

Experimentelle und numerische Untersuchung eines Radialverdichters mit Pipe Diffusor und Umlenkbeschaufelung für eine Triebwerksanwendung

Von der Fakultät für Maschinenwesen der
Rheinisch-Westfälischen Technischen Hochschule Aachen
zur Erlangung des akademischen Grades eines
Doktors der Ingenieurwissenschaften genehmigte Dissertation

vorgelegt von

Robert Alexander Kunte

Berichter: Universitätsprofessor Dr.-Ing. P. Jeschke
Universitätsprofessor Dr.-Ing. R. Niehuis

Tag der mündlichen Prüfung: 5. Dezember 2012

Diese Dissertation ist auf den Internetseiten der Hochschulbibliothek online verfügbar.

Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten sind im Internet über <http://dnb.d-nb.de> abrufbar.

ISBN 978-3-8439-0850-4

D 82 (Diss. RWTH Aachen University, 2012)

© Verlag Dr. Hut, München 2013
Sternstr. 18, 80538 München
Tel.: 089/66060798
www.dr.hut-verlag.de

Die Informationen in diesem Buch wurden mit großer Sorgfalt erarbeitet. Dennoch können Fehler nicht vollständig ausgeschlossen werden. Verlag, Autoren und ggf. Übersetzer übernehmen keine juristische Verantwortung oder irgendeine Haftung für eventuell verbliebene fehlerhafte Angaben und deren Folgen.

Alle Rechte, auch die des auszugsweisen Nachdrucks, der Vervielfältigung und Verbreitung in besonderen Verfahren wie fotomechanischer Nachdruck, Fotokopie, Mikrokopie, elektronische Datenaufzeichnung einschließlich Speicherung und Übertragung auf weitere Datenträger sowie Übersetzung in andere Sprachen, behält sich der Autor vor.

1. Auflage 2013

meiner Familie

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Strahlantriebe und Turboarbeitsmaschinen der Rheinisch-Westfälischen Technischen Hochschule Aachen. Den Rahmen der Arbeit bildete das Forschungsvorhaben GE Radialverdichter, das von GE Aviation initiiert und finanziert wurde, wofür ich mich an dieser Stelle bedanken möchte.

Mein großer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. P. Jeschke, der diese Arbeit fachlich betreute und jederzeit engagiert und vertrauensvoll unterstützte. Großer Dank gebührt auch Herrn Prof. Dr.-Ing. R. Niehuis, der als ehemaliger Institutsleiter den Anstoß zu dem GE Radialverdichterprojekt gab. Er trug deswegen mit wertvollen fachlichen Anregungen zu dieser Arbeit bei und übernahm das Koreferat. Herrn Prof. Dr.-Ing. M. Wirsum danke ich für die Übernahme des Prüfungsvorsitzes.

Meinen speziellen Dank möchte ich David Wisler aussprechen, der das GE Radialverdichterprojekt im Rahmen des University Strategic Alliance Programms initiierte und begleitete. Ganz besonderer Dank gilt Zaher Moussa und Caitlin Smythe, die auf Seiten von GE Aviation das Forschungsvorhaben betreuten. Die fachlichen Diskussionen und Anregungen in der vertrauensvollen Projektarbeit mit den regelmäßigen Telecons waren außergewöhnlich. Ferner danke ich Herwart Hönen für die Unterstützung beim Auf- und Ausbau des GE Radialverdichterprojekts.

Bei meinen Kollegen möchte ich mich für die außerordentlich kollegiale Zusammenarbeit bedanken. Das GE Radialverdichterteam am IST der ersten Generation mit Carsten Büscher, Uwe Zachau und Daniel Grates legte den Grundstein, ohne den diese Arbeit nicht möglich gewesen wäre. Dafür möchte ich mich ganz ausdrücklich bedanken. Weiterhin gebührt mein herzlicher Dank Philipp Schwarz und Benjamin Wilkosz für die vielen tiefgehenden und ausführlichen fachlichen Diskussionen, insbesondere über das Zusammenspiel von Experiment und Numerik. Außerdem danke ich Johannes Schmidt für die sehr gute Zusammenarbeit bei der erfolgreichen Übernahme des Prüfstands.

Am IST habe ich einen außergewöhnlichen Zusammenhalt im Kollegenkreis kennengelernt. Für die herausragende Unterstützung zu Beginn meiner Tätigkeit danke ich an dieser Stelle nachdrücklich Stefan Ubben, Bernd Wickerath, Marco Ernst, Marcel Eifel und insbesondere Roland Emmrich, der mich mit seiner hohen Motivation und Begeisterung für Messtechnik angesteckt hat.

