



Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg
Hamburg University of Applied Sciences

Bachelorarbeit

Philipp Rüßmann

Untersuchungen zur Rotorblattverstellung an einem gegenläufigen ummantelten Fan mit Schaufeln aus CFK

*Fakultät Technik und Informatik
Department Fahrzeugtechnik und Flugzeugbau*

*Faculty of Engineering and Computer Science
Department of Automotive and
Aeronautical Engineering*

Philipp Rüßmann

**Untersuchungen zur Rotorblattverstellung
an einem gegenläufigen ummantelten Fan
mit Schaufeln aus CFK**

Bachelorarbeit eingereicht im Rahmen der Bachelorprüfung

im Studiengang Flugzeugbau
am Department Fahrzeugtechnik und Flugzeugbau
der Fakultät Technik und Informatik
der Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg

in Zusammenarbeit mit:
Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt (DLR)
Institut für Antriebstechnik (Fan und Verdichter)
Linder Höhe
51147 Köln

Erstprüfer: Prof. Dr.-Ing. D. Kožulović
Zweitprüferin: Dr.-Ing. T. Lengyel-Kampmann
Industrielle Betreuerin: Dr.-Ing. T. Lengyel-Kampmann

Abgabedatum: 07. März 2016

Zusammenfassung

Name des Studenten

Philipp Rübmann

Thema der Bachelorarbeit

Untersuchungen zur Rotorblattverstellung an einem gegenläufigen ummantelten Fan mit Schaufeln aus CFK

Stichworte

gegenläufiger ummantelter Fan, Verdichterkennfeld, Rotorblattverstellung, TRACE, Strömungssimulation von Verdichtern

Kurzzusammenfassung

Die Erforschung von innovativen Konzepten für Flugzeugtriebwerke zur besseren Umweltverträglichkeit spielt heutzutage durch die ehrgeizigen ACARE-Ziele eine wichtige Rolle. In der vorliegenden Arbeit wird der gegenläufige Fan CRISP2, der vom DLR ausgelegt wurde, im Hinblick auf die Verstellung der Fanschaufeln untersucht. Dafür wird eine neue Strategie entwickelt, mit der es möglich ist, verdrehte und deformierte Fanschaufeln, die aus einer FE-Rechnung stammen, für die CFD-Rechnung zu vernetzen. Mit Hilfe dieser Strategie wird anschließend eine Untersuchung des Spalts zwischen den Fanschaufeln und dem Gehäuse durchgeführt. Abschließend werden verschiedene Kombinationen von Rotorblattverstellungen berechnet und analysiert.

Name of student

Philipp Rübmann

Title of the paper

Investigation of Rotor Blade Adjustment on a Counter-Rotating Shrouded Fan with blades made of CFRP

Keywords

counter-rotating shrouded fan, compressor map, rotor blade adjustment, TRACE, flow simulation of compressors

Abstract

The investigation of innovative concepts for aircraft engines with better environmental performance nowadays is of great importance due to the ambitious objectives of ACARE. In the present work the counter-rotating integrated shrouded propfan 2 (CRISP2), which was designed by the DLR, is investigated with regard to the variable pitch of the fan blades. Therefore, a new strategy is being developed in order to create a CFD-mesh from deformed fan blades with variable pitch, which originate from a FE calculation. Using this strategy, a study of the gap between the fan blades and the casing is performed subsequently. Finally various combinations of rotor blade adjustments are calculated and analyzed.



**FAKULTÄT TECHNIK UND INFORMATIK
DEPARTMENT FAHRZEUGTECHNIK UND FLUGZEUGBAU**

Aufgabenstellung Bachelorarbeit

Student: **Philipp Rüßmann** (Matrikelnummer: 2111971)

Thema **Untersuchungen zur Rotorblattverstellung an einem gegenläufigen ummantelten Fan mit Schaufeln aus CFK**

1. Einführung

Der Forschung und Entwicklung innovativer Konzepte für Flugzeugtriebwerke kommt in der heutigen Zeit durch die Ziele zur besseren Umweltverträglichkeit (FlightPath 2050 Goals) eine besondere Bedeutung zu. Der vom DLR ausgelegte gegenläufige Fan CRISP2 (counter-rotating integrated shrouded propfan 2) ist ein solches Konzept, das im Jahr 2016 im Prüfstand getestet und vermessen werden soll.

2. Aufgabenstellung

In der ersten Phase sollen aerodynamische Untersuchungen durch CFD-Rechnungen durchgeführt und das Kennfeld des CRISP2 erstellt werden. Für die Kennfeldrechnungen soll hier die gleiche („heiße“) Geometrie in jedem Betriebspunkt simuliert werden, die unterschiedliche Verformung durch verschiedene Schaufelbelastung sollen vernachlässigt werden. Die hier verwendete „heiße“ Geometrie soll mit verschiedenen Verstellwinkelkombinationen verdreht und mit jeder Kombination 1-2 Kennlinien gerechnet werden. Da in der Realität die Schaufelblätter im unbelasteten Zustand („kalt“) verdreht werden, entspricht diese Methode nicht der realen Geometrie. Um die Realität besser treffen zu können, soll die kalte Geometrie verdreht und erst dann belastet werden. Die daraus resultierenden verformten Schaufeln sollen in die CFD-Prozesskette zurückgeführt werden, um das Kennfeld mit der realen Schaufelgeometrie berechnen zu können.

Das Thema der Abschlussarbeit soll die Erstellung einer Prozesskette sein, wie die reale, verstellte und deformierte Schaufelgeometrie, die sich aus der strukturellen FEM-Rechnung durch die Fliehkräfte und Druckkräfte ergibt, in die CFD-Prozesse zurückgeführt werden kann. Weiterhin soll der erlaubte Verstellbereich der Blattschaufeln festgelegt werden. Auf der einen Seite dürfen die Schaufeln dabei das Gehäuse im heißen Zustand nicht berühren, auf der anderen Seite soll der Spalt möglichst gering gehalten werden.

3. Arbeitsschritte/Arbeitsinhalte in Stichworten

- Kennfeldberechnung des CRISP2
- Entwicklung einer Prozesskette zur Berechnung von Kennfeldern mit verdrehten und belasteten Fanschaufeln
- Untersuchung und Festlegung des erlaubten Verstellbereiches der Fanschaufeln

Diese Abschlussarbeit wird in Zusammenarbeit mit der Firma Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V. (DLR) durchgeführt.

Köln, den 06.11.2015

Danksagung

An dieser Stelle möchte ich allen Menschen meinen Dank aussprechen, die mich während dieser Arbeit unterstützt, motiviert und mit neuen Ideen vorangetrieben haben. Es hat mir große Freude bereitet, in der Abteilung Fan und Verdichter des Instituts für Antriebstechnik in Köln-Porz zu arbeiten. Die Kollegialität und die gute Arbeitsatmosphäre in der Abteilung habe ich sehr geschätzt.

Ich möchte Marcel Sauer danken, der mir in der Entwicklung der Prozesskette durch seine Kenntnisse in PyMesh geholfen hat. Ebenso gilt mein Dank Nicolai Forsthofer aus Stuttgart, der die FE-Prozessentwicklung übernommen hat.

Einen herzlichen Dank möchte ich Herrn Professor Kožulović für die Übernahme des Hauptreferates aussprechen.

Ein besonderer Dank gilt Timea Lengyel-Kampmann, die mich während meiner Arbeit im DLR betreut hat. Bei Fragen und Problemen konnte ich immer auf ihre Kenntnisse zurückgreifen. Auch für die Übernahme des Koreferats möchte ich mich bedanken.

Zu guter Letzt bedanke ich mich bei meiner Familie, die mich während meiner Zeit in Köln immer unterstützt hat. Eure motivierenden und unterstützenden Worte haben mir sehr bei dieser Arbeit geholfen.

Köln, den 29.02.2016

Inhaltsverzeichnis

Abbildungsverzeichnis	III
Tabellenverzeichnis	V
Nomenklatur	VI
1 Einleitung	1
1.1 Motivation	1
1.2 Zielsetzung	2
2 Grundlagen	3
2.1 Grundlagen zu Turbostrahltriebwerken	3
2.2 Gegenläufiger Fan	4
2.3 Kennfeld eines Verdichters	5
2.4 Strömungssimulation	6
3 Das Projekt CRISP	8
3.1 CRISP-1m	8
3.2 CRISP2	9
3.2.1 Strömungssimulation des CRISP2	12
3.2.2 Kennfeld des CRISP2	16
3.3 Mehrstufen-Zweiwellen-Axialverdichter-Prüfstand des DLR	19
3.4 Prinzip der Rotorblattverstellung	20
4 Strategie zu Kennfeldrechnungen mit deformierten und verdrehten Schaufeln	21
4.1 Gegenwärtige Vorgehensweise in der Kennfeldberechnung	21
4.2 Konzept einer neuen Strategie	23
4.3 Berechnung der belasteten Geometrie durch CSM	24
4.4 Netzgenerierung für die CFD-Rechnung	25
4.4.1 Strukturieren des Schaufelnetzes	27
4.4.2 Extrapolieren der Schaufeln	28
4.4.3 Modifikation des S2-Netzes	29
4.5 Konvergenzverhalten der Strategie	31
5 Untersuchung der Blattspitzenkontur	34
5.1 Abschätzung kritischer Betriebspunkte im Kennfeld	34
5.2 Analyse verschiedener Blattspitzenmodifikationen des zweiten Rotors	36

5.3	Analyse der neuen Blattspitze des zweiten Rotors	40
6	Untersuchungen zur Rotorblattverstellung	45
6.1	Kennfeldrechnung verschiedener Rotorblattverstellungen	45
6.2	Kennfeld und Analyse der Rotorblattstellung $+7^\circ/+7^\circ$	47
6.3	Analyse der Spalthöhe der verdrehten Fanschaufeln ($+7^\circ/+7^\circ$) mit modifizierter Blattspitze	50
6.4	Analyse der Spalthöhe der verdrehten Fanschaufeln ($+5^\circ/+5^\circ$) mit modifizierter Blattspitze	51
7	Zusammenfassung und Ausblick	54
7.1	Zusammenfassung	54
7.2	Ausblick	55
A	Eintrittsrandbedingungen	59
B	Weitere Ergebnisse zur Spaltkontrolle	60
C	Quellcode	62
C.1	TurnFEQuad2Ordered.py	62
C.2	extrapolateBlades.py	65
C.3	deformS2m.py	66
	Versicherung über die Selbstständigkeit	68

Abbildungsverzeichnis

2.1	Prinzipieller Aufbau eines Zweistromtriebwerks	3
2.2	Schematischer Aufbau eines Axialverdichterkennfeldes	5
2.3	Prinzipieller Ablauf einer Strömungssimulation	6
3.1	CRISP-1m eingebaut im M2VP (Seitenansicht)	8
3.2	Kennfeld eines CRISP mit Blattverstellung	9
3.3	Konstruktion der Schaufelanbindung an die Nabe	10
3.4	CRISP2: 3D-Darstellung der Schaufeln des ersten und des zweiten Rotors im unbelasteten Zustand	11
3.5	Arbeitslinie „Take-Off“ im skalierten Kennfeld des CRISP2	12
3.6	CFD-Netz des CRISP2 für die Berechnung mit Wall-Function	12
3.7	Konvergenzverhalten der Strömungssimulation anhand eines Beispiels	14
3.8	Berechnung des isentropen Wirkungsgrads im T-s-Diagramm	15
3.9	Kennfelder des CRISP-1m und CRISP2 im Vergleich	17
3.10	Vergleich der Kennfelder des CRISP2 mit Wall-Function und Low-Reynolds	18
3.11	Entropieänderung in der Grenzschicht	19
3.12	Schematischer Aufbau des M2VP	19
3.13	Definitionen zur Rotorblattverstellung	20
4.1	S2-Netz für die CFD-Netzerstellung	21
4.2	Bezeichnung der unterschiedlichen Netzblöcke (S1-Ebene)	22
4.3	Schematisches Konzept der neuen Strategie	23
4.4	Schematische Darstellung des CSM-Prozesses	24
4.5	Beispiel eines Druckfeldes	25
4.6	Schematische Darstellung der neuen CFD-Netzgenerierung	26
4.7	Definition der i-Richtung auf der Schaufeloberfläche	27
4.8	Verformte Rotorschaukel in der S2-Ebene vor und nach der Extrapolation	28
4.9	Änderung des S2-Netzes anhand eines Beispiels	29
4.10	Schematische Darstellung der S2-Netzänderung	30
4.11	Ausgewählte Betriebspunkte zur Analyse des Konvergenzverhaltens	32
5.1	Ausgewählte Betriebspunkte im Kennfeld zur Kontrolle des Gehäusespalts	35
5.2	Spaltkontrolle im Betriebspunkt C	35
5.3	Vergleich der verschiedenen Blattspitzenmodifikationen im Kennfeld	38
5.4	Fahrbereich der zwei modifizierten Varianten des zweiten Rotors	40

5.5	Abschätzung der Spalthöhe mit der ausgewählten Modifikation des zweiten Rotors für verschiedene Drehzahlen	42
5.6	Modifizierte Blattspitze des zweiten Rotors nach der ersten Iteration	43
5.7	Modifizierte Blattspitze des zweiten Rotors nach der zweiten Iteration	44
6.1	Kennfeld von CRISP2 mit verschiedenen Blattverstellungen	46
6.2	Kennfeld der Rotorblattstellung $+7^\circ/+7^\circ$ mit abgeschätzter Pumpgrenze	47
6.3	Änderung des isentropen Wirkungsgrads der Rotorblattstellung $+7^\circ/+7^\circ$ im Vergleich zu den unverdrehten Fanschaufeln	48
6.4	Vergleich der Strömung um den zweiten Rotor zwischen den unverdrehten und den um $+7^\circ/+7^\circ$ verdrehten Fanschaufeln	49
6.5	Vergleich der Kennzahlen des zweiten Rotors über der relativen Schaufelhöhe	50
6.6	Spaltkontrolle im Betriebspunkt H	51
6.7	Kennfeld der Rotorblattstellung $+5^\circ/+5^\circ$ mit abgeschätzter Pumpgrenze	52
6.8	Spaltkontrolle im Betriebspunkt J	52
A.1	Eintrittsrandbedingungen der Strömungssimulation des CRISP2	59
B.1	Spaltkontrolle im Betriebspunkt A	60
B.2	Spaltkontrolle im Betriebspunkt B	60
B.3	Spaltkontrolle im Betriebspunkt D	60
B.4	Spaltkontrolle im Betriebspunkt E	61

Tabellenverzeichnis

3.1	Auslegungsdaten des CRISP2	10
3.2	Eintrittsrandbedingungen der Strömungssimulation des CRISP2	13
3.3	Konvergenzkriterien der Strömungssimulation des CRISP2	15
4.1	Vergleich der Kennfeldgrößen für $n = 70\%$	33
4.2	Vergleich der Kennfeldgrößen für $n = 60\%$	33
5.1	Soll-Spalthöhe nach der Modifikation in den kritischen Betriebspunkten (C und E) der verschiedenen Blattspitzen des zweiten Rotors	37
5.2	Spalthöhe im Auslegungspunkt (OP0) der verschiedenen Blattspitzen des zweiten Rotors nach der Modifikation	38
5.3	Übersicht über die Kennfeldgrößen im Auslegungspunkt (OP0) von verschiedenen Blattspitzenmodifikationen	39
5.4	Vergleich der relativen Abweichung der Kennfeldgrößen des Fans im Auslegungspunkt zwischen der originalen und der modifizierten Geometrie nach der zweiten Iteration	43

Nomenklatur

Lateinische Formelzeichen

A	m^2	Strömungsquerschnitt
l	–	Turbulenzintensität
L_t	m	turbulentes Längenmaß
\dot{m}	kg/s	Massenstrom
Ma	–	Mach-Zahl
n	r/min	Drehzahl (auch in % der Auslegungsdrehzahl)
p	Pa	statischer Druck
R	m	radiale Koordinate $\sqrt{Y^2 + Z^2}$
Re	–	Reynolds-Zahl
s	J/kgK	spezifische Entropie
T	K	Temperatur
U	m/s	Umfangsgeschwindigkeit
v_{abs}	m/s	absolute Geschwindigkeit
v_{ax}	m/s	axiale Geschwindigkeit
v_{rel}	m/s	relative Geschwindigkeit
X	m	X-Koordinate
Y	m	Y-Koordinate
Z	m	Z-Koordinate

Griechische Formelzeichen

α_Θ	$^\circ$	Drallwinkel
α_R	$^\circ$	radialer Eintrittswinkel
δ	$^\circ$	Verdrehwinkel der Fanschaufel
η_{is}	–	isentropen Wirkungsgrad
κ	–	Isentropenexponent
π_v	–	Totaldruckverhältnis
ρ	kg/m^3	Dichte

Indizes

1	Eintrittsebene
2	Austrittsebene
abs	absolut
BS	Blattspitze
is	isentrop
max	maximal
OP	Betriebspunkt (<i>engl.: operating point</i>)
R1	Rotor 1
R2	Rotor 2
rel	relativ
s	statisch
t	total
v	Verdichter

Abkürzungen

ACARE	<u>A</u> dvisory <u>C</u> ouncil for <u>A</u> viation <u>R</u> esearch and <u>I</u> nnovation in <u>E</u> urope
AP	<u>A</u> uslegungspunkt
CFD	<u>C</u> omputational <u>F</u> luid <u>D</u> ynamics
CFK	<u>c</u> arbonfaserverstärkter <u>K</u> unststoff
CGNS	<u>C</u> FD <u>G</u> eneral <u>N</u> otation <u>S</u> ystem (Dateiformat)
CRISP	<u>C</u> ounter <u>R</u> otating <u>I</u> ntegrated <u>S</u> hrouded <u>P</u> ropfan
CSM	<u>C</u> omputational <u>S</u> tructural <u>M</u> echanics
DLR	<u>D</u> eutsches Zentrum für <u>L</u> uft- und <u>R</u> aumfahrt
engl.	englisch
FEM	<u>F</u> inite <u>E</u> lemente <u>M</u> ethode
GMC	<u>G</u> eneral <u>M</u> esh <u>C</u> onnector (Präprozessor für CFD-Rechnungen)
HAW	<u>H</u> ochschule für <u>A</u> ngewandte <u>W</u> issenschaften Hamburg
ISABE	<u>I</u> nternational <u>S</u> ymposium on <u>A</u> ir <u>B</u> reathing <u>E</u> ngines
konst.	konstanter Wert
LE	Vorderkante (<i>engl.: leading edge</i>)
LR	<u>L</u> ow- <u>R</u> eynolds
M2VP	<u>M</u> ehrstufen- <u>Z</u> weiwellen- <u>A</u> xialverdichter- <u>P</u> rüfstand
MTU	<u>M</u> otoren- und <u>T</u> urbinen <u>U</u> nion
OP	Betriebspunkt (<i>engl.: operating point</i>)
PEEK	<u>P</u> oly <u>e</u> ther <u>e</u> ther <u>k</u> eton (thermoplastischer Kunststoff)
rel.	relativ
TE	Hinterkante (<i>engl.: trailing edge</i>)
TRACE	<u>T</u> urbomachinery <u>R</u> esearch <u>A</u> erodynamic <u>C</u> omputational <u>E</u> nvironment (Strömungslöser)

UHB Ultra High Bypass
WF Wall-Function

1 Einleitung

1.1 Motivation

Zum Ende des vergangenen Jahrhunderts ist der weltweite Luftverkehr stetig gestiegen. Der Passagierverkehr hat sich nach Airbus [3, S. 41] bis zum Jahr 2014 zweimal innerhalb von 15 Jahren verdoppelt. Dieser Trend soll nach der Prognose von Airbus anhalten, sodass sich der Flugverkehr bis 2029 ebenfalls verdoppeln soll. Auch Boeing [5, S. 8] prognostiziert in dieser Hinsicht ein Wachstum. Aufgrund dieser steigenden Tendenz ist es im Hinblick auf die globale Erderwärmung von besonderer Bedeutung, den Ausstoß von klimaschädlichen Treibhausgasen, zu denen Flugzeuge bzw. die Antriebe der Flugzeuge einen wesentlichen Teil beitragen, einzudämmen. Ebenso wirkt sich die steigende Belastung durch den Lärm, den startende und landende Flugzeuge verursachen, negativ auf den Menschen und die Natur aus. Da die Flugtriebwerke einen großen Einfluss auf den abgestrahlten Lärm haben, gilt es darum die Lärmemissionen der Antriebe zu verringern.

Das ACARE (Advisory Council for Aviation Research and Innovation in Europe) – ein Netzwerk aus führenden Industrieunternehmen und Forschungszentren – hat deswegen einen strategischen Fahrplan festgelegt, in dem zukünftige Ziele (Vision 2020, Flight-Path 2050 Goals) für die Luftfahrtindustrie festgehalten wurden. Hierin enthalten sind unter anderem die Reduktion der Emissionen von CO₂ (um 70 %¹ [2]), von Stickstoffoxiden (um 90 % [2]) und des wahrnehmbaren Lärms (um 65 % [2]) bis zum Jahr 2050 um diesem Trend entgegenzuwirken. Die Forschung und Entwicklung innovativer und umweltfreundlicher Konzepte für Flugtriebwerke sind daher von großer Bedeutung, um diese Ziele zu erreichen.

Das Institut für Antriebstechnik des Deutschen Zentrums für Luft- und Raumfahrt (DLR) in Köln-Porz forscht an innovativen Konzepten für Triebwerke, die die oben genannten Ziele verfolgen. Aktuell wird vermehrt an gegenläufigen Triebwerkskonzepten geforscht, wie z. B. dem Open Rotor von Rolls-Royce oder dem CRISP-Technologieprojekt (counter-rotating integrated shrouded propfan) von der Motoren- und Turbinen Union (MTU) in Zusammenarbeit mit dem DLR. In den 1980er Jahren wurde bereits an einem gegenläufigen ummantelten Fan (CRISP-1m) geforscht. Das Konzept wurde aber aufgrund der Lärmemissionen, die nicht zufriedenstellend waren, nicht weiter verfolgt.

¹ alle Werte beziehen sich relativ auf die Leistungen eines typisch neuen Flugzeugs aus dem Jahr 2000 [2]

Erst zu Beginn des 21. Jahrhunderts wurde das Konzept des gegenläufigen ummantelten Fans für die Industrie wegen der hohen Anforderungen an zukünftige Triebwerke bezüglich deren Umweltverträglichkeit wieder Erfolg versprechend. Im Jahr 2010 ist daraufhin das Projekt CRISP2 entstanden, das die wirtschaftliche Nutzbarkeit eines gegenläufigen ummantelten Fans auf Basis des CRISP-1m zur Untersuchung hatte. In diesem Projekt wurde eine neue Beschau felung für das Testrig in einem Prüfstand des DLR entwickelt. Das Ziel hierbei bestand in der Maximierung des Fanwirkungsgrads. Weiterhin sollten die Fanschaufeln aus kohlefaserverstärktem Kunststoff (CFK) in einem automatisiertem Verfahren maschinell hergestellt werden. Hierzu musste ein neuartiges Verfahren entwickelt werden, da die gängige Fertigung überwiegend aus manuellen Arbeitsschritten besteht. Die Auslegung des CRISP2 soll abschließend durch Messungen in einem Prüfstand validiert werden.

Wie auch der CRISP-1m, ist der CRISP2 mit Fanschaufeln ausgelegt, die in der Lagerachse drehbar gelagert sind, sodass der Staffelungswinkel verändert werden kann. Durch diese Rotorblattverstellung soll es möglich sein, den Arbeitsbereich des Fans zu erweitern. Außerdem soll es durch eine große Verstellung der Fanschaufeln – so eine weitere Idee dieses Konzepts – möglich sein, den Fan im Betrieb zur Schubumkehr zu verwenden.

1.2 Zielsetzung

Ziel dieser Arbeit ist die Untersuchung der Rotorblattverstellung des gegenläufigen ummantelten Fans CRISP2 im Hinblick auf die Erweiterung des Arbeitsbereiches. Hierzu soll zuerst das Kennfeld des CRISP2 mit zwei unterschiedlich aufgelösten Netzen berechnet werden. Anschließend soll die Rotorblattverstellung untersucht werden. Da die Fanschaufeln aus einem kohlefaserverstärktem Kunststoff (CFK) hergestellt werden und deswegen eine hohe Deformation aufweisen, wird es nötig sein, die infolge der Belastung deformierten Rotor schaufeln für die genauere Kennfeldbestimmung zu betrachten. Dafür ist es notwendig, eine neue Strategie zu entwickeln, die die Integration von FE-Rechnungsergebnissen in die CFD-Berechnung ermöglicht.

Die neue FEM-CFD-Kopplung wird auch verwendet, um die Spalthöhe zwischen dem Gehäuse und den Rotorblättern in verschiedenen Betriebspunkten zu untersuchen. Da sich durch die Rotorblattverstellung die Spalthöhe verändern wird, ist die Untersuchung des erlaubten Verstellbereiches der Fanschaufeln ein weiteres Ziel dieser Arbeit.

2 Grundlagen

2.1 Grundlagen zu Turbostrahltriebwerken

Das Turbostrahltriebwerk ist in der heutigen Luftfahrtindustrie von großer Bedeutung, da es in vielen kommerziellen und militärischen Flugzeugen Anwendung findet. Es wird hauptsächlich zur Erzeugung von Vortrieb verwendet, gleichzeitig erfüllt es aber auch andere Aufgaben, wie z.B. das Bereitstellen von Zapfluft oder auch die Erzeugung elektrischen Stroms durch das Antreiben eines Generators. Die Erfindung dieses Antriebs geht bereits in die 1930er Jahre zurück [6, S. 13]. Vor allem das geringe Leistungsgewicht (Verhältnis aus hoher Leistung zu geringem Gewicht) und die lange Lebensdauer haben diesen Antrieb so wichtig gemacht, wie er heute ist.

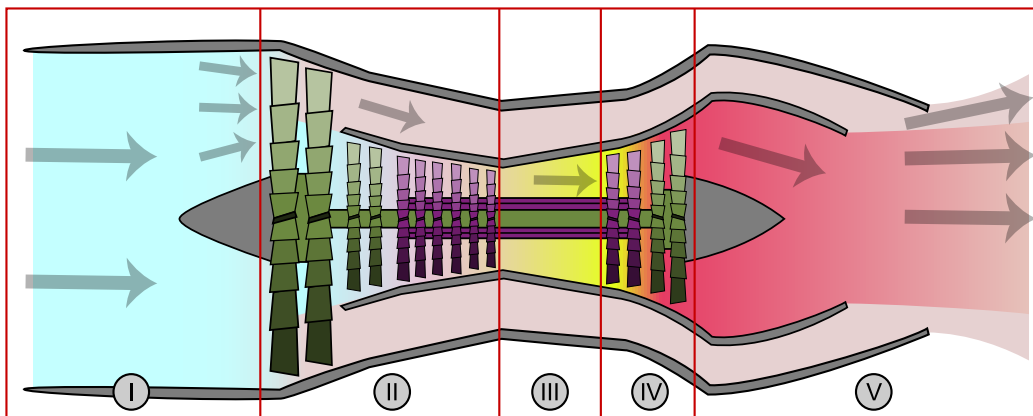


Abbildung 2.1: Prinzipieller Aufbau eines Zweistromtriebwerks. Grafik abgeleitet von [1]

Am weitesten ist das in *Abbildung 2.1* schematisch dargestellte Zweistromtriebwerk verbreitet. Generell können diese Antriebe in verschiedene Komponenten unterteilt werden. In *Abbildung 2.1* sind die Komponenten eines Turbostrahltriebwerks dargestellt: Einlauf (I), Fan und Verdichter (II), Brennkammer (III), Turbine (IV) und Schubdüse (V). Im Folgenden sollen nun die einzelnen Komponenten und deren Aufgabe näher beschrieben werden.

Im **Einlauf** des Triebwerks wird zunächst die Geschwindigkeit der zuströmenden Luft verringert, weil die Flugmachzahl im Reiseflug in den meisten Fällen höher als die geeignete Zuströmmachzahl des Verdichters ist. Dieser kann bei niedrigeren Machzahlen mit deutlich geringeren Verlusten betrieben werden. Außerdem sollen durch die Verzögerung der Strö-

mung nach Möglichkeit nur geringe Turbulenzen entstehen. Der Totaldruck wird stromab des Einlaufs durch Strömungsverluste geringer sein, als vor dem Eintritt. [6, S. 171f.]

Die Aufgabe des **Verdichters** ist es, den Druck der einströmenden Luft zu erhöhen. Dies geschieht, indem die Luftmasse durch die Beschauelung des Verdichters strömt. Hierbei handelt es sich um ein Verzögerungsgitter, in dem die Relativgeschwindigkeit der Strömung abnimmt. Weil mit der Geschwindigkeitsabnahme auch der dynamische Druck geringer wird, muss nach der Gleichung von Bernoulli [6, S. 120, Gl. 3.4] deswegen der statische Druck ansteigen. [6, S. 181]

In der **Brennkammer** wird die verdichtete Luft mit Treibstoff vermischt, um schließlich verbrannt zu werden. Durch die zugeführte Wärme nimmt das Volumen der Luft zu. Der aus der Brennkammer austretende heiße Luftstrahl sollte eine gleichmäßige Verteilung der Temperatur und der Geschwindigkeit aufweisen, um eine punktuelle Belastung der stromabwärts liegenden Turbine zu vermeiden. [6, S. 206f.]

Die **Turbine** entzieht schließlich der heißen Luft Energie in Form von Druck, um diese wiederum an eine Welle abzugeben, mit der der Verdichter angetrieben wird. Die heiße Luft aus der Brennkammer darf dabei die zulässige Höchsttemperatur der Turbine nicht überschreiten. Anders als beim Verdichter besitzt die Turbine ein Beschleunigungsgitter, das heißt, dass der dynamische Druck der relativen Strömung wieder zunimmt, wohingegen der statische Druck nach der Bernoulli-Gleichung abnehmen muss. [6, S. 217ff.]

Als letzte Komponente folgt die **Schubdüse**, deren Aufgabe es ist, den Massenstrom zu begrenzen, sodass das Druckniveau im Triebwerk aufrechterhalten werden kann. Außerdem wird durch die Düse die Luft beschleunigt. Im Vergleich zum Triebwerkeintritt ist die Geschwindigkeit am Austritt erhöht worden. [6, S. 255ff.]

