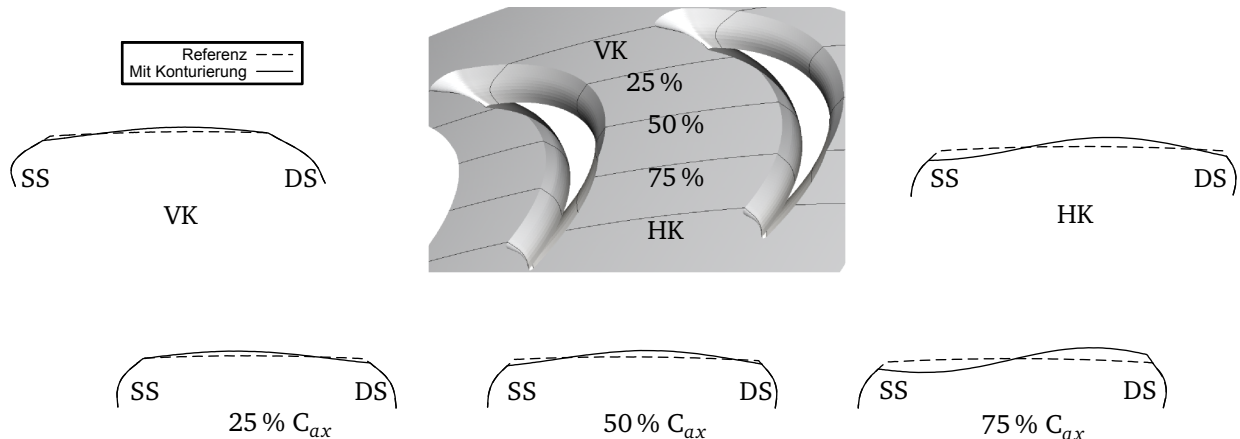


Abbildung 12.2.: Geometrie der Stator-Gehäusekonturierung

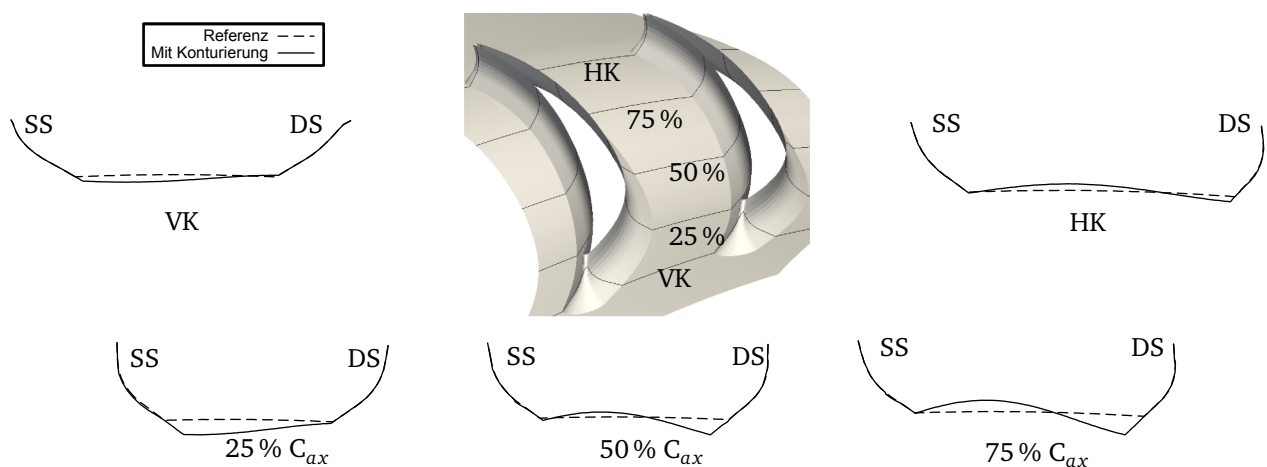


Abbildung 12.3.: Geometrie der Stator-Nabenkonturierung

rungsanteils im hinteren Abschnitt des Stators größer als in der stromauf gelegenen Hälfte der Schaufelpassage. Allerdings erstreckt sich beim Stator der Bereich mit hohen Amplituden bis zur Hinterkante. Dort tritt mit 1,9 % der Schaufelhöhe die maximale Amplitude der harmonischen Perturbation auf. Die Verteilung der Phasenverschiebung deutet auf eine deutliche Verstärkung des Druckgradienten in Umfangsrichtung ab etwa 50 % C_{ax} hin. Sie führt zu einer Erhöhung der Schaufelbelastung in diesem Bereich, ist auch in der Machzahlverteilung der gehäusenahen Schaufelsektionen zu finden und kann als ursächlich für die erhöhte Umlenkung betrachtet werden. Im Bereich von der Vorderkante bis 25 % C_{ax} hingegen zeigt die Konturierung eine lokale Vergrößerung der Querschnittsfläche in der Mitte der Passage. Dieses Merkmal ist in ähnlicher Form auch bei der Rotor-Nabenkonturierung zu finden, führt zu einem Absinken des Machzahl-niveaus sowohl auf der Druck- als auch auf der Saugseite der Schaufel und trägt zur Reduzierung der Querkanalströmung bei, wie bereits in Abschnitt 11.2 gezeigt wurde. Die in Abb. 12.3 dargestellte Geometrie der Stator-Nabenkonturierung weist ebenfalls qualitative Gemeinsamkeiten mit den bisher diskutierten Konturierungen von Rotornabe und Statorgehäuse auf. Die hohen Amplituden des nicht-achsensymmetrischen Anteils mit einem Betrag von bis zu 1,4 % der Schaufelhöhe treten von 25 % bis 75 % der lokalen axialen Sehnenlänge auf. Die Verteilung der Phasenverschiebung deutet auf eine Entlastung der wandnahen Schaufelsektionen im vorderen Bereich und eine Verstärkung der lokalen Umlenkung in der stromab

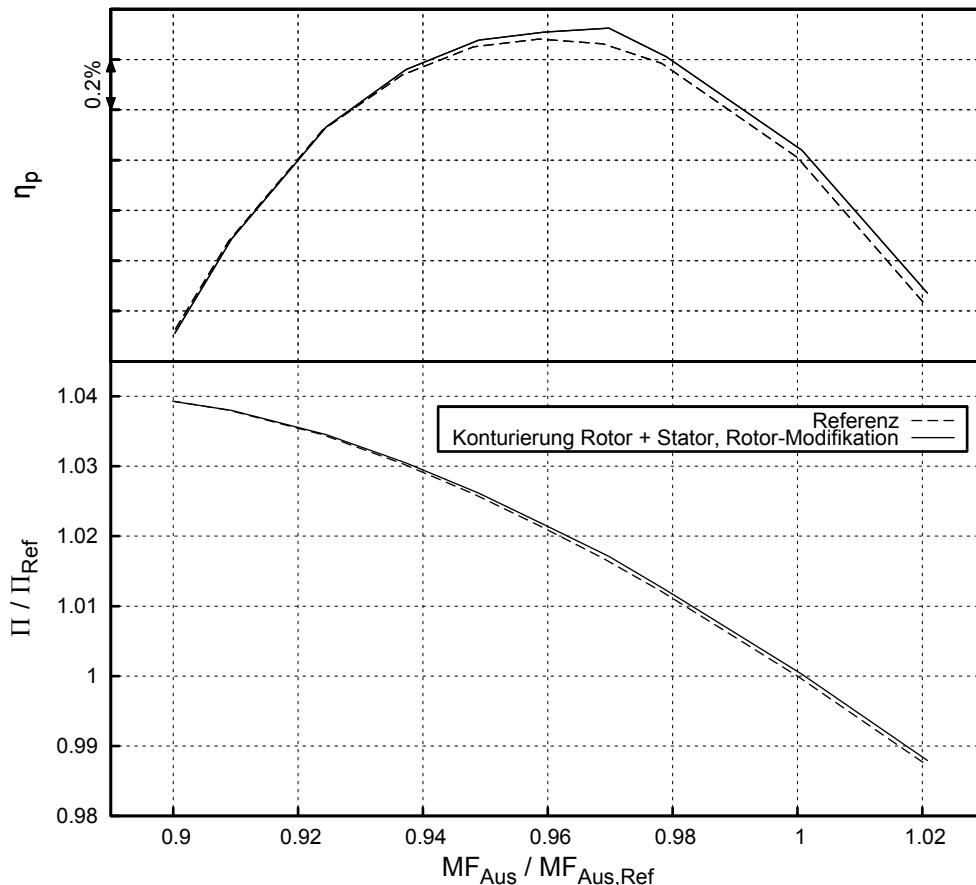


Abbildung 12.4.: Kennfeld bei Auslegungsdrehzahl mit und ohne Konturierung

gelegenen Passagenhälfte hin. Da diese Eigenschaften bei allen drei bisher vorgestellten Konturierungen übereinstimmend auftreten, kann geschlossen werden, dass auch der Mechanismus der Sekundärströmungskontrolle qualitativ gleich ist. Dies ist insofern bemerkenswert, als dass es sich um drei Fälle mit deutlichen Unterschieden in Bezug auf das lokale Machzahl- und Diffusionsniveau, der Referenz-Annulusgeometrie sowie dem Teilungsverhältnis der wandnahen Schaufelschnitte handelt.

In Abb. 12.4 sind die Verdichterkennlinien bei Auslegungsdrehzahl mit und ohne Konturierung gezeigt. Die Bilanzierung erfolgt von der Rotor-Eintrittsebene bis zum Stator-Austritt. Um die Wirkungsgradänderung bei gleichem Drosselgrad besser beurteilen zu können, wurde die Darstellung über der Austritts-Massenstromfunktion gewählt. Die konturierte Variante beinhaltet sowohl den konturierten und modifizierten Rotor als auch den an Nabe und Gehäuse konturierten Stator. Die Wirkungsgradsteigerung nimmt mit höherem Drosselgrad ab. Im Auslegungspunkt, also bei einer dimensionslosen Massenstromfunktion von 1, werden 0,051 % $\Delta\eta_p$ erreicht. Etwa 80 % dieser Verbesserung können dem Rotor zugeordnet werden. Bezüglich der numerischen Stabilität können relativ zur Referenz keine Änderungen festgestellt werden. Die Form und Lage der Druck-Massenstromcharakteristik ändert sich ebenfalls nicht signifikant.

Zusammenfassend lässt sich damit sagen, dass sich durch die Applikation von nicht-achsensymmetrischer Endwandkonturierung auf den unveränderten Stator des 1,5-stufigen Forschungsverdichters Änderungen in den wandnahen Bereichen des Strömungsfeldes einstellen, welche konsistent mit den in Abschnitt 7.1.1 diskutierten Effekten der Endwandgeometrie auf die sta-

tische Druckverteilung sind. Die resultierenden Verbesserungen in Bezug auf Umlenkung und Druckverlust der Schaufelreihe sind jedoch als gering zu bezeichnen.

12.1.2 Anwendung mit Schaufelmodifikation

Die bisher in dieser Arbeit vorgestellten Konturierungsstudien decken sich zumindest teilweise nicht mit publizierten Ergebnissen anderer Autoren. Wie bereits in Abschnitt 7.1.3 diskutiert, existiert eine Anzahl von numerischen Studien, in denen von Steigerungen des Stufenwirkungsgrades von über 1 % $\Delta\eta_p$ berichtet wird, welche durch Konturierung einer einzelnen Schaufelreihe erreicht wurden. Diese Beträge liegen zwei Größenordnungen über den Werten der in den Abschnitten 11.2 und 12.1.1 diskutierten Fälle. Bei genauerer Betrachtung der Studien mit vergleichsweise hohen Wirkungsgradsteigerungen fällt auf, dass die Ausgangsschaufelreihe ohne Konturierung jeweils ein signifikantes Rückströmungsgebiet mit dementsprechend hohen Totaldruckverlustbeiwerten in der Nähe der zu konturierenden Endwand aufwies.

Dies führt zu der These, dass das Vorhandensein eines solchen Rückströmungsgebietes eine Voraussetzung für die hohe Sensitivität der Schaufelreihe gegenüber nicht-achsensymmetrischer Endwandkonturierung ist. Sollte dies zutreffen, stellt sich die Frage, wie Endwandkonturierung zur Steigerung des Wirkungsgrades moderner Verdichter beitragen kann. Wie auch schon von Lei et al. festgestellt, haben solche Entwürfe zumindest bei Betriebspunkten nahe des Auslegungspunktes keine oder eine nur gering ausgeprägte Neigung zu Corner Stall [13]. Dies ist auch beim 1,5-stufigen Forschungsverdichter der Fall. Ziel der in diesem Abschnitt vorgestellten Studie war es daher, durch Änderungen der Stator-Schaufelgeometrie eine bessere Wirksamkeit der Konturierung hervorzurufen. Die Konturierung sollte bei diesem modifizierten Stator zu einer größeren Wirkungsgradsteigerung gegenüber der Referenzvariante führen als beim nicht modifizierten Stator.

Die Änderung der Statorgeometrie wurde in mehreren Schritten durchgeführt. Zunächst wurde die Schaufelanzahl um etwa 18 % reduziert. Danach wurde der 2D-Auslegungsprozess erneut durchlaufen. Sehnenlängen, Krümmungs- und Dickenverteilungen sowie Eintritts- und Austrittsblattwinkel der einzelnen Schaufelsektionen wurden an das neue Schaufelteilungsverhältnis angepasst. Ziel war es, laut der 2D-Analyse den gleichen Austrittsdrallwinkel wie beim Referenzstator zu erreichen. Eine gute Balance zwischen niedrigem Druckverlust und hohem Arbeitsbereich wurde ebenfalls angestrebt. Für die Festigkeit relevante Parameter wie die maximale Schaufeldicke oder die Vorder- und Hinterkantenradien wurden relativ zur Ausgangsvariante konstant gehalten. Der axiale Bauraum des Referenzstators durfte ebenfalls nicht überschritten werden.

Nach Abschluss der 2D-Auslegungsphase wurde eine Reihe von 3D-CFD-Simulationen durchgeführt, um die radiale Auffädung der Schaufelsektionen zu optimieren sowie Inzidenz- und Deviationskorrekturen einzuarbeiten. Nachdem sich durch diese konventionelle 3D-Schaufelgestaltungsmethodik keine weiteren Verbesserungen des Strömungsfeldes mehr erzielen ließen, wurden Nabe und Gehäuse des Stators mit nicht-achsensymmetrischer Endwandkonturierung ausgestattet. Der in Abschnitt 8.4 beschriebene halbautomatische Auslegungsprozess wurde in gleicher Weise eingesetzt wie beim nicht modifizierten Stator. In den in diesem Abschnitt diskutierten Graphen wird der nicht modifizierte Stator als „Referenz-Stator“ bezeichnet und die modifizierte Variante mit reduzierter Schaufelzahl als „Mod. Stator“.

Bei Betrachtung der Annulusgeometrie des modifizierten Stators in Abb. 12.5 und 12.6 können neben Unterschieden in der genauen Ausführung auch einige qualitative Gemeinsamkeiten mit

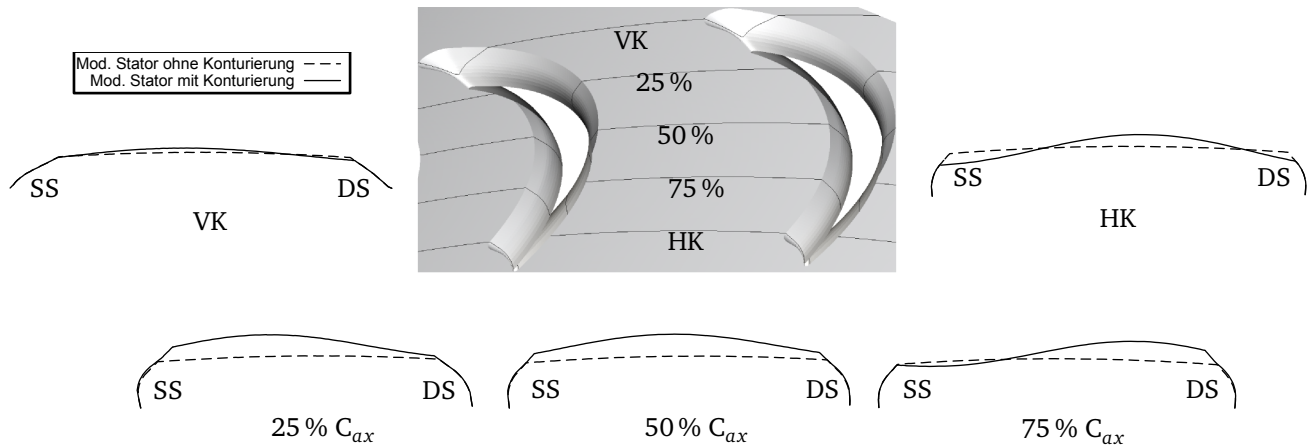


Abbildung 12.5.: Geometrie der Stator-Gehäusekonturierung

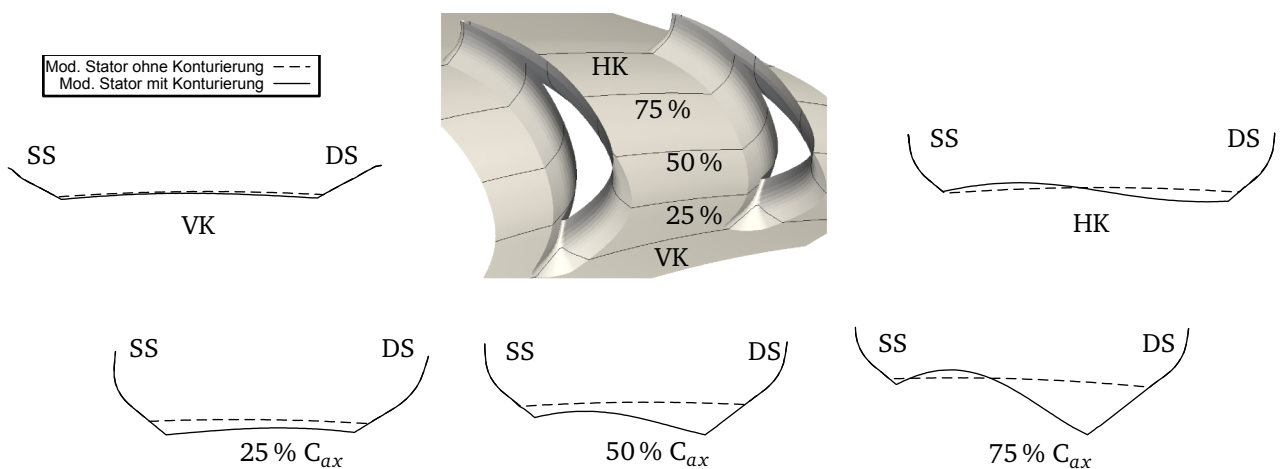


Abbildung 12.6.: Geometrie der Stator-Nabenkonturierung

den bereits vorgestellten Konturierungen festgestellt werden. An der Nabe steigt die Amplitude der harmonischen Perturbation von der Vorderkante bis zu 75 % C_{ax} . Der dort zu findende maximale Wert von 3,5 % der Schaufelhöhe ist mehr als doppelt so groß wie der Maximalwert an der Nabe des nicht modifizierten Stators. Wie schon zuvor beobachtet, wird der Druckgradient in Umfangsrichtung durch die Verteilung der Phasenverschiebung in der stromauf gelegenen Hälfte der Schaufelpassage reduziert und im hinteren Teil verstärkt. An der Hinterkante liegt die maximale Radiuserrhöhung beim modifizierten Stator jedoch näher an der Schaufelaußenseite als beim nominalen Stator.

Die in Abb. 12.5 gezeigte Gehäusekonturierung des modifizierten Stators weist Ähnlichkeiten sowohl mit der Gehäusekonturierung des nominalen Stators als auch der Nabenkonturierung des modifizierten Stators auf. Analog zum nominalen Stator steigt die Amplitude des nicht-achsensymmetrischen Anteils von der Vorder- zur Hinterkante. Allerdings ist beim modifizierten Stator die Amplitude zwischen 25 % und 50 % der axialen Sehnenlänge um das 1,5- bis 2,5-fache höher. Der größte Unterschied zwischen den Gehäusekonturierungen von nominalem und modifiziertem Stator befindet sich bei 50 % C_{ax} . Hier beträgt die Abweichung von der Referenz-Annuluslinie 3 % der Schaufelhöhe beim Stator mit reduzierter Schaufelzahl, was dem dreifachen Wert der Nominalkonturierung entspricht. Der Verlauf der Phasenverschiebung folgt dem bereits mehrfach beschriebenen Muster: Im Bereich der Hinterkante wird der lo-

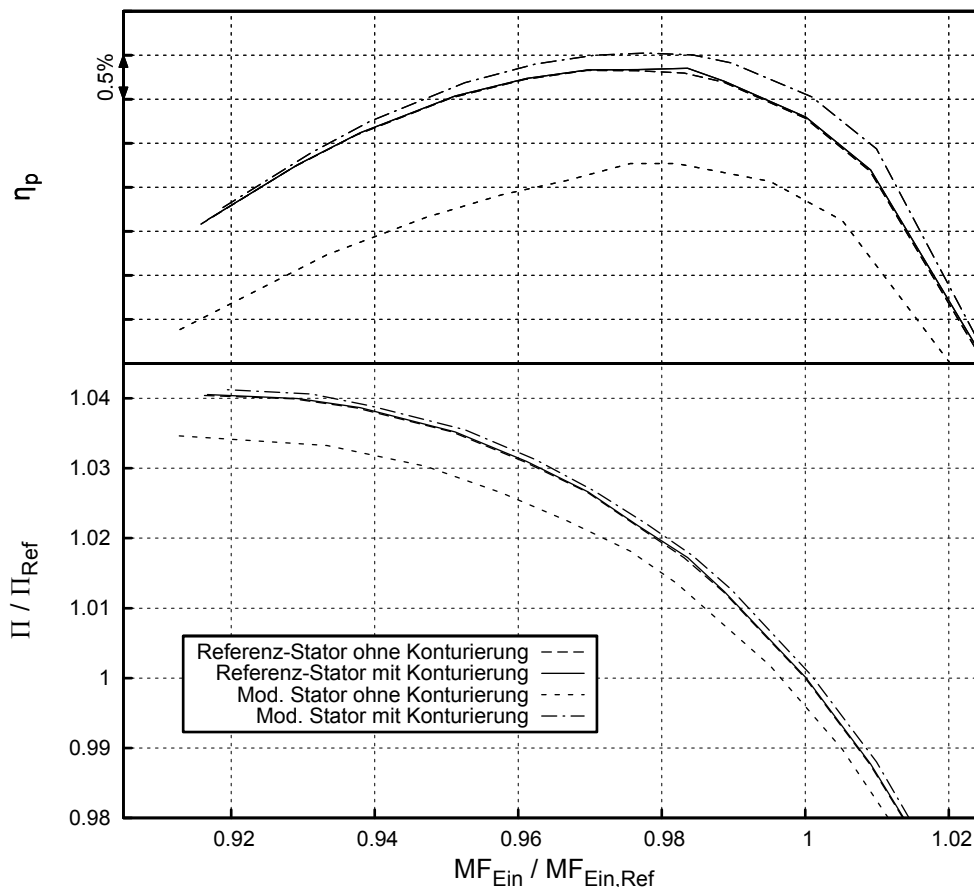


Abbildung 12.7.: Kennfeld bei Auslegungsdrehzahl mit und ohne Konturierung für beide Statorvarianten

kale Strömungsquerschnitt nahe der Saugseite reduziert und nahe der Druckseite vergrößert; bei 25 % C_{ax} ist es umgekehrt. Insgesamt ergibt sich damit am Gehäuse eine Struktur mit einer lokalen Querschnittserhöhung, welche sich von der Vorderkanten-Saugseite einer Schaufel hin zur Hinterkanten-Druckseite der benachbarten Schaufel erstreckt. Diese Richtung ist entgegengesetzt zum Verlauf der Querkanalströmung, welche von der Druck- zur Saugseite strebt. Insgesamt deutet die Analyse der Annulusgeometrie auf einen ähnlichen Mechanismus der Strömungsbeeinflussung wie in den bereits diskutierten Fällen hin. Der Betrag der Änderungen allerdings ist aufgrund der höheren Amplituden und der leicht unterschiedlichen Verteilung der Phasenverschiebung größer.