Für die vielen fachlichen und persönlichen Diskussionen und Erlebnisse, die mir immer in Erinnerung bleiben werden, danke ich Phillip Waniczek, Axel Hartmann, Jan Schumann, Thorsten Pöhler, Mirko Restemeier, York Mick, Jens Niewöhner, Tobias Kröckel, Ingo

Hoffmann, Olivier Gand und Bernhard Persigehl. Für die herausfordernde und lehrreiche Projektarbeit zum Aufbau neuer Prüfstände möchte ich Katharina Winter, Holger Franz, Matthias Wedeking, Daniel Sahnen und Alexander Hehn danken.

Mein sehr großer Dank gilt den Studien- und Diplomarbeitern sowie den studentischen Hilfskräften, die für das Projekt außerordentliche Arbeit leisteten. Stellvertretend möchte ich hier für die hervorragenden Beiträge und die sehr gute Zusammenarbeit Tobias Fichna, Stefan Henninger, Moritz Mosdzien und Matthias Rolfes danken.

Sehr großer Dank gilt Peter Hagedorn, der den GE Radialverdichterprüfstand konstruktiv gestaltete, sowie der gesamten Werkstatt des IST, die die Teile und Messtechnik des Prüfstands weitgehend fertigte. Insbesondere danke ich für ihre wertvollen Hinweise fachlicher und sportlicher Art Herrn Friedrichs und Michael Graf. Für die Unterstützung bei Elektronik und Messtechnik danke ich Jürgen Troschke und Michael Scherner. Ferner danke ich allen Festangestellten des IST, insbesondere möchte ich hier Frau Melanie Crumbach und Sophia Lersmacher nennen, die immer eine große Hilfe bei allen Arten von Bestellungen waren.

Meinen Eltern Helmar und Ursel danke ich herzlich für ihre fortwährende Förderung und Unterstützung während meiner Ausbildung. Außerdem möchte ich meinem Bruder Harald danken, mit dem ich aufgrund gleicher Ausbildung immer sehr gut diskutieren kann. Meiner Freundin Sarah danke ich sehr herzlich für ihre grenzenlose Geduld und moralische Unterstützung bei langen Abenden am Prüfstand bei der Vorbereitung von Messungen und insbesondere beim Schreiben dieser Arbeit in Paris.

Düsseldorf, im Januar 2013

Robert Kunte

Abstract

Experimental and Numerical Investigation of a Centrifugal Compressor Stage with a Pipe Diffuser and a Deswirlor for a Jet Engine Application

The subject of this study is the analysis of three different diffuser configurations in a centrifugal compressor stage for a jet engine application. The nominal geometric configuration of the diffusing system contained a unique type of passage diffuser, a pipe diffuser, and a deswirlor with axial prismatic vanes. In the second configuration, the pipe diffuser was radially truncated by approximately half its diametral extent. In a third step, the downstream deswirlor was redesigned. To adapt the deswirlor to the new diffuser, a tandem design with two stator rows was introduced. For the experimental investigations, a state-of-the-art centrifugal compressor test rig was used. It is located at the Institute of Jet Propulsion and Turbomachinery and was built up in cooperation with General Electric Aviation. In this study, the effects of the three configurations on the stage performance are investigated. These differences are explained by local flow phenomena. For this purpose, detailed measurements with multi-hole probes, unsteady pressure transducers and particle image velocimetry (PIV) have been performed. Finally, the impact on the whole system of a jet engine is analyzed.

It was found that the diffuser truncation increases the centrifugal stage performance by 0.3% and enlarges the surge margin by 10%. PIV measurements show a significantly decreased flow separation in the diffuser passage. The changed flow direction due to the diffuser truncation implies, however, an increased incidence flow angle to the deswirlor causing extensive losses. This higher incidence angle was the motivation for the deswirlor redesign. The first row of this tandem deswirlor was introduced into the channel bend for the first time in a test rig. It is shown that the tandem deswirlor has lower total pressure losses and thus an improved static pressure rise compared to the nominal deswirlor. These lower deswirlor losses result in an additional increase of the centrifugal compressor stage efficiency of 1%. Moreover, the relative position of the two tandem rows is investigated. An optimal clocking position regarding stage efficiency and static pressure rise was found.

This study gives fundamental insight into the aerodynamic mechanisms of the influence of three geometric configurations in a centrifugal compressor stage, especially in the pipe diffuser and the deswirlor. Thus, this study is highly beneficial in furthering knowledge of the fundamental principles of the flow phenomena in the diffusing system of a centrifugal compressor.