2.2 Gegenläufiger Fan

In konventionellen Triebwerken, die in heutigen Flugzeugen zum Einsatz kommen, besteht der Fan aus einer Rotor- und einer Statorreihe. Der Totaldruck des Fans wird dabei nur durch die Rotorreihe erhöht, da nach dem ersten Hauptsatz der Thermodynamik technische Arbeit nur durch drehende Wellen übertragen werden kann. Der Stator bewirkt eine drallfreie Abströmung hinter der Fanstufe, trägt aber nicht zur Druckerhöhung bei.

Besteht diese Fanstufe nun aus zwei gegenläufig drehenden Rotoren, kann der Druckanstieg auf zwei Rotoren aufgeteilt werden. Dadurch können eine geringere Schaufelanzahl pro Reihe und eine höhere axiale Machzahl erreicht werden. Verglichen mit einem konventionellen Fan, kann so der Fandurchmesser bei gleichbleibendem Massenstrom gesenkt werden. Durch die zweite Rotorreihe entfällt die Statorreihe, da hinter dem zweiten Rotor die Strömung bereits nahezu drallfrei ist. Dadurch können sehr hohe Fanwirkungsgrade er-

reicht werden, weil die Verluste des Stators entfallen und die Stufenbelastung der Rotoren geringer ausfällt. [17, S. 2]

2.3 Kennfeld eines Verdichters

Um das Kennfeld eines Verdichters zu erstellen, wird das Totaldruckverhältnis π_v über dem Massenstrom \dot{m} aufgetragen. Die Punkte konstanter Drehzahl werden durch eine Linie miteinander verbunden. Diese Linien werden Drehzahlkurven oder Drosselkurven genannt. Ein solches Kennfeld ist schematisch in *Abbildung 2.2* dargestellt.

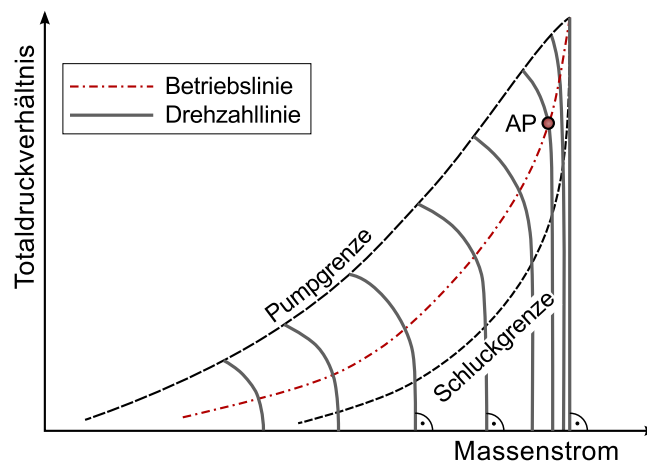


Abbildung 2.2: Schematischer Aufbau eines Axialverdichterkennfeldes [6, S. 1108, Abb. 10.41]

Die **Schluckgrenze** ist erreicht, wenn die Linien konstanter Drehzahl in einen senkrechten Verlauf übergehen, der Massenstrom nähert sich dem maximal durchsetzbaren Wert an. Weil der Verdichter nicht mehr in der Lage ist den Massenstrom zu erhöhen, spricht man auch von der Sperrgrenze. [6, S. 1107]

Unterhalb der **Pumpgrenze** kann der Verdichter in einem stabilen Zustand betrieben werden. Wird der Verdichter bei einer konstanten Drehzahl gedrosselt, so sinkt der Massenstrom infolge des Drosselvorgangs kontinuierlich. Der Massenstrom berechnet sich nach *Gleichung 2.1*:

$$\dot{m} = \rho \cdot A \cdot v_{ax} \quad (2.1)$$

Da sich hinter dem Verdichter durch den Drosselvorgang ein erhöhter Druck und somit auch eine größer werdende Dichte einstellt und sich der Querschnitt der Strömung nicht ändert, muss in der Folge die Axialgeschwindigkeit sinken. Durch die Abnahme der Axialgeschwindigkeit kommt es durch die Änderung der Geschwindigkeitsdreiecke zu einer steileren Anströmung der Verdichterschaufeln, sodass diese Gefahr laufen abzulösen. An dem Punkt, wo die gesamte Verdichterströmung zusammenbricht, enden die Drosselkurven. Der Verdichter geht nun in einen instabilen Zustand über und kann nicht mehr sicher betrieben werden. Die Verbindung aller Endpunkte der Drehzahlkurven ergibt dann die Pumpgrenze.

Zwischen der Pumpgrenze und der Sperrgrenze liegt der Arbeitsbereich des Verdichters, in dem ein stabiler Betrieb möglich ist. Um einen sicheren Betrieb zu gewährleisten, muss ein Sicherheitsabstand zur Pumpgrenze eingehalten werden. [6, S. 1102ff.]

Jeder Verdichter ist für einen bestimmten Betriebspunkt im Kennfeld ausgelegt. Dieser **Auslegungspunkt (AP)** ist in *Abbildung 2.2* dargestellt. Die Anforderungen, die an den Verdichter gestellt werden, können geometrisch, aerodynamisch und strukturmechanisch sein. Da der Verdichter überwiegend im Auslegungspunkt betrieben wird, sollte dieser für den Auslegungspunkt optimiert werden, sodass die Anforderungen eingehalten werden. [6, S. 1108]

Für den Betrieb eines Triebwerks werden sogenannte **Betriebslinien** oder auch **Arbeitslinien** für unterschiedliche Flugmissionen festgelegt. Im Kennfeld in *Abbildung 2.2* ist eine solche Betriebslinie dargestellt. Sie liegt immer zwischen der Pump- und der Schluckgrenze. Da es bereits – besonders in der Anströmung eines Fans – durch eine kleine Störung zum Ablösen der Strömung an den Schaufeln kommen kann, ist es wichtig einen Sicherheitsabstand zwischen der Arbeitslinie und der Pumpgrenze einzuhalten. [6, S. 1107f.]

2.4 Strömungssimulation

Strömungssimulationen sind kostengünstige Verfahren, um ein Verständnis der physikalischen Vorgänge in verschiedenen Anwendungsbereichen der Technik zu erhalten.

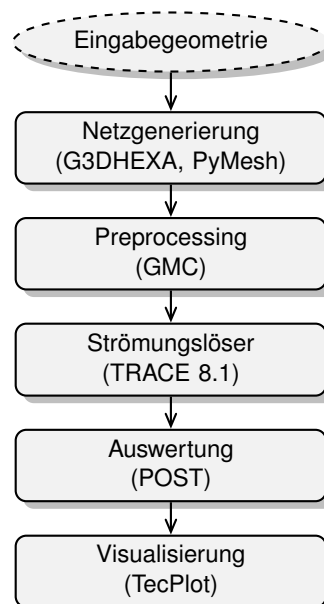


Abbildung 2.3: Prinzipieller Ablauf einer Strömungssimulation, in Klammern: die in dieser Arbeit verwendeten Tools [21, S. 8, Figure 3.1]

In *Abbildung 2.3* ist der Ablauf einer solchen Strömungssimulation dargestellt. Zuerst wird um eine Eingabegeometrie herum ein Rechennetz erzeugt, das anschließend für die eigent-

liche Rechnung vorbereitet wird (Preprocessing). Danach wird ein Strömungslöser eingesetzt, um eine Lösung der Simulation zu berechnen, die im Anschluss ausgewertet werden muss (Postprocessing). Über eine Visualisierung kann dann die Lösung dargestellt werden.

In dieser Arbeit werden alle Rechnungen mit dem parallelen Strömungslöser TRACE (Turbomachinery Research Aerodynamic Computational Environment) in der Version 8.1 durchgeführt, der speziell für die Simulation von Strömungen in Turbomaschinen vom Institut für Antriebstechnik des DLR entwickelt wurde. TRACE berechnet Strömungen auf Grundlage der RANS-Gleichungen (Reynolds-Averaged Navier-Stokes-Gleichungen). Es ist möglich, sowohl unstrukturierte als auch strukturierte Netze zu lösen. Ebenso wird zwischen stationären und instationären Rechnungen unterschieden, wobei in dieser Arbeit nur stationäre Rechnungen durchgeführt werden. [21, S. 1]

Ferner werden alle Strömungssimulationen, die in dieser Arbeit durchgeführt werden, mit dem Turbulenzmodell nach Wilcox 1988 [22] (k - ω -Modell) gerechnet. Da dieses Modell in Staupunkten die turbulente kinetische Energie zu hoch berechnet, wird ein weiterer Term nach Kato und Launder [11] hinzugefügt, der diese Eigenschaft des k - ω -Modells modifiziert. Die Randbedingungen und Wandverfahren, die für die Strömungssimulationen in dieser Arbeit verwendet werden, sind in *Abschnitt 3.2.1* dokumentiert. Weitere Informationen zur Strömungssimulation und Turbulenzmodellen finden sich in [12, 21].

3 Das Projekt CRISP

Gegenstand der Untersuchungen, die in dieser Arbeit durchgeführt werden, ist der CRISP2 (counter rotating integrated shrouded propfan 2). In diesem Kapitel soll deswegen genauer auf das Projekt CRISP eingegangen werden. Hierzu zählen der in den 1980er Jahren ausgelegte CRISP-1m und der CRISP2 (Projektstart im Jahr 2010), sowie der Mehrstufen-Zweiwellen-Axialverdichter-Prüfstand (M2VP), in dem die Messungen der beiden Fans durchgeführt wurden bzw. werden.

3.1 CRISP-1m

Der CRISP-1m wurde im M2VP des Instituts für Antriebstechnik in Köln vermessen. Der Fan hatte ein Totaldruckverhältnis von 1,25 [13, S. 8]; die axiale Machzahl betrug 0,76 [15, S. 6] und der Durchmesser belief sich auf 1 m [15, S. 5, Tabelle 1]. Der vordere Rotor bestand aus zehn, der hintere Rotor aus zwölf Schaufeln, die aus dem Werkstoff CFK gefertigt wurden [15, S. 4f.]. Das Ziel dieses Projektes war es, die Eigenschaften einer Beschauflung, die aus einem Faserverbundwerkstoff bestand, zusammen mit denen eines gegenläufigen ummantelten Fans zu untersuchen. Außerdem waren die Schaufeln drehbar in der Nabe gelagert, sodass es möglich war, durch unterschiedliche Staffelungswinkel den Arbeitsbereich des Fans zu verändern. Durch die Möglichkeit die Schaufeln um hohe Winkel zu drehen, sollte es ebenfalls möglich sein, den Umkehrschub über den Fan zu erzeugen [14].

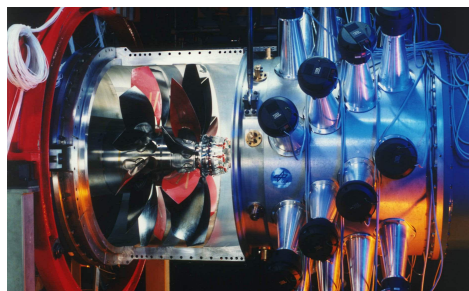


Abbildung 3.1: CRISP-1m eingebaut im M2VP (Seitenansicht) [13, S. 8, Abbildung 1.8]

In *Abbildung 3.1* ist der eingebaute Fan im M2VP des DLR in Köln-Porz abgebildet. Rechts ist der vordere Rotor und links der hintere Rotor zu sehen. Nachdem die Messungen im Prüfstand durchgeführt wurden, musste allerdings festgestellt werden, dass der CRISP-1m die Anforderungen an Lärmemissionen nicht erfüllen konnte, und das Projekt wurde zunächst nicht weiter verfolgt.

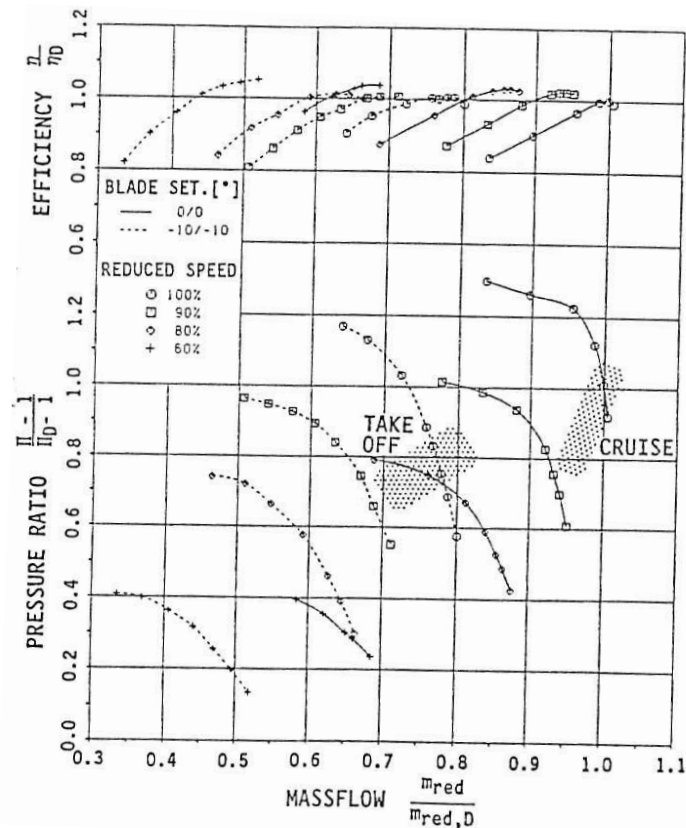


Abbildung 3.2: Kennfeld eines CRISP mit Blattverstellung [19, S. 8, Fig. 9]

Es wurden bereits Messungen an einem gegenläufigen ummantelten Fan zur Rotorblattverstellung durchgeführt. Veröffentlichte Ergebnisse aus dem Jahr 1991 sind in [19] zu finden. *Abbildung 3.2* zeigt ein Kennfeld eines CRISP, mit dem sowohl unverdrehte ($0^\circ/0^\circ$) Kennlinien, als auch verdrehte Kennlinien ($-10^\circ/-10^\circ$) gemessen wurden. Wichtige Arbeitsbereiche sind schraffiert dargestellt. Es zeigt sich, dass der Arbeitsbereich wesentlich durch die Verstellung der Rotorblätter beeinflusst werden kann. In *Abbildung 3.2* ist zu erkennen, dass die Pumpgrenze im Arbeitsbereich Take-Off erweitert werden kann.

3.2 CRISP2

Im Jahr 2010 startete das DLR erneut ein Projekt, mit dem Ziel der Entwicklung und Erprobung eines hocheffizienten gegenläufigen ummantelten Fans. Die wichtigsten Projektziele waren dabei die aerodynamische Auslegung mit der Verbesserung des isentropen Wirkungsgrads um mindestens 3 % gegenüber dem CRISP-1m, sowie die Herstellung der Fanschaufeln aus einem Faserverbund aus Kohlenstofffasern mit einer thermoplastischen Matrix mit dem Kunststoff Polyetheretherketon (PEEK). Dabei sollte ein fertigungstechnischer Prozess entwickelt werden, mit dem die automatisierte Herstellung von Fanschaufeln mit komplexen doppelt gekrümmten Flächen möglich ist. In der Auslegung der Rotorschaukel des gegenläufigen ummantelten Fans CRISP2 wurde ein evolutionärer automatisierter

Algorithmus verwendet, in dem sowohl aerodynamische, als auch mechanische Kriterien berücksichtigt wurden. Die Auslegungsdaten dieser automatisierten Optimierung sind in *Tabelle 3.1* aufgelistet.

Tabelle 3.1: Auslegungsdaten des CRISP2 (aktueller Stand: A05_M15.5696_M18.1633) [14]

Auslegungsdaten		
Werkstoff	CF-PEEK	
Fandurchmesser	1 m	
Totaldruckverhältnis	1,301	
Massenstrom	159 kg/s	
isentroper Wirkungsgrad	92,8 %	
axiale Machzahl	0,69	
Nebenstromverhältnis	~16	
	Rotor 1	Rotor 2
Drehzahl	5045 1/min	3982 1/min
Anzahl der Schaufeln	10	12
Spalthöhe in OP0	0,65 mm (konst.)	0,5 mm (konst.)

Der neu entwickelte Fertigungsprozess sieht vor, dass zuerst mit einem „organischem Blech“ die Sehnenfläche – also die Fläche aller Profilsehnen der Schaufel – hergestellt wird. Das organische Blech in Form einer rechteckigen Platte (mit der festgelegten Faserorientierung) wird hierfür im warmen Zustand (ca. 340 °C) umgeformt, um diese Sehnenfläche zu erhalten. Anschließend wird die Schaufel durch Fräsen bearbeitet, wodurch die Endgeometrie erzeugt wird. Durch diese Bearbeitung lassen sich Rauheitswerte von $R_z=4,45 \mu\text{m}$ erreichen. Die Anbindung der Rotorschaukeln an die Nabe erfolgt über einen Titanfuß, wie in *Abbildung 3.3* zu sehen ist. [8]

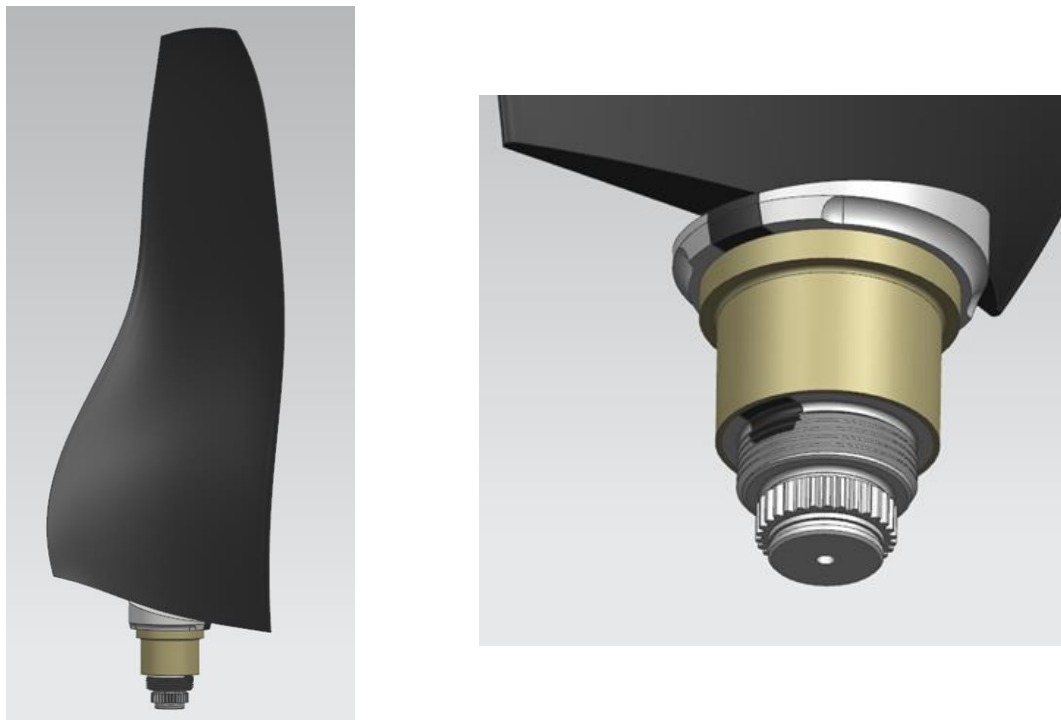


Abbildung 3.3: Konstruktion der Schaufelanbindung (hier: erster Rotor) an die Nabe [8]

In der Herstellung der Fanschaufeln wird die Geometrie angefertigt, die im unbelasteten Zustand vorliegt. Die aktuelle Geometrie¹ ist in *Abbildung 3.4* dargestellt. Da die Rotor-schaufeln aus CF-PEEK hergestellt werden, werden sich diese durch die Belastung stärker verformen, als dies beispielsweise bei Titan eintritt. In den Berechnungen, die in dieser Arbeit durchgeführt werden, ist es deswegen wichtig zwischen verschiedenen Geometrien zu unterscheiden.

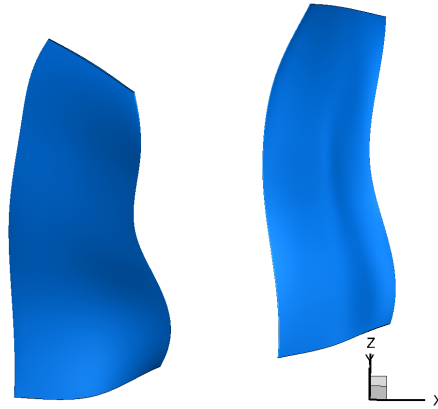


Abbildung 3.4: CRISP2: 3D-Darstellung der Schaufeln des ersten (links) und des zweiten Rotors (rechts) im unbelasteten Zustand

Die Geometrie einer Fanschaufel im unbelasteten Zustand entspricht der Geometrie, die für den Fertigungsprozess und die Herstellung von Bedeutung ist. Außerdem wird diese Geometrie im weiteren Verlauf dieser Arbeit für die Berechnung einer belasteten Fanschaufel benötigt. Wenn der Fan betrieben wird, sind die Schaufeln aerodynamischen Luft- und mechanischen Fliehkräften ausgesetzt. Andere Einflüsse, wie z. B. Temperaturänderung, werden vernachlässigt. Die Luftkräfte entstehen durch die Druckunterschiede an Druck- und Saugseite der Schaufeln, während die mechanischen Fliehkräfte durch die Rotation der Welle hervorgerufen werden, auf der die Schaufeln befestigt sind. Infolge dieser Belastungen werden sich die Schaufeln verformen. Bei einer Belastungsänderung werden deswegen andere Verformungen der beiden Rotorgeometrien zu Stande kommen. In jedem Betriebspunkt im Kennfeld liegt von daher eine andere Schaufelgeometrie vor. Wenn eine Strömungssimulation mit diesen verformten Schaufeln durchgeführt wird, kommt sie der Realität deshalb bedeutend näher.

Ein weiteres Merkmal des CRISP2 ist die vorgesehene Rotorblattverstellung. Mit dieser soll der Arbeitsbereich des Fans geändert werden können. In *Abbildung 3.5* ist ein skaliertes Kennfeld des CRISP2 dargestellt. Mit realen Flugzeugdaten wurde in diesem Kennfeld eine Arbeitslinie (gelb) errechnet, mit welcher der Vergleich zu einem bereits entworfenen Triebwerk möglich ist. Es lässt sich erkennen, dass die Arbeitslinie nur einen geringen Abstand zur Pumpgrenze (rot) vor allem in niedrigen Drehzahlbereichen aufweist. In der Praxis kann das Pumpen des Fans bereits durch eine Störung in der Anströmung [6, S. 989f.] oder durch eine zu schnelle Beschleunigung der Drehzahl früher erfolgen. Gerade in diesem Fall ist es wichtig, dass ein ausreichender Sicherheitsabstand zwischen der Arbeitslinie und

¹ Bezeichnung: A05_M15.5696_M18.1633

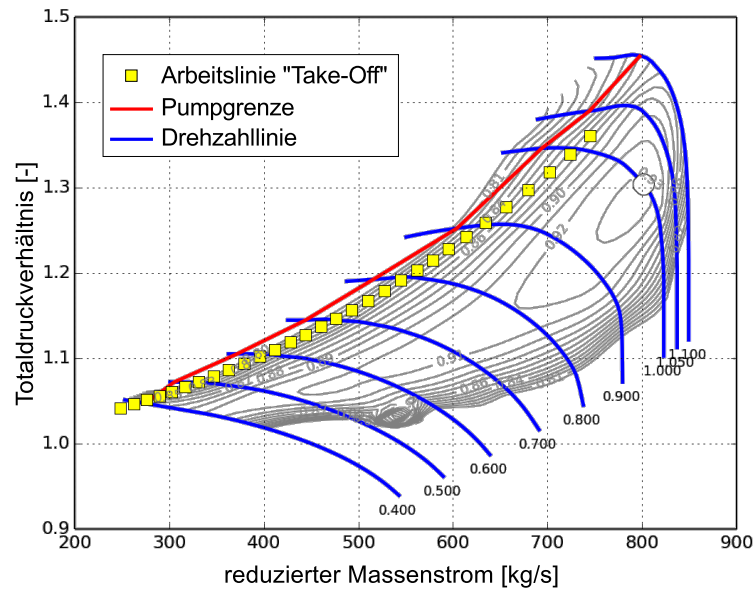


Abbildung 3.5: Arbeitslinie „Take-Off“ im skalierten Kennfeld des CRISP2 [16]

der Pumpgrenze eingehalten wird. Durch den Einsatz der Rotorblattverstellung kann der Arbeitsbereich des CRISP2 in diesem Bereich verändert werden, mit dem Ziel den geforderten Sicherheitsabstand zu gewährleisten.

3.2.1 Strömungssimulation des CRISP2

In diesem Abschnitt wird nun detaillierter auf die Eigenschaften der Strömungssimulation des CRISP2 eingegangen, mit der die Kennfeldrechnungen durchgeführt werden. Hierzu zählen das CFD-Rechennetz, sowie die verwendeten Randbedingungen, Initialisierung und Konvergenzkriterien.

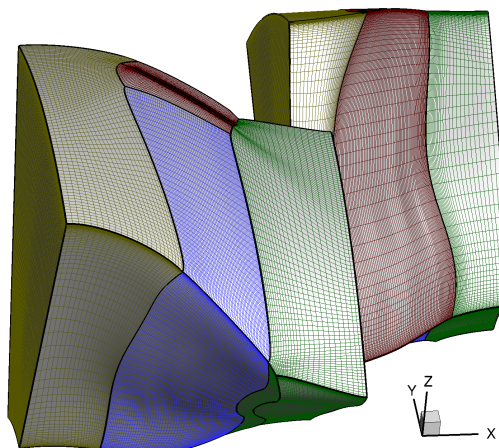


Abbildung 3.6: CFD-Netz des CRISP2 für die Berechnung mit Wall-Function

In *Abbildung 3.6* sind die vernetzten Rotoren des CRISP2 dargestellt. Vernetzt wird die belastete Geometrie, die im Auslegungspunkt (OP0) vorliegt. Diese entstammt der Optimie-

nung und Auslegung des CRISP2. Für die Berechnung des Kennfeldes wird das CFD-Netz nach der Erzeugung nicht mehr geändert. Die Verformung der Schaufeln und somit auch eine Änderung des Gehäusespalts werden dadurch nicht beachtet. Das Kennfeld wird lediglich durch die Änderung der Randbedingungen erstellt. Auch das Drehzahlverhältnis der beiden Rotoren wird in den Berechnungen dieser Arbeit immer konstant gehalten:

$$\frac{n_{R1}}{n_{R2}} = konst. \quad (3.1)$$

Das CFD-Netz ist in mehrere Blöcke aufgeteilt, sodass die CFD-Rechnung mit TRACE parallel auf mehreren Prozessoren durchgeführt werden kann. Grundsätzlich verläuft die Strömung, wie in *Abbildung 3.6* zu sehen, in x-Richtung. Im ersten Schritt wird ein Rechennetz mit Wall-Function verwendet, mit dem das Kennfeld des CRISP2 berechnet wird, um es mit dem des CRISP-1m vergleichen zu können. Das CFD-Netz für die Berechnung mit Wall-Function besteht aus ca. 1,63 Mio. Rechenzellen. In einem zweiten Schritt wird erneut ein Kennfeld berechnet. Für diese Berechnung wird ein feineres Netz (ca. 2,41 Mio. Rechenzellen) verwendet, damit die Grenzschicht an beiden Rotoren feiner aufgelöst ist. Diese CFD-Rechnung wird aufgrund der feineren Netzauflösung im wandnahen Bereich der Fanschaufeln mit Low-Reynolds durchgeführt, wodurch ein Vergleich zwischen Wall-Function und Low-Reynolds für den CRISP2 durchgeführt werden kann.

Die Eintrittsrandbedingungen werden für beide Berechnungen aus den Rechnungen für den CRISP-1m übernommen und werden für die Berechnungen der unterschiedlichen Betriebspunkte im Kennfeld des CRISP2 nicht verändert. In Umfangsrichtung besitzen die Eintrittsrandbedingungen den gleichen Wert, über die relative radiale Koordinate sind diese variabel. *Tabelle 3.2* gibt einen Überblick über die verwendeten Eintrittsrandbedingungen.

Tabelle 3.2: Eintrittsrandbedingungen der Strömungssimulation des CRISP2 auf Grundlage der Berechnungen des CRISP-1m

Temperatur T	s. <i>Abbildung A.1</i> (ca. 293,15 K)
Druck p	s. <i>Abbildung A.1</i> (ca. 1013,19 hPa)
turbulentes Längenmaß L_t	$9 \cdot 10^{-5}$ m (konst.)
Turbulenzintensität I	1 % (konst.)
Drallwinkel α_Θ	s. <i>Abbildung A.1</i>
radialer Eintrittswinkel α_R	s. <i>Abbildung A.1</i>

Über eine sogenannte Mixing Plane sind die beiden Rotoren miteinander gekoppelt. Aus der Austrittsebene des ersten Rotors werden die umfangsgemittelten Größen der Strömungssimulation an die Eintrittsebene des zweiten Rotors übergeben. Die Austrittsebene des zweiten Rotors wird in den Kennfeldrechnungen dieser Arbeit druckgeregelt, das heißt, dass dem Strömungslöser ein mittlerer statischer Gegendruck als Randbedingung an dieser Austrittsebene vorgegeben wird. Dieser Gegendruck wird zur Erstellung der Drehzahlkurven variiert und simuliert die Stellung der Drossel.

Weiterhin ist, wie in *Abbildung 3.6* zu sehen, jeweils nur eine Schaufel pro Rotor vernetzt. Die Schaufelanzahl des CRISP2 beträgt jedoch 10 (erster Rotor) bzw. 12 (zweiter Rotor). Die

Tools, die das CFD-Netz erstellen, verwenden deswegen sogenannte periodische Ränder. Diese ermöglichen eine Berechnung an nur einer Schaufel, indem die Werte der Rechenzellen in dem Winkelsegment an den Rändern die gleichen Werte annehmen. Die Zellstruktur an den Rändern ist gleich und die CFD-Rechnung muss nicht an der gesamten Schaufelreihe durchgeführt werden. Durch diese periodischen Ränder kann die Rechenzeit der Strömungssimulation deutlich reduziert werden. Die weiteren Randbedingungen sind über die Drehzahl der beiden Rotoren, sowie der Nabe (Moving) und dem feststehenden Gehäuse (Viscous Wall) festgelegt.