Die unterschiedlichen Einflüsse der Konturierungen auf die Leistungsparameter des Verdichters sind in Abb. 12.7 dargestellt. Gezeigt sind die Verdichtercharakteristiken bei Auslegungsdrehzahl für die beiden Statorvarianten, jeweils mit und ohne Konturierung. In allen vier Fällen wurde der modifizierte Rotor mit Nabenkonturierung verwendet. Die Bilanzebenen liegen am IGV-Eintritt und Stator-Austritt. Wie schon in Abschnitt 12.1.1 diskutiert, führt die Konturierung beim nominalen Stator zu einem minimalen Anstieg des Wirkungsgrades im Auslegungspunkt und zu keinen relevanten Änderungen in Bezug auf den Arbeitsbereich des Verdichters oder die Form der Charakteristik. Ohne Konturierung resultiert die Reduktion der Schaufelzahl beim Stator in einer Verschlechterung der Kennfeldparameter. Beim Auslegungsdruckverhältnis wird der Massendurchsatz um 0,5 % relativ zur Referenz reduziert. Das maximal erreichte Druckverhältnis sinkt ebenfalls um 0,5 %. Der polytrope Wirkungsgrad verschlechtert sich über

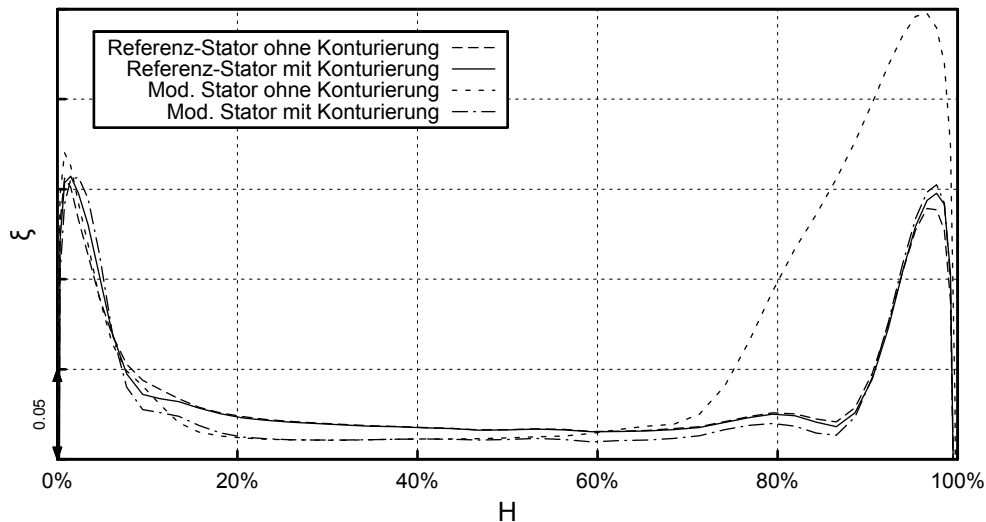


Abbildung 12.8.: Totaldruckverlust im Auslegungspunkt mit und ohne Konturierung für beide Statorvarianten

die gesamte Charakteristik hinweg. Bei Auslegungsmassenstrom beträgt der Wirkungsgradverlust $0,9\% \Delta\eta_p$. Beim Vergleich der Charakteristiken des modifizierten Stators mit und ohne Konturierung wird deutlich, dass die Konturierung hier einen wesentlich größeren Effekt hat als beim nominalen Stator. Mit Konturierung ist die Beziehung zwischen Massenstromfunktion und Totaldruckverhältnis der Konfiguration, welche den Stator mit reduzierter Schaufelzahl enthielt, quasi identisch zur Referenz. Die numerische Stabilität ist ebenfalls unverändert. Der polytrope Wirkungsgrad wird sowohl relativ zur Referenz als auch zum modifizierten Stator ohne Konturierung gesteigert. Beim Auslegungsdurchsatz sind $1,2\% \Delta\eta_p$ relativ zur nicht konturierten Variante und $0,3\% \Delta\eta_p$ relativ zur Referenz zu verzeichnen. Damit hat die Variante mit Konturierung und reduzierter Schaufelzahl die höchsten Wirkungsgradwerte aller in diesem Abschnitt behandelten Konfigurationen. Zusätzlich zur Wirkungsgradsteigerung hat die Konturierung beim modifizierten Stator einen größeren Einfluss auf den Austrittsdrallwinkel und den daraus resultierenden statischen Druckanstieg als beim nominalen Stator. Während sich bei letzterem eine über die Charakteristik annähernd konstante Verbesserung von $0,22$ Grad ergibt, ist für den modifizierten Stator ein Wert von etwa einem Grad zu verzeichnen. Der statische Druckaufbau über die Schaufelreihe hinweg verhält sich analog, mit größeren Änderungen für die Variante mit reduzierter Schaufelzahl.

Um die für die beobachteten Unterschiede in der Wirksamkeit der Konturierungen bei den beiden Statorvarianten verantwortlichen Mechanismen näher zu untersuchen, wurden die CFD-Ergebnisse im Auslegungspunkt einer genaueren Analyse unterzogen. Radiale Verteilungen des umfangsgemittelten Totaldruckverlustkoeffizienten der vier Stator-Varianten sind in Abb. 12.8 gezeigt. Relativ zu den anderen Varianten zeigt der nicht konturierte Stator mit reduzierter Schaufelzahl ein Gebiet mit signifikant erhöhten Verlusten, welches sich von etwa 70% der Schaufelhöhe bis zum Gehäuse erstreckt. Mit Konturierung sind die Verluste des modifizierten Stators oberhalb von 90% der Schaufelhöhe auf dem gleichen Niveau wie die des konturierten nominalen Stators. Im Bereich von 10% bis 90% der Schaufelhöhe sind die Verluste des konturierten modifizierten Stators niedriger als die der beiden Varianten des nominalen Stators. An der Nabe ist eine Umverteilung der Verluste zu beobachten. Im Vergleich zum modifizierten Stator ohne Konturierung können zwei Gebiete mit erhöhten Verlustbeiwerten zwischen $3-10\%$

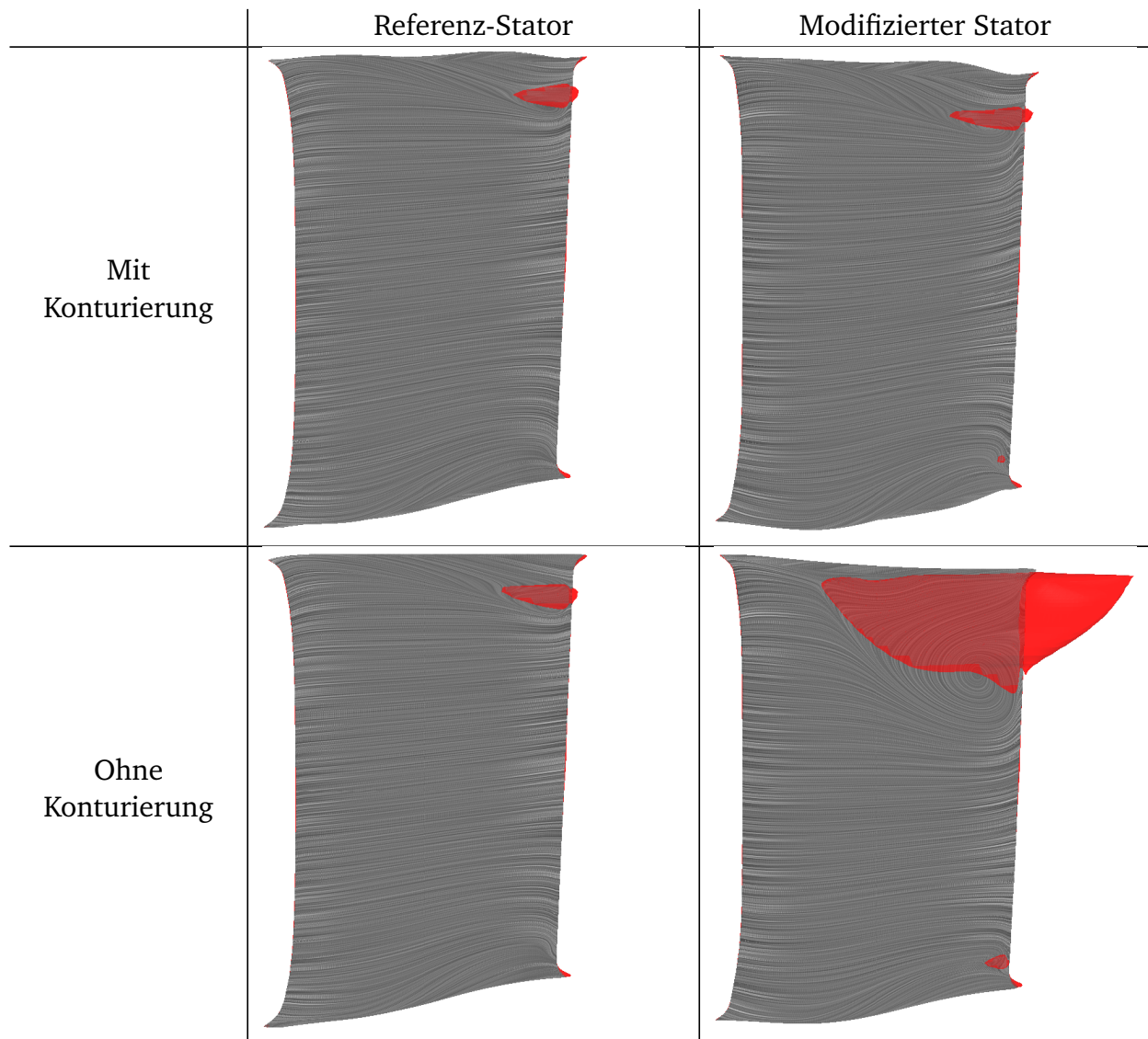


Abbildung 12.9.: Streichlinien und Rückströmungsgebiete (rot) für die verschiedenen Stator-Varianten

und 15-20 % der Schaufelhöhe sowie zwei Bereiche mit reduzierten Verlusten bei 0-3 % beziehungsweise 10-15 % der Schaufelhöhe unterschieden werden. Im Vergleich zu den Änderungen oberhalb des Nabenbereiches sind diese Änderungen aber als klein zu bezeichnen. Es sollte noch erwähnt werden, dass bei keiner der vier betrachteten Varianten Änderungen der Charakteristika von IGV und Rotor festzustellen sind. Es gibt also keine nennenswerte Stromaufwirkung des Stator-Strömungsfeldes. Insgesamt ist daher die Kombination aus annähernd konstant gehaltenen Randverlusten und reduzierten Verlusten im Hauptströmungsgebiet als ursächlich für die erhöhten Wirkungsgradwerte des Verdichters mit modifiziertem und konturiertem Stator anzusehen.

Um die Herkunft der beim nicht konturierten Stator mit reduzierter Schaufelzahl beobachteten hohen Druckverluste in Gehäusenähe zu klären, kann Abb. 12.9 herangezogen werden. Die Abbildung zeigt Streichlinien auf der Stator-Saugseite sowie rot eingefärbte Isoflächen mit $v_{ax}=0$ für die vier Stator-Varianten. Der Betriebspunkt entspricht jeweils dem Auslegungspunkt. Der modifizierte Stator ohne Konturierung weist in Gehäusenähe ein Stagnationsgebiet auf, das in

seiner radialen Ausdehnung mit dem in Abb. 12.8 sichtbaren Gebiet hoher Verluste korreliert. Bei den anderen Varianten ist die Fläche mit stagnierendem Fluid, welche ein Rückströmgebiet umschließt, signifikant kleiner ausgeprägt. Die Ursache für die Eckenablösung beim nicht konturierten Stator mit reduzierter Schaufelzahl ist in der gestiegenen Diffusionszahl DF zu suchen. Geschwächt durch die Interaktion mit der Querkanalströmung, kann die Grenzschicht auf der Schaufelzugseite den statischen Druckanstieg in der Schaufelpassage nicht mehr überwinden und löst ab. Durch die Konturierung wird beim modifizierten Stator die Größe des Rückströmgebietes auf das Niveau der beiden Varianten mit nominalem Stator reduziert. Weiterhin ist festzuhalten, dass beim nominalen Stator durch die Konturierung keine relevanten Änderungen des Rückströmgebietes festzustellen waren.

Insgesamt bestätigen die hier vorgestellten Ergebnisse, dass die Anwendung von nicht-achsensymmetrischer Endwandkonturierung auf den Stator des 1,5-stufigen Forschungsverdichters nur bei Vorhandensein eines ausgeprägten Rückströmgebietes eine Steigerung des Stufenwirkungsgrades in der Größenordnung von einem Prozent bewirken kann. Wie schon von anderen Autoren vermutet, beispielsweise Harvey und Offort, ist somit der primäre Wirkmechanismus der 3D-Konturierung in Axialverdichtern die Reduktion oder vollständige Unterdrückung dieser Rückströmgebiete [42, 76]. Dies geschieht über Änderungen in der lokalen Oberflächenkrümmung und Querschnittsfläche. Die resultierende statische Druckverteilung an der Naben- beziehungsweise an der Gehäuseoberfläche wirkt sich auch auf die wandnahen Schaufelschnitte aus und sorgt dort für eine neue Belastungsverteilung. In den bisher in dieser Arbeit behandelten Fällen war dies eine Entlastung in der vorderen Hälfte der Profildicke und eine stärkere Belastung im hinteren Teil.

Die vorliegende Studie zeigt auf, wie dieser Mechanismus in modernen Axialverdichtern zur Wirkungsgradsteigerung ausgenutzt werden kann. Erst die Konturierung ermöglicht eine Reduktion der Schaufelzahl, die ausschließliche Nutzung konventioneller Schaufelgestaltungs-methoden hätte zu signifikanten Wirkungsgradeinbußen geführt. Durch die Konturierung erweitert sich also der zulässige Wertebereich der Entwurfparameter. Andere Varianten als die Reduktion der Schaufelzahl sind auch denkbar, wie zum Beispiel eine Verkürzung der Sehnenlänge und eine daraus resultierende Verringerung des axialen Bauraums. Die Studie weist darauf hin, dass ein kombinierter Ansatz ein wesentlich größeres Verbesserungspotenzial hat als eine dem eigentlichen Schaufelauslegungsprozess nachgeschaltete Applikation nicht-achsensymmetrischer Endwandkonturierung.

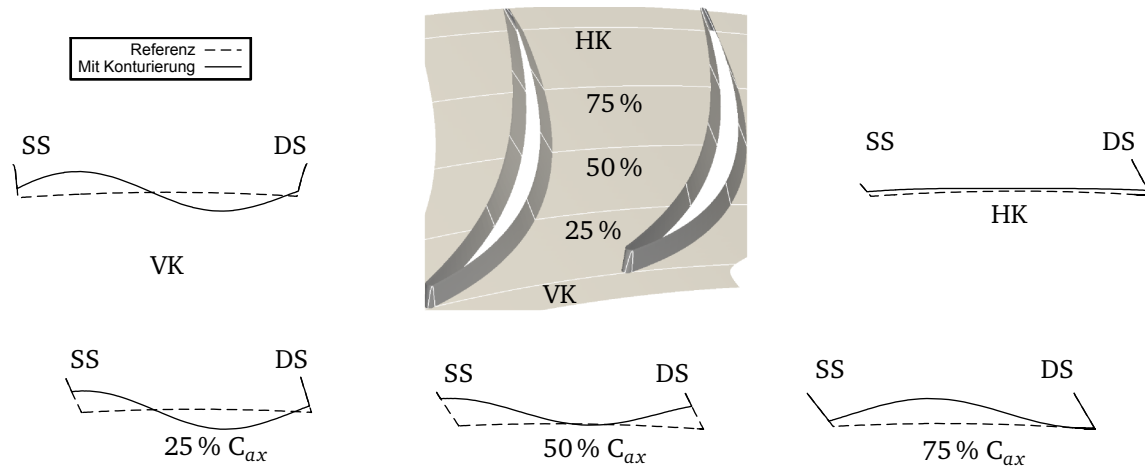


Abbildung 12.10.: Geometrie der Stator-Nabekonturierung

12.2 Nabekonturierung bei einem Stator mit Deckbandleckage

In Abschnitt 12.1.2 wurde gezeigt, dass nicht-achsensymmetrische Endwandkonturierung bei einem Axialverdichterstator genau dann signifikante Verbesserungen bewirken kann, wenn die Schaufelreihe ohne Konturierung ein ausgeprägtes wandnahes Rückströmgebiet aufweist. Dies wurde durch eine Reduktion der Schaufelzahl und die daraus resultierende Erhöhung der Diffusionszahl bewerkstelligt. Es stellt sich nun die Frage, ob Rückströmgebiete, deren Entstehung auf andere Ursachen zurückzuführen ist, ebenfalls durch Endwandkonturierung positiv beeinflusst werden können. Ein in diesem Zusammenhang relevantes Phänomen ist die Leckageströmung bei Statorn mit nabenseitigem Deckband. Da der Stator des 1,5-stufigen Forschungsverdichters keine Deckbandkavität hat, wurde für die in diesem Abschnitt vorgestellte Untersuchung der mehrstufigen Niedergeschwindigkeitsverdichter herangezogen.

Die Nabe des ersten Stators wurde mit nicht-achsensymmetrischer Endwandkonturierung ausgestattet. In Bezug auf Betriebspunkte, Zielgrößen und Randbedingungen wurde der in Abschnitt 8.4 beschriebene halbautomatische Auslegungsprozess in Analogie zum Stator des 1,5-stufigen Forschungsverdichters verwendet. Außer der Geometrie der Nabe wurden keine weiteren Änderungen am Stator vorgenommen. Die Nabekonturierung wurde für die größte Spaltweite der Dichtspitzen in der Deckbandkavität ausgelegt. Dies entspricht nicht der Konfiguration, für die der Stator ursprünglich ausgelegt wurde. Das Ziel der in diesem Abschnitt vorgestellten Studie war es jedoch, die Wirksamkeit von nicht-achsensymmetrischer Endwandkonturierung bei der Reduzierung von leckageinduzierten Ablösegebieten zu demonstrieren. Da bei der größten Spaltweite auch die am stärksten ausgeprägte Sekundärströmung an der Nabe zu erwarten war, wurde diese Konfiguration detailliert untersucht. Die Variation der Spaltweite erfolgte in einem weiteren Schritt. Sie wird am Ende dieses Abschnittes diskutiert.

Eine Überlagerung der Nabengeometrien von Referenz und konturiertem Stator ist in Abb. 12.10 gezeigt. Die maximale Amplitude der harmonischen Perturbation tritt im vorderen Drittel der Schaufelpassage auf. Sie beträgt 3,7% der Schaufelhöhe und erreicht damit den höchsten Wert aller hier vorgestellten Konturierungen. Das hohe Niveau der nicht-achsensymmetrischen Amplituden fällt erst auf den letzten 25% der axialen Sehnenlänge ab und liegt an der Hinterkante auf einem ähnlichen Niveau wie bei den Nabekonturierungen des Rotors oder des nominalen Stators des 1,5-stufigen Forschungsverdichters. Die Einzelheiten der Konturierung, insbesondere die axialen Variationen der achsensymmetrischen Radiusänderung und der Phasenverschiebung

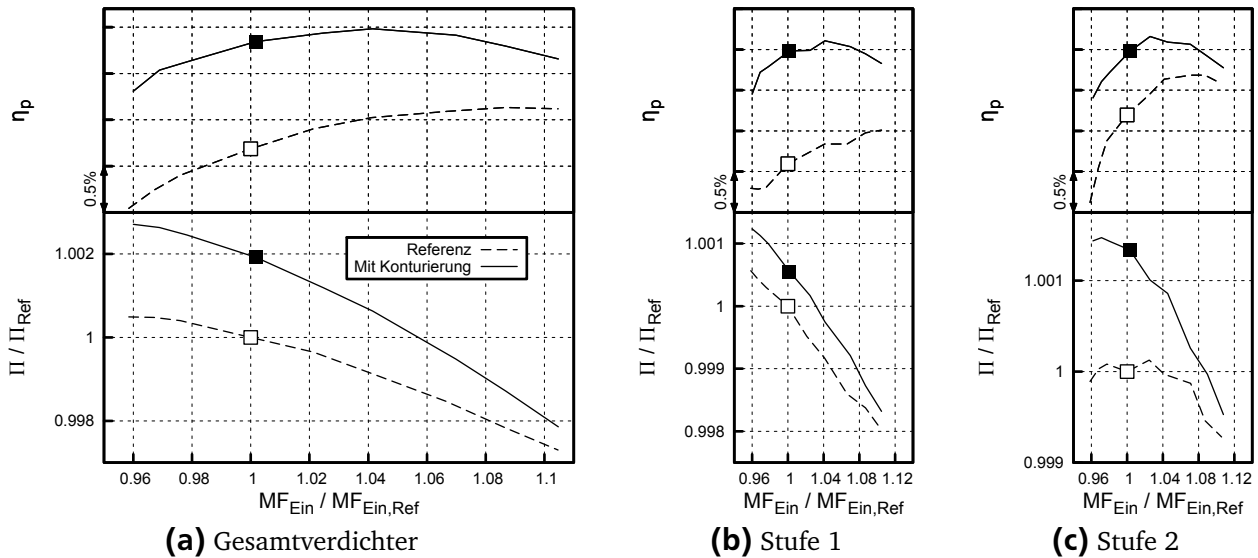


Abbildung 12.11.: Charakteristiken bei Auslegungsdrehzahl mit und ohne Konturierung

des nicht-achsensymmetrischen Anteils unterscheiden sich von den bisher behandelten Fällen. Die Phasenverschiebung im vorderen Drittel der Passage sorgt für eine lokale Verkleinerung der Querschnittsfläche nahe der Saugseite und eine Vergrößerung nahe der Druckseite. Die damit einhergehende Verstärkung des statischen Druckgradienten in Umfangsrichtung gibt bereits einen ersten Hinweis darauf, dass diese Konturierung nicht über eine Reduktion der Querkanalströmung wirkt. Die Phasenverschiebung ändert sich in axialer Richtung, so dass bei 75 % C_{ax} die maximale lokale Querschnittsverjüngung in der Passagenmitte liegt. Zusätzlich ist zwischen 50 % und 75 % C_{ax} eine Anhebung des mittleren Nabenradius mit einem Betrag von etwa 2 % der Schaufelhöhe zu beobachten, was im Vergleich zu den anderen Konturierungen einzigartig ist. Die durch die Konturierung eingebrachten Krümmungs- und Querschnittsänderungen deuten auf ein insgesamt erhöhtes Machzahlniveau und eine Verstärkung der Querkanalströmung im vorderen Bereich der Schaufel hin. Da die übrigen Konturierungen diese Merkmale nicht aufweisen, ist es wahrscheinlich, dass beim ersten Stator des mehrstufigen Niedergeschwindigkeitsverdichters ein anderer Mechanismus genutzt wird als in den übrigen Fällen.