Um mit der Strömungssimulation starten zu können, benötigt der Strömungslöser TRACE in den Rechenzellen Initialisierungswerte. Diese Initialisierung erfolgt durch eine bereits konvergierte Strömungslösung. Die Anfangswerte variieren dabei zwischen den Rechenzellen. Sollte es hierbei zu einem Abbruch während des Anlaufens der Strömungssimulation kommen, können auch konstante Werte (Dichte, Druck und ein Geschwindigkeitsvektor) als Initialisierung eingegeben werden. Die CFL-Zahl wird während den ersten 100 Zeitschritten von 1 auf 40 erhöht [14].

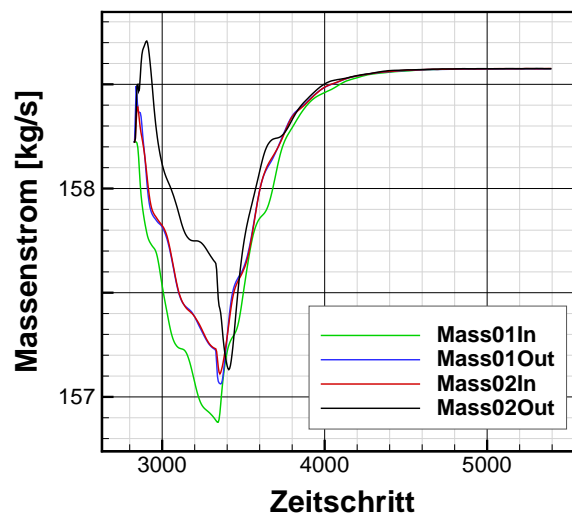


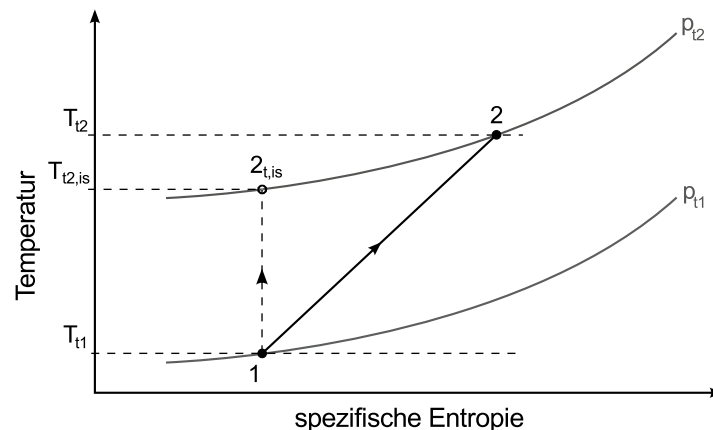
Abbildung 3.7: Konvergenzverhalten der Strömungssimulation anhand eines Beispiels

Jede konvergierende Lösung nähert sich nach einer bestimmten Anzahl von Rechenschritten einem Lösungswert an, wie in *Abbildung 3.7* zu sehen ist. Dargestellt sind die umfangsgemittelten Werte für den Massenstrom an den vier Ein- bzw. Austrittsebenen. Da sich diese Werte allerdings nur annähern, werden verschiedene Konvergenzkriterien definiert, nachdem die Strömungssimulation als konvergiert angesehen werden kann. Ein solches Konvergenzkriterium ist das Konvergenzintervall. Mit diesem wird festgelegt, in welchem Intervall die Konvergenzkriterien geprüft werden sollen. Es wird die relative Abweichung der Lösung in diesem Intervall betrachtet. Die Kriterien für Massenstrom, Wirkungsgrad und Totaldruckverhältnis legen die Grenzen für die Konvergenz fest. In *Tabelle 3.3* sind die Konvergenzkriterien, die in den Kennfeldrechnungen verwendet wurden, aufgelistet. Diese gelten sowohl für die CFD-Rechnungen mit Wall-Function, als auch für diejenigen mit Low-Reynolds.

Tabelle 3.3: Konvergenzkriterien der Strömungssimulation des CRISP2

Konvergenzkriterium	Wert
Massenstrom	0,01 %
Wirkungsgrad	0,01 % - 0,05 %
Totaldruckverhältnis	0,01 %
Konvergenzstart bei	200
Konvergenzintervall	100 bis 1500

Da die Lösung in Betriebspunkten, die nahe an der Pumpgrenze liegen, zunehmend mehr Rechenschritte bis zu Konvergenz benötigt, wird in diesem Bereich das Konvergenzintervall erhöht. Außerdem könnte eine Lösung in einem kleinen Konvergenzintervall zwar konvergieren, würde jedoch in einem größer gewählten Konvergenzintervall keine Konvergenz erreichen, da es für diese Betriebspunkte keine numerische Stabilität gibt. Auch das Konvergenzkriterium für den Wirkungsgrad muss an einigen Betriebspunkten angepasst werden (vgl. *Tabelle 3.3*). Der Wirkungsgrad unterliegt gerade bei niedrigen Drehzahlen zunehmenden Ungenauigkeiten. Einen Grund hierfür liefert eine Umformung von *Gleichung 3.2* [13, S. 5, Gl. 1.6], mit welcher der isentrope Wirkungsgrad des Fans berechnet wird. [13, S. 4f.]

**Abbildung 3.8:** Berechnung des isentropen Wirkungsgrads im T-s-Diagramm nach [13, S. 5, Abbildung 1.4]

$$\eta_{is} = \frac{T_{t2,is} - T_{t1}}{T_{t2} - T_{t1}} \quad (3.2)$$

Durch Umformulierung erhält man:

$$\eta_{is} = \frac{\frac{T_{t2,is}}{T_{t1}} - 1}{\frac{T_{t2}}{T_{t1}} - 1} = \frac{\pi_v^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{\frac{T_{2t}}{T_{1t}} - 1} \quad \text{mit:} \quad \frac{T_{t2,is}}{T_{t1}} = \pi_v^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad (3.3)$$

Im niedrigen Drehzahlbereich erreicht der Fan nur noch geringe Totaldruckverhältnisse. Außerdem sinkt die Totaltemperatur an der Eintritts- und Austrittsebene. Dadurch kommt es zu größeren Abweichungen dieser drei Größen. Da der isentrope Wirkungsgrad des Fans nach *Gleichung 3.3* berechnet wird, lässt sich dieser nur noch mit einer schlechteren Ge-

naugigkeit berechnen. Im niedrigen Drehzahlbereich (50 %- und 45 %-Kennlinien) unterliegt der Wirkungsgrad im Konvergenzintervall größeren Schwankungen, sodass die Strömungssimulation nicht mit den vorgegebenen Konvergenzkriterium konvergieren würde. Das Konvergenzkriterium für den Wirkungsgrad wird deswegen auf 0,05 % erhöht. Der isentrope Wirkungsgrad wird in dieser Arbeit immer mit impulsgemittelten Werten berechnet, diese kommen den Messergebnissen aus vorangegangenen Experimenten am nächsten [14].

3.2.2 Kennfeld des CRISP2

Nachdem im vorherigen Abschnitt die Grundeinstellungen der zwei verschiedenen Rechnungen zur Erstellung der Kennfelder näher behandelt wurden, werden in diesem Abschnitt die berechneten Kennfelder analysiert. In der ersten Berechnung des CRISP2 wurde ein Netz mit Wall-Function verwendet, um einen Vergleich mit dem CRISP-1m (auch mit Wall-Function gerechnet) durchführen zu können. Dieses Kennfeld ist in *Abbildung 3.9* dargestellt. Die Drehzahlkurven des CRISP-1m sind in schwarz, die des CRISP2 in blau dargestellt. Ebenso sind die Auslegungspunkte (OP0) des CRISP-1m, sowie des CRISP2 zu sehen. Der Betriebspunkt OP1 ist in der Optimierung des CRISP2 so gewählt worden, dass er nahe der Pumpgrenze liegt und ein Totaldruckverhältnis hat, das mindestens 3 % [13, S. 34] über dem des Auslegungspunktes (OP0) liegt, damit ein ausreichender Abstand zur Pumpgrenze im Auslegungspunkt vorliegt.

Der Arbeitsbereich des CRISP2 hat sich im Vergleich zum CRISP-1m wesentlich verändert, der Bereich nahe der Pumpgrenze hat sich deutlich erweitert. Eine weitere Verbesserung zeigt sich in der auffallenden Erhöhung des isentropen Wirkungsgrads. In der Optimierung des CRISP2 mit der Ausgangsbasis des CRISP-1m konnte dieser von anfangs 85,0 % auf 92,8 % gesteigert werden.

Abbildung 3.10 zeigt das Kennfeld des CRISP2 mit dem Vergleich zwischen Wall-Function (WF) und Low-Reynolds (LR). Im Totaldruckverhältnis – aufgetragen über dem Massenstrom – zeigt sich, dass die Drehzahlkurven nur geringe Unterschiede aufweisen. Die Rechnungen mit dem Low-Reynolds-Netz weisen im Bereich der Pumpgrenze tendenziell höhere Totaldruckverhältnisse auf. Bei der Betrachtung des maximalen isentropen Wirkungsgrads fällt auf, dass sich dieser unter der Verwendung des Low-Reynolds-Rechnernetzes in allen Drosselkurven verschlechtert hat. Diese Verschlechterung liegt bei ungefähr 0,60 % bis 0,65 % und ist durch die höhere Auflösung des CFD-Netzes in der Grenzschicht zu begründen.

Um zu verstehen, warum die Verluste durch das Low-Reynolds-Netz zunehmen, können diese in der S1-Ebene durch die Entropieänderung betrachtet werden. Die Entropieänderung wird im Postprocessing berechnet. Wie in *Abbildung 3.11* zu sehen ist, ist die Entropieänderung durch die dichtere Vernetzung der Grenzschicht in der Low-Reynolds-Rechnung deutlich größer als in der Berechnung mit Wall-Function. Dieser Unterschied in der Entro-

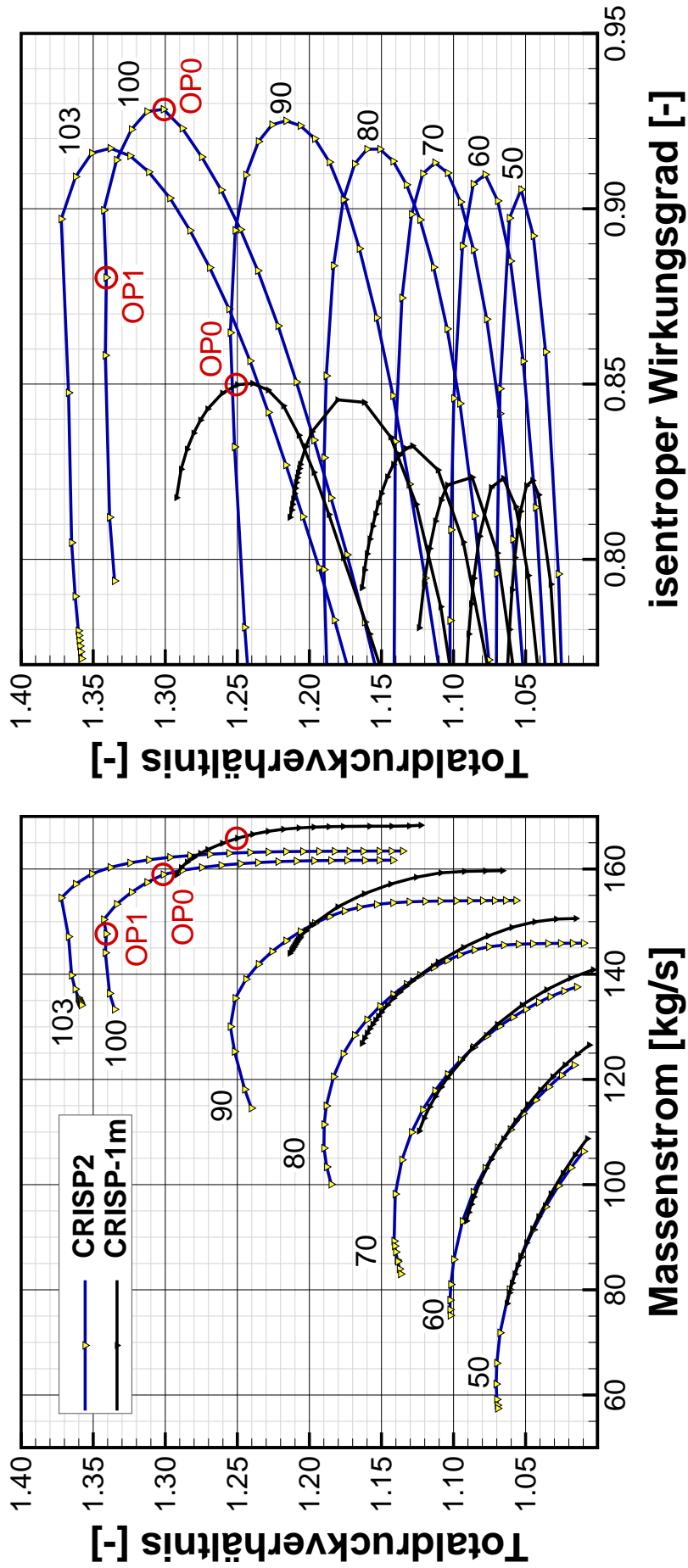


Abbildung 3.9: Kennfelder des CRISP-1m und CRISP2 im Vergleich (gerechnet mit Wall-Function), impulsgemittelte Werte für den isentropen Wirkungsgrad

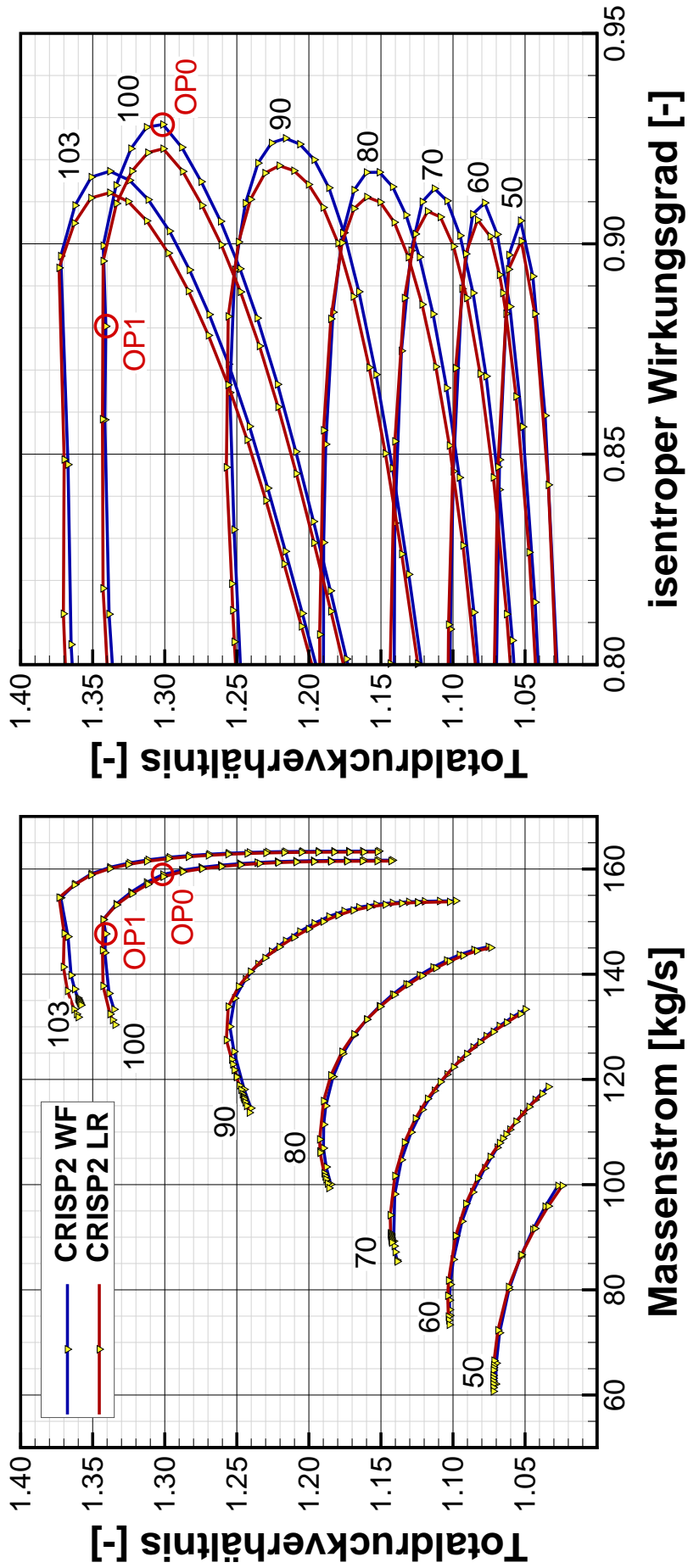


Abbildung 3.10: Vergleich der Kennfelder des CRISP2 mit Wall-Function (ca. 1,63 Mio. Zellen) und Low-Reynolds (ca. 2,41 Mio. Zellen), impulsgemittelte Werte für den isentropen Wirkungsgrad

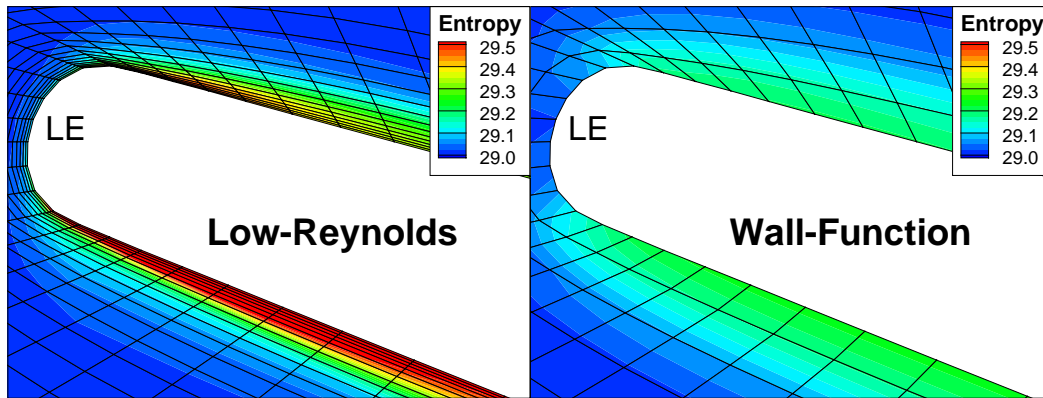


Abbildung 3.11: Entropieänderung in der Grenzschicht (Betriebspunkt OP0, erster Rotor, Vorderkante). Vergleich zwischen Low-Reynolds (links) und Wall-Function (rechts).

Die Entropieänderung ist der Grund für den geringeren isentropen Wirkungsgrad der Fanstufe in der Berechnung mit dem Low-Reynolds-Netz.

3.3 Mehrstufen-Zweiwellen-Axialverdichter-Prüfstand des DLR

Das Institut für Antriebstechnik betreibt am Standort Köln-Porz den Mehrstufen-Zweiwellen-Axialverdichter-Prüfstand (M2VP), in dem verschiedene Messungen an Verdichtern durchgeführt werden können. Hierzu gehören vor allem Messungen zur Bestimmung des Kennfelds, aber auch detaillierte Strömungsfeldmessungen sind möglich. Der Prüfstand besteht aus einem Ansaugturm, einer Beruhigungskammer (Länge: 18m, Durchmesser: 8m), dem Einlaufbereich und der Vorrichtung für den Prüfling, sowie einer Auslaufstrecke mit Drossel. [7]

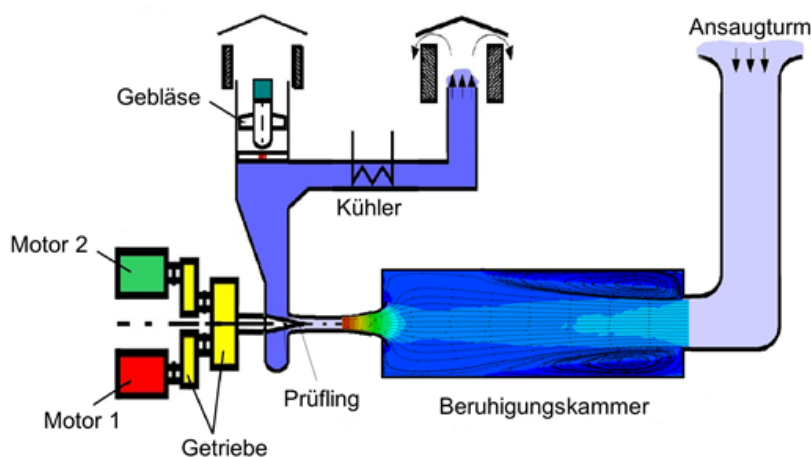


Abbildung 3.12: Schematischer Aufbau des M2VP [7, Abbildung 4]

Der schematische Aufbau dieses Prüfstandes ist in *Abbildung 3.12* dargestellt. Der Prüfling (Verdichter) sitzt auf zwei konzentrisch zueinander laufenden Wellen, die über eine Getriebekombination von zwei Elektromotoren angetrieben werden. Die beiden Motoren können

unabhängig voneinander betrieben werden, sodass ein gegenläufiger Betrieb möglich ist, indem beide Rotoren von jeweils einem Motor angetrieben werden. In dieser Variante wird der CRISP2 auf dem Prüfstand betrieben. Die maximal abrufbare Leistung beträgt bei 2000 1/min 5MW pro Elektromotor. [15, S. 6f.]

Im Betrieb des Prüfstandes ist unbedingt darauf zu achten, dass der Spalt zwischen den Verdichterschaukeln und dem Gehäuse einen Wert von 0,2 mm nicht unterschreitet, da ein sicherer Betrieb des M2VP ansonsten nicht gewährleistet ist [9]. Dies ist auf die Ungenauigkeiten zwischen den Wellenläufen und dem Gehäuse bezüglich deren Konzentrität zurückzuführen. Sollte es dennoch zu einer Berührung zwischen den Schaukeln und dem Gehäuse kommen, so muss sichergestellt sein, dass die Schaukeln zuerst im Bereich der Hinterkante am Gehäuse anlaufen. So kann einem Verkanten – und somit vermutlich auch einem Zerstören – der Schaukeln vorgebeugt werden. Auf diese Weise wird es zu einem Schaden an der Spitze der Schaufel kommen, allerdings bedeutet dies nicht gleich den Verlust der gesamten Rotorschaukel. Weitere Informationen zum M2VP können in [4, 7, 15] gefunden werden.

3.4 Prinzip der Rotorblattverstellung

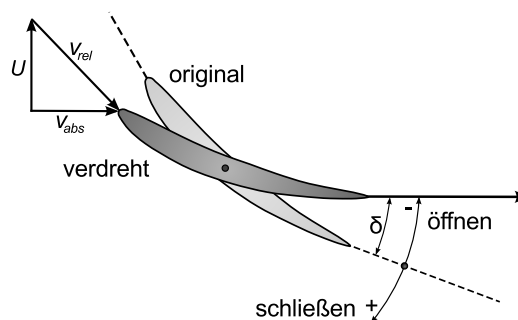


Abbildung 3.13: Definitionen zur Rotorblattverstellung [6, S. 1127, Abb. 10.52]

Wie bereits in *Abbildung 3.3* gezeigt, sind die Rotoren um deren Lagerachse drehbar gelagert. Die Rotorblattverstellung erfolgt nach dem in *Abbildung 3.13* dargestellten Prinzip. Den Rotor so zu drehen, dass dieser „öffnet“, bedeutet, dass er einen größeren Massenstrom durchsetzen kann, der Querschnitt des Verdichtergitters wird auf diese Weise vergrößert. Das „Schließen“ bewirkt dagegen, dass ein geringerer Massenstrom durchgesetzt werden kann, der Querschnitt des Verdichtergitters wird also kleiner. Als Vorzeichenkonvention wird festgelegt, dass das Schließen der Rotoren (kleinerer Gitterquerschnitt) mit einem positiven Winkel einhergeht.

4 Strategie zu Kennfeldrechnungen mit deformierten und verdrehten Schaufeln

In diesem Kapitel soll nun genauer auf die Berechnung von Kennfeldern eingegangen werden, insbesondere auf die Möglichkeit verformte und verdrehte Fanschaufeln aus CSM-Berechnungen in die Strömungssimulation mit TRACE zu integrieren. Hierfür soll zuerst die gegenwärtige Vorgehensweise in der Berechnung von Kennfeldern analysiert werden.

4.1 Gegenwärtige Vorgehensweise in der Kennfeldberechnung

Damit eine Strömungssimulation mit dem Strömungslöser TRACE durchgeführt werden kann, muss zuerst ein Rechennetz erstellt werden. Dazu werden verschiedene Tools verwendet, die das Netz für die CFD-Rechnung generieren. Das DLR-interne Tool BladeGenerator erstellt zunächst die Rotorschaukeln, die vernetzt werden sollen. Die Geometrie der beiden Rotoren entstammt dem Auslegungsprozess und entspricht der Geometrie, die im Auslegungspunkt (OP0) vorliegt (vgl. *Abbildung 3.9*). Die so erstellten Fanschaufeln weisen allerdings noch keinen Spalt zum Gehäuse auf.

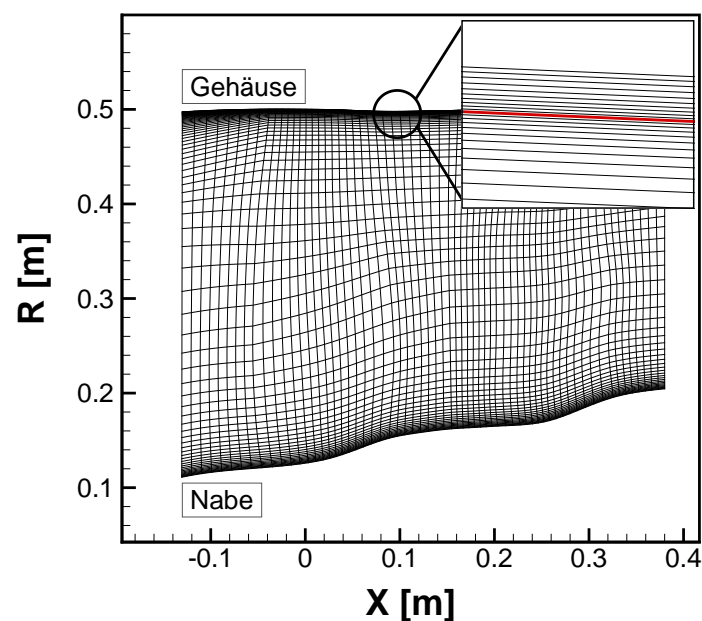


Abbildung 4.1: S2-Netz für die CFD-Netzerstellung

Mit Hilfe eines S2-Netzes (vgl. *Abbildung 4.1*), das von der Naben- und der Gehäusekontur begrenzt wird, erzeugt der BladeGenerator die Rotorschaukeln so, dass diese an der Nabe und dem Gehäuse abgeschnitten werden. Anschließend übernimmt das Tool G3DHEXA [20] die Vernetzung der Rotorgeometrien.

Für die Vernetzung wird zusätzlich zum S2-Netz ein S1-Netz benötigt, welches das Tool G3DHEXA über eine parametergesteuerte Vorlage erstellt. Dieses S1-Netz ist in *Abbildung 4.2* dargestellt. Das O-Netz wird direkt an der Schaufeloberfläche erzeugt. Umgeben wird es von einem C-Netz. Die Eintrittsebene befindet sich im H-Inlet-Netz, die Austrittsebene ist im H-Exit-Netz. Verbunden werden diese Netze durch ein weiteres Netz (H-Passage). Über die Parameter können dann verschiedene Eigenschaften des S1-Netzes beeinflusst werden, auf die an dieser Stelle nicht weiter eingegangen werden soll.

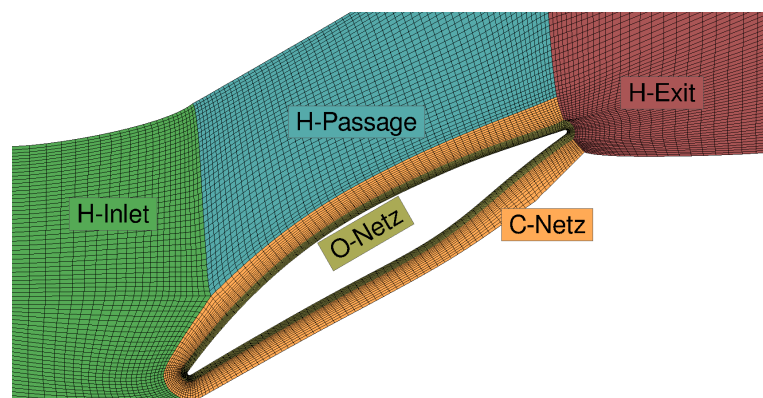


Abbildung 4.2: Bezeichnung der unterschiedlichen Netzblöcke (S1-Ebene), hier im Nabenschnitt des zweiten Rotors.

Da die Rotorschaukeln ohne einen Spalt direkt bis an das Gehäuse erstellt wurden (an der Nabe wird in den CFD-Berechnungen dieser Arbeit kein Spalt eingefügt), muss nun der fehlende Gehäusespalt in der Netzerstellung generiert werden. Dieser ist bereits im S2-Netz durch eine radiale Linie (k-Linie) definiert. In *Abbildung 4.1* ist diese k-Linie im vergrößerten Bereich in rot zu sehen. Der Spalt ist in der Optimierung, also im Auslegungspunkt (OP0), festgelegt worden (vgl. *Tabelle 3.1*). Der Spaltblock kann nun erstellt werden, indem mit der Begrenzung von Rotorschaukel, k-Linie des Spalts und der Gehäusekontur ein weiterer Block erzeugt wird, der wiederum über verschiedene Parameter beeinflusst werden kann. Auf diese Art können geometrisch ähnliche Fanschaufeln mit den gleichen Parametern vernetzt werden, ohne größere Änderungen in den Parametereinstellungen vorzunehmen. Für eine Kennfeldrechnung mit diesem Verfahren wird das CFD-Netz nicht mehr geändert, lediglich über die Änderung der Randbedingungen (Drehzahl der Rotoren und mittlerer statischer Gegendruck) werden die unterschiedlichen Drehzahllinien berechnet.