Die Kennfeldparameter des gesamten Verdichters bei Auslegungsdrehzahl mit nominalem und konturiertem Stator sind in Abb. 12.11a gegeben. Totaldruckverhältnis und Eintrittsmassenstromfunktion wurden auf die Werte der Referenzkonfiguration beim Betrieb auf der Arbeitslinie bezogen. Die Variante mit konturiertem Stator zeigt relativ zur Referenz eine Steigerung des polytropen Wirkungsgrades über die gesamte Charakteristik hinweg. Der maximale Wirkungsgrad wurde um 0,9 % $\Delta\eta_p$ erhöht. Außerdem hat die Totaldruck-Charakteristik einen steileren Verlauf und erreicht ein höheres maximales Druckverhältnis. Der minimale Massenstrom mit einer konvergierten Lösung hat sich relativ zur Referenz jedoch nicht geändert. Einige weitere Aspekte des Einflusses, den die Konturierung auf das Strömungsfeld des Verdichters hat, können den Stufencharakteristiken in Abb. 12.11b und 12.11c entnommen werden. Der maximale Wirkungsgrad der ersten Stufe stieg im Vergleich zur Referenz um 1,1 % $\Delta\eta_p$. Dies lässt sich in erster Linie auf eine signifikante Reduktion des Totaldruckverlustkoeffizienten beim ersten Stator zurückführen. Die durch die Konturierung verursachten Änderungen am Strömungsfeld des Stators hatten, abgesehen von einer leichten Entdrosselung, keinen wesent-

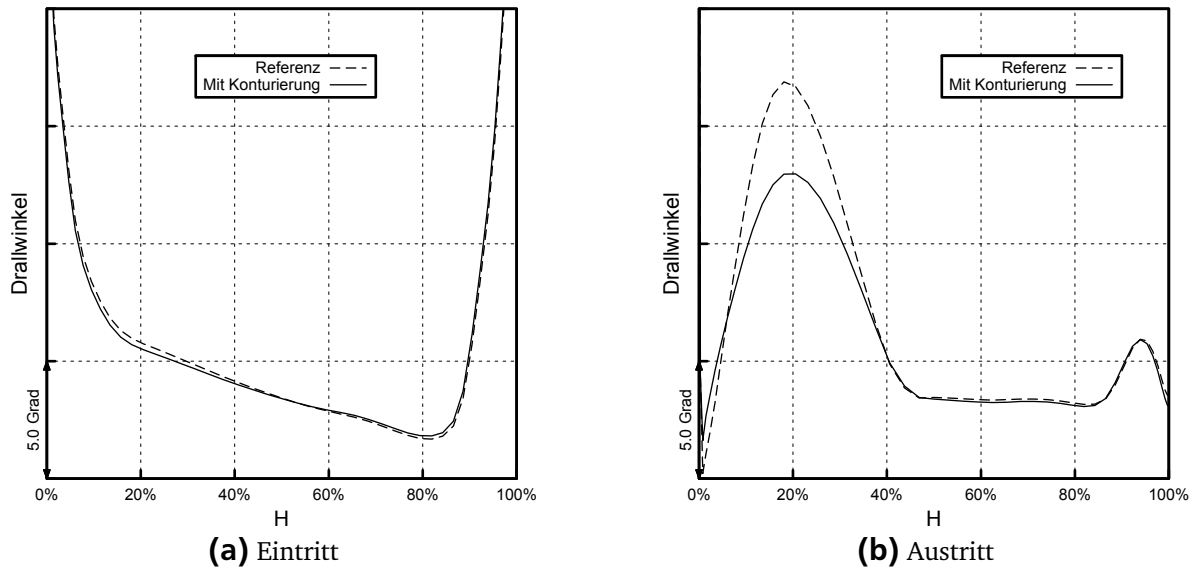


Abbildung 12.12.: Radiale Drallwinkelverteilung des ersten Stators im Arbeitslinienpunkt

lichen Effekt auf den ersten Rotor. Dies kann auch als Erklärung für die Beobachtung gesehen werden, dass die Totaldruckcharakteristik der ersten Stufe zwar hin zu höheren Druckverhältnissen verschoben wird, sich ihre Steigung aber nur in geringem Umfang ändert. Während es in dem hier betrachteten Fall also keine starke Stromaufwicklung der Konturierung gibt, ist ein deutlicher Einfluss auf die stromab des ersten Stators gelegenen Schaufelreihen zu beobachten. Bei der Variante mit konturiertem Stator steigt der maximale Wirkungsgrad der zweiten Stufe um $0,5\% \Delta\eta_p$. Die Totaldruckcharakteristik zeigt einen steileren Verlauf und verhält sich damit analog zur Charakteristik des Gesamtverdichters. Diese Phänomene wurden durch zwei Effekte verursacht. Zum einen wächst bei der konturierten Variante die Blockage an der Nabe über den ersten Stator hinweg weniger stark an. Dies resultiert in einer geringeren Grenzschichtdicke am Eintritt in den Rotor der zweiten Stufe, welche sich positiv auf den Totaldruckverlust im Nabenbereich beider Schaufelreihen der zweiten Stufe auswirkt. Zum anderen erreicht der konturierte Stator eine größere Umlenkung als der Referenzstator, wie in Abb. 12.12b zu sehen ist. Der gezeigte Betriebspunkt entspricht der Austrittsmassenstromfunktion der Referenz beim Betrieb auf der Arbeitslinie und ist für beide Konfigurationen in Abb. 12.11a markiert. Bei gleichem Eintrittsdrallwinkel wurde der Abströmwinkel des konturierten Stators um bis zu vier Grad reduziert. In Analogie zu einem Stator mit variablem Staffelungswinkel entspricht dies einem Öffnen der Schaufelreihe, für das eine steilere Charakteristik und höheres Druckverhältnis der stromab gelegenen Stufe typisch sind. Neben der modifizierten Blockage besteht also der zweite wesentliche Effekt der Konturierung in einer Änderung der Stufenabstimmung.

Die in Abb. 12.13a und 12.13b gezeigten roten Isoflächen mit $v_{ax}=0$ bestätigen, dass auch für den Fall eines Stators mit Deckbandleckage die Größe eines wandnahen Rückströmgebietes durch nicht-achsensymmetrische Nabenkonturierung reduziert werden kann. Relativ zur Referenz weist das Rückströmgebiet beim konturierten Stator eine geringere Ausdehnung in Radial- und Umfangsrichtung auf. Außerdem ist zu erkennen, dass die Rezirkulation in beiden Fällen nicht an der Schaufelaußenseite, sondern innerhalb der Passage als Ablösung der Naben-grenzschicht beginnt. Von dort ausgehend dehnt sich das Gebiet in Umfangsrichtung hin zur Schaufelaußenseite und radial hin zur Kanalmitte aus. Es ist wichtig zu bemerken, dass im

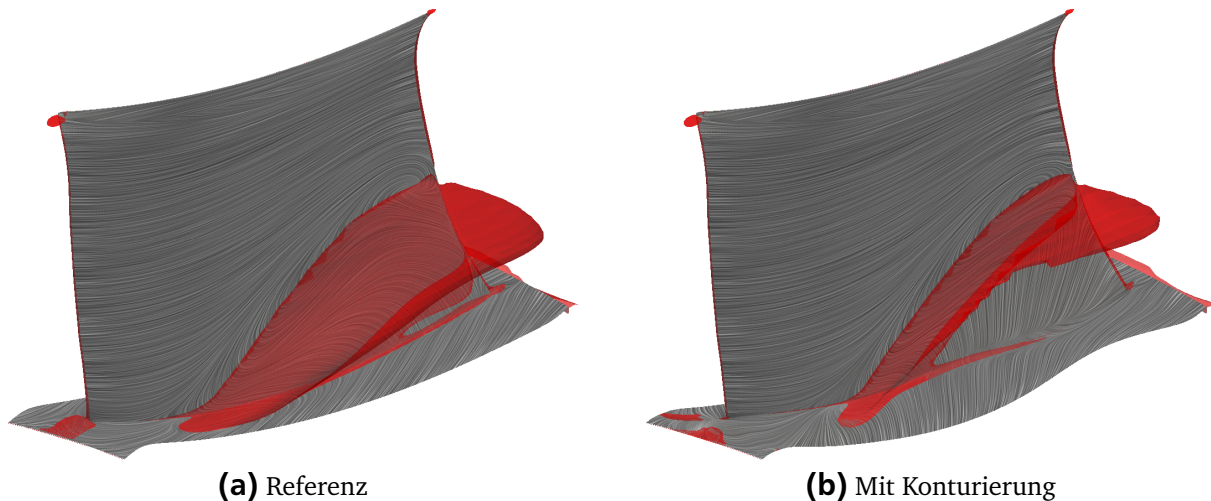


Abbildung 12.13.: Streichlinien und Rückströmungsgebiete (rot) auf Nabe und Saugseite des ersten Stators bei Betrieb auf der Arbeitslinie

hinteren Teil der Passage wieder eine anliegende Nabengrenzschicht zu finden ist. Das hier vorliegende Phänomen kann also nicht als eindeutiger Corner Stall bezeichnet werden, da es sich bei diesem laut Lei et al. um eine gleichzeitige Ablösung sowohl auf der Schaufelsaugseite als auch der Wandgrenzschicht handeln muss [13]. Ein Vergleich mit Abb. 4.3b zeigt die qualitativen Unterschiede zwischen einem Corner Stall und dem hier vorhandenen Ablösephänomen. Während die Streichlinien bei einem klassischen Corner Stall eine ausgeprägte Rezirkulation an der Annuluswand zeigen, ist dies bei dem ersten Stator des mehrstufigen Niedergeschwindigkeitsverdichters nicht der Fall. Vielmehr handelt es sich um eine lokale Ablösung der Nabengrenzschicht, deren Einfluss sich schnell radial von der Endwand entfernt und dort mit der Grenzschicht auf der Schaufelsaugseite interagiert. Eine genauere Analyse zeigt, dass das Rezirkulationsgebiet aus Fluid besteht, welches aufgrund der Interaktion zwischen der aus dem Rotor austretenden Nabengrenzschicht und dem Leckagefluid aus der Deckbandkavität einen niedrigen Impuls besitzt. Der Impuls dieses Fluids reicht nicht aus, um den statischen Druckanstieg in der Schaufelpassage zu überwinden. Da das Rückströmgebiet in der Schaufelpassage ursächlich für die erhöhten Totaldruckverluste in der unteren Kanalhälfte ist, kann geschlossen werden, dass der dominante Verlustmechanismus dieses Stators die Ablösung der durch die Deckbandleckage geschwächten Nabengrenzschicht ist. Die Konturierung wirkt auf diesen Prozess ein. Wie Abb. 12.13b zeigt, geschieht dies nicht über eine vollständige Unterdrückung oder eine Verschiebung des Ablösepunktes. Vielmehr wurde der axiale Impuls innerhalb der Schaufelpassage durch die lokale Querschnittskontraktion erhöht sowie die Interaktion zwischen der abgelösten Nabengrenzschicht und der Schaufelsaugseite durch die Verteilung der Phasenverschiebung der Konturierung verzögert. Dies vermindert am Austritt der Schaufelreihe die Ausdehnung des Rückströmgebietes und damit das Verlustniveau.

Alle bisher in diesem Abschnitt vorgestellten Ergebnisse stammen aus Simulationen, die mit dem höchsten Wert der Dichtspitzenpalte durchgeführt wurden. In einem weiteren Schritt sollen nun die Strömungsfelder mit und ohne Konturierung bei veränderten Spalten untersucht werden. Dazu wurden weitere CFD-Rechnungen bei zwei kleineren Spalthöhen durchgeführt. Es erfolgte keine erneute Auslegung der Nabenkanturierung. Die beim höchsten Spaltniveau ausgelegte Konturierung des Stators wurde beibehalten, um Informationen über die aerody-

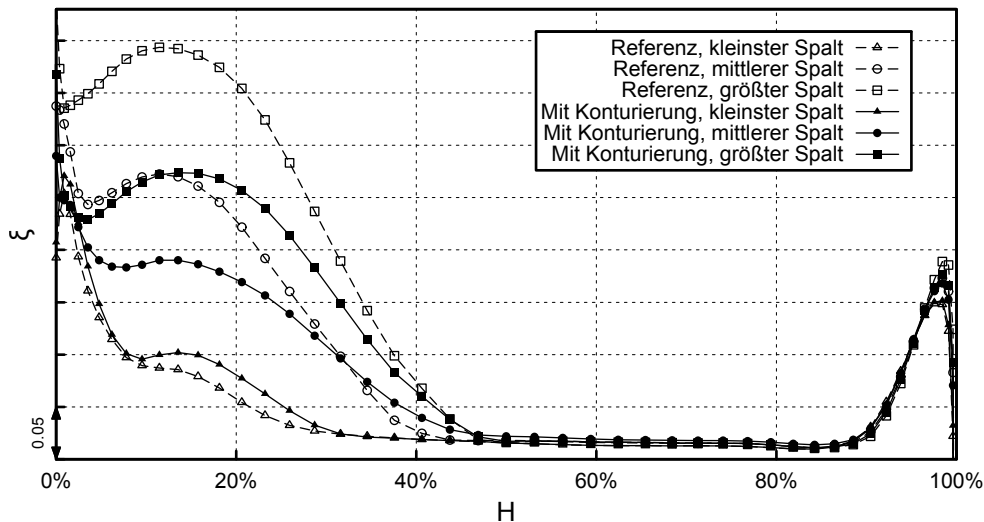
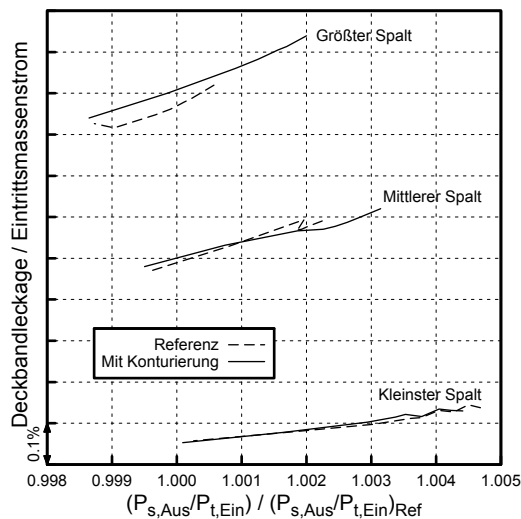


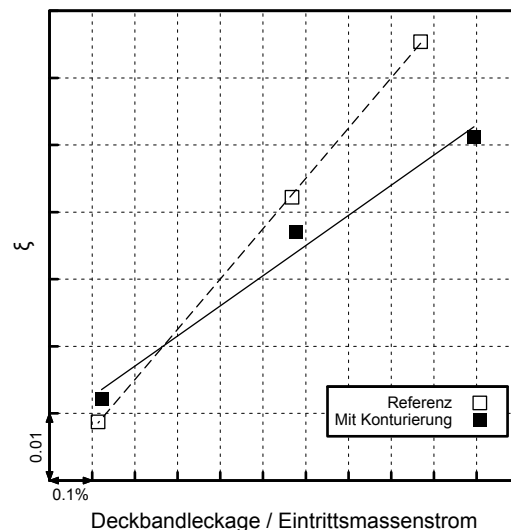
Abbildung 12.14.: Totaldruckverlust des Stators mit und ohne Konturierung für verschiedene Dichtspitzenspalte in der Deckbandkavität

namische Robustheit der durch die Konturierung bewirkten Verbesserungen zu gewinnen. Ein erster Überblick über die Ergebnisse der zusätzlichen Simulationen kann aus Abb. 12.14 gewonnen werden. Der Graph zeigt radiale Verteilungen des Totaldruckverlustkoeffizienten im Stator der ersten Stufe für alle untersuchten Konfigurationen des mehrstufigen Niedergeschwindigkeitsverdichters. Der Betriebspunkt liegt jeweils auf der Arbeitslinie. Beim höchsten Wert der Dichtspitzenspalte wurde der Druckverlust auf den unteren 40 % der Schaufelhöhe durch die Nabenkanturierung signifikant reduziert. Dies ist konsistent zu den bereits diskutierten Wirkungsgradsteigerungen und Drallwinkeländerungen. Mit geringerer Spalthöhe sinken die an der Nabe entstehenden Verluste, und zwar sowohl für die Referenz als auch für den konturierten Stator. Dies ist eine Folge der reduzierten Deckbandleckage, welche bei verkleinerten Spalten die Nabengrenzschicht in geringerem Umfang stört. Allerdings ist die Verlustreduktion bei den beiden Statorvarianten nicht gleich. Bei mittlerer Spalthöhe zeigt die konturierte Variante eine geringere Verlustreduktion gegenüber der Referenz als dies beim höchsten Spaltwert der Fall war. Beim geringsten Wert der Dichtspitzenspalte ist mit Konturierung sogar eine Verluststeigerung zwischen 0 % und 30 % der Schaufelhöhe zu erkennen.

Es könnte nun zwar argumentiert werden, dass diese durch die Konturierung verursachte Verluststeigerung durch eine Einbeziehung des Falles mit vermindertem Dichtspitzenspalt in den Auslegungsprozess wahrscheinlich hätte verhindert werden können. Die hier gemachte Beobachtung demonstriert jedoch auch ein weiteres mal die zentrale Eigenschaft nicht-achsensymmetrischer Annuluskonturierung, nämlich die Unterdrückung wandnaher Rückströmgebiete. Wenn, wie im Fall des Referenzstators mit der geringsten Spaltweite, nur ein geringes Verbesserungspotenzial in Form eines Rezirkulationsgebietes zur Verfügung steht, ist die durch eine Konturierung maximal erreichbare Verbesserung ebenfalls gering. Einige weitere Aspekte der am Stator wirkenden Verlustmechanismen können Abb. 12.15a entnommen werden. Gezeigt ist die Abhängigkeit zwischen dem Betrag der auf den Eintrittsmassenstrom bezogenen Deckbandleckage und dem Drosselgrad des Stators, welcher über das mit dem Eintritts-Totaldruck und dem statischen Druck in der Austrittsebene gebildete „Statisch-zu-Total“-Druckverhältnis der Schaufelreihe dargestellt wurde. Bei Verkleinerung der Spalthöhe sinkt auch der Leckagemassenstrom, was zu den bereits erwähnten Verlustreduktionen bei



(a) Variation des Leckagestromes



(b) Sensitivität der Statorverluste

Abbildung 12.15.: Einfluss des Betrages des Dichtspitzenspaltes

beiden Statorvarianten führt. Bei gleichem Dichtspitzenspalt und Drosselgrad sind zwischen Referenz und konturiertem Stator keine relevanten Unterschiede zu finden. Daraus kann geschlossen werden, dass die der Konturierung zugeordneten Verlustreduktionen nicht über eine Reduktion des Leckagemassenstromes erreicht wurden.

Ein weiterer Aspekt der Nabenkonturierung wird bei Betrachtung der Streuung der radialen Totaldruckverlustverteilungen in Abb. 12.14 erkennbar. Bei verändertem Dichtspitzenspalt ist die Verlustvariation des konturierten Stators geringer als bei der Referenzkonfiguration. Dies kann auch als eine durch die Konturierung bewirkte Änderung der Sensitivität des Stators gegenüber der Deckbandleckage interpretiert werden. Eine Darstellung dieser Sensitivität ist in Abb. 12.15b gegeben. Der Graph zeigt die Abhängigkeit zwischen Verlustkoeffizient und der auf den Gesamtmassenstrom bezogenen Deckbandleckage aller Konfigurationen bei Betrieb auf der Arbeitslinie. Die Steigungen der eingefügten linearen Trendlinien zeigen die Leckagesensitivität des Stators mit und ohne Konturierung an. In der Referenzvariante bewirkt eine Steigerung der Leckage um 1 % des Gesamtmassenstromes eine Steigerung des Verlustkoeffizienten von etwa 7,5 % des dynamischen Druckes in der Stator-Eintrittsebene. Für den Fall des konturierten Stators beträgt die Verluststeigerung 4,5 % des dynamischen Eintrittsdruckes. Es konnte also eine relative Reduktion der Sensitivität um 46,6 % der Konturierung zugeordnet werden. Dies stellt einen für den Einsatz in Flugtriebwerken wichtigen Aspekt der Konturierung dar. Auch in Fällen, welche in ihrem Auslegungszustand keine signifikanten Rezirkulationsgebiete aufweisen, kann durch eine 3D-Konturierung eine aerodynamische Verbesserung in Form von erhöhter Robustheit erzielt werden.

Aus den in diesem Abschnitt präsentierten Ergebnissen kann geschlossen werden, dass nicht-achsensymmetrische Annuluskonturierung auch zur Reduzierung leckageinduzierter Ablösungserscheinungen eingesetzt werden kann. Dies wurde hier nicht über eine Reduktion des Leckagemassenstromes, sondern durch eine geänderte Interaktion zwischen Naben- und Schaufelgrenzschicht erreicht. Zusätzlich zur verbesserten Umlenkung und gesteigertem Wirkungsgrad ist auch ein Einfluss der Konturierung auf die Sensitivität des Stators gegenüber der Deckbandleckage festzustellen.