Um Strömungssimulationen mit verdrehten Fanschaufeln durchzuführen, kann ebenfalls das Tool BladeGenerator verwendet werden. Unter Angabe der Lagerachse und eines Verdrehwinkels δ lässt sich die Auslegungsgeometrie verdrehen. Die verdrehten Schaufeln werden darauf wieder an Naben- und Gehäusekontur abgeschnitten. Anschließend erfolgt wiederum die Vernetzung mit G3DHEXA, die unverändert abläuft. Lediglich die Parameter für die

automatisierte Vernetzung müssen aufgrund der Verdrehung der Rotorschaukeln angepasst werden. Auf diese Weise können auch Kennfelder mit verdrehten Schaufelgeometrien berechnet werden. Ein Vorteil dieser Verfahrensweise ist der geringe Aufwand, der für die Netzgenerierung benötigt wird, insbesondere lassen sich durch die getrennten Netze des ersten und des zweiten Rotors beliebige Verdrehwinkelkombinationen berechnen. Allerdings wird in dieser Vorgehensweise die Änderung der Spalthöhe infolge der Verdrehung um die Lagerachse nicht berücksichtigt, da das Spaltnetz erst durch das Tool G3DHEXA erstellt wird. Durch die k-Linie im S2-Netz, die den Spalt bestimmt, wird auch bei verdrehten Fanschaufeln immer die Auslegungsspalthöhe verwendet. Die Bestimmung der genauen Spalthöhe und das Anpassen des Spaltblocks ist auf diese Weise kompliziert.

Die Spalthöhe ändert sich nicht nur durch das Verdrehen der Rotoren, sondern auch durch die mechanischen Eigenschaften des Verbundwerkstoffs CF-PEEK aus dem die Fanschaufeln des CRISP2 hergestellt werden. Hierdurch werden sich die Fanschaufeln stärker verformen, als dies z. B. beim Werkstoff Titan geschieht. Die Geometrie – und mit dieser auch die Spalthöhe – wird sich in jedem Betriebspunkt ändern. Durch die größere Verformung ist dieser Einfluss genauer zu untersuchen, insbesondere im Bezug auf die Kontrolle der Spalthöhe in verschiedenen Betriebspunkten.

Abschließend kann zusammengefasst werden, dass es mit den vorhandenen Tools möglich ist, vereinfachte Kennfeldrechnungen mit verdrehten Geometrien durchzuführen. Allerdings wird der Einfluss der Verformung auf die Spalthöhe zwischen den Fanschaufeln und dem Gehäuse in diesem Verfahren nicht berücksichtigt. Es kann von daher in der numerischen Simulation nicht festgestellt werden, ob die zu untersuchenden Konfigurationen der Rotorblattverstellung hinsichtlich der Spalthöhe sicher im M2VP betrieben werden können. Weiterhin ist der Einfluss der Verformung der Fanschaufeln auf das Kennfeld unbekannt. Es wird deswegen notwendig sein, eine neue Methode zu entwickeln, um die Verformung der Fanschaufeln zu berücksichtigen und in die Strömungssimulation zurückzuführen, sodass zum Einen die Auswirkungen auf das Kennfeld untersucht werden können, zum Anderen aber auch eine Kontrolle der Spaltgröße durchgeführt werden kann.

4.2 Konzept einer neuen Strategie

Unter Beachtung der zuvor angeführten Bedingungen wird in diesem Abschnitt eine neue Strategie ausgearbeitet.

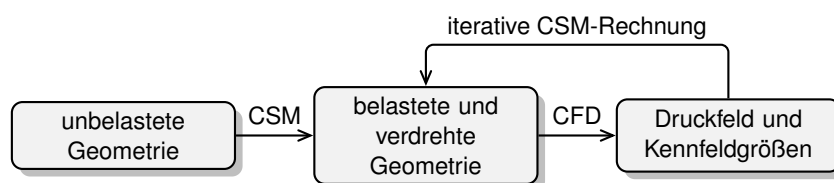


Abbildung 4.3: Schematisches Konzept der neuen Strategie

Das Konzept dieser neu entwickelten Strategie ist schematisch in *Abbildung 4.3* dargestellt. Aus den Geometrien, die im unbelasteten Zustand verdreht werden, wird zuerst durch eine strukturmechanische Rechnung mit einem initialen Druckfeld und einer Drehzahlbelastung eine deformierte Rotorschaukel berechnet. Diese verformte Geometrie ist dann einem bestimmten Betriebspunkt im Kennfeld zugeordnet. Anschließend wird mit dieser deformierten Schaufel eine CFD-Rechnung durchgeführt. Danach können in einem Postprocessing-Schritt ein Druckfeld, sowie die für das Kennfeld benötigten Größen berechnet werden. Das Druckfeld wiederum kann in einer neuen Iteration genutzt werden, um abermals die belasteten Rotorschaukeln zu erzeugen. Um festzustellen, wann dieser iterative Prozess beendet werden kann, werden die Veränderungen der Größen Massenstrom, Totaldruckverhältnis und Wirkungsgrad im Kennfeld betrachtet. Der iterative Prozess kann beendet werden, wenn die Änderungen dieser Größen ein Abbruchkriterium erfüllen, das an späterer Stelle festgelegt werden soll.

Mit Hilfe dieses Prozesses werden die zuvor beschriebenen Aspekte in der Berechnung beachtet. Zum Einen lassen sich verschiedene Rotorblattverstellungen berechnen, indem sowohl die Deformation infolge der Belastung, als auch die Spaltänderung infolge der Verdrehung berücksichtigt werden. Zum Anderen kann überprüft werden, wie stark der Einfluss der Schaufeldeformation auf das Kennfeld ist und wie sich die Spalthöhe in verschiedenen Betriebspunkten verhält, insbesondere ob ein Mindestabstand zwischen den Schaufeln und dem Gehäuse in kritischen Betriebspunkten eingehalten werden kann, der die Betriebssicherheit des Prüfstandes gewährleisten soll. In den folgenden Abschnitten wird nun detaillierter auf die einzelnen Prozessschritte eingegangen.

4.3 Berechnung der belasteten Geometrie durch CSM

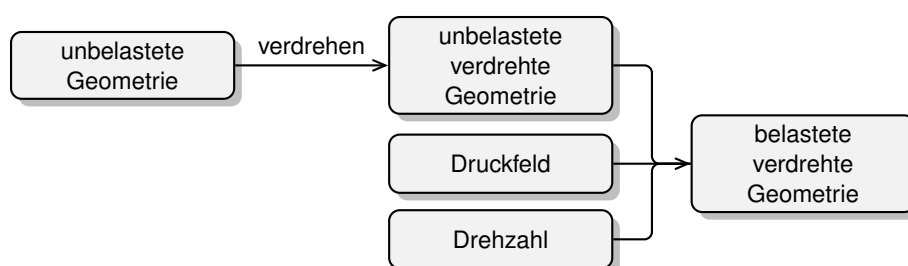


Abbildung 4.4: Schematische Darstellung des CSM-Prozesses zur Erzeugung einer belasteten verdrehten Geometrie [10]

In diesem Abschnitt soll beschrieben werden, wie mittels einer CSM-Rechnung aus einer unbelasteten Fanschaukel eine belastete Schaufelgeometrie erzeugt werden kann. *Abbildung 4.4* zeigt das Ablaufdiagramm für diese Berechnung. Zuerst wird die unbelastete Geometrie der beiden Rotoren um die Lagerachse mit einem Winkel δ gedreht (vgl. *Abchnitt 3.4*). Die Verdrehwinkel der zwei Rotoren können dabei unabhängig voneinander gewählt werden. Zusammen mit diesen unbelasteten verdrehten Schaufeln wird für die Rech-

nung ein Druckfeld, das die aerodynamische Last beschreibt, und die Drehzahl¹ für die Fliehkräfte infolge der Rotation benötigt. In einer initialen Rechnung wird ein Druckfeld verwendet, das erzeugt wird, indem die Auslegungsgeometrie um diesen Winkel δ verdreht und dann mit dem Strömungslöser TRACE berechnet wird. Mit der unbelasteten Schaufelgeometrie wird dann ein FE-Netz erzeugt, mit dem das Finite-Elemente Softwaresystem PERMAS anschließend die Verformungen berechnet, sodass am Ende die belastete verdrehte Geometrie vorliegt. Diese neue Geometrie dient nun als Eingabegeometrie für die CFD-Rechnung, wie in *Abbildung 4.3* zu sehen ist. [10]

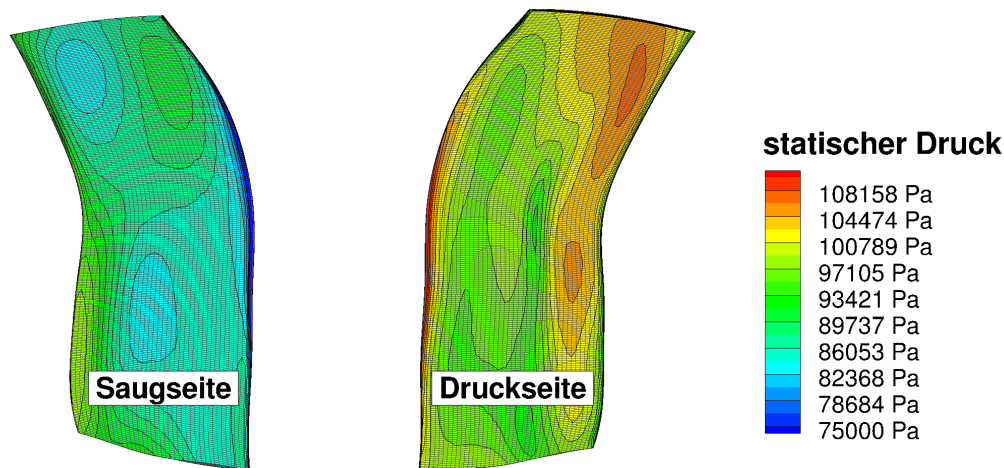


Abbildung 4.5: Beispiel eines Druckfeldes auf der Druck- bzw. Saugseite des zweiten Rotors mit FE-Netz

Exemplarisch ist in *Abbildung 4.5* ein Druckfeld, wie es in der CSM-Rechnung verwendet wird, zu sehen. Dargestellt ist der statische Druck auf der Schaufel des zweiten Rotors. Außerdem ist das FE-Netz für die CSM-Rechnung abgebildet. Dieses Druckfeld wird in der strukturmechanischen Rechnung auf das Netz gemappt. Das heißt, dass ein resultierendes Druckfeld aus der Differenz von Druck- und Saugseite errechnet wird. Im Anschluss daran wird dieses resultierende Druckfeld mit entsprechendem Vorzeichen nur auf eine Seite der Schaufel aufgebracht. Dabei wird der zugehörige Druck von PERMAS auf die freie Elementfläche aufgebracht. Nachdem die verdrehte belastete Schaufelgeometrie aus der CSM-Rechnung vorliegt, wird diese im nächsten Schritt vernetzt.[10]

4.4 Netzgenerierung für die CFD-Rechnung

In *Abschnitt 2.4* wurde bereits grundlegend auf die Schritte eingegangen, die während einer Strömungssimulation durchgeführt werden. Der folgende Abschnitt konzentriert sich nun auf die Netzgenerierung (vgl. *Abbildung 2.3*). Dadurch, dass die Geometrie, die vernetzt werden soll, aus einer FE-Rechnung stammt, und nicht mehr wie bisher mit dem Tool BladeGenerator erzeugt wird, muss der Prozess für die Erstellung des CFD-Rechennetzes angepasst

¹ Drehzahlverhältnis ist konstant, Angabe der Drehzahl prozentual zur Auslegungsdrehzahl

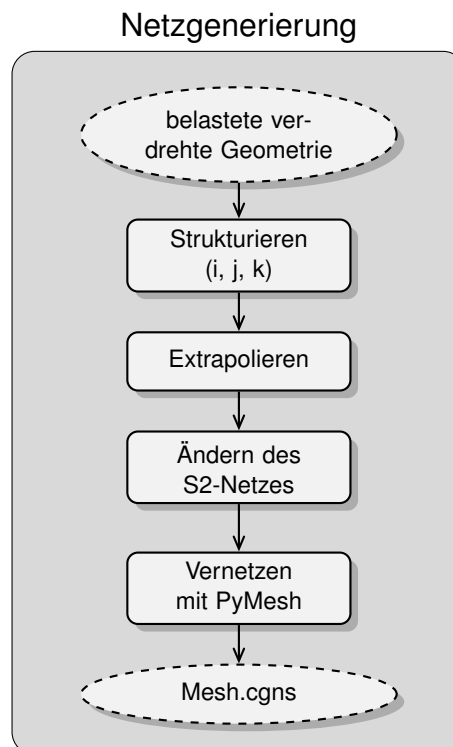


Abbildung 4.6: Schematische Darstellung der neuen CFD-Netzgenerierung

werden. Der zuvor verwendete Vernetzer G3DHEXA wird nun nicht weiter verwendet, da die Fanschaufeln für diese Art der Vernetzung immer am Gehäuse enden müssen. Da die Rotorschaufeln aus der CSM-Rechnung allerdings bereits einen Gehäusespalt aufweisen – oder bereits am Gehäuse angelaufen sind –, wird stattdessen in diesem Prozess das Tool PyMesh [18] verwendet, das ebenso wie G3DHEXA über eine Parametervorlage gesteuert wird.

In *Abbildung 4.6* ist der Ablauf dargestellt, mit dem das Netz für die CFD-Rechnung erzeugt wird. Der Vernetzer PyMesh benötigt für die Vernetzung Fanschaufeln, die in einem i -, j -, k -strukturierten Netz vorliegen. Die aus der CSM-Rechnung stammenden Schaufeloberflächen liegen jedoch in einer fortlaufenden Nummerierung vor, die für PyMesh nicht lesbar sind. Zuerst muss also das Oberflächennetz der Fanschaufeln umstrukturiert werden. Weiterhin muss berücksichtigt werden, dass sich der Gehäusespalt in jedem Betriebspunkt und zusätzlich durch das Verdrehen der Rotoren ändert. Da der Spalt möglichst genau im CFD-Netz übernommen werden soll, müssen die Schaufeln zuerst extrapoliert² und anschließend das S2-Netz geändert werden.

Das Ziel dieses Prozesses ist nach dem Durchlauf die vernetzte Geometrie der verdrehten belasteten Rotorschaufeln zu erhalten, die dann in den ursprünglichen Prozess der Strömungssimulation zurückgeführt werden kann und vor der eigentlichen CFD-Rechnung nur noch mit einem Pre-Processor bearbeitet werden muss. Alle Tools, auf die im Folgenden nä-

²Das Tool PyMesh erwartet eine Schaufel, die bis zur Gehäusekontur verläuft oder über diese hinausragt.

her eingegangen wird, greifen dabei auf eine Datei („Process.input“) zurück, die die globalen Parameter an die Tools weitergibt.

4.4.1 Strukturieren des Schaufelnetzes

Wie zuvor beschrieben, müssen zuerst die Punkte auf den Schaufeloberflächen umsortiert werden. Die Koordinaten sind dabei folgendermaßen definiert: Die i -Koordinate läuft um das Profil herum, an der Hinterkante ist der Wert $i=1$. Die positive Richtung geht dabei immer über die Druckseite zur Vorderkante, wie in *Abbildung 4.7* (rechts) zu sehen ist. Der letzte Punkt des Profils – die Hinterkante – entspricht wieder dem Punkt $i=1$. Die k -Richtung verläuft in Höhenrichtung des Profils, wobei die Werte an der Nabe $k=1$ und die Werte am Gehäuse maximal sind. Weil zu jeder k -Koordinate immer die gleiche Anzahl an i -Punkten gehört, kann die Gesamtzahl der Punkte auf den Schaufeloberflächen durch die Multiplikation dieser beiden Werte berechnet werden. Jeder Punkt in diesem Koordinatensystem ist somit eindeutig durch seine Koordinaten im Raum bestimmt.

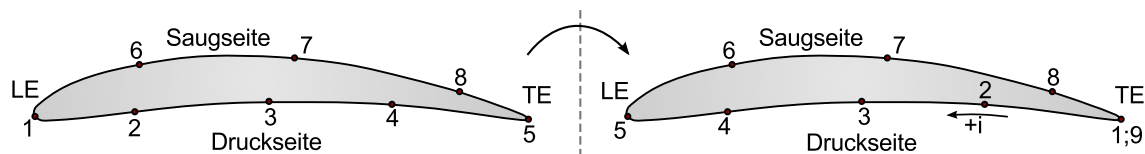


Abbildung 4.7: Definition der i -Richtung auf der Schaufeloberfläche (S1-Ebene), links: vorhandene Struktur nach der CSM-Rechnung, rechts: gewünschte Struktur für die CFD-Vernetzung

Die Schaufelgeometrien aus der CSM-Rechnung mit der fortlaufenden Nummerierung der Knotenpunkte sind so sortiert, dass der Knotenpunkt 1 auf der Vorderkante an der Nabe liegt. Die nachfolgenden Punkte verlaufen dann wiederum über die Druck- zur Saugseite hin, bis die Hinterkante erreicht ist. Danach gibt es einen Sprung auf den ersten Saugseitenpunkt neben der Vorderkante. In *Abbildung 4.7* (links) ist exemplarisch für ein Schaufelprofil mit acht unterschiedlichen Punkten dieser Vorgang dargestellt (nach dem Strukturieren existieren neun Punkte auf dem Profil, da der erste und der neunte Punkt gleich sind). Das Tool `TurnFE2QuadOrdered.py` wendet dieses Verfahren an. Als Parameter werden dabei die Anzahl der Punkte um das Profil, sowie die Anzahl der Höhenlinien (k -Linien) benötigt. Diese Parameter werden aus der Eingabedatei „Process.input“ importiert. Mit diesen Informationen ist das Tool in der Lage die Schaufelnetze zu strukturieren. Nachdem die Schaufelgeometrien mit neuem Namen gespeichert wurden (Endung: „xxx_ord.dat“), können diese anschließend von dem Vernetzer `PyMesh` erkannt und verarbeitet werden. Der Quellcode für dieses Tool findet sich in *Anhang C.1*. Besonderer Beachtung bedarf nun der Spaltblock im CFD-Netz. Um diesen gut abbilden zu können sind zwei weitere Schritte erforderlich.

4.4.2 Extrapolieren der Schaufeln

Für die Erzeugung des Gehäusespalts benötigt der Vernetzer PyMesh zum Einen eine Schaufelgeometrie, von der jeder Punkt der Blattspitze auf oder außerhalb des Gehäuses liegt, und zum Anderen ein Netz in der S2-Ebene. *Abbildung 4.8* zeigt eine solche verlängerte Schaufel in der S2-Ebene (radiale Koordinate aufgetragen über der x-Koordinate). Das dargestellte Netz ist das S2-Netz, von dem die letzte k-Linie (mit der höchsten radialen Koordinate, dargestellt in fettem schwarz) der Gehäusekontur entspricht. Die verformte Schaufel mit einem strukturierten Netz (in *Abbildung 4.8*: erster Rotor) ist in dunkelgrau abgebildet. Durch eine Extrapolation ist diese Schaufel über das Gehäuse hinaus verlängert worden (hellgrauer Teil der Schaufel).

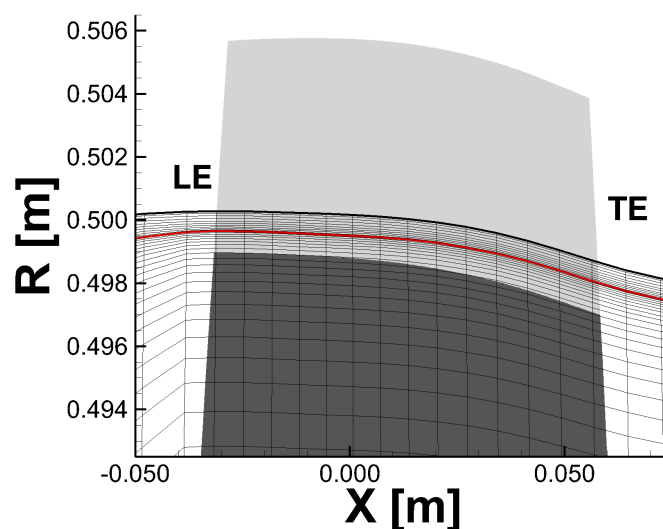


Abbildung 4.8: Verformte Rotorschaukel in der S2-Ebene vor (dunkelgrau) und nach (hellgrau) der Extrapolation. Darstellung ist verzerrt!

Um die Rotorschaukel mit dem neuen Tool `extrapolateBlades.py` extrapolieren zu können, werden zunächst je ein Vektor auf der Vorder- und der Hinterkante definiert. Diese Vektoren zeigen vom Gitterpunkt mit der vorletzten k-Koordinate hin zum Gitterpunkt mit der letzten k-Koordinate im strukturierten Netz des Rotors. Mit diesen zwei Vektoren ist nun ein Versatz der Blattspitzenkontur sowohl auf der Druck-, als auch auf der Saugseite möglich. Es wird ein Offset der jeweiligen Kurve (eine Kurve auf der Druck-, eine auf der Saugseite) mit den zwei definierten Vektoren erzeugt. Zwischen den beiden Vektoren werden die Punkte der Kurven linear – entlang der relativen Kurvenlänge interpoliert – zunächst bis zur neuen Blattspitze verschoben. Die neue Blattspitze ergibt sich aus der Skalierung der beiden Vektoren mit dem lokalen Parameter `kExtra`. Der Parameter `kExtra` sollte so groß gewählt werden, dass die neue Blattspitze in jedem Fall außerhalb des Gehäuses liegt (in *Abbildung 4.8* sind fünf zusätzliche k-Linien eingefügt). Dann werden die restlichen k-Linien zwischen der alten und der neuen Blattspitze mit jeweils gleichem Abstand zueinander eingefügt. Zuletzt werden die extrapolierten Schaufeln mit der Endung `“xxx_ext.dat“` gespeichert. Der Quellcode dieses Tools ist in *Anhang C.2* einzusehen.

Der Vernetzer kann nun mit der extrapolierten Schaufel einen Block für den Spalt erstellen, der seitlich von der Geometrie der extrapolierten Schaufel und radial vom Gehäuse sowie einer definierten k-Linie des S2-Netzes, begrenzt wird. Allerdings kann dieser Spaltblock den eigentlichen Spalt nicht reproduzieren, da die untere radiale Begrenzung³ nicht mit der Kontur der Blattspitze übereinstimmt. Es muss also ein letzter Schritt erfolgen, der das S2-Netz so anpasst, dass die trennende k-Linie mit der Blattspitze des jeweiligen Rotors übereinstimmt.

4.4.3 Modifikation des S2-Netzes

Ziel dieses Tools ist es, das S2-Netz individuell an die verformten Schaufelgeometrien anzupassen. Zu berücksichtigen sind hier sowohl der vordere, als auch der hintere Rotor, da beide mit dem gleichen S2-Netz vernetzt werden. Die trennende k-Linie (Trennlinie) soll möglichst genau die Blattspitzenkontur treffen, wie in *Abbildung 4.9b* zu sehen. Die Trennlinie kann über einen lokalen Parameter („k_clear“) gesteuert werden. Dieser legt den Wert der k-Koordinate fest, an welcher die Trennlinie verläuft.

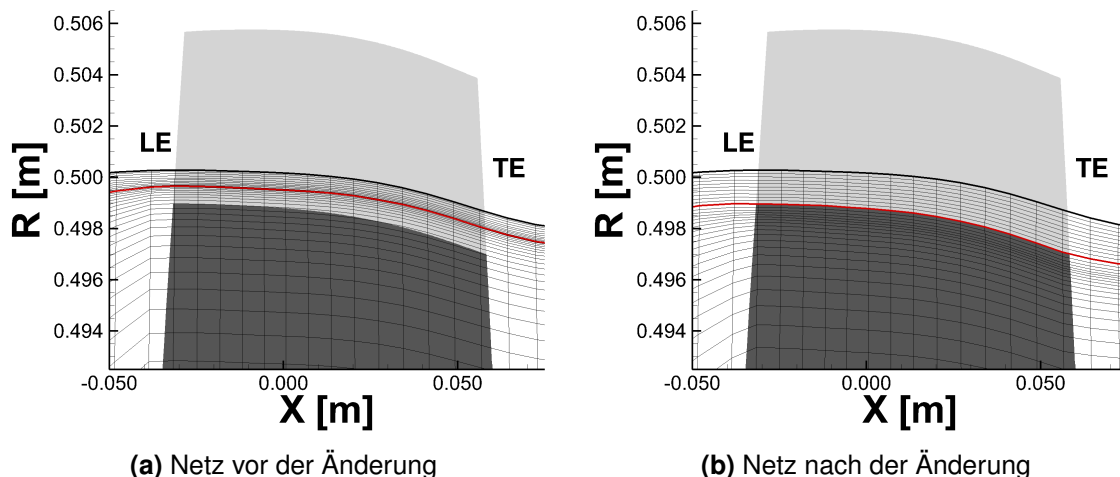


Abbildung 4.9: Änderung des S2-Netzes anhand eines Beispiels. Darstellung ist verzerrt!

Um den Spalt möglichst genau im CFD-Netz wiedergeben zu können, müssen zuerst mehrere Punkte auf der Blattkontur definiert werden, an denen das S2-Gitter ausgerichtet werden soll. Die Anzahl der gewählten Punkte hängt dabei von der Genauigkeit ab, die erreicht werden soll. In *Abbildung 4.10* ist die Vorgehensweise schematisch in der S2-Ebene für einen dieser definierten Punkte (P_{BS}) dargestellt. In grün ist eine verformte Schaufel dargestellt, die gedanklich nach unten abgeschnitten wurde. Das S2-Gitter, wie es vor diesem Schritt vorliegt, ist in grau und die Gitterpunkte in rot zu sehen. Die Gehäusekontur entspricht der obersten k-Linie und wird als Referenzgeometrie angenommen, da die Kontur durch das Gehäuse festgelegt ist und sich nicht ändert. Die anderen k-Linien können willkürlich vorliegen und eignen sich aus diesem Grund nicht als Referenz.

³gemeint ist die rot markierte Linie in *Abbildung 4.8*

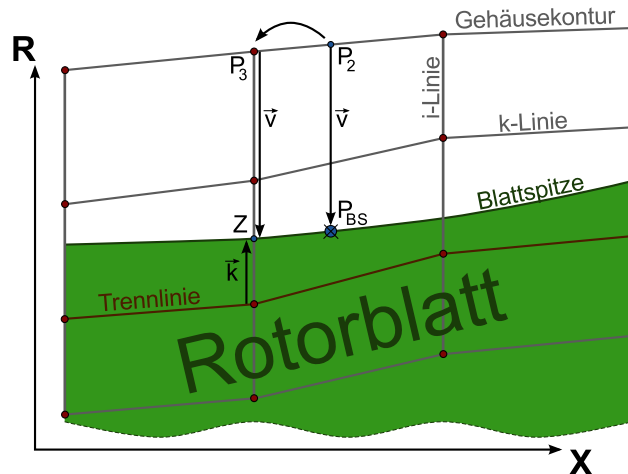


Abbildung 4.10: Schematische Darstellung der S2-Netzänderung (Ansicht: S2-Ebene)

Als Erstes wird ausgehend von einem definierten Punkt auf der Blattspitze P_{BS} ein Punkt (P_2) auf der Gehäusekontur gesucht, der den kleinsten euklidischen Abstand zu diesem hat. Mit diesen beiden Punkten wird anschließend ein Vektor \vec{v} erzeugt, der von P_2 zu P_{BS} zeigt. Danach wird überprüft, welcher Gitterpunkt auf der Gehäusekontur dem Punkt P_2 am nächsten liegt und die i -Koordinate dieses Punktes gespeichert. In *Abbildung 4.10* hat der nächstgelegene Gitterpunkt auf der Gehäusekontur einen niedrigeren x -Wert als P_2 (links von P_2) und wird P_3 genannt. Nun muss der Zielpunkt Z erzeugt werden, durch den nach der Änderung die in *Abbildung 4.10* dunkelrot gekennzeichnete Trennlinie verlaufen soll. Dies geschieht durch die Verschiebung von Punkt P_3 durch den Vektor \vec{v} . Bevor der Gitterpunkt der Trennlinie verschoben werden kann, wird der Vektor \vec{k} definiert, der von dem Gitterpunkt der Trennlinie mit derselben i -Koordinate wie P_3 zum Zielpunkt Z zeigt. Mit Hilfe dieses Vektors \vec{k} wird nun der Knotenpunkt der Trennlinie auf die Blattspitzenkontur verschoben.

Diese Verfahrensweise wird nun für alle angegebenen Punkte auf den Rotorblattspitzen durchgeführt, wobei alle Vektoren \vec{k} und die zugehörige i -Koordinate gespeichert werden. Dies gilt sowohl für den ersten, als auch für den zweiten Rotor. Dieser Liste werden daraufhin noch zwei Einträge hinzugefügt. Der erste und der letzte Netzpunkt der Trennlinie sollen nicht verschoben werden. Diese Punkte liegen auf der Eintritts- bzw. Austrittsebene des S2-Netzes. Die Vektoren für diese beiden Punkte sind deshalb Nullvektoren. Mittels dieser Liste ist es nun möglich die gesamte Trennlinie zu verschieben. Da eventuell nicht an allen Gitterpunkten ein Vektor definiert ist, wird wie bereits in *Abschnitt 4.4.2* ein Offset dieser Trennlinie erstellt, das die Verschiebung von Netzpunkten ohne definiertem Vektor \vec{k} linear interpoliert.

Als Letztes müssen die k -Linien angepasst werden, die nahe der Trennlinie liegen. Für die k -Linien im Spalt wird die verschobene k -Linie auf der Blattspitze und die Gehäusekontur als Referenz benutzt, um die k -Linien, die den Spaltblock generieren, äquidistant zu verteilen. Hierzu werden nur die k -Linien verschoben, die zwischen der Gehäusekontur und der Trennlinie liegen. Es werden keine zusätzlichen Linien hinzugefügt, weswegen die Vertei-

lung der k-Linien im Spalt eventuell ungünstig ausfallen kann. Die k-Linien, die eine kleinere radiale Koordinate haben als die Trennlinie, werden ebenfalls bis zu einer angegebenen Linie verschoben. Diese Änderung erfolgt abklingend zur Nabe hin. Diejenige Linie, bis zu der die Abklingung erfolgen soll, kann über den lokalen Parameter „k_refill“ gesteuert werden. In *Anhang C.3* befindet sich der Quellcode für dieses Tool.

Abbildung 4.9 zeigt das S2-Netz vor und nach diesem Prozess. Für den dargestellten Rotor wurden auf jeder Blattspitze fünf Punkte definiert, mittels derer die Trennlinie verschoben wird. Die Anzahl der Punkte ist ausreichend, um die genaue Kontur der Blattspitze im S2-Netz darzustellen (vgl. *Abbildung 4.9b*). Nachdem nun das S2-Netz mit dem Tool `deform_S2.py` modifiziert werden kann, ist es möglich, ein CFD-Netz für die verdrehten belasteten Fanschaufeln zu erstellen. Dieses wird mit PyMesh erzeugt und muss vor einer erneuten CFD-Simulation mit einem Pre-Processor (GMC) bearbeitet werden, indem Randbedingungen, Konvergenzkriterien etc. festgelegt werden. Die verwendeten Einstellungen werden so übernommen, wie sie in *Abschnitt 3.2.1* beschrieben wurden. Im folgenden Abschnitt wird nun untersucht, wann die Iterationen, die in dieser Strategie durchgeführt werden müssen (vgl. *Abbildung 4.3*), konvergieren.

4.5 Konvergenzverhalten der Strategie

Um eine Analyse des Konvergenzverhaltens der Strategie ausführen zu können, werden im ersten Schritt zwei Betriebspunkte (vgl. *Abbildung 4.11*: Betriebspunkte F und G) im Kennfeld des CRISP2 (gerechnet mit Wall-Function) ausgewählt. Diese Betriebspunkte liegen im Teildrehzahlbereich des Fans, da hier die Verformungen vermutlich einen stärkeren Einfluss auf das Kennfeld haben. Weiterhin muss die belastete Geometrie so vorliegen, dass sie theoretisch im Prüfstand angefahren werden kann. Wenn sich die Verformungen so einstellen, dass die Schaufel das Gehäuse berührt, so könnte kein CFD-Netz erzeugt werden, da kein Spalt vorläge. Diese Schaufelgeometrie ließe sich deswegen nicht vernetzen (mehr hierzu im folgenden Kapitel).

Das initiale Druckfeld, mit dem erstmalig die verformte Geometrie im Prozess erzeugt wird, wurde mit der Auslegungsgeometrie (OP0) und Wall-Function berechnet (vgl. *Abbildung 3.10*). Nachdem dann mit dem initialen Druckfeld die verformten Fanschaufeln berechnet werden, werden diese verformten Schaufeln für die CFD-Simulation vernetzt und anschließend eine Strömungssimulation durchgeführt. Da sich die Schaufelgeometrie geändert hat (diese ist jetzt anders belastet), wird sich eine andere Lösung ergeben, sodass sich das Druckfeld ebenso ändert. Durch die Änderung des Druckfelds, kommt es wiederum zu einer anderen Verformung der Schaufeln. Eine einzelne Iteration in diesem iterativen Prozess nimmt eine Rechenzeit von ca. 90 Minuten in Anspruch (in etwa 50 Minuten für die CSM-Rechnung und 40 Minuten für die CFD-Rechnung). Es ist deswegen wichtig festzustellen, nach wie vielen Iterationen der Prozess konvergiert bzw. wie sich die Verformung nach

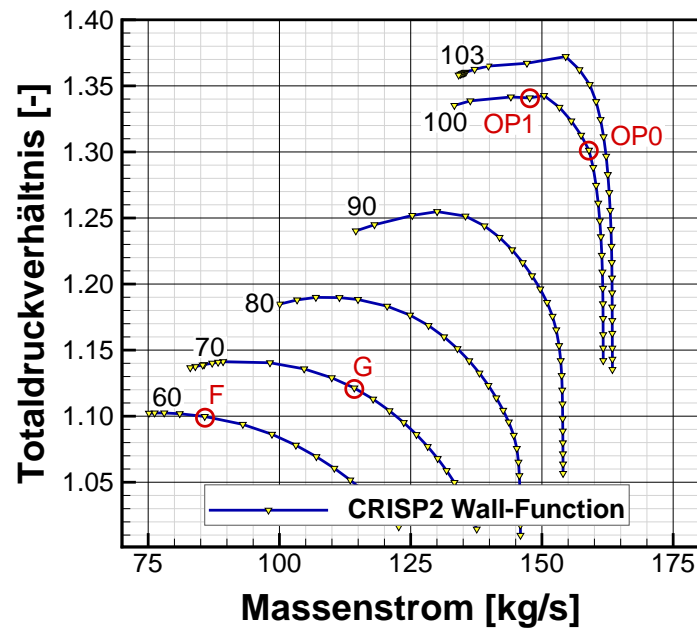


Abbildung 4.11: Ausgewählte Betriebspunkte (F und G), an dem die Analyse zum Konvergenzverhalten durchgeführt wird. Berechnung mit Wall-Function

jeder Iteration auf den Betriebspunkt im Kennfeld auswirkt. Dabei muss ein Kompromiss zwischen benötigter Rechenzeit und geforderter Genauigkeit der Lösung gefunden werden.

Es soll nun untersucht werden, nach wie vielen Iterationen der Prozess beendet werden kann und die Lösung als konvergiert angesehen werden kann. Um die Genauigkeit der Lösung zu bestimmen, werden die relativen Abweichungen der zwei Kennfeldgrößen Massenstrom und Totaldruckverhältnis nach jeder Iteration in Bezug zum vorherigen Iterationsschritt bestimmt. Für den isentropen Wirkungsgrad wird die absolute Abweichung betrachtet. Die relative Abweichung einer Größe nach einer Iteration i zur vorherigen Iteration $i-1$ berechnet sich nach *Gleichung 4.1*:

$$\frac{\Delta x}{x} = \frac{x_i - x_{i-1}}{x_{i-1}} \quad (4.1)$$

Für die Berechnung der absoluten Abweichung wird die *Gleichung 4.2* verwendet:

$$\Delta x = x_i - x_{i-1} \quad (4.2)$$

Da sich die Fanschaufeln unter Umständen so stark deformieren, dass die Blattspitze an das Gehäuse stößt, wird die Analyse an zwei Betriebspunkten durchgeführt, in denen die Drehzahl niedriger ist als im Auslegungspunkt (OP0). Auch die Spalthöhe der verformten Geometrie darf nicht zu klein werden, da es ansonsten Probleme mit der Vernetzung oder CFD-Rechnung gibt. Aus diesem Grund werden aus dem in *Abbildung 4.11* dargestellten Kennfeld die beiden Betriebspunkte F und G ausgewählt. In *Tabelle 4.1* und *Tabelle 4.2* sind die Kennfeldgrößen, sowie deren relative Änderung zu den Ergebnissen der vorangegangenen Strömungssimulation angeführt.

Tabelle 4.1: Vergleich der Kennfeldgrößen für $n = 70 \%$, Betriebspunkt G (vgl. *Abbildung 4.11*)

Iteration	\dot{m} [kg/s]	$\Delta\dot{m}/\dot{m}$ [%]	π_v [-]	$\Delta\pi_v/\pi_v$ [%]	η_{is} [%]	$\Delta\eta_{is}$ [%]
initial	114,26	---	1,1213	---	91,00	---
1	113,79	-0,41	1,1202	-0,10	90,23	-0,77
2	113,88	0,08	1,1204	0,02	90,19	-0,04
3	113,89	0,01	1,1204	0,00	90,18	-0,01

Tabelle 4.2: Vergleich der Kennfeldgrößen für $n = 60 \%$, Betriebspunkt F (vgl. *Abbildung 4.11*)

Iteration	\dot{m} [kg/s]	$\Delta\dot{m}/\dot{m}$ [%]	π_v [-]	$\Delta\pi_v/\pi_v$ [%]	η_{is} [%]	$\Delta\eta_{is}$ [%]
initial	85,77	---	1,0998	---	84,59	---
1	85,23	-0,63	1,0990	-0,07	82,83	-1,76
2	85,23	0,00	1,0990	0,00	82,80	-0,03
3	85,23	0,00	1,0990	0,00	82,80	0,00

In der Betrachtung des Konvergenzverhaltens der durchgeführten Iterationen an den beiden Betriebspunkten ist festzustellen, dass beide Iterationen nach dem 3. Iterationsschritt beendet und als konvergiert angesehen werden können. Die maximale relative Abweichung von Massenstrom und Totaldruckverhältnis liegt dann bei $\pm 0,01 \%$. Auch die absolute Änderung des isentropen Wirkungsgrads beläuft sich auf Werte kleiner oder gleich $0,01 \%$. Es fällt auf, dass die Berechnung eines Betriebspunktes unter Berücksichtigung der Schaufelverformung Auswirkungen auf das Kennfeld hat. Diese fallen besonders im Iterationsschritt von der Auslegungsgeometrie (initial) zur ersten Iteration mit der realen belasteten Fanschaufel ins Gewicht. Große Änderungen zeigen sich hier vor allem im isentropen Wirkungsgrad. Dieser sinkt aufgrund der gestiegenen Spalthöhe absolut um $0,77 \%$ (bei 70% Drehzahl) bzw. um $1,76 \%$ (bei 60% Drehzahl). Im Massenstrom zeigen sich ebenso wie im Totaldruckverhältnis Änderungen. Diese fallen allerdings geringer aus (unterhalb von $0,7 \%$).

Nach der zweiten Iteration liegen die Änderungen der Kennfeldgrößen unterhalb von $0,1 \%$. Bei Betrachtung des Verhältnisses von benötigtem Rechenaufwand einer einzelnen Iteration von 90 Minuten^4 zu den Auswirkungen auf das Kennfeld des Fans, kann angenommen werden, dass dieser Prozess für den CRISP2 nach der ersten Iteration abgebrochen werden kann. Im weiteren Verlauf dieser Arbeit wird aus diesem Grund jeweils nur eine Iteration mit den belasteten Fanschaufeln durchgeführt.

In der Berechnung der belasteten Schaufeln ist aufgefallen, dass sich der zweite Rotor des CRISP2 in den verschiedenen Betriebspunkten stark verformt. Da am CRISP2 im M2VP Messungen durchgeführt werden sollen, muss ein sicheres Betriebsverhalten des Fans gewährleistet sein. In der Auswahl der Betriebspunkte für die Überprüfung des Konvergenzverhaltens wurde deutlich, dass das sichere Betriebsverhalten aufgrund der starken Verformung der Fanschaufeln möglicherweise nicht eingehalten werden kann. Diese Problemstellung soll deswegen im folgenden Kapitel genauer untersucht werden.

⁴Die angeführten 90 Minuten Rechenzeit beziehen sich auf einen einzelnen Betriebspunkt im Kennfeld.

5 Untersuchung der Blattspitzenkontur

In den Berechnungen zum Konvergenzverhalten der in *Kapitel 4* entwickelten Strategie zeichnete sich bereits eine Problematik hinsichtlich der Betriebssicherheit im Testrig ab. Da die CFK-Schaufeln sehr biegeweich sind, werden die Deformationen stark von der Belastung der Rotoren abhängen. Deshalb soll die Spalthöhe in den höheren Drehzahlbereichen auf der gesamten Kennfeldbreite kontrolliert werden. Mit Hilfe der in *Kapitel 4* beschriebenen Strategie zu Berechnung von deformierten Schaufeln, ist es möglich, diese Kontrolle zwischen der Blattspitze und dem Gehäuse der beiden Rotoren durchzuführen. Wie in *Abschnitt 3.3* beschrieben, müssen zwei Anforderungen für einen sicheren Betrieb der beiden gegenläufig drehenden Rotoren im Prüfstand erfüllt werden:

- Der Gehäusespalt muss mindestens 0,2 mm betragen
- Zuerst soll der hintere Bereich der Schaufel am Gehäuse anlaufen

Der Gehäusespalt muss aus Sicherheitsgründen eine Mindesthöhe von 0,2 mm aufweisen. So soll gewährleistet werden, dass die Schaufeln das Gehäuse nicht berühren. Dieses Maß kommt durch die Fertigungstoleranzen des Gehäuses, der Fanschaufeln und durch die Konzentrität der beiden Wellen des Prüfstandes zu Stande. Sollte es dennoch zu einer Berührung kommen – z. B. durch erhöhte Fliehkräfte infolge von antriebsseitigen Schwingungen –, muss sichergestellt sein, dass zuerst der hintere Teil der Schaufeln am Gehäuse anläuft, sodass ein Verkanten der Schaufeln durch reibungsbedingte Selbsthemmung im vorderen Bereich nicht möglich ist. Dies soll durch einen größeren Spalt im vorderen Bereich der Blattspitze realisiert werden. In diesem Kapitel wird deswegen überprüft, ob die Betriebspunkte, die für die Messung im Prüfstand relevant sind, im Kennfeld angefahren werden und die zwei Anforderungen bezüglich der Spalthöhe eingehalten werden können.

5.1 Abschätzung kritischer Betriebspunkte im Kennfeld

Zu Beginn gilt es in einer Abschätzung die kritischen Betriebspunkte im Kennfeld zu identifizieren, also die Punkte, in denen ein Betrieb des Verdichters aufgrund eines zu kleinen Spalts oder einer ungünstigen Blattspitzenkontur (z. B. wenn die Vorderkante zuerst anstößt) nicht möglich ist. Hierzu werden eingangs vier Punkte (A bis D) im Kennfeld ausgewählt. Die ausgewählten Betriebspunkte sind in *Abbildung 5.1* zu sehen (Punkt E wird an späterer

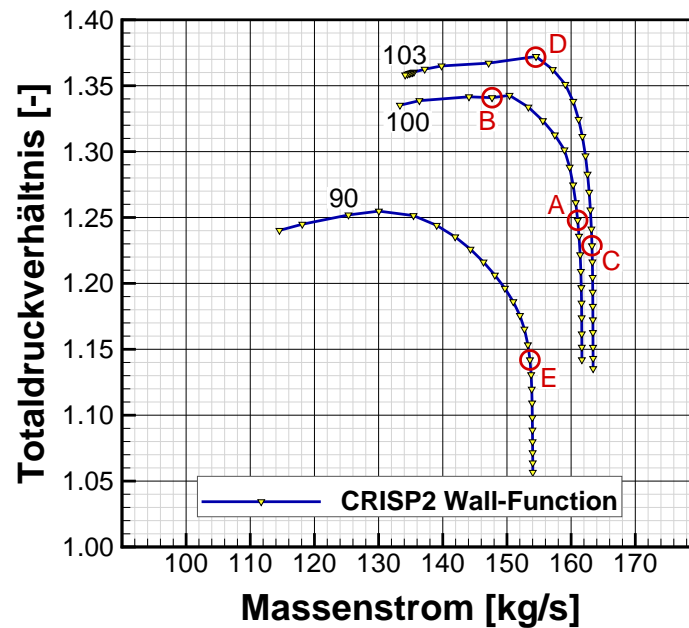


Abbildung 5.1: Ausgewählte Betriebspunkte im Kennfeld, in denen zunächst der Gehäusespalt kontrolliert werden soll

Stelle aufgegriffen). Da insbesondere bei hohen Drehzahlen große Fliehkräfte infolge der Rotation zu erwarten sind, beschränkt sich diese Abschätzung auf die Auslegungsdrehzahl (100 %), sowie eine leicht erhöhte Überdrehzahl (103 %). Auf diesen beiden Drosselkurven sind jeweils zwei Betriebspunkte ausgewählt worden, von denen der Eine in einem stark androsselten Bereich und der Andere in einem stark entdrosselten Bereich ist, um festzustellen, welcher Bereich im Kennfeld einer genaueren Untersuchung bedarf.

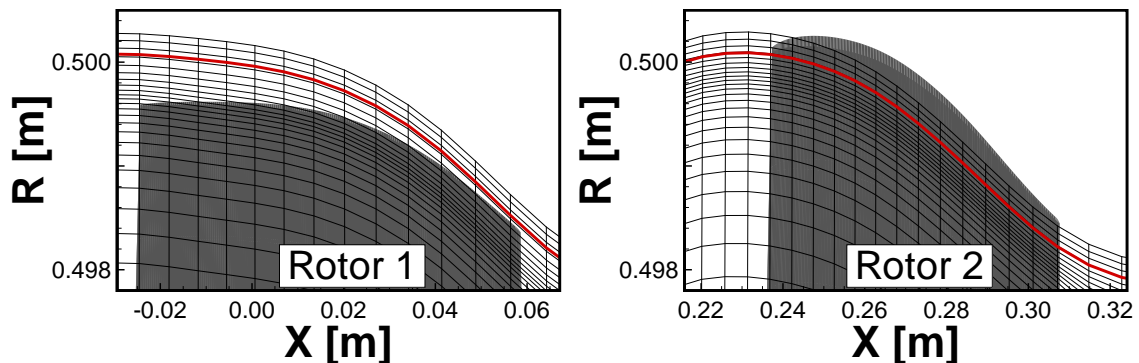


Abbildung 5.2: Spaltkontrolle im Betriebspunkt C. Die rote Linie markiert die Mindestspalthöhe von 0,2 mm. Verzerrte Darstellung!

Die Ergebnisse dieser Abschätzung sind in *Abbildung 5.2* und in *Anhang B (Abbildung B.1 bis Abbildung B.4)* zu finden. Beim Vergleich zwischen den androsselten und den entdrosselten Punkten fällt auf, dass die Mindesthöhe des Gehäusespalts im Bereich von hohen Totaldruckverhältnissen nahe der Pumpgrenze eingehalten werden kann. Aufgrund der zunehmenden Druckbelastung infolge des Drosselvorgangs biegen sich die Rotoren zur Saugseite hin, wodurch sich der Gehäusespalt im Vergleich zum Auslegungspunkt (OP0) vergrößert. In den entdrosselten Betriebspunkten auf den zwei Drosselkurven richten sich

die beiden Rotoren infolge der niedrigeren Belastung durch das kleinere Totaldruckverhältnis gleichermaßen auf. Der Spalt zwischen den Schaufeln und dem Gehäuse nimmt ab, da die Verbiegung der Rotoren durch die niedrigere Belastung schwächer ausfällt. In *Abbildung 5.2* ist der Gehäusespalt für den entdrosselten Betriebspunkt C gezeigt, in dem der Gehäusespalt am kleinsten ist. Es stellt sich heraus, dass für den ersten Rotor die Mindestspalthöhe eingehalten werden kann, während der zweite Rotor bereits das Gehäuse berührt hat. Außerdem ist in *Abbildung 5.2* der Spalt zwischen dem ersten Rotor und dem Gehäuse im vorderen Bereich größer, als im hinteren Bereich. Die Hinterkante würde so, wie gefordert, zuerst am Gehäuse anlaufen.

Zusammenfassend ist festzustellen, dass kritische Punkte – bezogen auf die Spaltgröße – im hohen Drehzahlbereich bei niedrigen Totaldruckverhältnissen liegen. Mit den Fanschaufeln, wie sie mit der derzeitigen Blattspitze vorliegen, wird es nicht möglich sein, in die entdrosselten Bereiche der Drehzahlkurven zu fahren. Dies liegt an der Blattspitzenkontur des zweiten Rotors, der sehr weich ist. Es wird deswegen notwendig sein, die Blattspitze des zweiten Rotors zu kürzen, um den Fahrbereich im entdrosselten Bereich zu erweitern. Im nächsten Schritt muss von daher festgelegt werden, welche Betriebspunkte im Kennfeld für die Prüfstand-Messungen angefahren werden sollen und daraus folgend wie die Blattspitze des zweiten Rotors modifiziert werden muss.

5.2 Analyse verschiedener Blattspitzenmodifikationen des zweiten Rotors

Für die Versuche im M2VP des DLR in Köln muss nun festgelegt werden, in welchem Bereich der CRISP2 betrieben werden soll. Um aussagekräftige Messergebnisse zu erzielen, ist es sinnvoll einen möglichst großen Bereich der Drosselkurven anfahren zu können. Wie bereits im vorherigen *Abschnitt 5.1* untersucht, werden im pumpgrenznahen Bereich des Kennfeldes keine Probleme hinsichtlich der Spaltgröße auftreten. Der Betrieb nahe der Pumpgrenze ist, beschränkt auf die Einhaltung der Mindestspalthöhe, sichergestellt. Um allerdings in den senkrechten Ast der Drosselkurven fahren zu können, muss das zweite Rotorblatt gekürzt werden (vgl. *Abbildung 5.2* rechts). Es soll nun untersucht werden, wie die Blattspitze des zweiten Rotors verändert werden muss, um wichtige entdrosselte Punkte im senkrechten Verlauf der Drosselkurven anfahren zu können. Hierfür werden die Punkte C und E ausgewählt, die nach Möglichkeit im M2VP angefahren werden sollen (siehe *Abbildung 5.1*). Es werden im Folgenden zwei unterschiedliche Modifikationen untersucht, die jeweils für einen dieser beiden Punkte ausgelegt werden. Hierzu wird die belastete Geometrie des Auslegungspunktes (OP0) auf der 100 %-Kennlinie, mit der auch das Kennfeld von CRISP2 gerechnet wurde, an der Blattspitze modifiziert.

Um zu ermitteln, wie die Schaufel des zweiten Rotors verändert werden muss, wird zunächst festgelegt, wie die Blattspitzenkontur in den Punkten C und E nach der Modifikation

verlaufen soll. Mit der modifizierten Schaufelgeometrie soll es zum Einen möglich sein, die ausgewählten Betriebspunkte im entdrosselten Bereich möglichst sicher anfahren zu können, sodass es zu keiner Berührung am Gehäuse kommt. Diese Bedingung wird also zu einem großen Spalt im Auslegungspunkt (OP0) führen, weil hier die Blattspitze um einen wesentlichen Teil gekürzt wird. Andererseits wird sich der Wirkungsgrad des Fans mit der Zunahme des Gehäusespalts immer weiter verschlechtern (vgl. [6, S. 66, Abb. 2.7]). Wegen dieser entgegengesetzten Ziele, ist ein Kompromiss erstrebenswert, der zum Einen die Verschlechterung des Wirkungsgrades aufgrund des vergrößerten Spalts und zum Anderen das Anfahren entdrosselter Betriebspunkte berücksichtigt. *Tabelle 5.1* zeigt die Spalthöhe an drei verschiedenen Positionen der Sehnenlänge, die nach der Modifikation in dem jeweiligen kritischen Punkt vorliegen soll.

Tabelle 5.1: Soll-Spalthöhe nach der Modifikation in den kritischen Betriebspunkten (C und E) der verschiedenen Blattspitzen des zweiten Rotors

	Soll-Spalthöhe an verschiedenen Positionen*		
	0 %	ca. 59 %	100 %
Bezeichnung	LE	M _{59%}	TE
Wert	0,35 mm	0,25 mm	0,20 mm

*Position in % der Profilssehne, Vorderkante bei 0 %

An der Hinterkante (TE) soll genau der Mindestsicherheitsabstand vorliegen. An der Vorderkante (LE) ist ein größerer Spalt vorgesehen, damit die zweite Bedingung – Anlaufen der Schaufel zuerst an der Hinterkante – eingehalten werden kann. Bei ca. 59 % der Profilssehne berührt die ursprüngliche Schaufelgeometrie des zweiten Rotors das Gehäuse (vgl. *Abbildung 5.2*). Diese Stelle ist deshalb im Auslegungsprozess der neuen Blattspitzenkontur mit einzubeziehen. In dem entdrosselten kritischen Punkt soll die Spalthöhe nur gering über dem Wert an der Hinterkante liegen, um den Wirkungsgradverlust zu begrenzen.

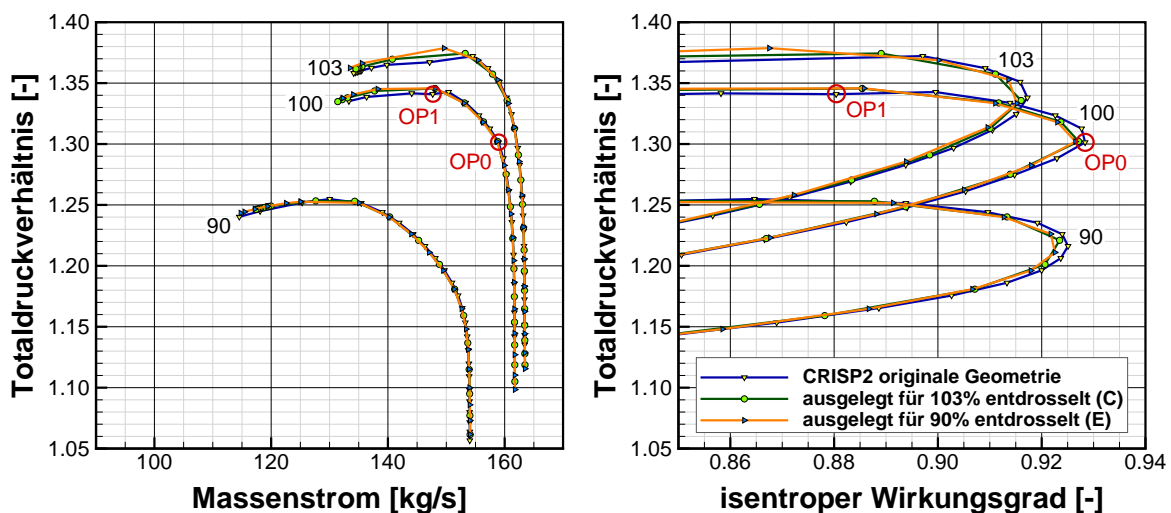
Aufgrund der in *Tabelle 5.1* gezeigten neuen Spalthöhe in den kritischen Punkten, ergeben sich für die beiden ausgewählten Betriebspunkte C und E (vgl. *Abbildung 5.1*) im Kennfeld jeweils eine neue Geometrie für die CFD-Rechnung. Um prüfen zu können, in welchem Maße sich der Wirkungsgrad ändert, wird als Ausgangsbasis für den Vergleich die Auslegungsgeometrie mit dem Wall-Function-Rechennetz verwendet. Die Spalthöhe, die in den kritischen Betriebspunkten vorliegen soll, muss nun auf die Auslegungsgeometrie zurückgeführt werden. Um die Spalthöhe im Auslegungspunkt der modifizierten Geometrien angeben zu können, wird zuerst die Differenz zwischen der alten Spalthöhe und der modifizierten Spalthöhe in den kritischen Betriebspunkten berechnet. Diese Differenz wird anschließend vom Spalt der originalen Geometrie abgezogen. Auf diese Weise kann festgestellt werden, wie der Spalt im Rechennetz geändert werden muss. In *Tabelle 5.2* ist die neue Spalthöhe im Auslegungspunkt (OP0) der originalen und der zwei Modifikationen an jeweils drei verschiedenen Positionen aufgeführt. Um den Betriebspunkt E sicher anfahren zu können, muss die zweite Rotorschaukel kürzer sein, als diejenige, mit welcher der Punkt C sicher betrieben werden kann.

Tabelle 5.2: Spalthöhe im Auslegungspunkt (OP0) der verschiedenen Blattspitzen des zweiten Rotors nach der Modifikation

Art der Geometrie	Spalthöhe an verschiedenen Positionen*		
	0 % [mm]	ca. 59 % [mm]	100 % [mm]
originale Geometrie	0,50	0,50	0,50
ausgelegt für 103 % entdrosselt (C)	0,72	1,03	0,78
ausgelegt für 90 % entdrosselt (E)	0,75	1,22	0,97

*Position in % der Profilhöhe, Vorderkante bei 0 %

Bei diesem Verfahren wird vernachlässigt, dass sich durch die abgetragene Masse an der Blattspitze auch die Fliehkräfte ändern, wodurch es wiederum zu anderen Verformungen kommt. Allerdings werden sich die Abweichungen in einem vernachlässigbaren Rahmen bewegen, da sich die Änderung der Blattspitzenkontur im Bereich von Zehntelmillimetern bewegt. Dieses Verfahren eignet sich von daher gut, um eine schnelle Abschätzung des Wirkungsgrads durchzuführen. Mit diesen zwei neuen Geometrien werden nun ebenfalls drei Kennlinien des Verdichter kennfeldes gerechnet, um daraufhin festlegen zu können, welche der beiden Modifikationen den besten Nutzen von sich trägt.

**Abbildung 5.3:** Vergleich der verschiedenen Blattspitzenmodifikationen im Kennfeld

In *Abbildung 5.3* ist das Kennfeld mit drei verschiedenen Varianten der Blattspitze des zweiten Rotors zu sehen. Die originale Geometrie (blau) ist diejenige, die im Auslegungsprozess erzeugt wurde und dem Auslegungspunkt (OP0) entspricht. Diese dient dem Vergleich der Geometrie mit den modifizierten Blattspitzen. Die anderen beiden Linien im Kennfeld entsprechen der originalen Geometrie, von welcher der Gehäusespalt des zweiten Rotors so angepasst wurde, dass die Betriebspunkte C (103 % entdrosselt, grün) bzw. E (90 % entdrosselt, orange) sicher angefahren werden können. Der erste Rotor muss, wie in *Abchnitt 5.1* analysiert, nicht verändert werden. Alle numerisch berechneten Punkte einer Modifikation werden jeweils mit der gleichen Geometrie berechnet, nur die Blattspitze des zweiten Rotors wird verändert. Der Einfluss der Verformung kommt hier also nicht zum Tragen. Weiterhin werden die gleichen Randbedingungen gewählt und das Rechennetz (Wall-

Function) nur im Rahmen der geänderten Blattspitze angepasst, die Anzahl der Rechenzellen bleibt gleich.

Tabelle 5.3: Übersicht über die Kennfeldgrößen im Auslegungspunkt (OP0) von verschiedenen Blattspitzenmodifikationen

Art der Geometrie	$\eta_{is,OP0}$ [%]	\dot{m}_{OP0} [kg/s]	$\pi_{v,OP0}$ [-]
originale Geometrie	92,84	159,0	1,301
ausgelegt für 103 % entdrosselt (C)	92,71	158,8	1,302
ausgelegt für 90 % entdrosselt (E)	92,65	158,7	1,302

Tabelle 5.3 zeigt die Änderungen der Kennfeldgrößen im Auslegungspunkt (OP0). Das Totaldruckverhältnis ändert sich durch den zunehmenden Spalt in einem vernachlässigbaren Maße, die Werte der modifizierten Varianten weichen relativ um etwa 0,08 % von der originalen Geometrie ab. Auch der Massenstrom ändert sich nur sehr gering zu niedrigeren Werten bei den veränderten Rotorschaukeln (ca. -0,19 % relative Abweichung). Durch die Erweiterung des Bereichs, in dem der Fan im M2VP betrieben werden kann, kommt es allerdings zu Verlusten im isentropen Wirkungsgrad. Die Modifikation „ausgelegt für 103 % entdrosselt“ verliert im Vergleich zur originalen Auslegungsgeometrie absolut 0,13 % isentropen Wirkungsgrad, während der absolute Verlust des isentropen Wirkungsgrads bei der Modifikation, die für 90 % entdrosselt ausgelegt ist, bei 0,19 % liegt.