13 Zusammenfassung 3D-Konturierung

Die in den Abschnitten 11.1 bis 12.2 vorgestellten Ergebnisse lassen eine Reihe von Schlussfolgerungen zu, die an dieser Stelle zusammengefasst werden sollen. Grundsätzlich wurde gezeigt, dass nicht-achsensymmetrische Endwandkonturierung zur Verbesserung der aerodynamischen Eigenschaften aktueller Axialverdichter geeignet ist. Die zentralen Aspekte sind im folgenden stichpunktartig aufgeführt:

- Halb- oder vollautomatische Suchverfahren in Verbindung mit der gewählten Parametrisierung eignen sich zur Auslegung der Konturierung.
- Aerodynamische Verbesserungen können prinzipiell an den spaltlosen Endwänden von sowohl Rotoren als auch Statoren erzielt werden.
- Bei der Auslegung ist der Einfluss der Konturierung auf die Blockageentwicklung zu beachten, da diese über das radiale Gleichgewicht einen negativen Effekt auf die abseits der konturierten Endwand gelegenen Schaufelbereiche haben kann.
- Bei der Auslegung ist der Einfluss der Konturierung auf die Umlenkung der Schaufelreihe zu beachten, da dieser einen Effekt auf den Massenstrom und die nachfolgenden Schaufelreihen haben kann.
- In Kombination mit einer Modifikation der Schaufelgeometrie lassen sich bessere Ergebnisse erzielen als durch Konturierung allein.
- Wenn ohne Konturierung ein ausgeprägtes wandnahes Rückströmungsgebiet vorhanden ist, sind die durch die Konturierung erzielbaren Verbesserungen um ein Vielfaches größer als ohne Rückströmung.
- Die Konturierung wirkt über eine Reduktion der Ausdehnung des Rückströmgebietes. Dabei ist die Konturierungsgeometrie an den jeweiligen Ablösemechanismus anzupassen.
- Die Eignung nicht-achsensymmetrischer Endwandkonturierung zur Verminderung von Ablösungserscheinungen wurde numerisch sowohl für hohe als auch für niedrige Mach- und Reynoldszahlen demonstriert.
- Zusätzlich zu den Verbesserungen im jeweiligen Auslegungspunkt kann durch eine Konturierung die aerodynamische Robustheit der Schaufelreihe gesteigert werden.

Teil V.

Gehäusestrukturierung

14 Auslegung und Parameter der Gehäusestrukturierung

Anders als bei der nicht-achsensymmetrischen Endwandkonturierung stand bei der Auslegung der Gehäusestrukturierung nicht die Steigerung des Wirkungsgrades bei Betrieb des Verdichters auf der Arbeitslinie, sondern die Erweiterung des stabilen Arbeitsbereiches im Vordergrund. In Analogie zu den Auslegungskriterien der Endwandkonturierung war es jedoch nicht akzeptabel, für eine höhere Stabilitätsgrenze Einbußen beim Wirkungsgrad in Kauf zu nehmen. Zusätzlich sollten weitere Kriterien wie einfache Herstellbarkeit oder geringer Bauraum beachtet werden. Ferner war eine möglichst geringe Anzahl von Entwurfsparametern anzustreben.

Als Bauform für die Gehäusestrukturierung wurde die einzelne Umfangsnut ausgewählt. Eine schematische Darstellung der Nut ist in Abb. 8.1b gegeben. Wie schon in Abschnitt 7.2.1 erwähnt, handelt es sich dabei um eine Bauform, welche relativ zu ihrer Größe eine gute Stabilitätsenerweiterung liefern kann. Die Nut kann durch Drehen hergestellt werden, was einfache und genaue Herstellbarkeit begünstigt. Da es sich um eine umfangssymmetrische Geometrie handelt, kann die Auslegung mittels stationärer Einpassagenmodelle durchgeführt werden. Dies hält den Rechenaufwand zur Auslegung der Gehäusestrukturierung in akzeptablen Grenzen.

Die Auslegung der Gehäusestrukturierung erfolgte in einem iterativen Prozess, der auf der finalen Variante des 1,5-stufigen Forschungsverdichters aufbaute. Für jede CT-Variante wurden zwei Betriebspunkte simuliert, der Auslegungspunkt und ein Punkt nahe Stall. Das Simulationsgebiet umfasste den gesamten Verdichter samt Einlaufstrecke. Es wurde nicht versucht, das jeweilige numerische Stabilitätslimit der einzelnen Varianten zu detektieren. Die verschiedenen Entwürfe wurden vielmehr anhand einer Reihe von Kriterien bewertet, die aus den beiden berechneten Betriebspunkten abgeleitet wurden. Der Wirkungsgrad im Auslegungspunkt, die Änderung des Durchsatzes im Auslegungspunkt sowie die Steigung der Charakteristik sind hier hervorzuheben. Letztere wurde als Indikator für die Stabilitätsenerweiterung genutzt. Die im Rahmen dieser Studie ausgelegte einzelne Umfangsnut war um 45 Grad stromauf geneigt. Sie war im vorderen Drittel der Rotorspitze positioniert. Die axiale Öffnung der Nut betrug 10 % der axialen Sehnenlänge an der Rotorspitze. Die radiale Höhe hatte den gleichen Betrag.

Die Ergebnisse für den 1,5-stufigen Forschungsverdichter werden in Abschnitt 15 diskutiert. Für die in Abschnitt 16 beschriebenen Untersuchungen mit anderen Verdichterrotoren wurde keine erneute iterative Auslegung durchgeführt. Die Gründe für dieses Vorgehen sind am Anfang des Kapitels aufgeführt.

15 1,5-stufiger Forschungsverdichter mit Gehäusestrukturierung

15.1 Numerische Ergebnisse

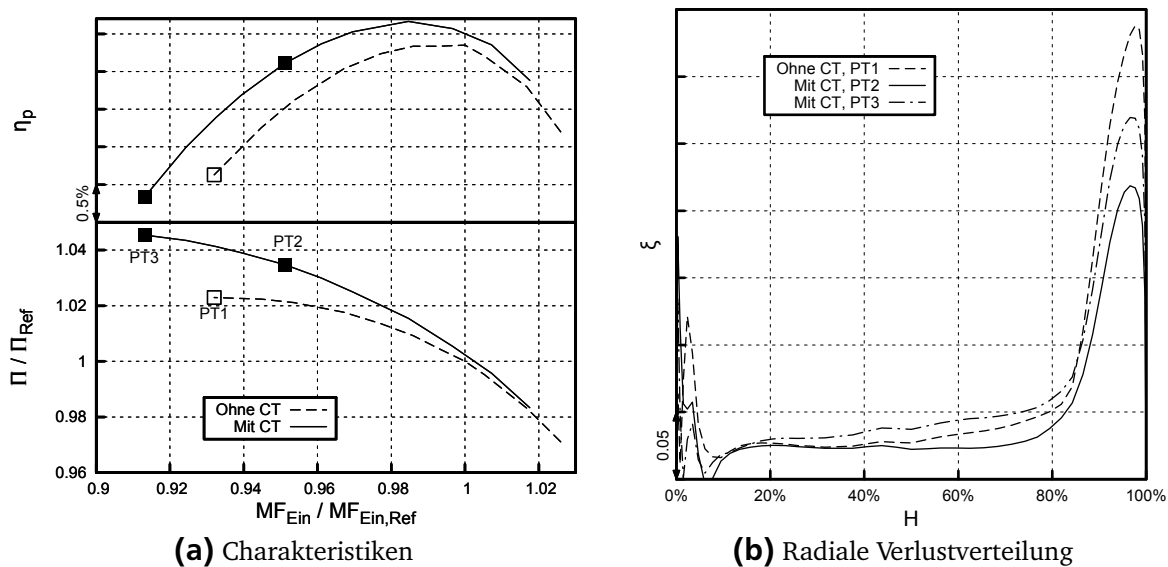


Abbildung 15.1.: Einfluss der Gehäusestrukturierung auf den Rotor bei Auslegungsdrehzahl

Die Charakteristiken des Verdichters mit und ohne Gehäusestrukturierung sind in Abb. 15.1a gezeigt. Die Drehzahl entspricht dem Auslegungswert. Bei einem Drosselgrad nahe des Wirkungsgradmaximums ohne CT, also bei einer dimensionslosen Eintrittsmassenstromfunktion von 1, gibt es keinen signifikanten Unterschied im Druckverhältnis. Bei diesem Durchsatz ist der polytrophe Wirkungsgrad der Variante mit Umfangsnut um $0,2\% \Delta\eta_p$ gegenüber der Variante ohne CT erhöht. Mit höheren Drosselgraden zeigt sich zwischen den beiden Varianten ein wachsender Unterschied im Druckverhältnis. Mit Gehäusestrukturierung hat die Charakteristik daher einen steileren Verlauf als ohne. Der Wirkungsgradgewinn dieser Variante wächst ebenfalls mit dem Drosselgrad. An der numerischen Stabilitätsgrenze ohne CT beträgt die Wirkungsgradsteigerung $0,74\% \Delta\eta_p$. Beide Varianten zeigen ein Abflachen der Totaldruck-Charakteristik bei Annäherung an die numerische Stabilitätsgrenze. Mit CT werden allerdings sowohl höhere maximale Druckverhältnisse als auch niedrigere Durchsätze erreicht. Relativ zum Betriebszustand mit maximalem Wirkungsgrad hat die Variante ohne CT einen Pumpgrenzabstand von $8,9\%$. Mit Umfangsnut werden $12,6\%$ erreicht, was einer relativen Steigerung von etwa 42% entspricht. Für eine genauere Analyse der Umfangsnut wurden drei Punkte entlang der beiden Charakteristiken aus Abb. 15.1a ausgewählt:

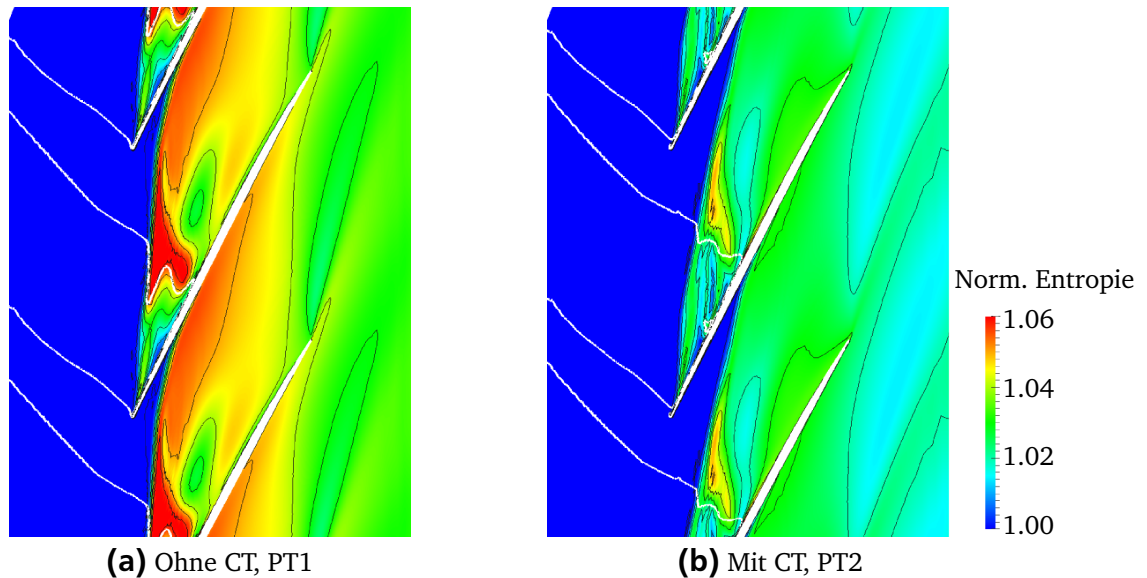


Abbildung 15.2.: Normierte Entropie sowie $Ma=1$ (weiße Linie) bei 99 % der Schaufelhöhe

- Der letzte stabile Betriebspunkt der Konfiguration ohne CT. Dieser Punkt wird in den folgenden Absätzen als PT1 bezeichnet.
- Ein Punkt entlang der Charakteristik mit CT, welcher die gleiche Massenstromfunktion in der Rotor-Austrittsebene hatte wie der letzte stabile Betriebspunkt ohne CT. Dieser Punkt wird PT2 genannt.
- Der als PT3 bezeichnete letzte stabile Betriebspunkt der Konfiguration mit Gehäusestrukturierung.

In Abb. 15.1b sind die radialen Verteilungen der Rotor-Totaldruckverlustbeiwerte für die drei genannten Punkte gezeigt. Der Vergleich zwischen PT1 und PT2 zeigt, dass bei gleichem Drosselgrad mit CT die Höhe des Verlustmaximums nahe des Gehäuses signifikant geringer ausfällt. Die Region mit reduzierten Rotor-Verlusten erstreckt sich vom Gehäuse bis etwa 40 % der Kanalhöhe. Dies bedeutet, dass der Einfluss der Umfangnut nicht lokal auf den unmittelbaren Schaufelspitzenbereich beschränkt ist, sondern sich bis in die Kernströmung hinein erstreckt. Diese Reduktion der Rotor-Verluste ist für die beobachtete Wirkungsgradsteigerung mit CT verantwortlich, da sich die Verluste des Stators nicht signifikant ändern. Bei PT3, dem letzten numerisch stabilen Betriebspunkt der Konfiguration mit CT, wird an der Rotorspitze das maximale Verlustniveau von PT1 nicht wieder erreicht, sondern verbleibt etwa 5 % des dynamischen Eintrittsdruckes geringer. Da sich die größten durch die Umfangsnut bewirkten Änderungen im Bereich der Rotorspitze einstellen und der Verdichter mit CT weiter angedrosselt werden konnte, kann indirekt geschlossen werden, dass sich bei der Konfiguration ohne CT der stabilitätslimitierende Mechanismus an der Schaufelspitze befindet. Dies ist konsistent mit den Ergebnissen der experimentellen Untersuchungen, welche in Abschnitt 10.1.2 beschrieben wurden. Weitere Hinweise auf den stabilitätslimitierenden Mechanismus des Verdichters können den in Abb. 15.2 gezeigten normierten Entropieverteilungen an der Rotorspitze entnommen werden. Als Betriebspunkte wurden PT1 und PT2 ausgewählt. Ebenfalls eingezeichnet ist eine weiße Isolinie mit $Ma=1$. In den Graphen ist der durch den Spitzenwirbel sowie andere Verlustquellen verursachte Entropieanstieg zu erkennen. Ohne CT wird der Wirbel durch den Stoß

in Richtung der nacheilenden Schaufel abgelenkt. Weiterhin ist entlang der Wirbeltrajektorie eine starke Querschnittserweiterung und Entropieerhöhung unmittelbar stromab der Interaktion von Stoß und Wirbel zu beobachten. Dies ist ein Hinweis, dass ohne CT bei stark angedrosselten Betriebszuständen die Stoß-Wirbel-Interaktion den dominierenden Verlustmechanismus des Rotors darstellt. Weitere Untersuchungen zeigten, dass sich hinter dem Stoß ein Stagnationsgebiet ausbildet, was auf einen aufgeplatzten Wirbel hindeutet. Die Vermutung liegt nahe, dass es sich hierbei um einen stabilitätskritischen Mechanismus handelt. Dies ist konsistent mit einem der Kriterien für Spike-Type Stall, laut dem kurz vor dem Erreichen der Stabilitätsgrenze der Übergang zwischen Zuströmung und Spaltströmung an der Vorderkante der Schaufel liegt [26]. Aus Abb. 15.2a ist ersichtlich, dass dieser Zustand beinahe erreicht ist. Eine leichte Umspülung der Hinterkante ist ebenfalls vorhanden, jedoch trifft dieses Fluid nicht auf die nachfolgende Schaufel. Dies erklärt, warum es sich bei PT1 um den letzten numerisch stabilen Betriebspunkt der Variante ohne Gehäusestrukturierung handelt. Ein durch Stoß-Wirbel-Interaktion getriebener Instabilitätsmechanismus wird auch als „Tip Blockage Stall“ bezeichnet [121]. Verdichter mit diesem Merkmal gelten als positiv durch Gehäusestrukturierung beeinflussbar. Die in Abb. 15.2b gezeigte Entropieverteilung für PT2 macht deutlich, dass mit CT der Wirbel den rapiden statischen Druckanstieg im Stoß überwinden kann, ohne stark abgelenkt zu werden oder aufzuplatzen. Relativ zu PT1 wurde der Übergang zwischen Zuströmung und Spaltströmung weiter stromab der Rotor-Vorderkante verschoben. Die Umspülung der Hinterkante wurde reduziert. Zudem wurden die bei PT1 zu findenden maximalen Entropiewerte nicht mehr erreicht. Dies führt zu der Schlussfolgerung, dass die Umfangsnut über eine Beeinflussung der Stoß-Wirbel-Interaktion wirkt. Da die Konfiguration mit CT über PT2 hinaus angedrosselt werden konnte, kann indirekt daraus geschlossen werden, dass ohne Gehäusestrukturierung die Stoß-Wirbel-Interaktion tatsächlich den dominanten Mechanismus darstellte, welcher den stabilen Arbeitsbereich limitiert.

15.2 Vergleich mit experimentellen Ergebnissen

Die Kennfelderergebnisse der experimentellen Validierung der einzelnen Umfangsnut sind in Abb. 15.3 gezeigt. Charakteristiken bei verschiedenen Drehzahlen sind für den 1,5-stufigen Forschungsverdichter mit und ohne Gehäusestrukturierung eingezeichnet. Während bei 100 % und 95 % der Auslegungsdrehzahl die relative Anströmmachzahl im Bereich der Rotorspitze noch supersonisch war, lag bei 80 % der Auslegungsdrehzahl ein vollständig subsonisches Strömungsfeld im Rotor vor. Die Bilanzierung erfolgte von der IGV-Eintrittsebene bis zur Rotor-Austrittsebene. Ebenfalls eingezeichnet ist die Lage der Stabilitätsgrenze für die beiden Varianten. Der Wirkungsgrad wurde mit Hilfe der Drehmomentmessung auf der Rotorwelle bestimmt. Für Drosselgrade nahe des Wirkungsgradmaximums haben die Charakteristiken mit und ohne CT einen ähnlichen Verlauf. Die Unterschiede sowohl für Massenstrom und Totaldruckverhältnis als auch für den Wirkungsgrad liegen innerhalb der Analysegenauigkeit, mit leicht höheren Wirkungsgraden für die Variante mit CT. Bei 95 % relativer Drehzahl lag für den Punkt des maximalen Wirkungsgrades der Variante ohne CT kein entsprechender Punkt mit CT vor, so dass für diese Drehzahl keine Aussage über die Veränderung des maximalen Wirkungsgrades getroffen werden kann.

Mit steigendem Drosselgrad zeigen die Totaldruckverhältnis-Charakteristiken mit CT sowohl bei 100 % als auch bei 95 % der Auslegungsdrehzahl einen steileren Verlauf als ohne. Bei 80 % ist kein eindeutiger Unterschied in der Form der Charakteristik festzustellen. Beim Durchsatz

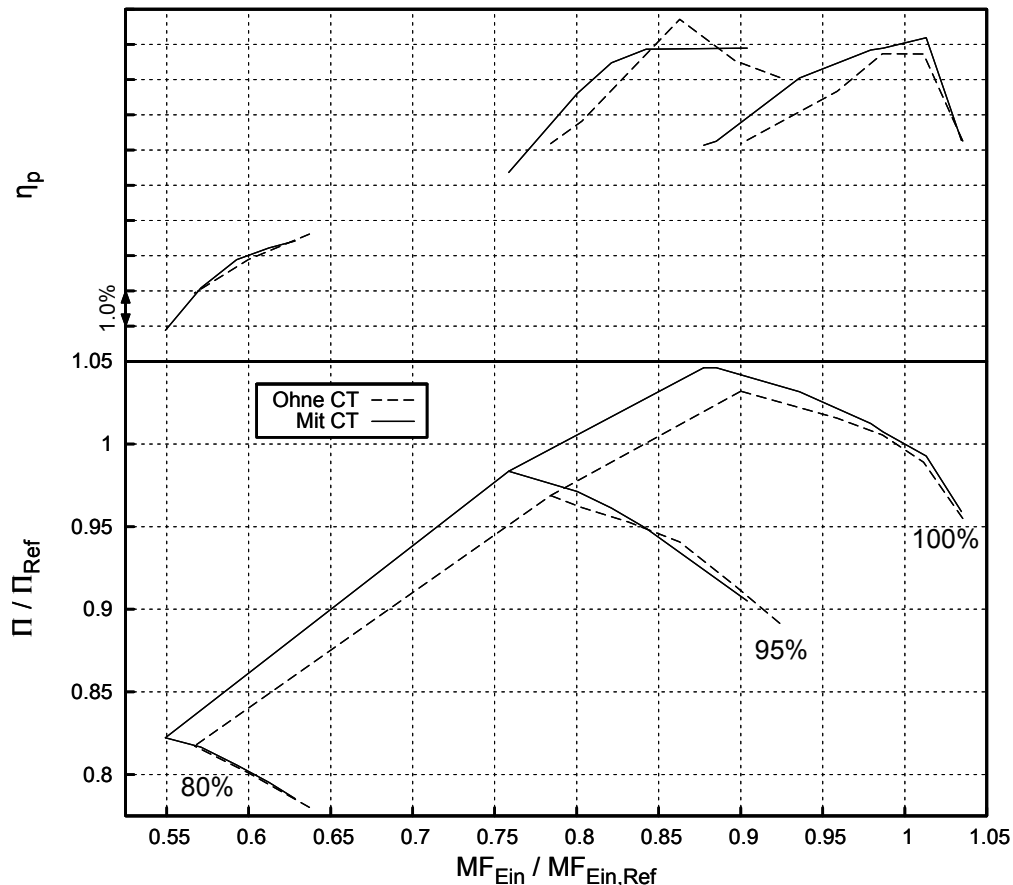


Abbildung 15.3.: Experimentell bestimmtes Kennfeld mit und ohne Gehäusestrukturierung

des letzten stabilen Betriebspunktes der Variante ohne CT wurde mit Gehäusestrukturierung ein höherer Wirkungsgrad erreicht. Eine Verschiebung der Pumpgrenze hin zu niedrigeren Durchsätzen und höheren Totaldruckverhältnissen war bei allen Drehzahllinien mit Umfangsnut zu beobachten. Bei 100 % der Auslegungsdrehzahl wurde der Pumpgrenzabstand relativ zum Wirkungsgradmaximum ohne CT von 12,8 % auf 16,1 % vergrößert. Die relative Erweiterung des stabilen Arbeitsbereiches betrug also etwa 26 %, was geringer ist als der aus den CFD-Ergebnissen ermittelte Wert. Die Differenz der Pumpgrenzabstände mit und ohne Gehäusestrukturierung lag mit 3,3 % jedoch in ähnlicher Höhe wie in der numerischen Untersuchung. Insgesamt kann ausgesagt werden, dass eine starke qualitative Ähnlichkeit zwischen den experimentellen Ergebnissen und denen der Simulationen vorhanden war. Die Änderung in der Form der Charakteristiken, die Größenordnung der Pumpgrenzerweiterung und der Einfluss auf den Wirkungsgrad wurden vom Modell korrekt abgebildet.

Abschließend soll noch einmal auf die Pumpgrenzerweiterung bei 80 % relativer Drehzahl hingewiesen werden. Da es sich hier um einen subsonischen Betriebspunkt handelte, konnte der für die Auslegungsdrehzahl identifizierte Stoß-Wirbel-Instabilitätsmechanismus nicht wirksam werden. Trotzdem wurde eine Verbesserung durch die Umfangsnut bewirkt. Die genaue Untersuchung des hier vorliegenden Wirkmechanismus ist nicht Teil dieser Arbeit und wird als Gegenstand weiterführender Studien empfohlen. Das Ergebnis bestätigt allerdings die Aussage von Hathaway, laut der eine bei einer bestimmten Drehzahl erfolgreiche Gehäusestrukturierung in der Regel auch bei anderen Drehzahlen wirkt [99].