Nachdem nun genauer auf den isentropen Wirkungsgrad eingegangen wurde (vgl. *Abbildung 5.3*), soll nun der Bereich für die originale Geometrie und die zwei Modifikationen untersucht werden, in dem der CRISP2 im M2VP sicher betrieben werden kann. Dafür werden die belasteten Schaufeln in jedem Betriebspunkt des Kennfeldes mit der originalen Schaufelgeometrie berechnet und dann an den drei definierten Punkten auf der Sehnenlänge (wie in *Tabelle 5.1*) kontrolliert. Um den Gehäusespalt der beiden Modifikationen zu ermitteln, werden die Werte für die Spalthöhe der originalen Geometrie verwendet. Von dieser Spalthöhe werden dann in den drei Punkten die Werte subtrahiert, um welche die jeweilige Modifikation gekürzt wurde.

In *Abbildung 5.4* sind die sicheren Fahrbereiche im höheren Drehzahlbereich (bis zur 70 % Kennlinie) dargestellt. Der Fan kann zwischen den eingetragenen Linien und der Pumpgrenze bezogen auf die Einhaltung der Mindestspalthöhe sicher betrieben werden. Unterhalb der eingetragenen Fahrbereichlinien ist ein sicherer Betrieb des Fans im Prüfstand nicht möglich, da die Mindestspalthöhe unterschritten wird. Da die Pumpgrenze in stationären CFD-Rechnungen, wie sie in dieser Arbeit durchgeführt werden, nur sehr ungenau zu ermitteln ist, wird nicht das Ende der Drehzahlkurven verwendet. Stattdessen werden die Betriebspunkte mit dem maximalen Druckverhältnis der jeweiligen Drehzahlkurve verbunden und daraus dann die Pumpgrenze gebildet. Es zeigt sich, dass der Fahrbereich des Fans durch die beiden modifizierten zweiten Rotoren (bis zur grünen und orangen Linie) im Vergleich zum ursprünglichen Fahrbereich (bis zur blauen gestrichelten Linie) erweitert werden konnte. Im Vergleich der beiden Modifikationen untereinander kann durch die Auslegung für 90 % ent-

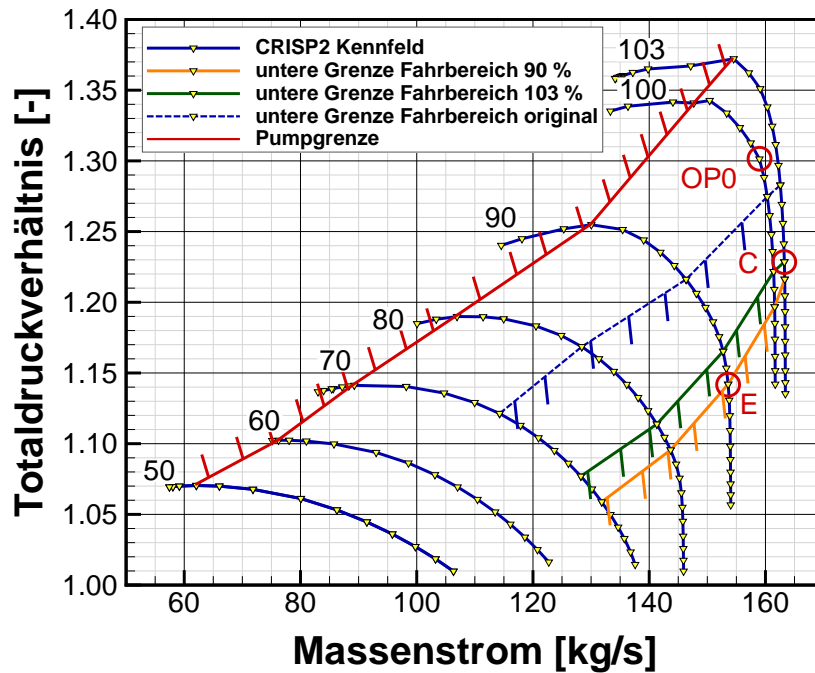


Abbildung 5.4: Fahrbereich der zwei modifizierten Varianten des zweiten Rotors, sodass die Mindestspalthöhe von 0,2 mm nicht unterschritten wird.

drosselt ein größerer Fahrbereich realisiert werden. Auch wenn der Verlust des isentropen Wirkungsgrad hier größer ist, bewegt sich dieser in einem akzeptablen Rahmen (der absolute Verlust beträgt etwa 0,19 %). Durch die Modifikation der zweiten Rotorblattspitze, die für den 90 % entdrosselten Betriebspunkt vorgenommen wurde, konnte der Fahrbereich so verschoben werden, dass dieser nun im vorgesehenen Messbereich liegt.

Aus den Ergebnissen dieser Untersuchung wird abschließend die Modifikation des zweiten Rotors ausgewählt, die den Fahrbereich bis 90 % für den Betriebspunkt E ermöglicht. Der isentrope Wirkungsgrad wird zwar geringer, jedoch bewegt er sich in einem angemessenen Rahmen. Der Fahrbereich kann durch diese Modifikation so erweitert werden, dass ein großer Bereich des Kennfeldes für die Messungen im M2VP angefahren werden kann.

5.3 Analyse der neuen Blattspitze des zweiten Rotors

Als nächstes soll nun untersucht werden, wann die Schaufeln des Fans erstmalig das Gehäuse berühren. So kann im späteren Betrieb die errechnete Spalthöhe mit der gemessenen Spalthöhe über den Gegendruck verglichen werden. In *Abbildung 5.5* ist in jedem der Diagramme die Spalthöhe in Millimeter über dem Gegendruck in Pascal aufgetragen. Es wurden – wie schon zuvor – die Spalthöhen an Vorder- und Hinterkante, sowie bei ca. 59 % der Sehnenlänge überprüft. Die Spalthöhe wurde für jeden eingetragenen Punkt im Diagramm mit der unmodifizierten Schaufel festgestellt und anschließend wurde die Differenz

zu der modifizierten Schaufel abgezogen. Die modifizierte verformte Schaufel des zweiten Rotors wird also nicht erneut in jedem Betriebspunkt berechnet.

In der generellen Betrachtung der Diagramme fällt auf, dass ein linearer Zusammenhang zwischen der Spalthöhe und dem Gegendruck besteht. Die einzelnen Punkte im Diagramm sind deswegen durch eine Regressionsgerade approximiert. Es stellt sich heraus, dass durch die Modifikation des zweiten Rotors der Anlaufpunkt am Gehäuse immer im hinteren Bereich der Blattspitze liegt. Ein Anlaufen der Vorderkante ist somit ausgeschlossen.

Nachdem festgestellt werden konnte, dass die ausgewählte modifizierte Blattspitze den Anforderungen entspricht, muss diese nun im CSM-Prozess erstellt werden. Dies geschieht durch die Modifikation der Auslegungsgeometrie (OP0). Die in *Tabelle 5.2* festgelegte Spalthöhe muss nun auf die belastete Fanschaufel im Auslegungspunkt übertragen werden. Um das zweite Rotorblatt zu kürzen, wird deswegen ein Spline definiert, der die neue Blattspitzenkontur wiedergibt. Dieser besteht zunächst aus den drei definierten Punkten auf der relativen Sehnenlänge. Anschließend werden aus der Auslegungsgeometrie der beiden Rotoren die unbelasteten Fanschaufeln berechnet. Dies passiert prinzipiell wie die Berechnung der belasteten Schaufeln (vgl. *Abbildung 4.4*), jedoch in umgekehrter Reihenfolge. Aus der belasteten Geometrie, die nach der Modifikation im Auslegungspunkt vorliegt, wird über ein Druckfeld und die Drehzahl die Geometrie im unbelasteten Zustand berechnet. Im Anschluss daran wird dann wiederum mit der modifizierten unbelasteten Geometrie eine belastete Geometrie berechnet. Diese belastete Geometrie entspricht dem Betriebspunkt E (vgl. *Abbildung 5.4*), für welche die modifizierte Fanschaufel des zweiten Rotors im vorherigen Abschnitt ausgelegt wurde.

Abbildung 5.6 zeigt die modifizierte Fanschaufel des zweiten Rotors. Zuerst wurde aus der gekürzten Auslegungsgeometrie die unbelastete Geometrie berechnet. Anschließend wurde aus der unbelasteten Geometrie mit dem Druckfeld und der Drehzahl für den Betriebspunkt E (vgl. *Abbildung 5.1*) die belastete Geometrie berechnet, mit dem Ziel die Auslegungspalthöhe für diesen Punkt zu erhalten. Wie in *Abbildung 5.6* zu sehen, wird dieses Ziel in diesem Schritt nicht erreicht. Im vorderen Bereich der Schaufel (ca. 0,250 m - 0,260 m) ist die Spalthöhe kleiner als die geforderte Mindestspalthöhe von 0,2 mm. Im hinteren Bereich (ca. 0,280 m - 0,300 m) ist der Spalt dagegen größer als die Soll-Spalthöhe (vgl. *Tabelle 5.1*). Nach dieser ersten Iteration soll deswegen ein zweiter Iterationsschritt erfolgen, der den Spline anpasst, mit dem die Fanschaufel abgeschnitten wird.

Nach der zweiten Iteration stellt sich eine Blattspitzenkontur ein, wie in *Abbildung 5.7* dargestellt. Die Kontur dieser Blattspitze kommt den Anforderungen der Auslegung näher als nach der ersten Iteration. Im vorderen Bereich kann die Mindestspalthöhe von 0,2 mm eingehalten werden. Unterschritten wird dieser allerdings im hinteren Bereich der Blattspitze (ca. 0,290 m - 0,300 m). Auch wenn die Kontur im Abschnitt von 0,255 m bis 0,275 m einen größeren Spalt als gefordert aufweist, ist diese modifizierte Fanschaufel für den weiteren Verlauf dieser Arbeit geeignet. Deswegen soll abschließend mit dieser modifizierten Schaufelgeometrie der zweiten Iteration die modifizierte belastete Geometrie des Ausle-

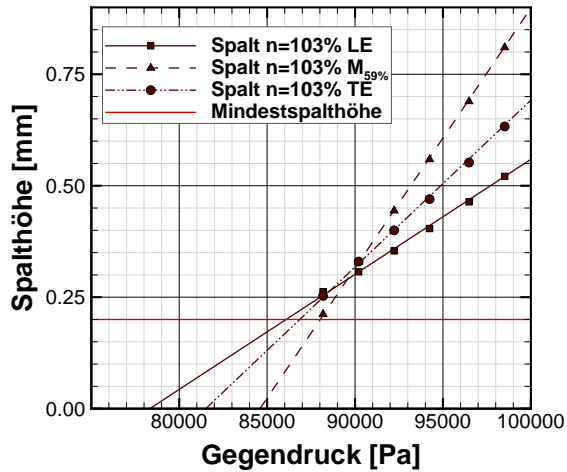
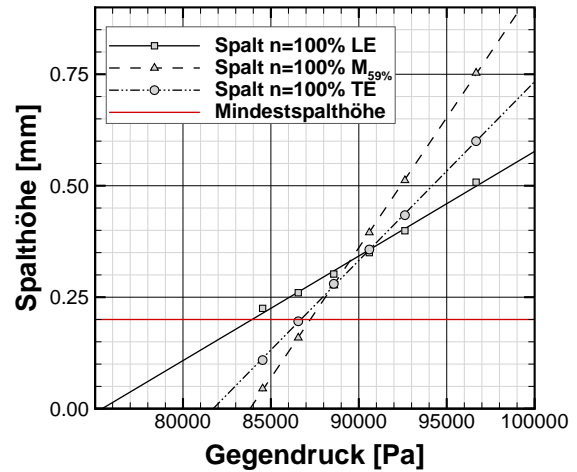
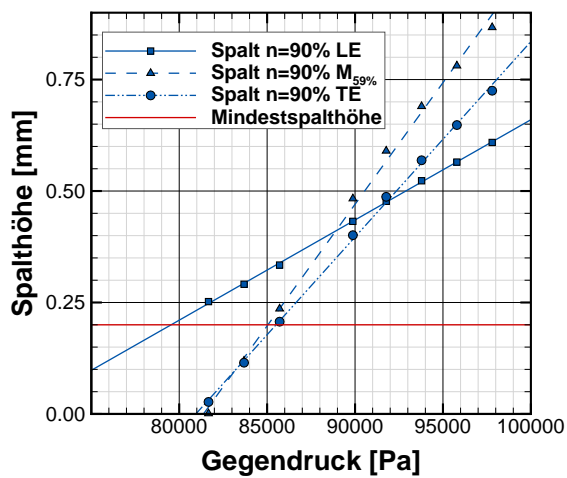
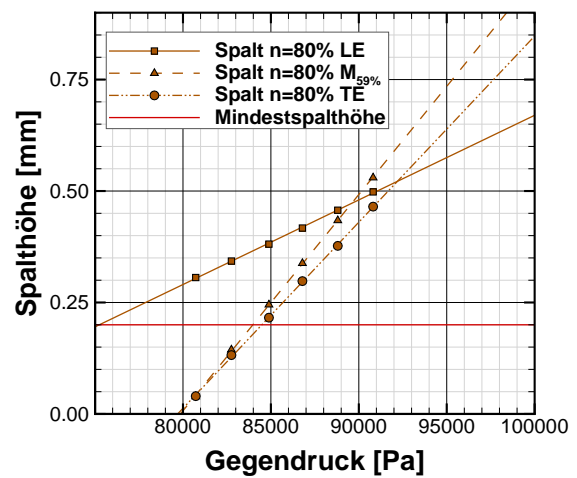
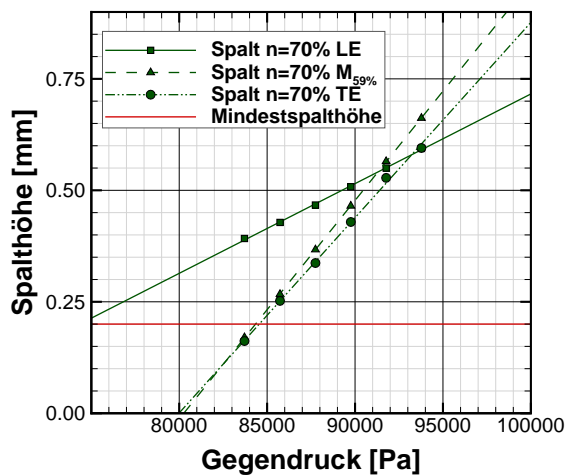
(a) Spalthöhenabschätzung für $n = 103\%$ (b) Spalthöhenabschätzung für $n = 100\%$ (c) Spalthöhenabschätzung für $n = 90\%$ (d) Spalthöhenabschätzung für $n = 80\%$ (e) Spalthöhenabschätzung für $n = 70\%$

Abbildung 5.5: Abschätzung der Spalthöhe mit der ausgewählten Modifikation des zweiten Rotors für verschiedene Drehzahlen. In rot ist die Mindestspalthöhe von 0,2 mm markiert.

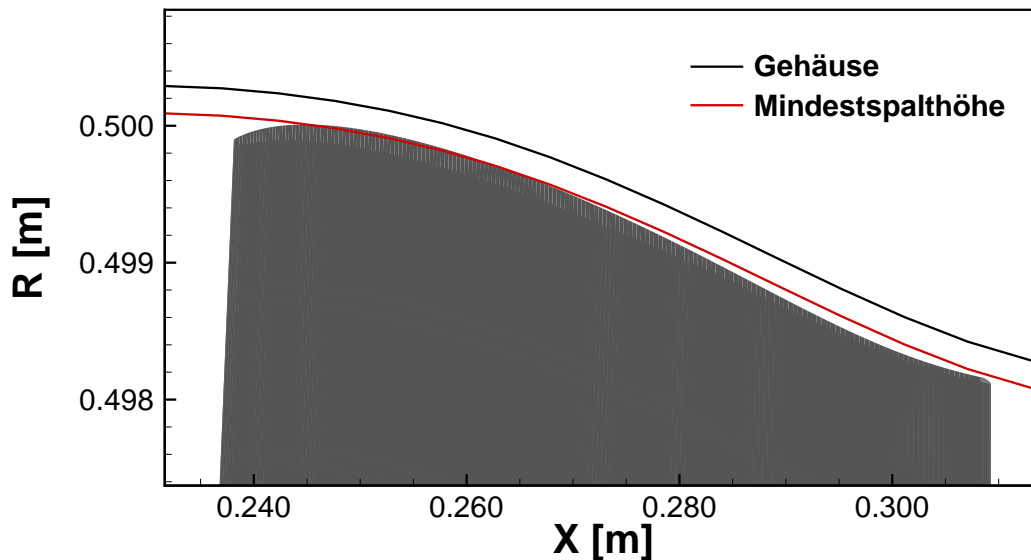


Abbildung 5.6: Modifizierte Blattspitze (ausgelegt für 90 % entdrosselt) des zweiten Rotors nach der ersten Iteration

gungspunktes berechnet werden, um eine endgültige Aussage über den Verlust des isentropen Wirkungsgrads treffen zu können. Für diese Berechnung wird wieder die Strategie aus *Kapitel 4* verwendet.

Tabelle 5.4: Vergleich der relativen Abweichung der Kennfeldgrößen des Fans im Auslegungspunkt zwischen der originalen und der modifizierten Geometrie nach der zweiten Iteration

Art der Geometrie	\dot{m} [kg/s]	$\Delta\dot{m}/\dot{m}$ [%]	π_v [-]	$\Delta\pi_v/\pi_v$ [%]	η_{is} [%]	$\Delta\eta_{is}$ [%]
originale Geometrie	158,96	---	1,3013	---	92,84	---
modifizierte Geometrie*	158,14	-0,52	1,2995	-0,14	92,74	-0,10

*nach der zweiten Iteration

In *Tabelle 5.4* sind die absoluten Kennfeldgrößen des Fans der originalen und der modifizierten¹ Fanschaufelgeometrie für den Auslegungspunkt (OP0) aufgelistet. Weiterhin sind die relativen Abweichungen der modifizierten Geometrie zu der originalen Geometrie für den Massenstrom und für das Totaldruckverhältnis angegeben. Im isentropen Wirkungsgrad wird wieder die absolute Abweichung betrachtet. Es zeigt sich, dass die relativen Abweichungen auch mit der neu berechneten belasteten Geometrie nur gering ausfallen. Da die Änderungen der Kennfeldgrößen, vor allem die absolute Änderung des isentropen Wirkungsgrads, nur gering sind (-0,1 %), kann die modifizierte Fanschaufel des zweiten Rotors für die Berechnung der Rotorblattverstellung (im folgenden Kapitel) verwendet werden.

Die Spalthöhe ändert sich jedoch nicht nur durch das Anfahren der unterschiedlichen Betriebspunkte, sondern auch durch das Verdrehen der Rotoren. Für diese Arbeit wurde die Entscheidung getroffen, die Blattspitze der Rotoren an das Gehäuse im unverdrehten Zustand anzupassen, sodass ein möglichst großer Bereich des Kennfelds im Prüfstand angefahren werden kann. Dies bedeutet einen kleinen Verlust des isentropen Wirkungsgrads. Es

¹ Modifizierte Blattspitze nach der zweiten Iteration

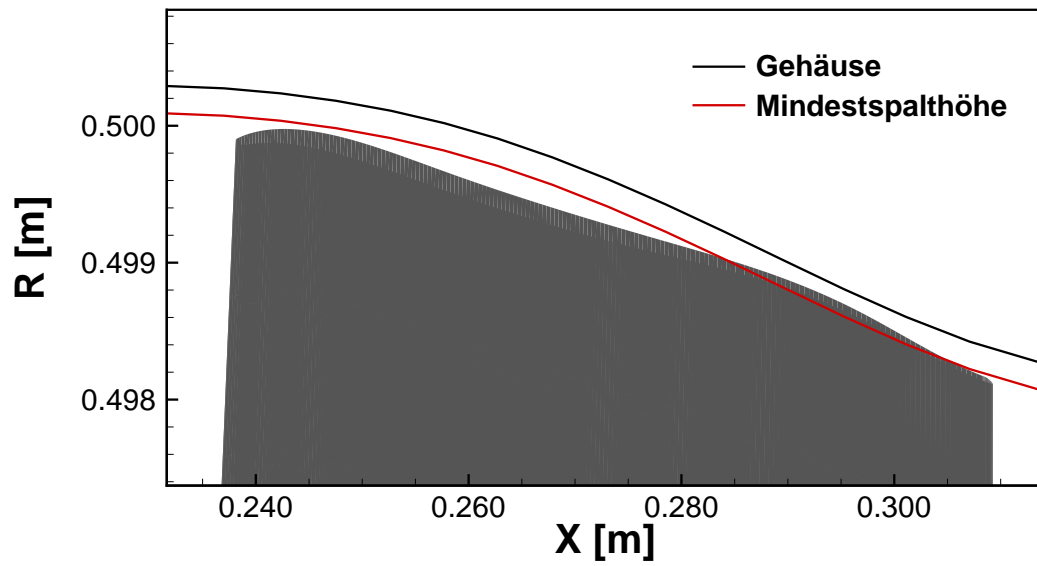


Abbildung 5.7: Modifizierte Blattspitze (ausgelegt für 90 % entdrosselt) des zweiten Rotors nach der zweiten Iteration

ist jedoch nicht sichergestellt, dass die geeigneten Verdrehwinkelkombinationen angefahren werden können. Die Rotorblattverstellung wird deswegen im nächsten Kapitel untersucht.

6 Untersuchungen zur Rotorblattverstellung

In diesem Kapitel soll der Einfluss der Rotorblattverstellung auf das Verdichterkennefeld untersucht werden. Es werden zunächst mehrere Verstellkombinationen in einer vereinfachten Rechnung analysiert. Anschließend werden geeignete Verstellkombinationen genauer untersucht. Für diese detaillierte Untersuchung soll die in *Kapitel 4* beschriebene Strategie zur Anwendung kommen.

6.1 Kennfeldrechnung verschiedener Rotorblattverstellungen

In der ersten Phase werden Kennlinien für unterschiedliche Rotorblattverstellungen mit dem 3D-RANS-Strömungslöser TRACE berechnet. Um die Fanschaufeln zu verdrehen wird zuerst das Tool BladeGenerator verwendet, mit dem es möglich ist, die Geometrie des Auslegungspunktes (OP0) mit der unveränderten Spalthöhe um die Lagerachse zu verdrehen (vgl. *Abschnitt 4.1*). In der Erstellung des Rechnetzes wird die Spalthöhe des ursprünglichen Auslegungspunktes beibehalten. Dieser liegt für den ersten Rotor bei 0,65 mm (konstant) und für den zweiten Rotor bei 0,5 mm (konstant). Dieses Vorgehen berücksichtigt keine Spaltänderung infolge der Verdrehung der Fanschaufeln, obwohl sich die Spalthöhe an der Vorder- oder der Hinterkante im M2VP durch eine positive bzw. negative Verdrehung verkleinern wird. Dieses Verfahren hat den Vorteil, dass es mit wenig Rechenaufwand durchgeführt werden kann. So kann ein erster Eindruck über den Einfluss der Rotorblattverstellung auf das Kennfeld gewonnen werden. Die Rotorblattverstellung ist für die Erweiterung des Arbeitsbereiches vorgesehen. Da der CRISP2 gerade im niedrigen Drehzahlbereich auf der Arbeitslinie „Take-Off“ einen sehr kleinen Pumpgrenzabstand aufweist, soll dadurch in diesem Gebiet die Pumpgrenze erweitert werden (vgl. *Abbildung 3.5*).

In *Abbildung 6.1* ist das Kennfeld für diverse Drehwinkelkombinationen dargestellt. Um diese Kombinationen vergleichen zu können, sind ebenso drei Kennlinien des Fankennfeldes der unverdrehten Geometrie aufgetragen (90 %-, 100 %- und 103 %-Kennlinie). Der erste Wert in der Legende gibt den Verdrehwinkel δ in Grad für den ersten Rotor, der zweite Wert dementsprechend für den zweiten Rotor an, danach folgt die Drehzahl der Kennlinie. Zur Definition des Vorzeichens siehe *Abschnitt 3.4*. Für die Strömungssimulation wird das gleiche niedrig aufgelöste Rechnetze mit Wall-Function verwendet, mit dem auch das Kennfeld von CRISP2 gerechnet wurde (vgl. *Abbildung 3.9*). Die Einstellungen zu Randbedingungen und Konvergenzkriterien werden für die Berechnung aus *Abschnitt 3.2.1* übernommen.

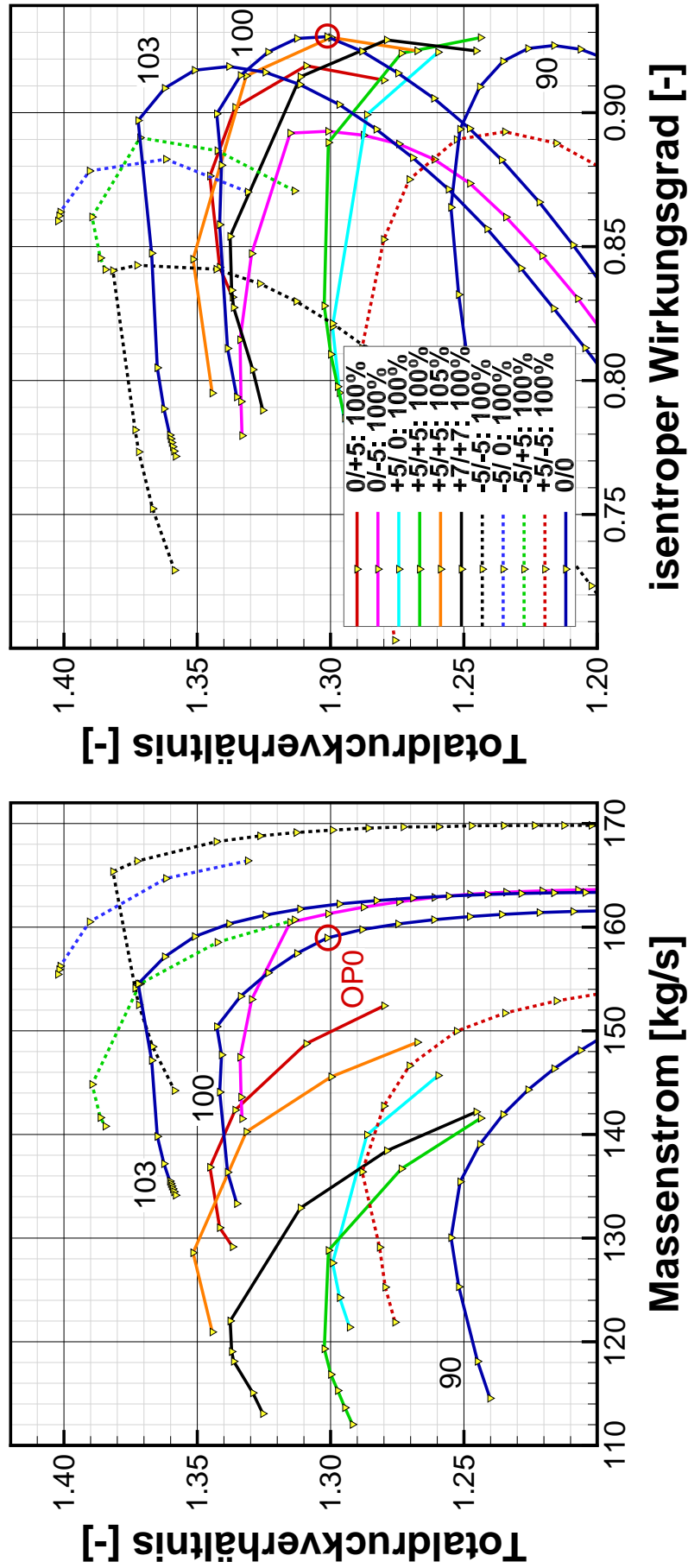


Abbildung 6.1: Kennfeld von CRISP2 mit verschiedenen Blattstellungen. In der Legende des Kennfeldes auf der rechten Seite sind die unterschiedlichen Konfigurationen folgendermaßen angegeben: δ_{R1}/δ_{R2} ; η

In der Auswertung der Ergebnisse fällt auf, dass der Arbeitsbereich des CRISP2 durch das Verdrehen der Rotorschaukeln wesentlich beeinflusst wird. Werden die Rotoren gleichermaßen geschlossen, zeigt sich das im Kennfeld durch eine Verschiebung der Kennlinie zu niedrigeren Massenströmen. Ein Öffnen der beiden Rotoren (negative Verdrehwinkel) bewirkt eine Verschiebung der Kennlinien in Richtung höherer Massenströme im Vergleich zu den unverdrehten Fanschaufeln. Außerdem zeigt sich, dass durch das Schließen der zwei Rotoren die Pumpgrenze erweitert werden kann, ohne dass es zu einer deutlichen Abnahme des isentropen Wirkungsgrads kommt (vgl. *Abbildung 6.1* Kennlinien $+7^\circ/+7^\circ$). Die Kombination der Verdrehwinkel $+7^\circ/+7^\circ$ erweist sich deshalb für eine weitere Untersuchung als geeignet.

6.2 Kennfeld und Analyse der Rotorblattstellung $+7^\circ/+7^\circ$

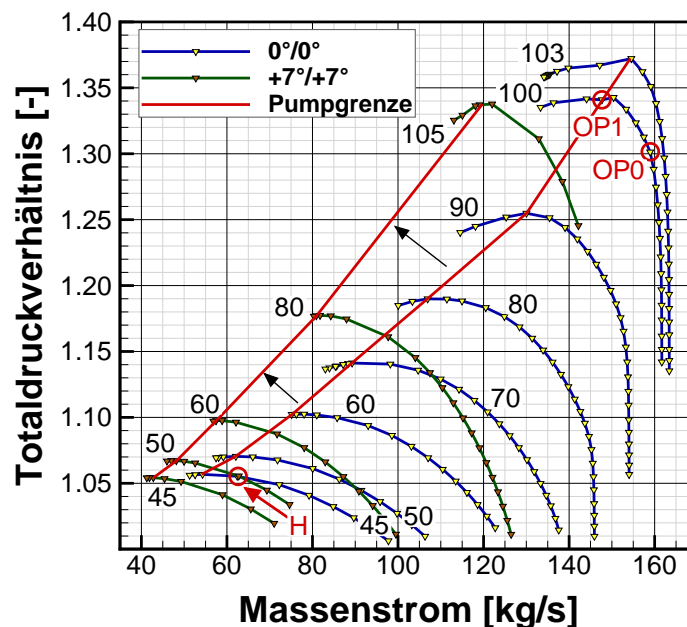


Abbildung 6.2: Kennfeld der Rotorblattstellung $+7^\circ/+7^\circ$ mit abgeschätzter Pumpgrenze. Berechnung mit Wall-Function.

Da die Pumpgrenze im niedrigen Drehzahlbereich erweitert werden soll, wird deswegen das Kennfeld für die Kombination $+7^\circ/+7^\circ$ berechnet. *Abbildung 6.2* zeigt das berechnete Kennfeld mit den abgeschätzten Pumpgrenzen. Die Berechnung der verdrehten Geometrie erfolgte mit Wall-Function und dem vereinfachten CFD-Netz. Es wird die Geometrie des Auslegungspunktes (OP0) verdreht. Der Spalt zwischen den Fanschaufeln und dem Gehäuse wird in jedem Betriebspunkt trotz des Verdrehens konstant gehalten, so wie er auch im Auslegungspunkt vorliegt (vgl. *Tabelle 3.1*).

Da die Pumpgrenze in stationären CFD-Rechnungen nur sehr ungenau zu ermitteln ist, wird nicht das Ende der Drehzahlkurven verwendet, sondern die Betriebspunkte mit dem maximalen Druckverhältnis der jeweiligen Drehzahlkurve. Durch das Verdrehen der beiden Rotoren

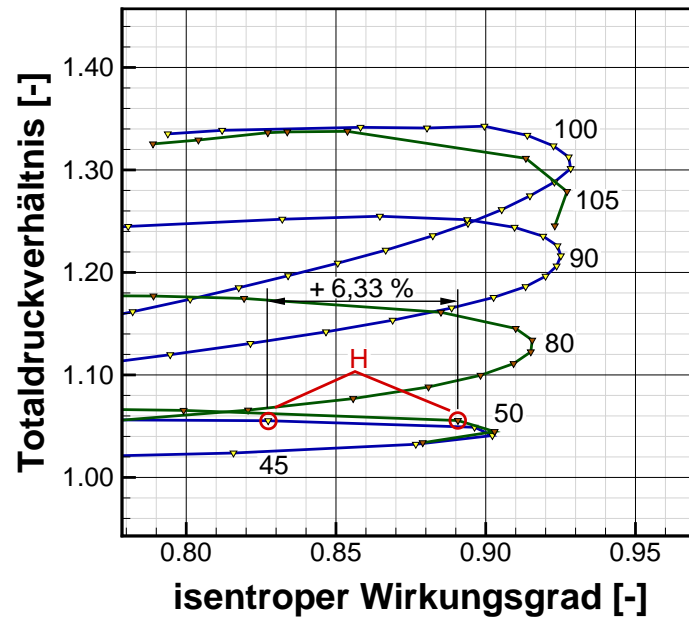
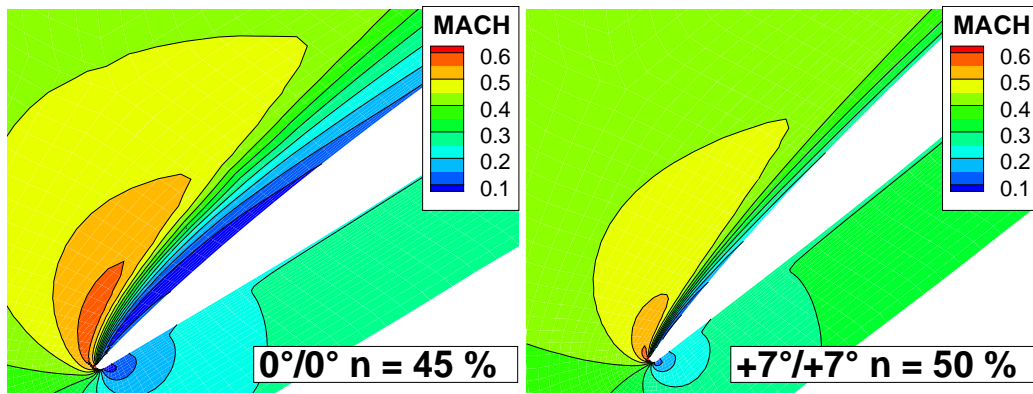


Abbildung 6.3: Änderung des isentropen Wirkungsgrads der Rotorblattstellung $+7^\circ/+7^\circ$ im Vergleich zu den unverdrehten Fanschaufeln. Berechnung mit Wall-Function.

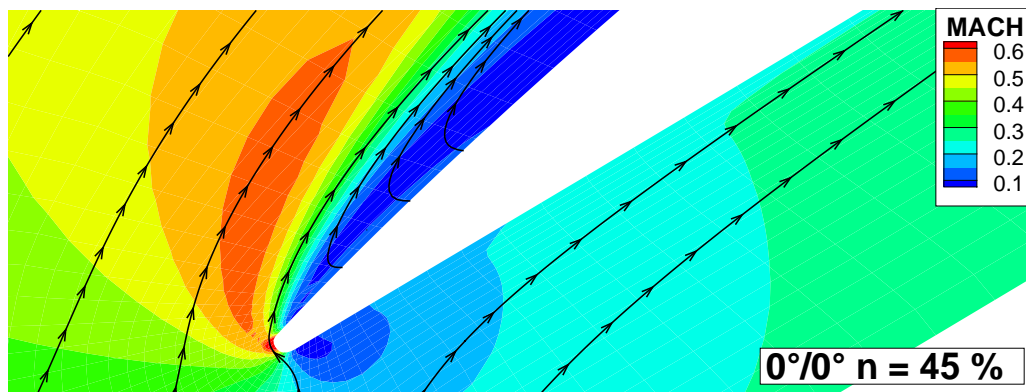
wird die Pumpgrenze zu geringeren Massenströmen und höheren Totaldruckverhältnissen verschoben. Es fällt allerdings auf, dass bei gleichbleibender Drehzahl infolge der Gitterverengung der Massenstrom sinkt. Deshalb muss die Drehzahl der beiden Rotoren erhöht werden, um zwei Kennlinien mit dem gleichen Betriebspunkt im Kennfeld vergleichen zu können. Durch die Erhöhung der Drehzahl wird vermutlich die vom Verdichter abgenommene Leistung steigen. Das wird sich wiederum auf den gesamten Kreisprozess des Triebwerks auswirken, da der Verdichter von der Turbine angetrieben wird, die diese erhöhte Leistung bereitstellen muss. Hierdurch wird sich die Arbeitslinie wieder verändern. Die Rotorblattverstellung ist deswegen immer im Zusammenhang mit dem gesamten Triebwerk zu betrachten.

Der Einfluss der Rotorblattverstellung zeigt sich im Kennfeld, das in *Abbildung 6.2* dargestellt ist. Im unteren Drehzahlbereich ist es durch die Verdrehung der Rotoren gelungen die Pumpgrenze zu erweitern. Außerdem zeigt der in *Abbildung 6.3* dargestellte Punkt H für die beiden ausgewählten Kombinationen einen deutlichen Unterschied im isentropen Wirkungsgrad von etwa 6,3 %. Die Fanschaufeln, die durch den Drosselvorgang steiler angeströmt werden (vgl. *Abschnitt 2.3*), sind in der unverdrehten Kombination ablösegefährdet, während die Verdrehung der beiden Rotoren diese steilere Anströmung durch den Anstellwinkel (bzw. durch die Verdrehung) ausgleichen. Das belegt *Abbildung 6.4a*.

Für den Vergleich der beiden Konfigurationen wird der in *Abbildung 6.2* mit H gekennzeichnete Betriebspunkt verwendet. Hier haben das Totaldruckverhältnis und der Massenstrom beider Konfigurationen in etwa den gleichen Wert. Im Folgenden wird die Strömung um den zweiten Rotor genauer analysiert, da an diesem die Auswirkungen der Rotorblattverstellung am größten ausfallen. Wie in *Abbildung 6.4a* (links) zu sehen, stellt sich bei den unverdreh-



(a) Vergleich der isentropen Machzahlverteilung des zweiten Rotors an der Vorderkante (LE)



(b) Stromlinien in der Ablöseblase des zweiten Rotors der unverdrehten Fanschaufeln an der Vorderkante (LE)

Abbildung 6.4: Vergleich der Strömung um den zweiten Rotor zwischen den unverdrehten und den um $+7^\circ/+7^\circ$ verdrehten Fanschaufeln im Betriebspunkt H (vgl. *Abbildung 6.2*) im Mittelschnitt

ten Fanschaufeln nahe der Vorderkante eine Ablöseblase auf der Saugseite des zweiten Rotors ein. Im Vergleich zu der unverdrehten Kombination werden die verdrehten Fanschaufeln des zweiten Rotors (rechts) flacher angeströmt. Hier liegt die Strömung an. Um zu prüfen, ob es sich tatsächlich um eine Ablöseblase bei den unverdrehten Fanschaufeln handelt, sind die Stromlinien um die unverdrehten Fanschaufeln in *Abbildung 6.4b* dargestellt. Das Ergebnis in *Abbildung 6.4b* zeigt, dass es auf der Saugseite im vorderen Bereich der Fanschaufeln Rückströmungen gibt. Diese Ablösungen treten nur im vorderen Bereich der unverdrehten Fanschaufeln auf und die Strömung legt sich stromab der Ablöseblase wieder an.

Weitere Ergebnisse über das Verhalten des zweiten Rotors zeigen die Diagramme in *Abbildung 6.5*. In den beiden Diagrammen sind der isentrope Wirkungsgrad und der Totaldruckverlustbeiwert des zweiten Rotors über der relativen Schaufelhöhe aufgetragen. Der isentrope Wirkungsgrad des zweiten Rotors wird durch die Verdrehung der Fanschaufeln verbessert. Dies ist auf die zuvor gewonnen Erkenntnisse zurückzuführen. Vor allem im Bereich der relativen Schaufelhöhe zwischen 30 % und 100 % zeigen sich große Verbesserungen. Weiterhin zeigt sich in der Betrachtung des Totaldruckverlustbeiwerts eine positive

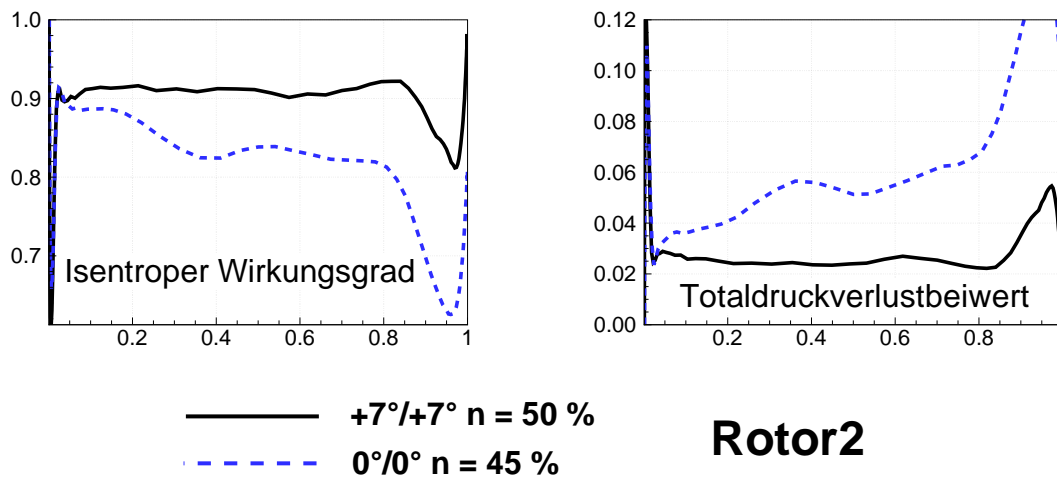


Abbildung 6.5: Vergleich der Kennzahlen des zweiten Rotors über der relativen Schaufelhöhe. 0 = Nabe, 1 = Gehäuse

Veränderung. Der Totaldruckverlustbeiwert des zweiten Rotors in der unverdrehten Konfiguration bewegt sich ab einer relativen Schaufelhöhe von etwa 40 % an der Grenze des Arbeitsbereichs, die bei einem Totaldruckverlustbeiwert von ca. 6 % liegt [14]. Ab einer relativen Schaufelhöhe von 70 % wird diese Grenze dann überschritten. Durch das Verdrehen der Fanschaufeln bewegt sich der Totaldruckverlustbeiwert nur noch in einem Bereich von 2 % bis 3 % über nahezu der gesamten Fanschaufelhöhe. Erst im Blattspitzengebiet beginnt der Totaldruckverlustbeiwert zu steigen, wobei dieser die Grenze des Arbeitsbereiches jedoch nicht überschreitet.

Die Berechnung des Kennfeldes mit den verdrehten Fanschaufeln wurde in der vereinfachten Vorgehensweise durchgeführt. Der Spalt zwischen dem Gehäuse und den beiden Rotoren wurde konstant gehalten, wie er im Auslegungspunkt (OP0) vorliegt. Durch dieses Verfahren konnten grundlegende Ergebnisse über die verschiedenen Verdrehwinkel gesammelt werden. Allerdings wurde die Änderung des Gehäusespalts außer Acht gelassen. Diese Änderung soll nun im folgenden Abschnitt mit der in *Kapitel 4* entwickelten Strategie berücksichtigt werden.

6.3 Analyse der Spalthöhe der verdrehten Fanschaufeln (+7°/+7°) mit modifizierter Blattspitze

Für die Analyse der Spalthöhe werden die verdrehten Fanschaufeln verwendet, die in *Abchnitt 5.3* modifiziert wurden. Für einen Vergleich zu den bestehenden Ergebnissen soll zunächst die verdrehte belastete Geometrie im Betriebspunkt H (vgl. *Abbildung 6.2*) berechnet werden. Diese ist in *Abbildung 6.6* dargestellt.

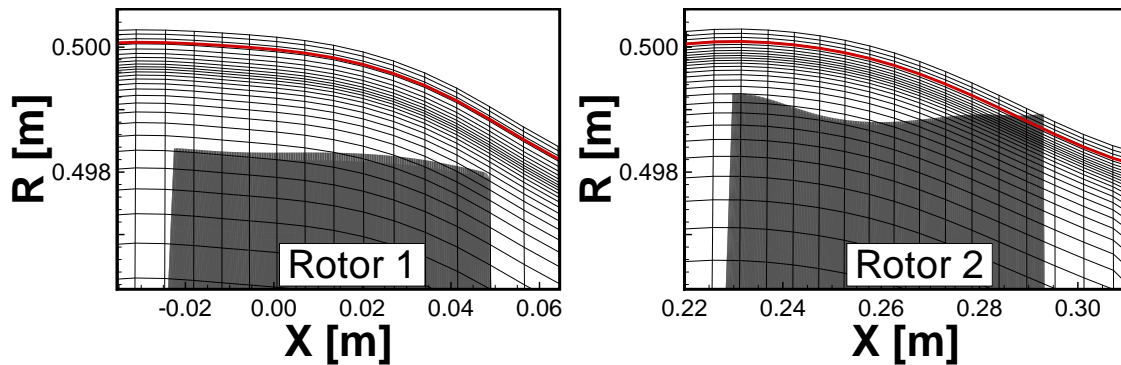


Abbildung 6.6: Spaltkontrolle im Betriebspunkt H. Die rote Linie markiert die Mindestspalthöhe von 0,2 mm. Verzerrte Darstellung!

Der erste Rotor (vgl. *Abbildung 6.6*) kann ohne Probleme vernetzt werden. Die Spalthöhe ist größer als der Mindestabstand von 0,2 mm. Der zweite Rotor kann allerdings weder vernetzt, noch kann der Betriebspunkt im Prüfstand angefahren werden. An der Hinterkante berühren die Fanschaufeln des zweiten Rotors das Gehäuse. Eine Verdrehung um die im vorherigen Abschnitt analysierte Geometrie ($+7^\circ/+7^\circ$) ist mit der in dieser Arbeit ausgelegten Blattspitzenkontur nicht realisierbar, weil die Fanschaufeln des zweiten Rotors bereits in einem Betriebspunkt nahe der Pumpgrenze das Gehäuse berühren. Wie in *Abschnitt 5.1* bereits untersucht wurde, wird sich der Spalt zwischen dem Gehäuse und den Fanschaufeln im entdrosselten Bereich verkleinern. Da die Abschätzung der Pumpgrenze durch die stationäre CFD-Rechnung äußerst ungenau ist, kann der CRISP2 mit dieser Rotorblattstellung nur in einem sehr kleinen Bereich zwischen der Pumpgrenze und den entdrosselten kritischen Betriebspunkten in den niedrigen Drehzahlgebieten betrieben werden. Dieser Betriebsbereich ist für die Versuche im M2VP nicht groß genug. Als Maßnahme kann zum Einen eine kleinere Verstellkombination gewählt werden, zum Anderen kann versucht werden, die Blattspitze erneut für ein Verdrehen um den gewünschten Verstellwinkel auszulegen. Die abermalige Modifikation der Blattspitze wird allerdings wieder einen Verlust im isentropen Wirkungsgrad nach sich ziehen, weil es wieder zu einer Verkürzung der Fanschaufeln kommt. Es wird deswegen im Folgenden die Verstellkombination von $+5^\circ/+5^\circ$ untersucht. Diese Konfiguration soll im M2VP in jedem Fall gemessen werden können.

6.4 Analyse der Spalthöhe der verdrehten Fanschaufeln ($+5^\circ/+5^\circ$) mit modifizierter Blattspitze

Wieder wird ein Kennfeld mit den um $+5^\circ/+5^\circ$ verdrehten Fanschaufeln im unteren Drehzahlbereich berechnet. Es wird – wie auch in der Berechnung des Kennfeldes der um $+7^\circ/+7^\circ$ verdrehten Fanschaufeln – die unmodifizierte Fanschaufelgeometrie verwendet, die im Auslegungspunkt (OP0) vorliegt. Das mit Wall-Function berechnete Kennfeld zeigt *Abbildung 6.7*.

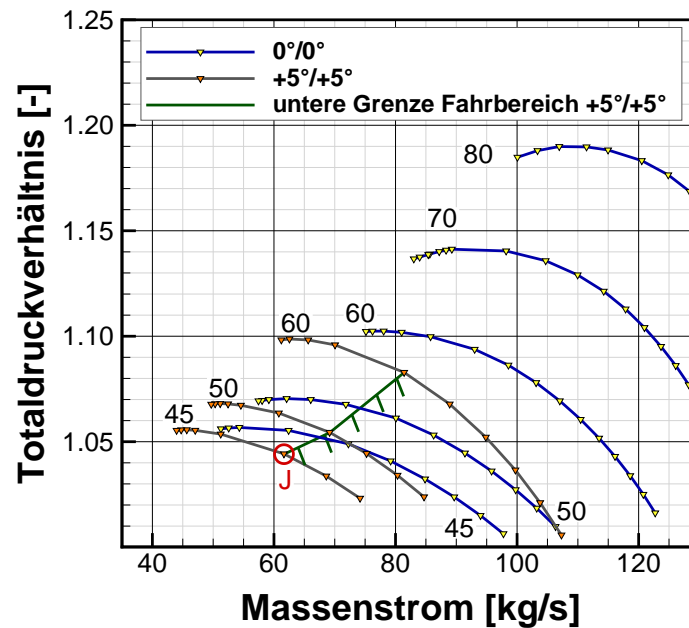


Abbildung 6.7: Kennfeld der Rotorblattstellung $+5^\circ/+5^\circ$ mit abgeschätzter Pumpgrenze. Berechnung mit Wall-Function.

Die Rotorblattverstellung zeigt auch hier einen Einfluss auf den Verlauf der Drehzahlkurven im Kennfeld in Bezug auf die Erweiterung der Pumpgrenze. Dieser Einfluss ist allerdings geringer als das Kennfeld der um $+7^\circ/+7^\circ$ verdrehten Fanschaufeln in *Abbildung 6.2* (vgl. Verlauf der verdrehten 60 %-Kennlinie mit Verlauf der unverdrehten 50 %-Kennlinie).

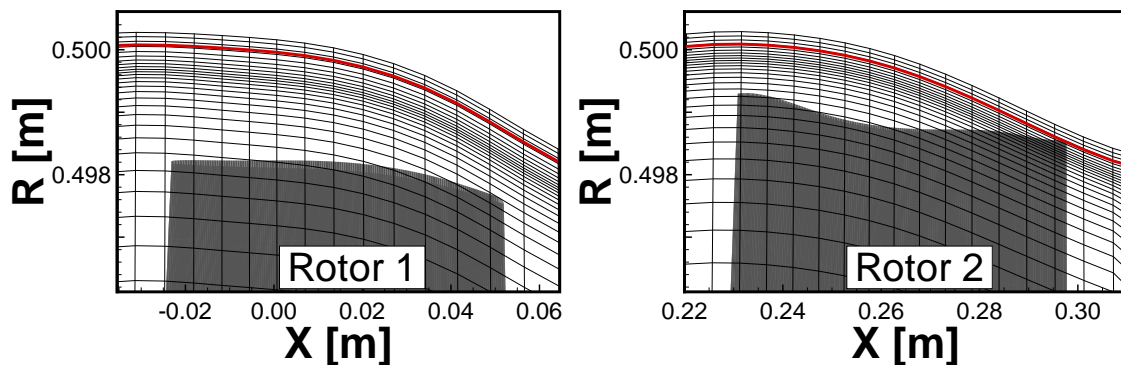


Abbildung 6.8: Spaltkontrolle im Betriebspunkt J. Die rote Linie markiert die Mindestspalthöhe von 0,2 mm. Verzernte Darstellung!

Noch einmal wird die in *Kapitel 4* entwickelte Strategie angewendet und die Spalthöhe zwischen den in *Abschnitt 5.3* modifizierten Fanschaufeln und dem Gehäuse überprüft. Wenn die Mindestspalthöhe von 0,2 mm unterschritten wird, kann der Betriebspunkt im Prüfstand nicht angefahren werden. Die eingetragene Fahrbereichsgrenze zeigt diejenigen Punkte, in denen ein Betrieb noch sichergestellt ist. Unterhalb dieser Linie dürfen die Betriebspunkte nicht mehr angefahren werden, weil sie eine zu geringe Spalthöhe aufweisen. Für den Punkt J, der in *Abbildung 6.7* markiert ist, zeigt *Abbildung 6.8* den Verlauf der Blattspitzenkontur beider Rotoren. Wie auch im vorherigen Abschnitt gezeigt, gibt es keine Probleme hinsichtlich des Gehäusespalts des ersten Rotors (links). Auf der rechten Seite ist zu erken-

nen, dass der zweite Rotor die Mindestspalthöhe von 0,2 mm an der Hinterkante gerade noch einhält. Trotz des geringeren Verdrehwinkels der beiden Rotoren, ist der mögliche Fahrbereich des CRISP2 im M2VP zwischen der Pumpgrenze und den kritischen Punkten bzgl. der Spalthöhe nach wie vor zu klein. Mit den modifizierten verdrehten Fanschaufeln ist es nicht möglich in die entdrosselten Bereiche niedriger Drehzahlen im Prüfstand zu fahren. Aus diesem Grund wird empfohlen die Blattspitze erneut zu modifizieren, sodass die geeignete Verdrehwinkelkombination von $+7^\circ/+7^\circ$ im niedrigen Drehzahlbereich angefahren werden kann. Dabei sind die Veränderungen der Kennfeldgrößen, insbesondere der Verlust des isentropen Wirkungsgrads zu beachten. Für den Fall, dass die Änderungen klein ausfallen, kann der Verdrehwinkel beider Rotoren auf $+10^\circ/+10^\circ$ erhöht werden.

7 Zusammenfassung und Ausblick

7.1 Zusammenfassung

Ziel dieser Arbeit war die Untersuchung der Rotorblattverstellung des CRISP2. Hierzu wurde zuerst das Kennfeld des CRISP2 mit zwei unterschiedlich aufgelösten Netzen berechnet. Das Kennfeld des CRISP2 wurde in *Kapitel 3* mit dem CRISP-1m verglichen. Es konnte festgestellt werden, dass der CRISP2 eine Verbesserung im isentropen Wirkungsgrad von fast 8 % erreicht. Weiterhin wurden das Kennfeld des CRISP2 mit zwei unterschiedlichen Rechennetzen (Wall-Function und Low-Reynolds) berechnet und anschließend gegenübergestellt. Durch die Verwendung des höher aufgelösten Low-Reynolds-Rechennetz ist der Wirkungsgrad durch die feiner abgedeckte Grenzschicht um etwa 0,6 % bis 0,65 % gesunken.

Ein weiteres Ziel dieser Arbeit war die Entwicklung einer neuen Strategie, mit welcher Kennfelder mit der realen Geometrie der unterschiedlich belasteten und verdrehten Fanschaufeln berechnet werden können. Weiterhin sollte der Einfluss der Deformation auf das Kennfeld und die Änderung der Spalthöhe in verschiedenen Betriebspunkten mit dieser Strategie untersucht werden. Die Entwicklung dieser Strategie, die in *Kapitel 4* durchgeführt wurde, ist in diesem Anwendungsfall notwendig, weil die Fanschaufeln aus dem Werkstoff CF-PEEK hergestellt werden und sehr weich sind. Deswegen ist mit großen Verformungen im Betrieb des CRISP2 zu rechnen. Die belasteten und verdrehten Fanschaufeln werden aus einem CSM-Prozess in den CFD-Prozess durch diese Strategie zurückgeführt. Es konnte ermittelt werden, dass vor allem im niedrigen Drehzahlbereich große Unterschiede im isentropen Wirkungsgrad auftreten. Außerdem wurde bei der Beurteilung des Konvergenzverhaltens dieses Prozesses festgestellt, dass es zu Problemen bezüglich der Spalthöhe im Betrieb des Fans kommt.

Aus diesem Grund wurde eine umfangreiche Analyse der Blattspitzenkontur des Fans in *Kapitel 5* durchgeführt. Durch die großen Verformungen des zweiten Rotors wäre es nicht möglich gewesen, in die entdrosselten Bereiche des Kennfeldes zu fahren. Die Fanschaufeln würden am Gehäuse anlaufen. Deswegen wurde die Blattspitzenkontur des zweiten Rotors für zwei ausgewählte Betriebspunkte im entdrosselten Bereich des Kennfeldes modifiziert, um den Fahrbereich des Fans zu vergrößern. Dabei wurden die Auswirkungen der Modifikationen auf das Kennfeld untersucht. Weil die Änderungen im Kennfeld (etwa 0,19 % absoluter Verlust im isentropen Wirkungsgrad) nur gering ausfielen, wurde die Mo-

difikation ausgewählt, mit der ein großer Fahrbereich möglich ist. Anschließend wurde mit dieser modifizierten Fanschaufel des zweiten Rotors eine Untersuchung zur Spalthaltung durchgeführt. Dabei wurde herausgefunden, dass diese Modifikation den Anforderungen entspricht. Bei der Erstellung der Fanschaufel im CSM-Prozess wurden zwei Iterationen durchgeführt. Nach der zweiten Iteration konnte eine Fanschaufel gefunden werden, welche die gewünschte Blattspitzenkontur wiedergibt.

Im letzten Kapitel wurden verschiedene Rotorblattverstellungen untersucht, mit denen es vor allem im niedrigen Drehzahlbereich des Fans möglich sein sollte, die Pumpgrenze zu erweitern. Es konnte festgestellt werden, dass ein Schließen der Rotoren um den gleichen Verdrehwinkel hierzu die besten Ergebnisse liefert. Für die Kombination $+7^\circ/+7^\circ$ wurde ein Betriebspunkt im Kennfeld ausgewählt, der mit den unverdrehten Fanschaufeln verglichen wurde. Das Ergebnis dieses Vergleiches zeigte, dass die Anströmung der Fanschaufeln durch die Verdrehung flacher ist. Wo es an den unverdrehten Rotorblättern bereits zu einer Ablöseblase kommt, liegt die Strömung bei den verdrehten Fanschaufeln an. Da in dieser Vorgehensweise vernachlässigt wurde, dass sich der Gehäusespalt durch die Verstellung ändert, wurde in einem nächsten Schritt deswegen der Spalt zwischen den verdrehten Fanschaufeln und dem Gehäuse genauer untersucht.

In dieser Untersuchung stellte sich heraus, dass durch die Verdrehung der beiden Rotoren erneut Probleme in Bezug auf die Mindestspalthöhe auftreten. Daraufhin wurde der Verdrehwinkel verkleinert ($+5^\circ/+5^\circ$) und abermals der Fahrbereich dieser Konfiguration untersucht. Dabei wurde festgestellt, dass auch hier der Fahrbereich des CRISP2 für die Messungen im M2VP nicht ausreichend ist.

7.2 Ausblick

Nachdem in dieser Arbeit die Blattspitzenkontur so ausgelegt wurde, dass das Anfahren entdrosselter Bereiche mit den unverdrehten Fanschaufeln des CRISP2 im Prüfstand möglich ist, wurde festgestellt, dass sich mit der ausgelegten Blattspitzenkontur bereits eine Verdrehwinkelkombination von $+5^\circ/+5^\circ$ aufgrund der Spalthöhe nicht realisieren lässt. Aus diesem Grund sollte erneut eine Blattspitzenkontur unter Beachtung des isentropen Wirkungsgradverlusts ausgelegt werden, die ein Verdrehen der Rotoren um einen festgelegten Winkel ermöglicht. An dieser Stelle kann eine Verdrehung um $+7^\circ/+7^\circ$ vorgeschlagen werden. Sollte sich hierbei herausstellen, dass die Änderung des isentropen Wirkungsgrads nur gering ausfällt, können die Blattspitzen der Fanschaufeln auch so angepasst werden, dass eine Verdrehwinkelkombination von $+10^\circ/+10^\circ$ möglich ist.

Nachdem diese Auslegung erfolgt ist, kann entschieden werden, welche Schaufelgeometrie für die Messungen im Prüfstand geeignet ist. Der Fertigung der Fanschaufeln schließen sich daraufhin die Messungen im Prüfstand an. Nach Abschluss der Versuche im Testrig können

die Messergebnisse mit den numerisch berechneten Ergebnissen verglichen und validiert werden.