16 Anwendung der Gehäusestrukturierung auf weitere Rotoren

In diesem Kapitel werden die Ergebnisse der Simulationen mit und ohne Gehäusestrukturierung diskutiert, welche mit dem einstufigen Forschungsverdichter sowie dem Triebwerksverdichter durchgeführt wurden. Für die Übertragung der einzelnen Umfangsnut vom 1,5-stufigen Forschungsverdichter auf die beiden anderen transsonischen Verdichter erfolgte keine erneute iterative Auslegung. Vielmehr wurden die geometrischen Parameter basierend auf der axialen Sehnenlängen der Rotorspitzen skaliert und basierend auf der Machzahlverteilung positioniert. Dieser regelbasierte Prozess wurde bewusst gewählt, da die vorliegende Studie eine Untersuchung der aerodynamischen Robustheit der Gehäusestrukturierung zum Ziel hatte.

Schließlich finden sich in der Literatur einige CT-Bauformen, welche für die jeweils verwendeten Verdichterroten sehr gute Stabilitätsverbesserungen bei geringen oder keinen Wirkungsgradverlusten liefern. Interessanterweise finden sich für diese der aerodynamischen Robustheit von Verdichtern dienenden Konstruktionsmerkmale keine Aussagen zu ihrer eigenen Robustheit. Es ist nicht ohne weiteres anzunehmen, dass alle CT-Bauformen die auf einem bestimmten Verdichter demonstrierten Pumpgrenz- und Wirkungsgradänderungen auch qualitativ und quantitativ gleich für beliebige andere Verdichter liefern. Vielmehr ist davon auszugehen, dass bestimmte CT-Bauformen bei Applikation auf verschiedene Verdichter geringere Variationen der erzielten Verdichter-Leistungskennwertänderungen aufweisen als andere. Nach dem Wissen des Autors existieren aktuell keine allgemein akzeptierten Kennzahlen, die diese „CT-Robustheit“ quantifizieren.

Es wurde daher entschieden, die Umfangsnut auf zwei weitere Verdichter mit unterschiedlichen geometrischen und aerodynamischen Merkmalen zu übertragen und diese numerisch zu untersuchen. Wenn die Umfangsnut ohne erneute detaillierte Auslegung und viele CFD-Rechnungen von einem Verdichter auf einen anderen übertragen werden kann, so können diese Gehäusestrukturierung und die zugehörigen Auslegungsregeln als robust gegenüber verschiedenen aerodynamischen Rahmenbedingungen bezeichnet werden.

16.1 Einstufiger Forschungsverdichter

Die Resultate für den einstufigen Forschungsverdichter weisen diverse qualitative Gemeinsamkeiten mit denen für den 1,5-stufigen Forschungsverdichter auf. Wie aus Abb. 16.1a ersichtlich ist, liegen die Totaldruck-Charakteristiken mit und ohne Gehäusestrukturierung bei Auslegungsdrehzahl für Betriebspunkte nahe des Wirkungsgradmaximums fast übereinander. Die Variante mit Umfangsnut verläuft steiler und erreicht sowohl höhere maximale Druckverhältnisse als auch niedrigere minimale Durchsätze. Der maximale Wirkungsgrad steigt um 0,51 % $\Delta\eta_p$. Der Pumpgrenzabstand steigt von 15,3 % auf 18,4 %, was einer relativen Steigerung von 20,3 % entspricht. Im Vergleich zum 1,5-stufigen Forschungsverdichter erreicht die einzelne Umfangsnut damit eine geringere relative Stabilitätsverlängerung. Allerdings hat der einstufige Forschungsverdichter ohne Gehäusestrukturierung bereits einen höheren Pumpgrenzabstand als der 1,5-

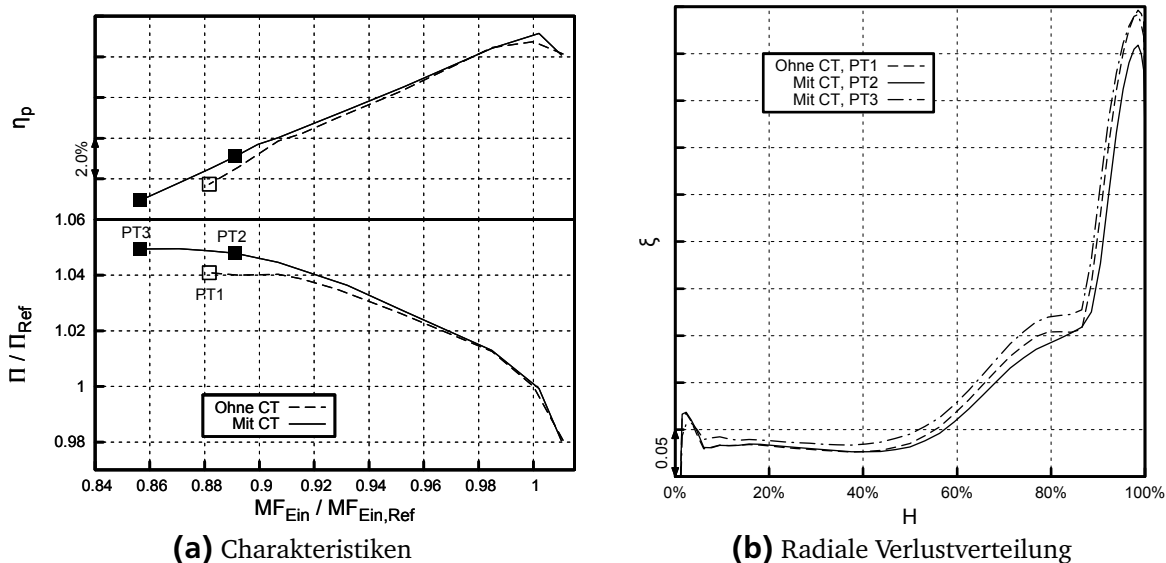


Abbildung 16.1.: Einfluss der Gehäusestrukturierung auf den Rotor bei Auslegungsdrehzahl

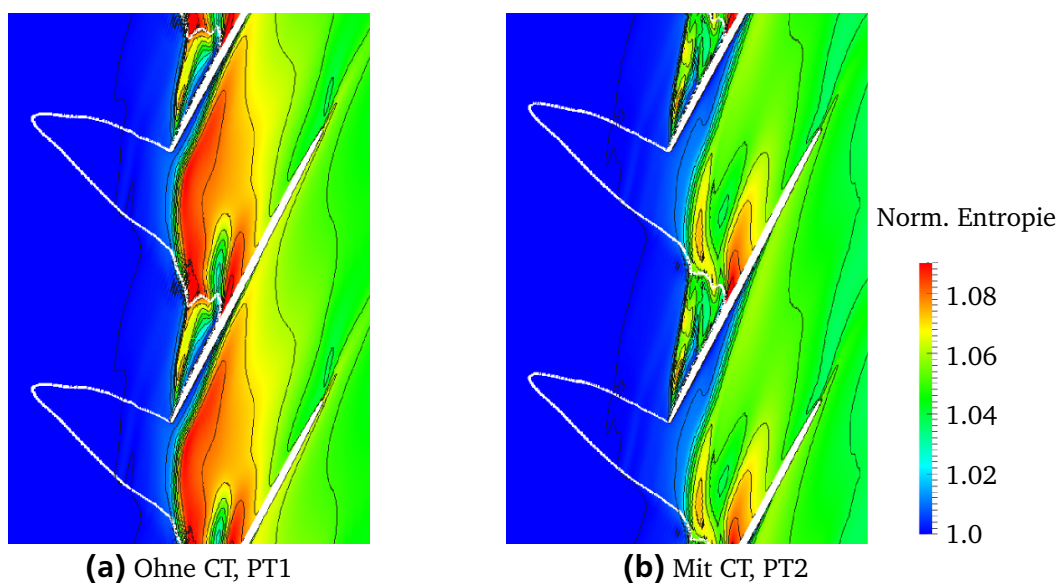


Abbildung 16.2.: Normierte Entropie sowie $Ma=1$ (weiße Linie) bei 99 % der Schaufelhöhe

stufige Forschungsverdichter mit CT. Die absolute Stabilitätsenerweiterung von 3,1 % liegt in ähnlicher Höhe wie der Wert von 3,7 % für den 1,5-stufigen Forschungsverdichter.

In Analogie zu Abschnitt 15.1 wurden für die weitere Analyse 3 Punkte entlang der in Abb. 16.1a gezeigten Drehzahlkurven ausgewählt. Die entsprechenden radialen Verteilungen der Totaldruckverluste im Rotor sind in Abb. 16.1b aufgetragen. Wie schon zuvor beobachtet, wurden im Vergleich zu PT1 die Verluste bei PT2 in einem Bereich von etwa 40 % der Schaufelhöhe bis hin zum Gehäuse reduziert. Mit Ausnahme des Nabenbereiches liegen die Verlustbeiwerte bei PT3 oberhalb der Werte von PT1. Im Gegensatz zum 1,5-stufigen Forschungsverdichter wird bei PT3 auch in Gehäusenähe das maximale Verlustniveau von PT1 erreicht.

Die Frage nach dem Versagensmechanismus der Konfiguration ohne CT sowie den durch die Umfangsnut bewirkten Änderungen kann, ebenfalls in Analogie zu Abschnitt 15.1, durch die

Analyse der in Abb. 16.2 gezeigten Entropieverteilungen bei 99 % der Schaufelhöhe beantwortet werden. Aus Abb. 16.2a werden die Quellen der hohen gehäusenahen Verlustbeiwerte bei PT1 deutlich. Wie bereits beim 1,5-stufigen Forschungsverdichter beobachtet, wird der Wirbel beim Durchgang durch den Stoß stark aufgeweitet und in Richtung der nacheilenden Schaufel abgelenkt. Zusammen mit dem starken Entropieanstieg stromab der Stoß-Wirbel-Interaktion deutet dies auf ein Aufplatzen des Wirbels hin, was durch eine Überprüfung der Axialgeschwindigkeit in diesem Bereich bestätigt wurde. Die Grenze zwischen Zuströmung und Spaltströmung befindet sich bei PT1 nahe der Vorderkante der Rotorspitze, was demzufolge auch beim einstufigen Forschungsverdichter auf einen durch die Stoß-Wirbel-Interaktion getriebenen Spike-Type Instabilitätsmechanismus hindeutet. Eine Umspülung der Hinterkante konnte allerdings nicht festgestellt werden. Ein zweites Gebiet mit erhöhter Entropie zeigt sich an der Rotor-Saugseite, direkt stromab des Stoßes. Es handelt sich hier um eine stoßinduzierte lokale Ablösung der saugseitigen Schaufelgrenzschicht. In seiner Ausdehnung und Intensität ist diese Verlustquelle jedoch kleiner als das durch die Stoß-Wirbel-Interaktion entstandene Verlustgebiet und spielt für die Instabilität der Schaufelreihe nur eine untergeordnete Rolle.

Mit Gehäusestrukturierung bleibt der Spaltwirbel auch nach dem Passieren des Stoßes kompakt, wie in Abb. 16.2b zu erkennen ist. Der starke Entropieanstieg entlang der Wirbeltrajektorie bleibt aus und das Interface zwischen Zuströmung und Spaltströmung trifft bei PT2 erst weiter stromab auf die nacheilende Schaufel als bei PT1. Das Verlustgebiet an der Schaufelsaugseite blieb annähernd unverändert. Insgesamt kann geschlossen werden, dass die durch die Umfangsnut bewirkten Änderungen des Strömungsfeldes denen beim 1,5-stufigen Forschungsverdichter qualitativ ähnlich sind. Trotz der oben beschriebenen Unterschiede scheint sowohl der dominante Instabilitätsmechanismus als auch der Einfluss der Gehäusestrukturierung auf diesen bei beiden Verdichtern gleich zu sein.

16.2 Frontstufe eines Triebwerksverdichters

Die Ergebnisse der Simulationen mit der Frontstufe des Triebwerksverdichters zeigten zunächst ein von den anderen beiden Verdichtern abweichendes Verhalten. Zwar wurde die Charakteristik mit Umfangsnut steiler, zeigte aber nur geringe Verbesserungen beim Arbeitsbereich. Der minimal erreichbare Durchsatz mit CT lag sogar oberhalb des minimalen Wertes ohne CT. Die Steigerung des Pumpgrenzabstandes von 8,91 % ohne Umfangsnut auf 8,94 % war auf das gestiegene maximale Totaldruckverhältnis zurückzuführen. Der Stufenwirkungsgrad stieg ebenfalls nur um Werte an, die eine Größenordnung unterhalb der bei den beiden Forschungsverdichtern beobachteten Verbesserungen lagen. Diese Resultate waren unerwartet, da der Rotor des Triebwerksverdichters aus vorangegangenen Studien als spitzenkritisch bekannt war. Zudem wurde eine Beteiligung der Stoß-Wirbel-Interaktion am aerodynamischen Versagen der Schaufelreihe vermutet. Eine genauere Analyse der Ergebnisse ergab, dass die numerische Stabilität der Simulationen mit und ohne Gehäusestrukturierung nicht durch den Rotor, sondern durch den Nabenbereich des Stators begrenzt wurde. Es wurde daher eine weitere Reihe von CFD-Rechnungen ohne den Stator durchgeführt.

Die Kennfelderergebnisse dieser Berechnungen mit isoliertem Rotor sind in Abb. 16.3a gezeigt. Ohne den Stator weist auch der Triebwerksverdichter die gleichen qualitativen Änderungen im Verlauf der Drehzahlkurven auf wie die beiden anderen Verdichter. Die Charakteristik mit CT ist steiler und erreicht sowohl höhere maximale Druckverhältnisse als auch niedrigere minimale Durchsätze als ohne die Umfangsnut. Die relative Erweiterung des Pumpgrenzabstandes be-

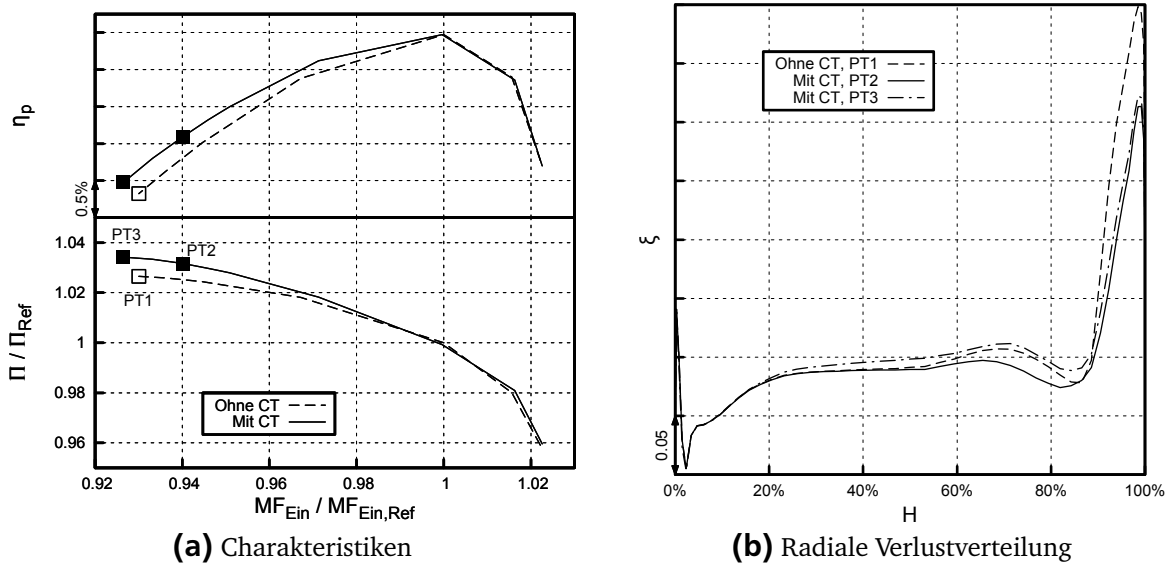


Abbildung 16.3.: Einfluss der Gehäusestrukturierung auf den Rotor bei Auslegungsdrehzahl

trägt 12 %. Der Wirkungsgrad nahe Stall wird um 0,31 % $\Delta\eta_p$ gesteigert. Diese Verbesserung des Rotor-Wirkungsgrades war auch schon in den Simulationen mit Stator vorhanden, wurde dort jedoch durch erhöhte Verluste im Stator kompensiert.

Die in Abb. 16.3b abgebildeten radialen Totaldruckverlustverteilungen zeigen eine Reduktion der Verlustbeiwerte im Rotorspitzenbereich von etwa 5 % des dynamischen Eintrittsdruckes bei PT2 im Vergleich zu PT1. Die radiale Erstreckung des Gebietes mit reduzierten Verlusten entspricht den Ergebnissen der beiden Forschungsverdichter. Beim weiteren Androsseln der Konfiguration mit Gehäusestrukturierung über PT2 hinaus wird jedoch ein Unterschied deutlich. Bei PT3 sind die Verluste an der Schaufelspitze nicht wesentlich gegenüber PT2 erhöht. Die größte Verluständerung findet zwischen 60 % und 85 % relativer Höhe statt, wo das Verlustniveau somit deutlich oberhalb von PT1 liegt. Weitere Unterschiede zwischen dem Triebwerksverdichter und den beiden Forschungsverdichtern werden durch die Entropieverteilungen in Abb. 16.4 verdeutlicht. Zwar ist bei PT1 ein Entropieanstieg stromab der Durchgangsstelle des Wirbels durch den Stoß zu beobachten. Deutliche Anzeichen für ein Aufplatzen des Wirbels sind jedoch nicht zu finden. Dafür würde eine beginnende Umspülung der Hinterkante festgestellt. Das Fluid kann an der Hinterkante in die Nachbarpassage einströmen und auf die Druckseite der nacheilenden Schaufel auftreffen. Außerdem befinden sich weitere Gebiete mit hoher Entropie im Strömungsfeld, welche den hinteren Teil der Passage zum größten Teil ausfüllen. Diese Gebiete werden mit Umfangsnut in ihrer Ausdehnung reduziert, wie die in Abb. 16.4b abgebildete Entropieverteilung bei PT2 zeigt. Die Umspülung der Hinterkante ist ebenfalls wesentlich geringer ausgeprägt. Im Gegensatz zu den anderen Fällen wird die unmittelbare Stoß-Wirbel-Interaktion nicht im signifikanten Maß beeinflusst.

Insgesamt kann aus der Analyse der CFD-Ergebnisse für den Triebwerksverdichter geschlossen werden, dass hier nicht die Stoß-Wirbel-Interaktion, sondern andere Mechanismen eine dominierende Rolle bei der Begrenzung des stabilen Arbeitsbereiches spielen. Diese sind sowohl weiter stromab des Stoßes oder auch auf anderen Schaufelhöhen lokalisiert. Im Gegensatz zu den beiden Forschungsverdichtern kann also von einer stärker ausgeprägten Mischung verschiedener Versagensmechanismen gesprochen werden. In diesem Zusammenhang sollte auch

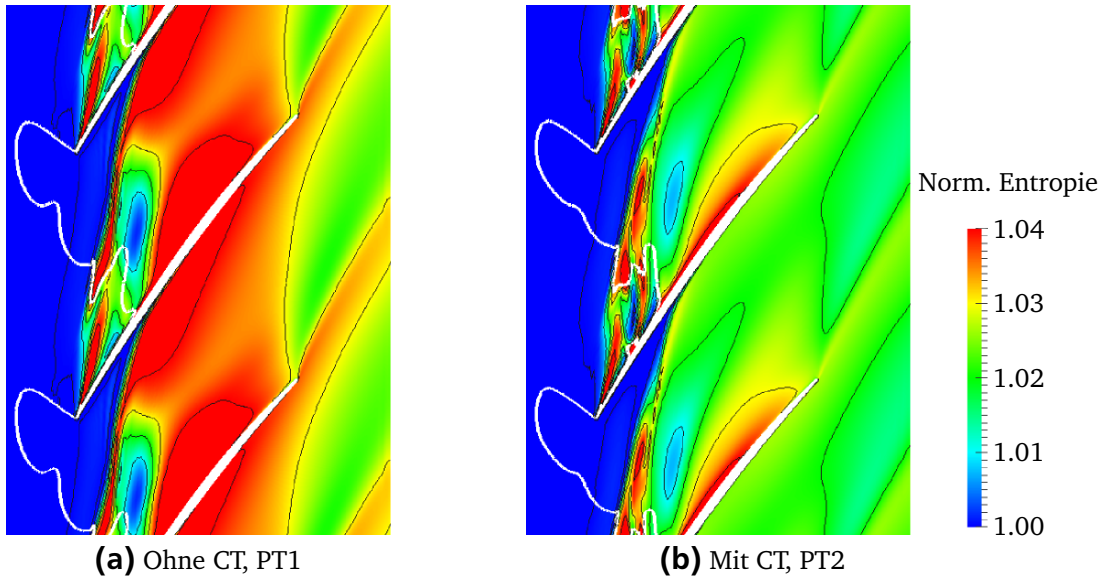


Abbildung 16.4.: Normierte Entropie sowie $Ma=1$ (weiße Linie) bei 99 % der Schaufelhöhe

die über den Rotor hinweg kontrahierende Gehäuselinie erwähnt werden, welche für eine überproportionale Entlastung der Schaufelspitze im Vergleich zu den anderen Schaufelhöhen sorgt.

17 Zusammenfassung

Gehäusestrukturierung

Insgesamt kann die im Rahmen der vorliegenden Arbeit untersuchte Gehäusestrukturierung als robust nach den in Abschnitt 16 formulierten Kriterien bezeichnet werden, da sie in allen drei Fällen eine Verbesserung des Arbeitsbereiches des Rotors bewirkt. Die in Tab. 17.1 aufgelisteten Parameter geben einen Überblick über die in den Abschnitten 15, 16.1 und 16.2 diskutierten Ergebnisse. Die Werte für den Triebwerksverdichter stammen aus den Simulationen mit isoliertem Rotor. Die höchste Steigerung des Pumpgrenzabstandes wird für den 1,5-stufigen Forschungsverdichter erzielt. Dieser Verdichter zeigt auch die höchste Wirkungsgradsteigerung nahe Stall. Die geringsten Verbesserungen sowohl in Bezug auf die Stabilitätsverbesserung als auch die Wirkungsgradsteigerung werden beim Triebwerksverdichter beobachtet.

Aufgrund der großen Anzahl der für die Wirksamkeit einer Gehäusestrukturierung relevanten Parameter ist es schwierig, eine einfache Erklärung für die unterschiedlichen Sensitivitäten der drei untersuchten Verdichter zu formulieren. So wäre beispielsweise zu erwarten gewesen, dass ein großer Rotorspitzenpalt zu besserer Wirksamkeit der Umfangsnut führen würde [99, 147]. Demzufolge hätte die höchste Pumpgrenzerweiterung beim einstufigen Forschungsverdichter eintreten müssen. Dieser Verdichter weist auch die höchste relative Anströmmachzahl auf, welche die Wirksamkeit von Maßnahmen begünstigen sollte, die die Stoß-Wirbel-Interaktion beeinflussen. Andererseits hatten die anderen beiden Verdichter eine höhere Diffusion im Rotorspitzenbereich, was ebenfalls als Indikator für eine hohe CT-Sensitivität dienen könnte. Ähnliche Überlegungen basierend auf dem Pumpgrenzabstand ohne Gehäusestrukturierung, der Schaufelbelastung, dem Inzidenzwinkel, der Gehäusekontur oder der statischen Druckverteilung an der Rotorspitze lieferten ebenfalls keine konsistenten Ergebnisse. Es kann lediglich ausgesagt werden, dass die einzelne Umfangsnut in demjenigen Verdichter die besten Ergebnisse lieferte, welcher die deutlichste Ausprägung eines Stoß-Wirbel-basierten Instabilitätsmechanismus zeigte. In Analogie zur Konturierungs-Zusammenfassung in Abschnitt 13 sollen abschließend die wichtigsten Ergebnisse der CT-Untersuchung stichpunktartig zusammengefasst werden:

- Die Eignung einer einzelnen Umfangsnut zur Stabilitätsverlängerung wurde für drei verschiedene Axialverdichtertypen demonstriert. Die durch die Umfangsnut bewirkten Änderungen in den Kennfeldparametern waren bei allen Verdichtern qualitativ gleich.

Parameter	1,5-stufiger Forschungsverdichter	Einstufiger Forschungsverdichter	Triebwerksverdichter
SM_{ref}	8.9%	15.3%	9.2%
SM_{CT}	12.6%	18.4%	10.3%
ΔSM_{rel}	41.6%	20.3%	12.0%
$\Delta \eta_{p,WL}$	0.2%	0.51%	0.01%
$\Delta \eta_{p,NS-ref}$	0.74%	0.70%	0.31%

Tabelle 17.1.: Zusammenfassung der CFD-Ergebnisse mit und ohne CT für die drei Verdichter

-
- Für Drosselgrade nahe des Wirkungsgradmaximums änderte sich die Charakteristik nur minimal.
 - Für Drosselgrade nahe des numerischen Stabilitätslimits der jeweiligen Variante ohne CT verläuft die Charakteristik steiler.
 - Mit CT werden niedrigere minimale Durchsätze und höhere maximale Totaldruckverhältnisse erreicht als ohne CT.
 - Über die gesamte Charakteristik hinweg bleibt der Wirkungsgrad mit CT gleich oder wird gesteigert. Der Wirkungsgrad nahe Stall wird um einen größeren Betrag gesteigert als nahe des Wirkungsgradmaximums.
 - Für den 1,5-stufigen Forschungsverdichter wurde die Funktion der Umfangnut auch experimentell bestätigt.
 - Die experimentellen Ergebnisse zeigen ebenfalls, dass die Gehäusestrukturierung auch bei Teillastdrehzahlen eine Erweiterung des nutzbaren Arbeitsbereiches bei mindestens neutralem Wirkungsgrad liefert.

Teil VI.

Fazit

In dieser Arbeit wurde demonstriert, dass sich durch verschiedene Typen von Endwandmodifikation die aerodynamischen Leistungsparameter von Axialverdichtern verbessern lassen. Dies gilt auch für mit aktuell gebräuchlichen 3D-Gestaltungsmethoden ausgelegte Verdichter sowie unter Verwendung von strengen Bewertungskriterien, nach denen es nicht zulässig ist, zugunsten von Verbesserungen einzelner Parameter Einbußen bei anderen in Kauf zu nehmen. Als zentrales Vehikel für die hier vorgestellten Untersuchungen diente ein 1,5-stufiger transsonischer Forschungsverdichter, welcher im Rahmen der vorliegenden Arbeit ausgelegt, gebaut und getestet wurde. Dieser Verdichter wurde mit nicht-achsensymmetrischer Endwandkonturierung sowie einer aus einer einzelnen Umfangsnut bestehenden Gehäusestrukturierung ausgestattet. Weitere Teiluntersuchungen wurden anhand eines mehrstufigen Niedergeschwindigkeitsverdichters und zweier anderer einstufiger transsonischer Verdichter durchgeführt.

Die Umfangsnut funktionierte in allen untersuchten Fällen. Sie kann daher als aerodynamisch robust bezeichnet werden. Im Vergleich zu anderen CT-Bauformen war die Pumpgrenzerweiterung zwar nur moderat. Durch Mehrfachnuten oder umfangsdiskrete Bauformen hätten größere Steigerungen des nutzbaren Arbeitsbereiches erreicht werden können. Allerdings lieferte die Umfangsnut gleichzeitig einen leicht gesteigerten Wirkungsgrad. Weitere Vorteile sind die einfache Geometrie und geringe Größe.

Durch die Gehäusestrukturierung konnten sowohl Wirkungsgrad als auch Arbeitsbereich ohne gleichzeitige Modifikation der Schaufelgeometrie in für die Anwendung in Flugtriebwerken relevanten Maßen gesteigert werden. Bei der nicht-achsensymmetrischen Endwandkonturierung war dies nicht der Fall. Hier ließen sich in Kombination mit einer Anpassung der Blattwinkel beim Rotor sowie einer kompletten Schaufelneugestaltung beim Stator wesentlich bessere Ergebnisse erzielen als ohne. Die Eignung zur Unterdrückung von wandnahen Rezirkulationsgebieten, welche durch 3D-Gestaltungsmethoden allein nicht behoben werden konnten, wurde anhand von 3D-CFD-Simulationen demonstriert. Der Nutzen der Konturierung liegt allerdings nicht nur in der direkten Unterdrückung der Querkanal- oder anderer Sekundärströmungsphänomene, sondern allgemeiner formuliert in der zusätzlichen Möglichkeit zur Beeinflussung der statischen Druckverteilung in Wandnähe.

Durch die Loslösung der Druckverteilung von der Verdichterschaufel bietet sich innerhalb gewisser Grenzen beispielsweise die Möglichkeit, bei mindestens gleichem Wirkungsgrad eine nach Kosten- oder Gewichtsaspekten optimierte Schaufelgeometrie zu wählen. Da die jeweils beste Strategie bei der Applikation von nicht-achsensymmetrischer Endwandkonturierung in Axialverdichtern von Fall zu Fall variiert, kann an dieser Stelle keine allgemeingültige Regel angegeben werden. Der Beitrag der vorliegenden Arbeit besteht darin, einige der Möglichkeiten sowie die jeweiligen Verbesserungspotenziale aufzuzeigen.

Für weiterführende Untersuchungen ergeben sich verschiedene Fragestellungen, welche auf den hier diskutierten Ergebnissen aufbauen: Die experimentelle Untersuchung einer Schaufelreihe mit 3D-Konturierung relativ zu einer Variante mit achsensymmetrischen Endwänden ist notwendig, um die in den Simulationen festgestellte Unterdrückung von wandnahen Ablöseerscheinungen zu validieren. Aufgrund der höheren Relevanz für die spätere Anwendung sollten diese Tests mit einem Hochgeschwindigkeitsverdichter durchgeführt werden. Der Test würde auch Informationen zu den Leistungen der Konturierung bei Teillastbetrieb liefern. Eine entsprechende numerische Untersuchung bei Teillast sowie eine systematische Variation der Mach- und Reynoldszahlen bieten sich ebenfalls an. Einen anderen wichtigen Themenbereich für weitere Studien stellt die Weiterentwicklung des Konturierungs-Auslegungsprozesses dar. Konkrete Fragestellungen könnten sich auf die durch die gewählte Parametrisierung eventuell vorhande-

nen Einschränkungen, die Skalierbarkeit der Konturierungs-Geometrien und auf die Einbindung einiger Konturierungs-Merkmale in die Prozesskette zur Vorauslegung beziehen.

Bei der einzelnen Umfangsnut ist der Wirkmechanismus bei subsonischen Betriebspunkten ein wichtiger Gegenstand weiterer Untersuchungen. Ebenso relevant ist eine Studie, welche die Vorhersage der CT-Wirksamkeit anhand bei der Verdichter-Vorauslegung zur Verfügung stehender Größen zum Ziel hat. Für die Anwendung in Triebwerksverdichtern muss die mit CT zu erwartende Pumpgrenzlinie zu einem möglichst frühen Zeitpunkt mit einer gewissen Genauigkeit vorhergesagt werden können, um einen auf den jeweiligen Einsatzzweck angepassten Gesamtentwurf zu erreichen.

Die kombinierte Auslegung von Schaufelblatt, Endwandkontur und Gehäusestrukturierung würde eine äußerst komplexe Aufgabe darstellen, durch die jedoch auch die höchsten Wirkungsgrade erreicht werden könnten. Die in dieser Arbeit vorgestellte Rotor-Nabenkonturierung hätte für höhere Wirkungsgradsteigerungen im Auslegungspunkt gestaltet werden können, wenn die Forderung nach mindestens gleicher Stabilität als durch das CT erfüllt betrachtet worden wäre. Dies weist darauf hin, dass bei einer Auslegung, welche die spezifischen Merkmale der einzelnen Technologien sowie ihre Wirkung aufeinander berücksichtigt, bessere Ergebnisse zu erwarten sind als bei einer sequenziellen Auslegung. Dadurch erhöht sich die Komplexität des Auslegungsprozesses. Die Integration der hier behandelten passiven Gestaltungsmöglichkeiten in das bestehende Auslegungssystem für Axialverdichter ist somit eine weitere wichtige Aufgabe.

Literaturverzeichnis

- [1] J. Denton. Loss mechanisms in turbomachines. *ASME Journal of Turbomachinery*, 115:621–656, October 1993. Issue 4.
- [2] H. Saathoff and U. Stark. Tip clearance flow induced endwall boundary layer separation in a single-stage axial-flow low-speed compressor. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2000-0501), 2000.
- [3] K. Suder and M. Celestina. Experimental and computational investigation of the tip clearance flow in a transonic axial compressor rotor. *ASME Journal of Turbomachinery*, 118:218–229, April 1996. Issue 2.
- [4] J. Bae, K. Breuer, and C. Tan. Periodic unsteadiness of compressor tip clearance vortex. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2004-53015), 2004.
- [5] F. Lin, Z. Tong, S. Geng, J. Zhang, J. Chen, and C. Nie. A summary of stall warning and suppression research with micro tip injection. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2011-46118), 2011.
- [6] H. Schrapp. *Experimentelle Untersuchungen zum Aufplatzen des Spaltwirbels in Axialverdichtern*. PhD thesis, TU Braunschweig, 2008.
- [7] K. Yamada, M. Furukawa, T. Nakano, M. Inoue, and K. Funazaki. Unsteady three-dimensional flow phenomena due to breakdown of tip leakage vortex in a transonic axial compressor. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2004-53745), 2004.
- [8] M. Smart and M. Kalkhoran. Flow model for predicting normal shock wave induced vortex breakdown. *AIAA Journal*, 35:1589–1596, October 1997.
- [9] C. Hah, D. Rabe, and A. Wadia. Effects of aerodynamic sweep on the development of tip leakage vortex and stall inception in transonic compressor rotors. *Proceedings of International Symposium on Air Breathing Engines*, (Paper number 2005-1142), 2005.
- [10] C. Hah, D. Rabe, and A. Wadia. Role of tip-leakage vortices and passage shock in stall inception in a swept transonic compressor rotor. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2004-53867), 2004.
- [11] N. Lambourne and D. Bryer. The bursting of leading edge vortices - some observations and discussion of the phenomenon. *Aeronautical Research Council*, (R and M No. 3282), 1962. Issue 2.
- [12] S. Gbadebo, N. Cumpsty, and T. Hynes. Three-dimensional separations in axial compressors. *ASME Journal of Turbomachinery*, 127:331–339, April 2005. Issue 2.
- [13] V.-M. Lei, Z. Spakovszky, and E. Greitzer. A criterion for axial compressor hub-corner stall. *ASME Journal of Turbomachinery*, 130(Paper number 031006), July 2008. Issue 3.

-
- [14] A. Demargne and J. Longley. The aerodynamic interaction of stator shroud leakage and mainstream flows in compressors. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2000-0570), 2000.
- [15] X. Yu and B. Liu. A prediction model for corner separation/stall in axial compressors. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2010-22453), 2010.
- [16] L. Ji, R. Cheng, W. Yi, and W. Shao. A model for prediction of corner separation. *Proceedings of International Symposium on Air Breathing Engines*, (Paper number 2007-1323), 2007.
- [17] S. Gbadebo, T. Hynes, and N. Cumpsty. Influence of surface roughness on three-dimensional separation in axial compressors. *ASME Journal of Turbomachinery*, 126:455–463, October 2004. Issue 4.
- [18] M. Goodhand and R. Miller. The impact of real geometries on three-dimensional separations in compressors. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2010-22246), 2010.
- [19] S. Gbadebo, N. Cumpsty, and T. Hynes. Interaction of tip clearance flow and three-dimensional separations in axial compressors. *ASME Journal of Turbomachinery*, 129:679–685, October 2007. Issue 4.
- [20] J. Denton. Some limitations of turbomachinery cfd. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2010-22540), 2010.
- [21] N. A. Cumpsty. *Compressor Aerodynamics*. Longman Scientific and Technical, 1989. ISBN 0-582-01364-X.
- [22] E. Greitzer. Review - axial compressor stall phenomena. *ASME Journal of Fluids Engineering*, 102:134–151, June 1980. Issue 2.
- [23] E. Greitzer. Surge and rotating stall in axial flow compressors part 1: Theoretical compression system model. *ASME Journal of Engineering for Power*, 98:190–198, April 1976. Issue 2.
- [24] E. Greitzer. Surge and rotating stall in axial flow compressors part 2: Experimental results and comparison with theory. *ASME Journal of Engineering for Power*, 98:199–217, April 1976. Issue 2.
- [25] F. Lin, M. Li, and J. Chen. Long-to-short length scale transition: A stall inception phenomenon in an axial compressor with inlet distortion. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2005-68656), 2005.
- [26] C. Tan, I. Day, S. Morris, and A. Wadia. Spike-type compressor stall inception, detection, and control. *Annual Review of Fluid Mechanics*, 42:275–300, October 2010.
- [27] H. Vo, C. Tan, and E. Greitzer. Criteria for spike initiated rotating stall. *ASME Journal of Turbomachinery*, 130(Paper number 011023), January 2008. Issue 1.
- [28] A. Deppe, H. Saathoff, and U. Stark. Spike-type stall inception in axial-flow compressors. *Proceedings of European Turbomachinery Conference*, (Paper number 017), 2005.

-
- [29] C. Hah and H.-W. Shin. Study of near-stall flow behaviour in a modern transonic fan with composite sweep. *Proceedings of International Symposium on Air Breathing Engines*, (Paper number 2011-1220), 2011.
- [30] J. Adamczyk, M. Celestina, and E. Geitzer. The role of tip clearance in high-speed fan stall. *ASME Journal of Turbomachinery*, 115:28–39, January 1993. Issue 1.
- [31] J. Bergner, M. Kinzel, H.-P. Schiffer, and C. Hah. Short length-scale rotating stall inception in a transonic axial compressor - experimental investigation. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2006-90209), 2006.
- [32] C. Hah, J. Bergner, and H.-P. Schiffer. Short length-scale rotating stall inception in a transonic axial compressor - criteria and mechanisms. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2006-90045), 2006.
- [33] C. Hah and D. Rabe. Role of tip leakage flows on flow instability in axial flow compressors. *Proceedings of International Symposium on Air Breathing Engines*, (Paper number 2001-1223), 2001.
- [34] M. Inoue. High-frequency rotating instabilities in axial flow compressors. *Proceedings of International Symposium on Air Breathing Engines*, (Paper number 2001-1008), 2001.
- [35] Y. Wu, Q. Li, J. Tian, and W. Chu. Investigation of pre-stall behaviour in an axial compressor rotor-part 1: Unsteadiness of tip clearance flow. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2011-46119), 2011.
- [36] Y. Wu, Q. Li, J. Tian, and W. Chu. Investigation of pre-stall behaviour in an axial compressor rotor-part 2: Flow mechanism of spike emergence. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2011-46122), 2011.
- [37] T. Nishioka, T. Kanno, and K. Hiradate. Rotor-tip flow fields near inception point of rotating instability. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2011-45338), 2011.
- [38] A. Wadia, M. Dhingra, Y. Neumeier, and J. Prasad. Compressor stability management. *Proceedings of International Symposium on Air Breathing Engines*, (Paper number 2007-1352), 2007.
- [39] T. Nakano and A. Breeze-Stringfellow. A method for evaluating the aerodynamic stability of multistage axial-flow compressors. *ASME Journal of Turbomachinery*, 133(Paper number 031004), July 2011. Issue 3.
- [40] C. Peng. Numerical predictions of rotating stall in an axial multi-stage compressor. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2011-45503), 2011.
- [41] M. Choi, N. Smith, and M. Vahdati. Validation of numerical simulation for rotating stall in a transonic fan. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2011-46109), 2011.
- [42] N. Harvey and T. Offord. Some effects of non-axisymmetric end wall profiling on axial flow compressor aerodynamics. part 2: Multi-stage hpc cfd study. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2008-50991), 2008.

-
- [43] V. Gümmer, U. Wenger, and H.-P. Kau. Using sweep and dihedral to control three-dimensional flow in transonic stators of axial compressors. *ASME Journal of Turbomachinery*, 123:40–48, January 2001. Issue 1.
- [44] A. Hergt, R. Meyer, K. Liesner, and E. Nicke. A new approach for compressor endwall contouring. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2011-45858), 2011.
- [45] A. Hergt, R. Meyer, M. Müller, and K. Engel. Loss reduction in compressor cascades by means of passive flow control. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2008-50357), 2008.
- [46] S.-J. Hiller, R. Matzgeller, and W. Horn. Stability enhancement of a multistage compressor by air injection. *ASME Journal of Turbomachinery*, 133(Paper number 031009), July 2011. Issue 3.
- [47] G. Snedden, D. Dunn, G. Ingram, and D. Gregory-Smith. The performance of a generic non-axisymmetric end wall in a single stage, rotating turbine at on and off-design conditions. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2010-22006), 2010.
- [48] A. Hergt, C. Dorfner, W. Steinert, E. Nicke, and H.-A. Schreiber. Advanced non-axisymmetric endwall contouring for axial compressors by generating an aerodynamic separator - part ii: Experimental and numerical cascade investigation. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2009-59384), 2009.
- [49] D. E. Bohn, K. Kusterer, N. Sürken, and F. Kreitmeier. Influence of endwall contouring in axial gaps on the flow field in a four-stage turbine. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2000-0472), 2000.
- [50] D. E. Bohn, N. Sürken, Q. Yu, and F. Kreitmeier. Axisymmetric endwall contouring in a four-stage turbine - comparison of experimental and numerical results. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2002-30351), 2002.
- [51] S. Eymann, U. Reinmüller, R. Niehuis, W. Förster, M. Beversdorff, and J. Gier. Improving 3d flow characteristics in a multistage lp turbine by means of endwall contouring and airfoil design modification - part 1: Design and experimental investigation. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2002-30352), 2002.
- [52] J. Gier, S. Ardey, S. Eymann, U. Reinmüller, and R. Niehuis. Improving 3d flow characteristics in a multistage lp turbine by means of endwall contouring and airfoil design modification - part 2: Numerical simulation and analysis. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2002-30353), 2002.
- [53] G. Ingram, D. Gregory-Smith, and N. Harvey. Investigation of a novel secondary flow feature in a turbine cascade with end wall profiling. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2004-53589), 2004.
- [54] M. Nagel. *Numerische Optimierung dreidimensionaler parametrisierter Turbinenschaufeln mit umfangsunsymmetrischen Plattformen Entwicklung, Anwendung und Validierung*. PhD thesis, Universität der Bundeswehr München, 2004.

-
- [55] F. Taremi, S. Sjolander, and T. Praisner. Application of endwall contouring to transonic turbine cascades: Experimental measurements at design conditions. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2011-46511), 2011.
- [56] D. Dunn, G. Snedden, and T. von Backstroem. Numerical investigation into the unsteady effects of non-axisymmetric turbine endwall contouring on secondary flows. *Proceedings of International Symposium on Air Breathing Engines*, (Paper number 2011-1715), 2011.
- [57] T. Germain, M. Nagel, I. Raab, P. Schüpbach, R. Abhari, and M. Rose. Improving efficiency of a high work turbine using non-axisymmetric endwalls part 1: Endwall design and performance. *ASME Journal of Turbomachinery*, 132(Paper number 021007), April 2010. Issue 2.
- [58] I. Raab, T. Germain, and J. Gier. Technologie zur aerodynamischen optimierung des 3d-strömungskanals in turbinen. *Deutscher Luft- und Raumfahrtkongress*, (Paper number 81233), 2008.
- [59] G. Brennan, N. Harvey, M. Rose, N. Fomison, and M. Taylor. Improving the efficiency of the trent 500-hp turbine using nonaxisymmetric end walls part 2: Turbine design. *ASME Journal of Turbomachinery*, 125:497–504, July 2003. Issue 3.
- [60] M. Rose, N. Harvey, P. Seaman, D. Newman, and D. McManus. Improving the efficiency of the trent 500-hp turbine using nonaxisymmetric end walls part ii: Experimental validation. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2001-0505), 2001.
- [61] P. Gonzalez, M. Lantero, and V. Olabarria. Low pressure turbine design for rolls-royce trent 900 turbofan. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2006-90997), 2006.
- [62] J. Blackburn, G. Frendt, M. Gagne, J.-D. Genest, T. Kohler, and B. Nolan. Performance enhancements to the industrial avon gas turbine. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2007-28315), 2007.
- [63] N. Harvey, G. Brennan, D. A. Newman, and M. Rose. Improving turbine efficiency using non-axisymmetric end walls: Validation in the multi-row environment and with low aspect ratio blading. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2002-30337), 2002.
- [64] M. Höger, N. Sievers, and M. Lawerenz. On the performance of compressor blades with contoured endwalls. *Proceedings of Euroturbo 4 Conference*, (Paper number ATI-CST-060/01), 2001.
- [65] M. Höger, P. Cardamone, and L. Fottner. Influence of endwall contouring on the transonic flow in a compressor blade. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2002-30440), 2002.
- [66] K. Becker, M. Lawerenz, C. Voss, and R. Mönig. Multi-objective optimization in axial compressor design using a linked cfd-solver. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2008-51131), 2008.