Eine weitere Möglichkeit diese Arbeit fortzuführen, besteht in der Verbesserung der Strategie, die in dieser Arbeit entwickelt wurde. Um diese in zukünftigen Auslegungen für Verdichterschaukeln, die aus carbonfaserverstärkten Kunststoffen bestehen sollen, zu integrieren, kann die Strategie um eine Automatisierung erweitert werden. Hierzu könnte die automatisierte Analyse der Gehäusespalthöhe über die gesamte Sehnenlänge in festgelegten Bereichen des Kennfelds gehören. Weiterhin besteht die Möglichkeit diese Strategie mit der vorgeschlagenen Verbesserung in Optimierungsprozesse einzubinden, sodass die Verformung der Fanschaukeln einen Einfluss auf die Optimierungsergebnisse, insbesondere auf die Einhaltung eines festgelegten Gehäusespalts, hat.

Literaturverzeichnis

- [1] AAANSQATSI, K.: *Schematic diagram of a low-bypass turbofan engine.* – URL https://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/7/77/Turbofan_operation_lbp.svg. – abgerufen am 14.01.2016
- [2] ACARE: *Protecting the environment and the energy supply.* – URL <http://www.acare4europe.com/sria/flightpath-2050-goals/protecting-environment-and-energy-supply-0>. – abgerufen am 04.01.2016
- [3] AIRBUS: *Flying by Numbers.* – URL http://www.airbus.com/company/market/forecast/?eID=maglisting_push&tx_maglisting_pil%5BdocID%5D=89373. – Airbus Global Market Forecast 2015-2034 – abgerufen am 05.01.2016
- [4] BERNASCHEK, V.: *Simulation und Analyse der Strömung in der Zulaufstrecke des Axialverdichter-Großprüfstandes M2VP.* DLR Köln, Technische Hochschule Wildau, Bachelorarbeit, 2013. – DLR IB 325-14-13
- [5] BOEING: *Current Market Outlook 2015-2034.* – URL http://www.boeing.com/resources/boeingdotcom/commercial/about-our-market/assets/downloads/Boeing_Current_Market_Outlook_2015.pdf. – abgerufen am 06.01.2016
- [6] BRÄUNLING, W.: *Flugzeugtriebwerke - Grundlagen, Aero-Thermodynamik, ideale und reale Kreisprozesse, thermische Turbomaschinen, Komponenten, Emissionen und Systeme.* 4. Aufl. Berlin Heidelberg New York : Springer-Verlag, 2015. – ISBN 978-3-642-34539-5
- [7] DLR: *Mehrstufen-Zweiwellen-Axialverdichter-Prüfstand (M2VP).* – URL http://www.dlr.de/at/desktopdefault.aspx/tabid-1532/2451_read-3816/. – abgerufen am 09.12.2015
- [8] DLR: *Organoblech-CRISP – Entwicklung und Bau von Leichtbauschaufeln für Turbomaschinen auf der Basis von Organoblechen.* Projektbeschreibung. 2013
- [9] ENDERS, G.: *Persönliche Kommunikation.* 2015/2016
- [10] FORSTHOFER, N.: *Persönliche Kommunikation, DLR-interne Projektarbeit.* DLR - Institut für Bauweisen und Strukturtechnologie, Stuttgart. 2015/2016

- [11] KATO, M. ; LAUNDER, B.E.: The Modeling of Turbulent Flow Around Stationary and Vibrating Square Cylinders. In: *9th Symposium on Turbulent Shear Flows*. Kyoto, Japan, 1993
- [12] LAURIEN, E. ; OERTEL, H.: *Numerische Strömungsmechanik - Grundgleichungen und Modelle - Lösungsmethoden - Qualität und Genauigkeit*. 5. Aufl. Berlin Heidelberg New York : Springer-Verlag, 2013. – ISBN 978-3-658-03145-9
- [13] LENGYEL-KAMPMANN, T.: *Vergleichende aerodynamische Untersuchungen von gegenläufigen und konventionellen Fanstufen für Flugtriebwerke*. Institut für Antriebstechnik des DLR in Köln-Porz, Ruhr-Universität Bochum, Dissertation, 2015
- [14] LENGYEL-KAMPMANN, T.: *Persönliche Kommunikation*. 2015/2016
- [15] NEISE, W. ; ENGHARDT, L. ; ZHANG, Y. ; SCHEWE, G. ; SCHIMMING, P. ; SCHMITT, S. ; SCHNELL, R. ; WALLSCHEID, L. et al.: *Experimentelle Untersuchungen zur Aeroakustik, -elastik und -dynamik am CRISP-1m-Modell*. Abschlussbericht LFT9601. 1996-1999
- [16] OTTEN, T.: *DLR-interne Projektarbeit*. DLR - Institut für Antriebstechnik, Köln
- [17] OTTEN, T. ; LENGYEL-KAMPMANN, T. ; BECKER, R. ; REITENBACH, S.: Optimization of an Engine with a Gear Driven Counter Rotating Fan, Part II: Cycle Selection and Performance. In: *22nd International Symposium on Air Breathing Engines*. Phoenix (AZ), USA, Oktober 2015. – ISABE 2015-22013
- [18] SAUER, M. ; WEBER, A.: *PyMesh - Meshing Package for Turbomachinery CFD - Documentation*. Version 0.00.003. Köln : DLR, Institut für Antriebstechnik, Februar 2015. – DLR IB-325-08-14
- [19] SIEBER, J.: Aerodynamic design and experimental verification of an advanced counter-rotating fan for UHB engines. In: *Third European Propulsion Forum*. Paris, France, 13.-15. November 1991
- [20] WEBER, A.: *G3DMESH - 3D Structured Grids for Multistage Axial Turbomachines and Linear Cascades*. Version 4.5. Köln : DLR, Institut für Antriebstechnik, Juni 2008. – DLR IB-325-07-08
- [21] WEBER, A. ; FOX, R.: *TRACE USER's MANUAL*. Version 5.3. Köln : DLR, Institut für Antriebstechnik, 2006. – DLR IB-325-07-06
- [22] WILCOX, D.C.: Reassessment of the Scale-Determining Equation for Advanced Turbulence Models. In: *AIAA Journal* Vol. 26 (1988), Nr. 11, S. 1299 – 1310

A Eintrittsrandbedingungen

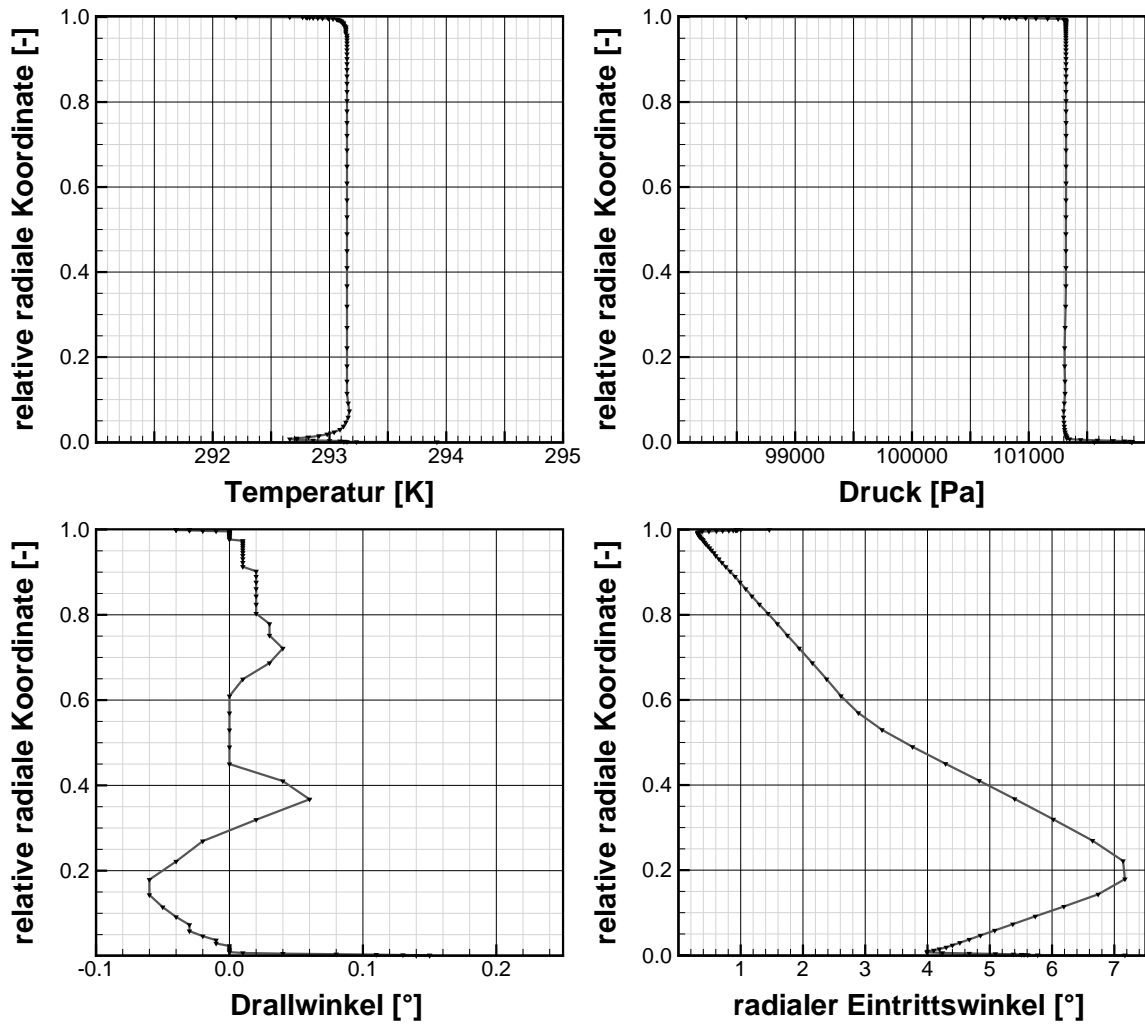


Abbildung A.1: Eintrittsrandbedingungen der Strömungssimulation des CRISP2

B Weitere Ergebnisse zur Spaltkontrolle

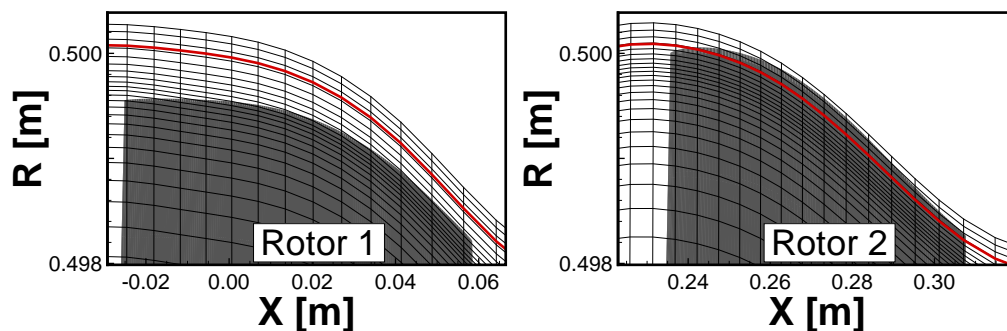


Abbildung B.1: Spaltkontrolle im Betriebspunkt A. Die rote Linie markiert die Mindestspalthöhe von 0,2 mm. Verzerrte Darstellung!

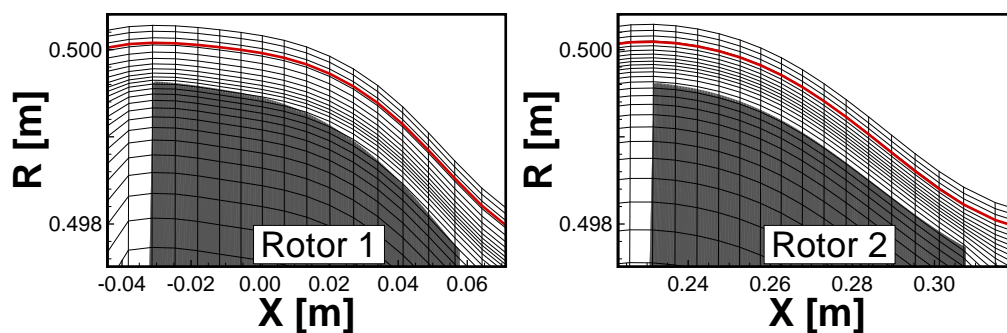


Abbildung B.2: Spaltkontrolle im Betriebspunkt B. Die rote Linie markiert die Mindestspalthöhe von 0,2 mm. Verzerrte Darstellung!

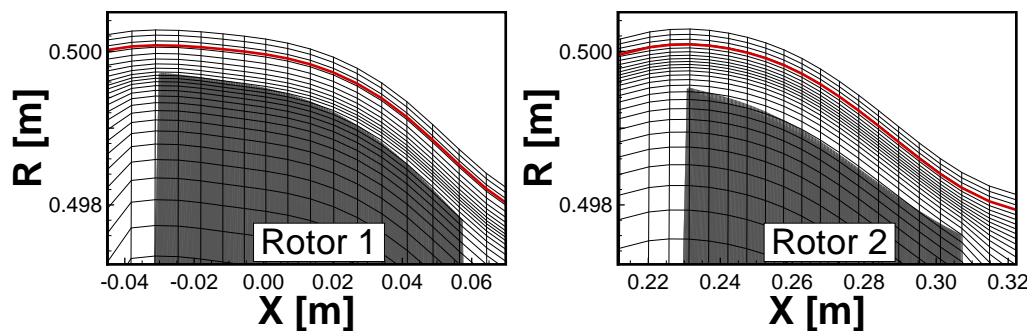


Abbildung B.3: Spaltkontrolle im Betriebspunkt D. Die rote Linie markiert die Mindestspalthöhe von 0,2 mm. Verzerrte Darstellung!

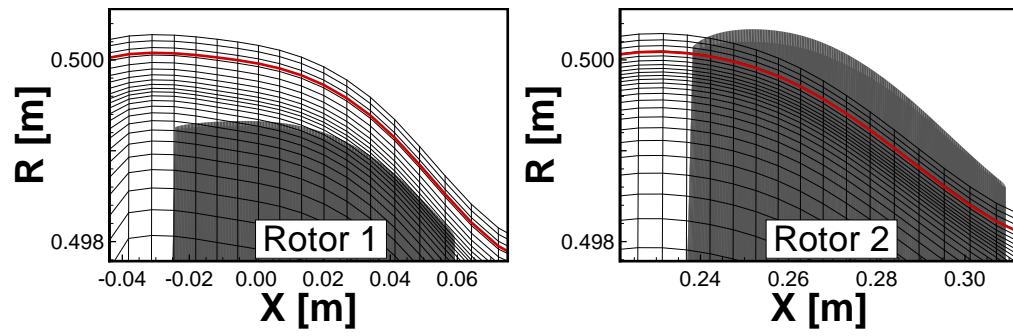


Abbildung B.4: Spaltkontrolle im Betriebspunkt E. Die rote Linie markiert die Mindestspalthöhe von 0,2 mm. Verzerrte Darstellung!

C Quellcode

C.1 TurnFEQuad2Ordered.py

```
1  #!/usr/bin/python
2  import os, time, math
3  ###
4  ### Festlegen der Input-Dateien
5  ###
6  time_start = time.time()
7
8  ifo = open('Process.input', 'r')
9  inputFileNames = ifo.readlines()
10 ifo.close()
11
12 FileNames = []
13 ParamName = [
14 'klines_R1',
15 'klines_R2',
16 'ilines'
17 ]
18
19 for line in inputFileNames:
20     if line.startswith('R1_M') or line.startswith('R2_M'):
21         FileNames.append(line.split()[0])
22
23 inputPath = 'input'
24 outputPath = 'ordered'
25
26 j_lines = 1                                #Anzahl J-Linien strukturiert
27
28 #####
29 ##### no user interaction from this point #####
30 #####
31 ###
32 ### Header
33 ###
34 print ' _____ '
35 print '| _____ | '
36 print '| _____ | '
37 print '| _____TurnFEQuad2Ordered_____ | '
38 print '| _____ | '
39 print '| _____ |\n\n\n'
40 ###
41 ### Checken der Input-Dateien
42 ###
43 if len(FileNames) == 0:                    # Sind input Dateien definiert?
44     print 'No_input_file_defined...'
```

```

45     print '\n***Exit***'
46     exit()
47
48     Error = 0
49     for FileName in FileNames:           # Existieren die definierten input Dateien?
50         if os.path.isfile('%s/%s'%(inputPath, FileName)) == False:
51             print 'input_file_%s->_NOT_FOUND' %FileName
52             Error = 1
53
54     for FileName in FileNames:           # Beginnen die angegebenen input files mit R1 oder R2?
55         if not FileName.split('_')[0] in ('R1', 'R2'):
56             print 'check_input_file_%s->_leading_R1_or_R2_missing... '%FileName
57             Error = 1
58
59     if Error == 1:
60         print '***_ERROR_***'
61         exit()
62
63     print '%s_input_file(s)_detected...\n' %len(FileNames)
64
65     for i in FileNames:                   # printen der input Dateien
66         print '%s' %i
67         print '\n\n\n=====',
68         print '_____',
69     ###-----
70     ### Einlesen der Parameterwerte
71     ###-----
72     Parameters = []
73     ParamVal = []
74     for i, param in enumerate(ParamName): # Zeilen fuer Parameter finden
75         for line in inputFileNames:
76             if line.startswith(param):
77                 ParamVal.append(int(line.split()[2]))
78
79     Parameters = ParamName, ParamVal
80
81     klines_R1 = Parameters[1][Parameters[0].index('klines_R1')]#Anzahl K-Linien Rotor 1
82                 strukturiert
83     klines_R2 = Parameters[1][Parameters[0].index('klines_R2')]#Anzahl K-Linien Rotor 2
84                 strukturiert
85     i_lines = Parameters[1][Parameters[0].index('ilines')] #Anzahl I-Linien strukturiert
86     ###-----
87     ### Unterscheidung zwischen Rotor 1 und Rotor 2 (flag wenn Rotor 2 entdeckt)
88     ###-----
89     for FileName in FileNames:
90         rotor2 = 0
91         if FileName[0:2]=='R2':
92             rotor2 = 1
93             k_lines = klines_R2
94             print 'ROTOR_2_detected'
95         elif FileName[0:2]=='R1':
96             k_lines = klines_R1
97             print 'ROTOR_1_detected'
98         else:
99             print '***Abort._%s_is_not_a_compatible_file._Check_Input_Files_for_R1_or_R2.' %
100                 FileName
101             exit()

```

```

100     NewFileName = FileName[: -4] + '_ord.dat'    # Neuen Dateinamen festlegen
101     ###
102     ### Oeffnen der Input-Datei
103     ###
104     fid = open( '%s/%s' %(inputPath, FileName), 'r' )
105     DATA = fid.readlines()
106     fid.close()
107     i_HK=0
108     ###
109     ### Einlesen der Input-Datei
110     ###
111     NEWDATA = []
112     j = 0
113     for i,line in enumerate(DATA):
114         if i < 5:
115             pass
116         elif len(line.strip().split()) == 9:
117             j += 1
118             line = line.strip().split()[0:3]    # nur Werte fuer XYZ Koordinaten
119             X = float(line[0])/1000            # Umrechnung von mm in m und
120             Y = float(line[1])/1000            # Konvertierung in +x.xE-x Format
121             Z = float(line[2])/1000
122             R = (Y**2+Z**2)**0.5
123             R_THETA = math.acos(Z/R)*R
124             NEWDATA.append( '%_16.9E\t%_16.9E\t%_16.9E\t%_16.9E\t%_16.9E\n' %(X, Y, Z, R,
125                                     R_THETA) )
126     ###
127     ### Verarbeiten der Input-Dateien und Umsortierung
128     ###
129     KLines = []
130     for i,point in enumerate(NEWDATA):
131         if i < i_HK:                # erste Punkte ueberspringen, bis HK gefunden
132             continue
133         if (i%(i_lines-1)) == i_HK:# Hinterkantenpunkt gefunden, neue Zeile in Klines
134             KLines.append([point])
135         elif len(KLines) == k_lines+1: # k_lines ist voll, ende
136             break
137         else:                    # Punkte anhaengen (in selber Zeile)
138             KLines[-1].append(point)
139     ###
140     ### Ausgabe der verarbeiteten Daten
141     ###
142     fop = open( '%s/%s' %(outputPath, NewFileName), 'w+' )
143     fop.write( 'TITLE=_\ "%s"\n "%NewFileName' )
144     fop.write( 'VARIABLES=\ "CoordinateX"\ ,_\ "CoordinateY"\ ,_\ "CoordinateZ"\ ,_\ "CoordinateR'
145               '\ ,_\ "CoordinateRTheta"\n' )
146     fop.write( 'ZONE_T=\ "%s"\ ,_\ I=%s ,_\ J=%s ,_\ K=%s ,_\ ZONETYPE=ORDERED ,_\ DATAPACKING=POINT\n' % (
147               NewFileName, i_lines, j_lines, k_lines) )
148
149     for kline in KLines[0:k_lines]:
150         for i in range((i_lines-1)/2, -1, -1):
151             fop.write(kline[i])
152         for i in range((i_lines-1)/2+1, (i_lines-1)):
153             fop.write(kline[i])
154         fop.write(kline[((i_lines-1)/2)])
155
156     print 'DONE_-->_writing_file_%s' %NewFileName
157     fop.close()

```

```

155 ###
156 ### I,J,K Linien ueberpruefen
157 ###
158     fop = open( '%s/%s' %(outputPath, NewFileName), 'r')
159     fop = len(fop.readlines()) - 3
160     if not fop == (i_lines*j_lines*k_lines):
161         print '\n***_ERROR_***\ncheck_I,J,K_lines_of_%s.\n\ncurrent_elements: %s\nshould_
            be: %s'%(FileName, fop, (i_lines*j_lines*k_lines))
162         exit()
163     print '_____',
164
165 print '=====\n\n'
166
167 time_end = time.time()
168 elapsed_time = time_end - time_start
169
170 print 'user_time: %.1fs\n' %elapsed_time
171 print 'END_OF_JOB\n\n'

```

C.2 extrapolateBlades.py

```

1 #! /usr/bin/env PyMesh.x
2 from apps import *
3 ###
4 ### Header
5 ###
6 print '_____',
7 print '|_____|',
8 print '|_____|',
9 print '|_____ extrapolate_Blades _____|',
10 print '|_____|',
11 print '|_____|\n'
12 ###
13 ### Einlesen der Input-Datei
14 ###
15 ifo = open('Process.input', 'r')
16 inputbladefiles = ifo.readlines()
17 ifo.close()
18
19 bladefiles = []
20
21 for i, line in enumerate(inputbladefiles):
22     if line.startswith('R1_M') or line.startswith('R2_M'):
23         bladefiles.append('ordered/' + line.split()[0][:-4] + '_ord.dat')
24
25
26 iLe = 201     # I-Index der Vorderkante
27 kExtra = 5   # Anzahl der k-Linien, die hinzugefuegt werden sollen
28 ###
29 ### extrapolieren der Schaufel
30 ###
31 for bladefile in bladefiles:
32     blade = app_readAsciiTec_all(bladefile, cs=cs_XYZ)[0]
33
34     bladeNew = Block(blade.name, blade.dimI, blade.dimJ, blade.dimK+kExtra, blade.system)
35
36     bladeNew[:, 1, :blade.dimK] = blade

```

```

37
38     vLe = Vec(blade[iLe, 1, -2], blade[iLe,1,-1])
39     vTe = Vec(blade[1, 1, -2], blade[1, 1,-1])
40
41     bladeNew[:iLe, 1, -1] = app_offsetPolyLine(blade[:iLe,1,-1], kExtra*vTe, kExtra*vLe)
42     bladeNew[iLe:, 1, -1] = app_offsetPolyLine(blade[iLe:,1,-1], kExtra*vLe, kExtra*vTe)
43
44     for i in [1,iLe,-1]:
45         app_drawLine(bladeNew[i, 1, -kExtra-1:], app_distEqui())
46
47     app_fillSurface(bladeNew[:iLe,1,-kExtra-1:])
48     app_fillSurface(bladeNew[iLe:,1,-kExtra-1:])
49
50     newbladefile = bladefile.split('/')[-1].rpartition("_")[0]
51
52     app_saveAsciiTec("ordered/%s_ext.dat" %(newbladefile), [bladeNew], cs_XYZ)

```

C.3 deformS2m.py

```

1  #!/usr/bin/env PyMesh.x
2  from apps import *
3  ###
4  ### Header
5  ###
6  print '_____ '
7  print '|_____ |'
8  print '|_____ |'
9  print '|_____change_S2M_grid_____ |'
10 print '|_____ |'
11 print '|_____ |\n'
12
13 k_clear = 71 # hier ist der spalt
14 k_refill = 40 # bis hierhin nach unten aendern
15
16 ifo = open('Process.input', 'r')
17 inputbladefiles = ifo.readlines()
18 ifo.close()
19
20 bladefiles = []
21
22 for i, line in enumerate(inputbladefiles):
23     if line.startswith('R1_M') or line.startswith('R2_M'):
24         bladefiles.append('ordered/' + line.split()[0][:-4] + '_ord.dat')
25     elif line.startswith('S2M'):
26         s2_file = 'input/' + line.split()[0]
27
28 s2 = app_readAsciiTec_all(s2_file)[0] # S2M Netz einlesen
29
30 blades = []
31 for bladefile in bladefiles: # Schaufeln einlesen
32     blade = app_readAsciiTec_all(bladefile, cs=cs_XYZ)[0]
33     blade.transformTo(cs_XRRTheta)
34     blade.rt = 0
35     blades.append(blade)
36
37 points = [blades[0][206,1,-1], # Punkte auf den Schaufeln festlegen
38           blades[0][152,1,-1], # zur Verschiebung des S2M Netzes

```

```

39         blades[0][101,1,-1],
40         blades[0][ 43,1,-1],
41         blades[0][ 4,1,-1],
42         blades[1][208,1,-1],
43         blades[1][275,1,-1],
44         blades[1][330,1,-1],
45         blades[1][354,1,-1],
46         blades[1][389,1,-1]
47     ]
48 foundPoints = Block("found_Points", len(points), 1,2, cs_XRRTheta)
49
50 crv = app_definePolyLine(s2[:,1,-1])          # Kurve der Gehaeusekontur
51 shiftPairs = [(1, Vec(0,0,0))]
52
53 i = 1
54 for p in points:                               # fuer jeden der angegebenen Profilpunkte
55     sPos = crv.findSrel_Dmin(p)                # finde den Punkt auf Gehaeusekontur
56     foundPoints[i,1,1] = p                    # definierter Punkt auf Blattspitze
57     foundPoints[i,1,2] = crv[sPos]           # Punkt auf Gehaeusekontur
58
59     v = Vec(foundPoints[i,1,2], foundPoints[i,1,1])# Vektor von Gehaeusekontur zu Blattspitze
60
61     iRef = findIndexDmin(s2[:,1,-1], p)[0]# l-Koordinate des Gehaeusekonturpunktes
62     targetPoint = s2[iRef,1,-1].copy()      # Kopieren des Punktes auf der Gehaeusekontur
63     app_move(targetPoint, v)                # Bewege den Punkt um Vektor v
64
65     shiftVec = Vec(s2[iRef,1,k_clear], targetPoint)# Vektor von Punkt zu Punkt auf Rotor
66     shiftPairs.append((iRef, shiftVec))    # Liste um Verschiebungsvektor erweitern
67
68     i += 1
69
70 shiftPairs.append((-1, Vec(0,0,0)))
71
72 for i in range(len(shiftPairs)-1):           # k_clear-Linie verschieben
73     i1,v1 = shiftPairs[i]
74     i2,v2 = shiftPairs[i+1]
75
76     save = s2[i2,1,k_clear].copy()
77     s2[i1:i2, 1, k_clear] = app_offsetPolyLine(s2[i1:i2, 1, k_clear], v1, v2)
78     s2[i2,1,k_clear] = save
79
80 for idx in range(1, len(shiftPairs)-1):
81     i = shiftPairs[idx][0]
82     app_drawLine(s2[i,1,k_clear:], app_distEqui())# equidistante Verteilung im Spalt
83     d2 = arcLength(s2[i,1,k_clear:k_clear+1])# Abstand zw. k-clear und naechster k-Linie
84     d1 = arcLength(s2[i,1,k_refill-1:k_refill])# Abstand zw. k-refill und niedrigere k-Linie
85     app_drawLine(s2[i,1,k_refill:k_clear], app_distGeom2(-d1, d2))
86
87
88 for i in range(len(shiftPairs)-1):           # Oberflaeche generieren
89     i1,v1 = shiftPairs[i]
90     i2,v2 = shiftPairs[i+1]
91     app_fillSurface(s2[i1:i2,1,k_clear:])
92     app_fillSurface(s2[i1:i2,1,k_refill:k_clear])
93
94 app_saveAsciiTec('ordered/' + s2_file.split('/')[1][:-4] + '_deformed.dat', [s2,
        foundPoints], cs_XRRTheta)

```


Versicherung über die Selbstständigkeit

Gemäß der Allgemeinen Prüfungs- und Studienordnung ist zusammen mit der Abschlussarbeit eine schriftliche Erklärung abzugeben, in der der Studierende bestätigt, dass die Abschlussarbeit „– bei einer Gruppenarbeit die entsprechend gekennzeichneten Teile der Arbeit [(§ 18 Abs. 1 APSO-TI-BM bzw. § 21 Abs. 1 APSO-INGI)] – ohne fremde Hilfe selbstständig verfasst und nur die angegebenen Quellen und Hilfsmittel benutzt wurden. Wörtlich oder dem Sinn nach aus anderen Werken entnommene Stellen sind unter Angabe der Quellen kenntlich zu machen.“

Quelle: § 16 Abs. 5 APSO-TI-BM bzw. § 15 Abs. 6 APSO-INGI

Hiermit versichere ich, Philipp Rüßmann, dass ich die vorliegende Abschlussarbeit mit dem Thema:

Untersuchungen zur Rotorblattverstellung an einem gegenläufigen ummantelten Fan mit Schaufeln aus CFK

ohne fremde Hilfe selbstständig verfasst und nur die angegebenen Quellen und Hilfsmittel benutzt habe. Wörtlich oder dem Sinn nach aus anderen Werken entnommene Stellen sind unter Angabe der Quellen kenntlich gemacht.

Köln, 07. März 2016

Ort, Datum

Unterschrift