-
- [67] G. Endicott, T. Sonoda, M. Olhofer, and T. Arima. Aerodynamic improvement of a transonic fan outlet guide vane using 3d design optimization. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2011-46363), 2011.
- [68] T. Sonoda, T. Arima, G. Endicott, and M. Olhofer. A new aerodynamic design concept for transonic swept fan outlet guide vanes. *Proceedings of International Symposium on Air Breathing Engines*, (Paper number 2011-1224), 2011.
- [69] G. Kröger, C. Cornelius, and E. Nicke. Rotor casing contouring in high pressure stages of heavy duty gas turbine compressors with large tip clearance heights. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2009-59626), 2009.
- [70] G. Kröger, C. Voss, E. Nicke, and C. Cornelius. Theory and application of axisymmetric endwall contouring for compressors. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2011-45624), 2011.
- [71] G. Kröger. *Beeinflussung von Rotorspaltströmungen durch rotationssymmetrische Gehäusekonturen*. PhD thesis, DLR, 2010.
- [72] C. Dorfner, E. Nicke, and C. Voss. Axis-asymmetric profiled endwall design using multi-objective optimization linked with 3d rans-flow simulations. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2007-27268), 2007.
- [73] C. Dorfner, A. Hergt, E. Nicke, and R. Mönig. Advanced non-axisymmetric endwall contouring for axial compressors by generating an aerodynamic separator - part 1: Principal cascade design and compressor application. *ASME Journal of Turbomachinery*, 133(Paper number 021026), April 2011. Issue 2.
- [74] A. Hergt, C. Dorfner, W. Steinert, E. Nicke, and H.-A. Schreiber. Advanced non-axisymmetric endwall contouring for axial compressors by generating an aerodynamic separator - part 2: Experimental and numerical cascade investigation. *ASME Journal of Turbomachinery*, 133(Paper number 021027), April 2011. Issue 2.
- [75] A. Hergt, J. Klinner, W. Steinert, C. Dorfner, and E. Nicke. Detailed flow analysis of a compressor cascade with non-axisymmetric endwall contour. *Proceedings of European Turbomachinery Conference*, (Paper number 095), 2011.
- [76] N. Harvey. Some effects of non-axisymmetric end wall profiling on axial flow compressor aerodynamics. part 1: Linear cascade investigation. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2008-50990), 2008.
- [77] J. Lu, W. Chu, and Y. Wu. Effects of endwall profiling on axial flow compressor stage. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2009-59418), 2009.
- [78] S. Hu, X. Lu, H. Zhang, J. Zhu, and Q. Xu. Numerical investigation of a high-subsonic axial-flow compressor rotor with non-axisymmetric hub endwall. *Journal of Thermal Science*, 19(DOI: 10.1007/s11630-010-0014-8), April 2010. Issue 1.
- [79] V. Iliopoulou, I. Lepot, and P. Geuzaine. Design optimization of a hp compressor blade and its hub endwall. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2008-50293), 2008.

-
- [80] I. Lepot, V. Iliopoulou, G. Manzini, and J.-F. Simon. 3d endwall profiling impact on axial flow compressor aerodynamics. *Proceedings of International Symposium on Air Breathing Engines*, (Paper number 2009-1101), 2009.
- [81] I. Lepot, T. Mengistu, S. Hiernaux, and O. De Vriendt. Highly loaded lpc blade and non axisymmetric hub profiling optimization for enhanced efficiency and stability. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2011-46261), 2011.
- [82] S. Reising, H.-P. Schiffer, T. Hildebrandt, and P. Thiel. Automated aerodynamic optimisation of a transonic compressor stage by application of non-axisymmetric endwalls. *Deutscher Luft- und Raumfahrtkongress*, (Paper number 81252), 2008.
- [83] S. Reising and H.-P. Schiffer. Improvement of a transonic compressor stage at off-design conditions by sequential endwall profiling. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2009-59133), 2009.
- [84] S. Reising, J. Font Brossa, and H.-P. Schiffer. Cfd analysis of hub corner stall and secondary flow in a transonic compressor stage with non-axisymmetric end walls. *Proceedings of European Turbomachinery Conference*, (Paper number 152), 2009.
- [85] S. Reising and H.-P. Schiffer. Improving the efficiency of a transonic compressor rotor using non-axisymmetric endwalls: Optimization strategies and performance. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2009-59134), 2009.
- [86] S. Reising. *Steady and Unsteady Performance of a Transonic Compressor Stage with Non-Axisymmetric End Walls*. PhD thesis, TU Darmstadt, 2010.
- [87] E. Naylor, C. Duenas, R. Miller, and H. Hodson. Optimisation of non-axisymmetric endwalls in s-shaped ducts. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2008-50448), 2008.
- [88] M. Karakasis, E. Naylor, R. Miller, and H. Hodson. The effect of an upstream compressor on a non-axisymmetric s-duct. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2010-23404), 2010.
- [89] A. Sheard and A. Corsini. The impact of an anti-stall stabilisation ring on industrial fan performance: Implications for fan selection. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2011-45187), 2011.
- [90] M. Ishida, T. Surana, D. Sakaguchi, and H. Ueki. Suppression of unstable flow at small flow rates in a centrifugal blower by controlling tip leakage flow and reverse flow. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2004-53400), 2004.
- [91] B. Matyschok and B. Stoffel. Experimental investigations on a turbocharger compressor having a recirculator for surge control. *International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery*, (Paper number ISROMAC10-2004-010), 2004.
- [92] P. Gao, W. Chu, and Y. Wu. Numerical investigation of two different casing treatment in a low speed centrifugal compressor. *Proceedings of International Symposium on Air Breathing Engines*, (Paper number 2007-1368), 2007.

-
- [93] L. Bo, W. Qingwei, and C. Yunyong. Cfd investigation on circumferential grooves casing treatment of a transonic compressor. *Proceedings of International Symposium on Air Breathing Engines*, (Paper number 2009-1185), 2009.
- [94] H. Mohtar, P. Chesse, D. Chalet, and A. Yammine. Effect of casing treatment and variable axial guide vanes on a turbocharger compressor performance. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2009-59190), 2009.
- [95] T. Wang, W. Xu, C. Gu, and J. Xiao. A new type of self-adaptive casing treatment for a centrifugal compressor. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2010-23457), 2010.
- [96] M. Yang, R. Martinez-Botas, Y. Zhang, X. Zheng, Z. Li, T. Bamba, and H. Tamaki. Investigation of self-recycling-casing-treatment (srct) influence on stability of high pressure ratio centrifugal compressor with a volute. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2011-45065), 2011.
- [97] Y. Ma, G. Xi, and G. Wu. Numerical investigation of different casing treatments on performance of a high speed centrifugal compressor stage. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2011-46015), 2011.
- [98] Y. Ito, T. Watanabe, and T. Himemo. Effect of endwall contouring on flow instability of transonic compressor. *International Journal of Gas Turbine, Propulsion and Power Systems*, 2(Paper number 1), 2009.
- [99] M. Hathaway. Passive endwall treatments for enhancing stability. Technical Report ARL-TR-3878, NASA, 2007.
- [100] I. Wilke and H.-P. Kau. Stall margin enhancing flow mechanisms in a transonic compressor stage with axial casing slots. *International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery*, (Paper number ISROMAC10-2004-006), 2004.
- [101] Q. Yu, Q. Li, and L. Li. The experimental researches on improving operating stability of a single-stage transonic fan. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2002-30640), 2002.
- [102] X. Lu, J. Zhu, W. Chu, and R. Wang. The effects of stepped tip gap on performance and flow field of a subsonic axial-flow compressor rotor. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2005-69106), 2005.
- [103] X. Lu, W. Chu, J. Zhu, and Y. Wu. Experimental and numerical investigation of a subsonic compressor with bend skewed slot casing treatment. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2006-90026), 2006.
- [104] M. W. Müller, H.-P. Schiffer, and C. Hah. Effect of circumferential grooves on the aerodynamic performance of an axial single-stage transonic compressor. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2007-27365), 2007.
- [105] F. Danner, H.-P. Kau, M. Müller, H.-P. Schiffer, and G. Brignole. Experimental and numerical analysis of axial skewed slot casing treatments for a transonic compressor stage. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2009-59647), 2009.

-
- [106] W. Tuo, Y. Lu, W. Yuan, S. Zhou, and Q. Li. Experimental investigation on the effects of unsteady excitation frequency of casing treatment on transonic compressor performance. *ASME Journal of Turbomachinery*, 133(Paper number 021014), April 2011. Issue 2.
- [107] J. Zhu, Y. Wu, and W. Chu. Axial location of casing treatment in multistage axial flow compressors. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2005-69105), 2005.
- [108] T. Kroeckel, S. J. Hiller, and P. Jeschke. Application of a multistage casing treatment in a high speed axial compressor test rig. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2011-46315), 2011.
- [109] T. Kroeckel, P. Jeschke, and S. J. Hiller. Experimental investigation of advanced multistage casing treatments in a 2.5 stage high pressure compressor test rig. *Proceedings of International Symposium on Air Breathing Engines*, (Paper number 2011-1208), 2011.
- [110] E. Johann and F. Heinichen. Back to back comparison of a casing treatment in a high speed multi-stage compressor rig test. *Proceedings of International Symposium on Air Breathing Engines*, (Paper number 2011-1223), 2011.
- [111] E. Greitzer, J. Nikkanen, D. Haddad, R. Mazzawy, and H. Joslyn. A fundamental criterion for the application of rotor casing treatment. *Journal of Fluids Engineering*, 101:237–243, 1979.
- [112] P. Seitz. *Casing Treatment for Axial Flow Compressors*. PhD thesis, University of Cambridge, 1999.
- [113] H. Jiang, Y. Lu, W. Yuan, and Q. Li. An experimental investigation on the unsteady excitation effect of casing treatment on a low speed axial compressor. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2007-27571), 2007.
- [114] J. Huabing, L. Yajun, Y. Wei, and L. Qiushi. Experimental investigation of non-axisymmetric flow control in a low speed axial compressor. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2009-59137), 2009.
- [115] X. Lu, W. Chu, J. Zhu, and Y. Wu. Mechanism of the interaction between casing treatment and tip leakage flow in a subsonic axial compressor. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2006-90077), 2006.
- [116] R. Emmrich, H. Hönen, and R. Niehuis. Time resolved investigations of an axial compressor with casing treatment part 1 experiment. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2007-27581), 2007.
- [117] R. Emmrich, R. Kunte, H. Hönen, and R. Niehuis. Time resolved investigations of an axial compressor with casing treatment part 2 simulation. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2007-27582), 2007.
- [118] X. Lu, J. Zhu, C. Nie, and W. Huang. The stability-limiting flow mechanisms in a subsonic axial-flow compressor and its passive control with casing treatment. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2008-50006), 2008.

-
- [119] N. Gourdain and F. Leboeuf. Unsteady simulations of an axial compressor stage with casing and blade passive treatments. *ASME Journal of Turbomachinery*, 131(Paper number 021013), April 2009. Issue 2.
- [120] I. Wilke and H.-P. Kau. A numerical investigation of the flow mechanisms in a hpc front stage with axial slots. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2003-38481), 2003.
- [121] I. Wilke, H.-P. Kau, and G. Brignole. Numerically aided design of a high-efficient casing treatment for a transonic compressor. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2005-68993), 2005.
- [122] G. Brignole, H.-P. Kau, and I. Wilke. Numerical evaluation of important parameters ruling the effectiveness of casing treatments in transonic compressors. *Proceedings of International Symposium on Air Breathing Engines*, (Paper number 2005-1095), 2005.
- [123] G. Legras, N. Gourdain, F. Sicot, and M. Roumeas. Time spectral calculation of a casing treatment configuration for a high pressure compressor. *Proceedings of European Turbomachinery Conference*, (Paper number 160), 2009.
- [124] J. Lu, W. Chu, and Y. Wu. Investigation of skewed slot casing on transonic axial-flow fan stage. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2009-59417), 2009.
- [125] M. Müller, H.-P. Schiffer, M. Voges, and C. Zscherp. Experimental investigation of the rotor / casing treatment interaction in an axial single-stage transonic compressor. *Proceedings of European Turbomachinery Conference*, (Paper number 136), 2009.
- [126] M. Müller, H.-P. Schiffer, M. Voges, and C. Hah. Investigation of passage flow features in a transonic compressor rotor with casing treatments. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2011-45364), 2011.
- [127] M. Voges, R. Schell, C. Willert, R. Mönig, M. Müller, and C. Zscherp. Investigation of blade tip interaction with casing treatment in a transonic compressor-part i: Particle image velocimetry. *ASME Journal of Turbomachinery*, 133(Paper number 011007), January 2011. Issue 1.
- [128] D. Madden and M. West. Effects of inlet distortion on the stability of an advanced military swept fan stage with casing treatment. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2005-68693), 2005.
- [129] F. Danner, G. Brignole, M. Hembera, and H.-P. Kau. Numerische auslegung von gehäusestrukturierungen für eine transsonische axialverdichterstufe. *Deutscher Luft- und Raumfahrtkongress*, (Paper number 81291), 2008.
- [130] G. Brignole, F. Danner, and H.-P. Kau. Time resolved simulation and experimental validation of the flow in axial slot casing treatments for transonic axial compressors. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2008-50593), 2008.
- [131] F. Lin, F. Ning, and H. Liu. Aerodynamics of compressor casing treatment part 1: Experiment and time-accurate numerical simulation. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2008-51541), 2008.

-
- [132] F. Ning and L. Xu. Aerodynamics of compressor casing treatment part 2: A quasi-steady model for casing treatment flows. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2008-51542), 2008.
- [133] C. Clemen and M. Müller. Parametric study on a casing treatment of a transonic high-pressure compressor rotor. *Proceedings of European Turbomachinery Conference*, (Paper number 013), 2009.
- [134] R. Schnell, M. Voges, R. Mönig, M. Müller, and C. Zscherp. Investigation of blade tip interaction with casing treatment in a transonic compressor-part ii: Numerical results. *ASME Journal of Turbomachinery*, 133(Paper number 011008), January 2011. Issue 1.
- [135] A. Azimian, R. Elder, and A. McKenzie. Application of recess vaned casing treatment to axial flow fans. *ASME Journal of Turbomachinery*, 112:145–150, January 1990. Issue 1.
- [136] M. Akhlaghi, R. Elder, and K. Ramsden. Effects of a vane-recessed tubular-passage passive stall control technique on a multistage, low-speed, axial-flow compressor: Results of tests on the first stage with the rear stages removed. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2003-38301), 2003.
- [137] A. Ghila and A. Tourlidakis. Unsteady simulations of recess casing treatment in axial flow fans. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2006-90388), 2006.
- [138] K. Engel, C. Zscherp, N. Wolfrum, D. Nürnberger, and E. Kügeler. Cfd simulations of the tp400 ipc with enhanced casing treatment in off-design operating conditions. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2009-60324), 2009.
- [139] M. Hathaway. Self-recirculating casing treatment concept for enhanced compressor performance. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2002-30368), 2002.
- [140] S. Weichert, I. Day, and C. Freeman. Self-regulating casing treatment for axial compressor stability enhancement. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2011-46042), 2011.
- [141] H. Yang, D. Nürnberger, E. Nicke, and A. Weber. Numerical investigation of casing treatment mechanisms with a conservative mixed-cell approach. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2003-38483), 2003.
- [142] A. Shabbir and J. Adamczyk. Flow mechanism for stall margin improvement due to circumferential casing grooves on axial compressors. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2004-53903), 2004.
- [143] V. Perrot, A. Touyeras, and G. Lucien. Detailed cfd analysis of a grooved casing treatment on an axial subsonic compressor. *Proceedings of European Turbomachinery Conference*, (Paper number 016), 2007.
- [144] H. Zhang, W. Chu, Y. Wu, and W. Deng. Numerical investigation of the blowing circumferential grooved casing treatment. *Proceedings of International Symposium on Air Breathing Engines*, (Paper number 2007-1358), 2007.

-
- [145] G. Legras, N. Gourdain, I. Trebinjac, and X. Ottavy. Analysis of unsteadiness on casing treatment mechanisms in an axial compressor. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2011-45806), 2011.
- [146] D. Rabe and C. Hah. Application of casing circumferential grooves for improved stall margin in a transonic axial compressor. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2002-30641), 2002.
- [147] V. Mileschin, I. Brailko, and A. Startsev. Application of casing circumferential grooves to counteract the influence of tip clearance. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2008-51147), 2008.
- [148] H. Chen, X. Huang, K. Shi, S. Fu, M. Bennington, S. Morris, M. Ross, S. McNulty, and A. Wadia. A cfd study of circumferential groove casing treatments in a transonic axial compressor. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2010-23606), 2010.
- [149] I. Wilke and H.-P. Kau. A numerical investigation of the influence of casing treatments on the tip leakage flow in a hpc front stage. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2002-30642), 2002.
- [150] S. Cros and X. Carbonneau. Computational study of the aerodynamic impact of stall margin improvements in a high tip speed fan. *Proceedings of European Turbomachinery Conference*, (Paper number 206), 2009.
- [151] B. Beheshti, J. Teixeira, P. Ivey, K. Ghorbanian, and B. Farhanieh. Parametric study of tip clearance - casing treatment on performance and stability of a transonic axial compressor. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2004-53390), 2004.
- [152] C. Haixin, F. Song, and H. Xudong. Cfd investigation on tip leakage flow and casing treatment of a transonic compressor. *Proceedings of International Symposium on Air Breathing Engines*, (Paper number 2005-1098), 2005.
- [153] X. Huang, H. Chen, and S. Fu. Cfd investigation on the circumferential grooves casing treatment of transonic compressor. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2008-51107), 2008.
- [154] X. Huang, H. Chen, K. Shi, and S. Fu. Investigation of different casing treatments for flow control in a centrifugal compressor with splitter blade. *Proceedings of International Symposium on Air Breathing Engines*, (Paper number 2009-1268), 2009.
- [155] K. Choi, J. Kim, and K. Kim. Design optimization of circumferential casing grooves for a transonic axial compressor to enhance stall margin. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2010-22396), 2010.
- [156] J. Kim, K. Choi, and K. Kim. Optimization of a transonic axial compressor considering interaction of blade and casing treatment to improve operating stability. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2011-45404), 2011.
- [157] G. Carnie, Y. Wang, N. Qin, and S. Shahpar. Design optimisation of casing grooves using the zipper layer meshing method. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2011-45483), 2011.

-
- [158] G. Legras, N. Gourdain, and I. Trebinjac. Extended methodology for analysing the flow mechanisms induced by casing treatment in compressor. *Proceedings of European Turbomachinery Conference*, (Paper number 242), 2011.
- [159] H. Zhang and H. Ma. Study of sloped trench casing treatment on performance and stability of a transonic axial compressor. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2007-28140), 2007.
- [160] I. Lepot, P. Geuzaine, and S. Hiernaux. Casing treatment simulations with the elsa software. *Proceedings of European Turbomachinery Conference*, (Paper number 143), 2007.
- [161] I. Lepot, R. Capart, S. Hiernaux, and P. Geuzaine. Simulation-based performance analysis of axisymmetric casing treatments in axial compressors. *Proceedings of International Symposium on Air Breathing Engines*, (Paper number 2007-1359), 2007.
- [162] S. Zhao, X. Lu, J. Zhu, and H. Zhang. Investigation for the effects of circumferential grooves on the unsteadiness of tip clearance flow to enhance compressor flow instability. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2010-22652), 2010.
- [163] T. Houghton and I. Day. Stability enhancement by casing grooves: The importance of stall inception mechanism and solidity. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2010-22284), 2010.
- [164] T. Houghton and I. Day. Enhancing the stability of subsonic compressors using casing grooves. *ASME Journal of Turbomachinery*, 133(Paper number 021007), April 2011. Issue 2.
- [165] N. Van de Wyer, B. Farkas, J. Desset, J. F. Brouckaert, J.-F. Thomas, and S. Hiernaux. Experimental investigation of the steady and unsteady flow field in a single stage low pressure compressor with a circumferential groove casing treatment. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2010-23474), 2010.
- [166] H. Ma, J. Zhang, J. Zhag, and Z. Yuan. Experimental study of effects of grooved tip clearances on the flow field in a compressor cascade passage. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2010-23063), 2010.
- [167] I. Wilke. *Verdichterstabilisierung mit passiven Gehäusestrukturen - eine numerische Analyse*. PhD thesis, Technische Universität München, 2005.
- [168] X. Sun and W. Yu. An investigation of advanced casing treatment by 3-d stability theory. *Proceedings of International Symposium on Air Breathing Engines*, (Paper number 2003-1082), 2005.
- [169] L. Lapworth. Hydra-cfd: A framework for collaborative cfd development. *Int. Conference on Scientific and Engineering Computation*, 2004.
- [170] C. Clemen, H. Schrapp, V. Gümmer, R. Müller, M. Künzelmann, and K. Vogeler. Design of a highly-loaded four-stage low-speed research compressor. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2008-50254), 2008.

-
- [171] S. Shahpar and L. Lapworth. Padram: Parametric design and rapid meshing system for turbomachinery optimisation. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2003-38698), 2003.
- [172] S. Shahpar. Soft: A new design and optimisation tool for turbomachinery. *Evolutionary Methods for Design, Optimisation and Control*, pages 455–460, September 2002.
- [173] I. Sobol. On the systematic search in a hypercube. *SIAM Journal of Numerical Analysis*, 16:790–793, October 1979. Issue 5.
- [174] M. Buhmann. *Radial Basis Functions: Theory and Implementations*. Cambridge University Press, 2003.
- [175] D. Sasaki and S. Obayashi. Low-boom design optimization for sst canard-wing-fuselage configuration. *Proceedings of AIAA Computational Fluid Dynamics Conference*, (Paper number AIAA-2003-3432), 2003.
- [176] C. Biela, C. Brandstetter, F. Holzinger, and H.-P. Schiffer. Influence of inlet guide vane wakes on performance and stability of a transonic compressor. *Proceedings of International Symposium on Air Breathing Engines*, (Paper number 2011-1209), 2011.
- [177] H. Passrucker, J. Bergner, S. Kablitz, D. Hennecke, and E. Steinhardt. Influence of sweep on the 3d shock structure in an axial compressor. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2005-68835), 2005.
- [178] C. Biela. *Untersuchungen zum Einfluss des Vorleitrades auf die Strömung in einem andert-halbstufigen Axialverdichter*. PhD thesis, TU Darmstadt, 2012.
- [179] D. Bruna and M. G. Turner. Isothermal boundary condition at casing applied to the rotor 37 transonic axial flow compressor. *ASME Journal of Turbomachinery*, 135(Paper number 034501), May 2013. Issue 3.
- [180] J. Ståding, D. Wulff, G. Kosyna, B. Becker, and V. Gümmer. An experimental investigation of stator clocking effects in a two-stage low-speed axial compressor. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2011-45680), 2011.
- [181] N Harvey, M. Rose, M. Taylor, S. Shahpar, J. Hartland, and D. Gregory-Smith. Nonaxisymmetric turbine end wall design: Part 1 three-dimensional linear design system. *ASME Journal of Turbomachinery*, 122:278–285, April 2000. Issue 2.
- [182] J. Hartland and D. Gregory-Smith. A design method for the profiling of end walls in turbines. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2002-30433), 2002.
- [183] D. Gregory-Smith, D. Bagshaw, G. Ingram, and M. Stokes. Using profiled endwalls, blade lean and leading edge extensions to minimise secondary flow. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2008-50811), 2008.
- [184] J. Hartland, D. Gregory-Smith, N. Harvey, and M. Rose. Nonaxisymmetric turbine end wall design: Part 2 experimental validation. *ASME Journal of Turbomachinery*, 122:286–293, April 2000. Issue 2.

-
- [185] G. Ingram, D. Gregory-Smith, M. Rose, N. Harvey, and G. Brennan. The effect of end-wall profiling on secondary flow and loss development in a turbine cascade. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2002-30339), 2002.
- [186] G. Ingram, D. Gregory-Smith, and N. Harvey. Experimental quantification of the benefits of end-wall profiling in a turbine cascade. *Proceedings of International Symposium on Air Breathing Engines*, (Paper number 2003-1101), 2003.
- [187] G. Snedden, T. Roos, D. Dunn, and D. Gregory-Smith. Characterisation of a refurbished 11/2 stage turbine test rig for flowfield mapping behind blading with non-axisymmetric contoured endwalls. *Proceedings of International Symposium on Air Breathing Engines*, (Paper number 2007-1363), 2007.
- [188] G. Snedden, D. Dunn, G. Ingram, and D. Gregory-Smith. The application of non-axisymmetric endwall contouring in a single stage, rotating turbine. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2009-59169), 2009.
- [189] M. Nagel, L. Fottner, and R. Baier. Optimization of three dimensionally designed turbine blades and side walls. *Proceedings of International Symposium on Air Breathing Engines*, (Paper number 2001-1058), 2001.
- [190] M. Nagel and R. Baier. Experimentally verified numerical optimization of a three dimensional parametrized turbine vane with nonaxisymmetric end walls. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2003-38624), 2003.
- [191] T. Germain, M. Nagel, and R. Baier. Visualisation and quantification of secondary flows: Application to turbine bladings with 3d-endwalls. *Proceedings of the 8th International Symposium on Experimental and Computational Aerothermodynamics of Internal Flows*, (Paper number ISAI8-0098), 2007.
- [192] P Schüpbach, R. Abhari, M. Rose, T. Germain, I. Raab, and J. Gier. Improving efficiency of a high work turbine using non-axisymmetric endwalls part 2: Time-resolved flow physics. *ASME Journal of Turbomachinery*, 132(Paper number 021008), April 2010. Issue 2.
- [193] P Schüpbach, M. Rose, J. Gier, I. Raab, T. Germain, and R. Abhari. Non-axisymmetric end wall profiles including fillet radii, in a 1.5 stage axial flow turbine. *Proceedings of European Turbomachinery Conference*, (Paper number 159), 2009.
- [194] P Schüpbach, R. Abhari, M. Rose, and J. Gier. Influence of rim seal purge flow on the performance of an endwall-profiled axial turbine. *ASME Journal of Turbomachinery*, 133(Paper number 021011), April 2011. Issue 2.
- [195] P Jenny, R. Abhari, M. Rose, M. Brettschneider, and J. Gier. A low pressure turbine with profiled end walls and purge flow operating with a pressure side bubble. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2011-46309), 2011.
- [196] P Jenny, R. Abhari, M. Rose, M. Brettschneider, J. Gier, and K. Engel. Low-pressure turbine end wall design optimisation and experimental verification in the presence of purge flow. *Proceedings of International Symposium on Air Breathing Engines*, (Paper number 2011-1717), 2011.

-
- [197] T. Praisner, E. Allen-Bradley, E. Grover, D. Knezevici, and S. Sjolander. Application of non-axisymmetric endwall contouring to conventional and high-lift turbine airfoils. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2007-27579), 2007.
- [198] D. Knezevici, S. Sjolander, T. Praisner, E. Allen-Bradley, and E. Grover. Measurements of secondary losses in a turbine cascade with the implementation of non-axisymmetric endwall contouring. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2008-51311), 2008.
- [199] D. Knezevici, S. Sjolander, T. Praisner, E. Allen-Bradley, and E. Grover. Measurements of secondary losses in a high-lift front-loaded turbine cascade with the implementation of non-axisymmetric endwall contouring. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2009-59677), 2009.
- [200] R. Vazquez and V. Fidalgo. The effect of reynolds and mach number on end-wall profiling performance. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2010-22765), 2010.
- [201] F. Wallin and L. Eriksson. Non-axisymmetric endwall shape optimization of an intermediate turbine duct. *Proceedings of International Symposium on Air Breathing Engines*, (Paper number 2007-1300), 2007.
- [202] X. Gao and X. Yuan. Aerodynamic optimization design of a 3-dimensional turbine cascade with non-axisymmetric hub end-wall. *Proceedings of International Symposium on Air Breathing Engines*, (Paper number 2007-1346), 2007.
- [203] P. Lott, N. Hills, J. Chew, T. Scanlon, and S. Shahpar. High pressure turbine stage endwall profile optimisation for performance and rim seal effectiveness. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2009-59923), 2009.
- [204] C. Feiler, H. P. Berg, F. Haselbach, and R. Benton. Some aspects of flow and heat transfer measurements of a non-axisymmetrically contoured turbine endwall. *Proceedings of International Symposium on Air Breathing Engines*, (Paper number 2005-1117), 2005.
- [205] G. Mahmood and S. Acharya. Measured endwall flow and passage heat transfer in a linear blade passage with endwall and leading edge modifications. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2007-28179), 2007.
- [206] S. Lynch, N. Sundaram, K. Thole, A. Kohli, and C. Lehane. Heat transfer for a turbine blade with nonaxisymmetric endwall contouring. *ASME Journal of Turbomachinery*, 133(Paper number 011019), January 2011. Issue 1.
- [207] F. Gisbert, R. Corral, J. M. Chia, and C. Lopez. Cavity effects on the design of turbine profiles end walls. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2008-51136), 2008.
- [208] S. Becz, M. Majewski, and L. Langston. An experimental investigation of contoured leading edges for secondary flow loss reduction. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2004-53964), 2004.
- [209] R. Corral and F. Gisbert. Profiled end-wall design using an adjoint navier-stokes solver. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2006-90650), 2006.

-
- [210] J. Luo, J. Xiong, F. Liu, and I. McBean. Secondary flow reduction by blade redesign and endwall contouring using an adjoint optimization method. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2010-22061), 2010.
- [211] J. Luo, I. McBean, and F. Liu. Optimization of endwall contours of a turbine blade row using an adjoint method. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2011-46163), 2011.
- [212] M. T. Schobeiri and K. Lu. Endwall contouring using continuous diffusion, a breakthrough method and its application to a three-stage high pressure turbine. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2011-45931), 2011.
- [213] T. Germain, M. Nagel, I. Raab, P. Schüpbach, R. Abhari, and M. Rose. Improving efficiency of a high work turbine using non-axisymmetric endwalls part 1: Endwall design and performance. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2008-50469), 2008.
- [214] T. Sonoda, T. Arima, M. Hasenjäger, and B. Sendhoff. Effect of endwall contouring on performance of ultra-low aspect ratio transonic turbine inlet guide vanes. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2007-28210), 2007.
- [215] N. Chen, H. Zhang, F. Ning, Y. Xu, and W. Huang. An effective turbine blade parametrization and aerodynamic optimization procedure using an improved response surface method. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, (Paper number GT-2006-90104), 2006.

Teil VII.

Appendix

A Entwicklung und Eigenschaften der nicht-achsensymmetrischen Endwandkonturierung in Axialturbinen

In den folgenden Abschnitten soll ein Überblick über die Entwicklung der Endwandkonturierung in Axialturbinen sowie eine Aufzählung einiger für die Auslegung und Anwendung relevanter Eigenschaften gegeben werden. Dies soll dabei helfen, den derzeitigen Stand der Forschung im Verdichterbereich besser einordnen zu können.

A.1 Entwicklung

Aus der Gesamtheit der gesichteten neueren Literatur zum Thema sind drei Forschergruppen hervorzuheben. Sie sind mit jeweils mehreren Veröffentlichungen vertreten und veranschaulichen die Entwicklung und den gegenwärtigen Stand der Forschung. Die jeweiligen Arbeiten sollen daher in den folgenden Absätzen kurz zusammengefasst werden.

Die Durham Cascade ist eine lineare Niedergeschwindigkeitskaskade an der britischen University of Durham. Sie ist repräsentativ für einen Hochdruckturbinenrotor. In Zusammenarbeit mit Rolls-Royce wurden an dieser Kaskade verschiedene Varianten von 3D-Endwandprofilen untersucht. Veröffentlicht wurden rein numerische Untersuchungen zur Auslegungsmethodik [181, 182], rein experimentelle [183] sowie gemischte [53, 184–186] Studien. Die Ergebnisse trugen zum besseren Verständnis der Strömungstopologie mit Konturierung, zur Interaktion von gleichzeitigen Endwand- und Schaufelmodifikationen sowie zur Vorhersagbarkeit mittels CFD bei und lieferten wichtige Erkenntnisse für die spätere Anwendung in Turbinen der Trent-Triebwerksfamilie. Basierend auf einer der erfolgreichen Konturierungen wurde eine Niedergeschwindigkeits-Forschungsturbine am südafrikanischen CSIR ausgelegt, gebaut und getestet [187]. Ein konturierter Rotor der Forschungsturbine ist in Abb. 7.1a gezeigt. Neben der Interaktion der Schaufelreihen [188] wurden hier auch verschiedene Betriebszustände [47] sowie der Einfluss der Instationarität [56] untersucht.

Eine Reihe von Arbeiten an Hochgeschwindigkeitsprüfständen wurde in Zusammenarbeit mit MTU Aero Engines durchgeführt. Nagel et al. begannen Anfang der Jahrtausends mit einer Reihe von Untersuchungen an linearen Hochgeschwindigkeitskaskaden. Die nicht-achsensymmetrische Endwandkonturierung war Teil eines automatischen Auslegungssystems, dessen Funktionalität anhand der für eine Niederdruckturbine repräsentativen Kaskade T106 numerisch demonstriert wurde [189]. Später durchgeführte Experimente bestätigten die vorhergesagten Verbesserungen [54, 190]. Eine weiterentwickelte Version des Auslegungssystems wurde zunächst numerisch an der Kaskade T160 demonstriert [191] und dann zur Konturierung von Rotor und erstem Stator der 1,5-stufigen Hochgeschwindigkeits-Versuchsturbine LISA an der ETH Zürich genutzt [57]. Die experimentell nachgewiesene Wirkungsgradsteigerung von etwa 1 % wurde zum Großteil dem Stator zugeschrieben [192]. Eine Zusammenfassung der

Kaskaden- und Versuchsturbinenergebnisse bis zu diesem Punkt sowie einer weiteren, dreistufigen triebwerksnahen Turbine wurde von Raab et al. geliefert [58]. Auf der LISA-Versuchsturbinen wurden noch weitere Konturierungen untersucht. Eine zweite Generation zeigte eine geringere Wirkungsgradsteigerung von etwa 0,3 %, was unter anderem auf die Verwendung der sekundären kinetischen Energie (SKE) als Zielparameter während der automatischen Auslegung zurückgeführt wurde [193]. Weiterhin wurde der Einfluss von Luftindüsung an der Nabe untersucht, dem sogenannten Purge Flow. Ohne Berücksichtigung während der Auslegung stieg mit Konturierung die Sensitivität des Rotors gegenüber der eingedüsten Luftmenge [194]. Bei Berücksichtigung während der Auslegung jedoch konnte eine reduzierte Sensitivität demonstriert werden [195, 196].

Abschließend ist noch eine Serie von Veröffentlichungen zu nennen, die aus einer Zusammenarbeit von Pratt & Whitney und der kanadischen Carleton University hervorgegangen sind. Es handelt sich hierbei um eine lineare Niedergeschwindigkeitskaskade, an der verschiedene Profiltypen mit und ohne 3D-Endwand sowohl numerisch als auch experimentell untersucht wurden. Erste Ergebnisse aus dem Jahr 2007 zeigten, dass die Konturierung bei dem hochbelasteten Profil mit der stärksten Umlenkung im vorderen Schaufelbereich die größte relative Verlustreduktion erzielte [197]. Spätere detaillierte Untersuchungen bestätigten dieses Resultat auch für andere Reynoldszahlen [198, 199]. Weiterführende Untersuchungen an einer linearen Hochgeschwindigkeitskaskade, zeigten ebenfalls eine Reduktion der ausgemischten Totaldruckverluste, jedoch in geringerem Maß [55].

A.2 Eigenschaften

Zusätzlich zu den in Abschnitt 7.1.2 genannten Eigenschaften existieren einige weitere relevante Aspekte bei der Anwendung von nicht-achsensymmetrischer Endwankonturierung in Axialturbinen. So erzielt eine für einen bestimmten Betriebsbereich ausgelegte Konturierung auch in anderen Betriebspunkten noch qualitative Verbesserungen [47, 60, 200]. Der Betrag der Verbesserung hängt dabei von der Höhe der Reynoldszahl [58] sowie der Machzahl [200] ab.

Durch nicht-achsensymmetrische Konturierung lässt sich eine größere Reduktion der Totaldruckverluste erzielen als durch achsensymmetrische Konturierung [201]. Diese Reduktion fällt für bestimmte Schaufelprofiltypen höher aus. Ein sogenanntes „Front Load“-Schaufelprofil mit starker Krümmung im vorderen Bereich der Schaufelsehne ist als besonders begünstigend bekannt [197]. Außerdem lassen sich die erzielten aerodynamischen Verbesserungen durch gleichzeitige Modifikation von Annulus- und Schaufelgeometrie weiter steigern [183, 202]. Zusätzlich zur Profilierung werden Änderungen im Bereich der Schaufelvorderkante, der radialen Auffädung sowie des Staffelungswinkels der Schaufelprofile in mehreren Publikationen angesprochen. Die Effekte der einzelnen Maßnahmen sind allerdings nicht additiv, sondern es findet eine gegenseitige Beeinflussung statt. Weiterhin kann eine Konturierung nicht nur zur reinen Verlustreduktion bzw. Wirkungsgradsteigerung eingesetzt werden. Weitere Möglichkeiten sind die Erhöhung der aerodynamischen Robustheit gegenüber Leakageströmungen [195, 196, 203] oder eine vorteilhafte Gestaltung der Wärmeübertragung [204–206].

Da die eigentlichen Zielgrößen Druckverlust und Stufenwirkungsgrad bzw. deren Änderung bis vor einigen Jahren nicht mit ausreichender Zuverlässigkeit vorhergesagt werden konnten, wurden verschiedene andere Parameter betrachtet. Weit verbreitet ist SKE, welche als Maß für den Einfluss der durch die Konturierung zu beeinflussenden Sekundärströmung dient. Wird das Skalarprodukt von SKE und Helizität berücksichtigt, ist von SKEH die Rede. Grundlage der

Berechnung beider Größen ist der Vergleich des betrachteten Strömungsfeldes mit einer Referenzströmung, die als frei von Sekundärströmungseinflüssen betrachtet werden kann. Dies ist insbesondere bei radial ungleichförmigen Strömungen nicht trivial, was unter anderem als Erklärung für die Existenz verschiedener Berechnungsmethoden gesehen werden kann. Genauere Beschreibungen der Berechnung finden sich beispielsweise bei Brennan et al. [59], Germain et al. [191] oder Reising [86]. Allerdings ist die Annahme, dass eine Reduktion der Sekundärströmung auch zu einer globalen Reduktion der Totaldruckverluste einer Schaufelreihe führt, nicht uneingeschränkt gültig. Es finden sich mehrere Beispiele in der Literatur, wo trotz signifikanter SKE bzw. SKEH-Reduktionen nur eine eher geringe Verlustreduktion beobachtet wurde. Laut den Autoren konnten diese Ergebnisse zumindest teilweise auf die Verwendung von SKE/SKEH als Zielparameter während der Auslegung der Konturierung zurückgeführt werden [193, 200]. Aus diesem Grund werden in der Mehrzahl der aktuellen Veröffentlichungen diverse Kombinationen aus SKE, Totaldruckverlust und Wirkungsgrad als Zielfunktion zur Auslegung der Endwandprofilierung verwendet. Stationäre 3D CFD wird dabei immer noch am häufigsten verwendet. Relevante Sekundärgeometrien wie Kavitäten [207] oder Ausrundungsradien am Schaufelfuß [205, 208] sowie auftretende Leakageströme [194–196] sollten während der Auslegung mitmodelliert werden, um die Konturierung besser auf das tatsächlich erwartete Strömungsfeld abzustimmen. Die adjungierte Formulierung der Strömungsgleichungen, auch als Adjoint CFD bezeichnet, wurde zwar bereits als attraktive Methode demonstriert [209–211]. Der Vorteil hierbei ist die direkt aus der Rechnung hervorgehenden Sensitivitäten der geometrischen Parameter gegenüber den Zielgrößen und die dadurch erwartete Reduktion in der Anzahl der benötigten Evaluierungen. Allerdings gehört diese Methodik noch nicht zum Standard. Die Nutzung von automatisierten Auslegungssystemen ist im Gegensatz dazu als weit verbreitet zu bezeichnen. Obwohl nicht per se unmöglich, ist die Auslegung der Profilierung „per Hand“ nur selten in der Literatur zu finden [212]. Einer der Gründe dafür sind die geometrischen Details der Konturierung. Auch wenn die grundsätzliche Topologie der Profilierung nach erfolgter Auslegung genau analysiert wird, können einige relevante Details am Besten als nicht-intuitiv bezeichnet werden [63, 183]. Es werden daher verschiedene Optimierungsstrategien eingesetzt. Die Spanne reicht von lokale Optima suchenden, gradientenbasierten Verfahren [197, 213] über global suchende Algorithmen wie beispielsweise evolutionären Verfahren [214] bis hin zu gestuften Ansätzen, welche Kombinationen von Algorithmen zur Versuchsplanung, Antwortflächen und diversen Suchverfahren nutzen [203, 215].

B Berechnung der relativen CT-Größe

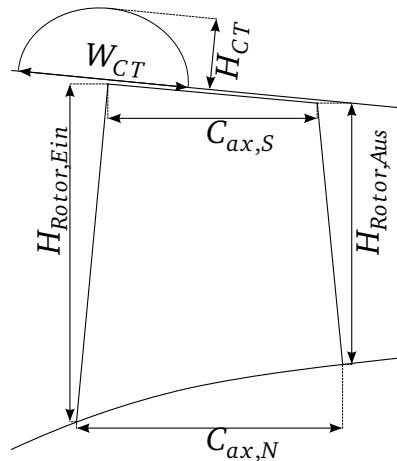


Abbildung B.1.: Skizze zur Berechnung der relativen CT-Größe.

Für die Berechnung der relativen CT-Größe werden die projizierten Flächen von Rotor und CT in der Meridionalansicht verglichen, wie aus Abb. B.1 hervorgeht. Der Einfachheit halber werden die Flächen über Rechtecke angenähert.

Fläche des Rotors:

$$A_{Rotor} = \frac{(C_{ax,S} + C_{ax,N})(H_{Rotor, Ein} + H_{Rotor, Aus})}{2} \quad (B.1)$$

Fläche der Gehäusestrukturierung:

$$A_{CT} = W_{CT} H_{CT} \quad (B.2)$$

Relative CT-Größe:

$$A_{CT, rel} = \frac{A_{CT}}{A_{Rotor}} \quad (B.3)$$

C Für die CT-Vorauslegungsdiagramme verwendete Literatur

Autoren	Verdichtertyp	CT-Typ	Betriebszustand
Brignole et al. [130]	Transsonisch	Axialnuten	Auslegungsdrehzahl
Chen et al. [148]	Subsonisch	Umfangsnuten	Auslegungsdrehzahl
Danner et al. [105, 129]	Transsonisch	Axialnuten	Auslegungs- und Teillastdrehzahl
Emmrich et al. [116]	Subsonisch	Axialnuten	Auslegungs- und Teillastdrehzahl
Lin et al. [131]	Transsonisch	Axialnuten	Teillastdrehzahl
Lu et al. [102, 103, 115]	Subsonisch	Axialnuten, Umfangsnuten	Teillastdrehzahl
Madden und West [128]	Transsonisch	Axialnuten	Teillastdrehzahl
Müller et al [104, 126]	Transsonisch	Axialnuten, Umfangsnuten	Auslegungs- und Teillastdrehzahl
Tuo et al. [106]	Transsonisch	Axialnuten	Teillastdrehzahl
Yu et al. [101]	Transsonisch	Axialnuten	Auslegungs- und Teillastdrehzahl

Tabelle C.1.: Publierte experimentelle Untersuchungen zu einstufigen Hochgeschwindigkeitsverdichtern mit Gehäusestrukturierung, welche zur Erstellung der Diagramme in Abb. 7.5 herangezogen wurden.

D Parameter der CFD-Rechennetze

Parameter	1,5-stufiger Forschungsverdichter	Einstufiger Forschungsverdichter	Triebwerks- verdichter
Radiale Knotenpunkte Rotor	70	95	65
Radiale Knotenpunkte Rotorspalt	10	19	10
Gesamtzahl Knotenpunkte Rotor	$6,15 * 10^5$	$1,34 * 10^6$	$5,14 * 10^5$
Radiale Knotenpunkte Stator	70	95	70
Gesamtzahl Knotenpunkte Stator	$8,36 * 10^5$	$1,14 * 10^6$	$8,07 * 10^5$
Anzahl Knotenpunkte Gesamtnetz	$2,59 * 10^6$	$2,48 * 10^6$	$1,32 * 10^6$

Tabelle D.1.: Zusammenfassung einiger Netzparameter der CFD-Modelle für die transsonischen Verdichter. Die Anzahl der Knotenpunkte für das Gesamtnetz beinhaltet auch die Einlaufstrecke und IGV-Reihe, sofern vorhanden. Die zusätzlichen Knotenpunkte für die Gehäusestrukturierung sind nicht berücksichtigt.

Parameter	Stufe 1	Stufe 2
Radiale Knotenpunkte Rotor	85	85
Radiale Knotenpunkte Rotorspalt	15	15
Gesamtzahl Knotenpunkte Rotor	$7,91 * 10^5$	$7,91 * 10^5$
Radiale Knotenpunkte Stator	85	85
Gesamtzahl Knotenpunkte Stator	$3,36 * 10^6$	$7,91 * 10^5$
Anzahl Knotenpunkte Gesamtnetz	$6,58 * 10^6$	

Tabelle D.2.: Zusammenfassung einiger Netzparameter des CFD-Modells für den zweistufigen Niedergeschwindigkeitsverdichter. Die Anzahl der Knotenpunkte für das Gesamtnetz beinhaltet auch die IGV-Reihe. Die Parameter für den ersten Stator entsprechen der Deckbandkavitat mit der groten Spaltweite der Dichtspitzen.

E Parameter der transsonischen Verdichterrotoren

Parameter (bezogen)	1,5-stufiger Forschungs- verdichter	Einstufiger Forschungs- verdichter	Triebwerks- verdichter
Ma_{Ein}	1,0	1,18	0,96
DF	1,0	0,8	1,0
Laufspalt (% Schaufelhöhe)	1,0	1,9	0,7
Teilungsverhältnis	1,0	1,33	1,17

Tabelle E.1.: Vergleich einiger aerodynamischer und geometrischer Parameter der Rotorspitze. Die einzelnen Parameter sind jeweils auf den Wert des 1,5-stufigen Forschungsverdichters bezogen.