Kurzfassung

Gegenstand der vorliegenden Arbeit ist die Analyse von drei verschiedenen Diffusorkonfigurationen in einer Radialverdichterstufe für eine Triebwerksanwendung. Der nominale Diffusor wurde in einer ersten Weiterentwicklung radial eingekürzt. Die dritte Konfiguration beinhaltet eine neu ausgelegte zweireihige Umlenkbeschaufelung. Für die experimentellen Untersuchungen wurde ein hochmoderner Radialverdichterprüfstand am Institut für Strahlantriebe und Turboarbeitsmaschinen verwendet, der in Zusammenarbeit mit General Electric Aviation aufgebaut wurde. Im Rahmen der vorliegenden Studie werden die Auswirkungen der Geometrie Konfigurationen auf das Betriebsverhalten und die integralen Größen der Radialverdichterstufe aufgezeigt. Die Differenzen werden mit Hilfe von detaillierter Messtechnik wie Mehrlochsonden, instationären Druckaufnehmern und Particle Image Velocimetry (PIV) auf Strömungsphänomene zurückgeführt. Schließlich wird der Einfluss des geänderten Betriebsverhaltens auf das Gesamtsystem Triebwerk untersucht und analysiert.

Es wurde gefunden, dass die Kürzung des Pipe Diffusors für die Radialverdichterstufe eine Wirkungsgraderhöhung von 0.3 % und eine Kennfelderweiterung von 10 % bewirkt. PIV Messungen zeigen eine Verkleinerung der Ablösung im Diffusorkanal. Allerdings bedeutet diese geänderte Strömungsführung durch die Diffusorkürzung eine Fehlanströmung der stromab liegenden Umlenkbeschaufelung. Die Neuauslegung letzterer führt in der dritten untersuchten Konfiguration zu einer weiteren Wirkungsgraderhöhung der Radialverdichterstufe von 1 %. Erstmalig wird dabei die erste Schaufelreihe in die Kanalkrümmung hineingezogen. Weiterhin wird für die Relativposition der beiden Schaufelreihen in der Umlenkbeschaufelung ein Optimum gefunden. Das Ergebnis wird mit experimentellen Untersuchungen zu der aerodynamischen Interaktion der Schaufelreihen fundiert erklärt.

Die vorliegende Studie analysiert erstmalig zwei neuartige Geometrien für eine Radialverdichterstufe in einem Triebwerk. Die Auswirkung einer Diffusorkürzung wird detailliert untersucht. Die Interaktion einer zweireihigen Statorreihe in der Rückkrümmung wird fundiert analysiert. Somit steht diese Arbeit als Validierungsbasis für zukünftige Auslegungen von Diffusionssystemen in Triebwerksradialverdichtern.

Inhaltsverzeichnis

Nomenklatur	V
1 Einführung	1
1.1 Motivation	1
1.2 Gegenstand der Arbeit	3
2 Diffusorsysteme für Radialverdichter in Triebwerken	5
2.1 Strömungsmechanik	5
2.1.1 Diffusoren für Radialverdichter	6
2.1.2 Stationäre und instationäre Diffusoraerodynamik	9
2.2 Stand der Forschung beim Pipe Diffusor	12
2.3 Rückführsysteme für Radialverdichter	16
2.3.1 Kanalkrümmung	17
2.3.2 Rückführbeschaukelung	19
2.3.3 Tandem Beschaukelungen	20
2.4 Einfluss der Reynoldszahl	22
3 Experimenteller Aufbau	25
3.1 Radialverdichterprüfstand mit Pipe Diffusor	25
3.1.1 Schematischer Überblick	25
3.1.2 Parametervariationen	28
3.2 Untersuchte Geometrievariationen	30
3.2.1 Nominaler Diffusor	30
3.2.2 Kürzung des Diffusors	31
3.2.3 Tandem Deswirler	31
3.3 Instrumentierung und Messstellen	33
3.3.1 Schematischer Überblick der Messebenen	33
3.3.2 Kennfeldmessung	34
3.3.3 Stationäre und instationäre Detailmessungen	38

4	Numerische Verfahren	41
4.1	Kreisprozesssimulation	41
4.1.1	Triebwerks Simulationsprogramm Gasturb	41
4.1.2	Modellierung	42
4.2	Modellierung zur Untersuchung des Umlenkkanals	51
5	Analyse der nominalen Diffusorkonfiguration	55
5.1	Nominales Kennfeld und untersuchte Betriebspunkte	55
5.2	Kennfelder zur Parametervariation	57
5.2.1	Impeller Schaufelspaltvariation	57
5.2.2	Zapfluftvariation	60
5.2.3	Ermittlung der Korrelationen	63
5.3	Detaillierte Strömungsuntersuchung	66
5.3.1	Anströmbedingungen zum Diffusor	66
5.3.2	Die Lage der Ablösung im Diffusorkanal	69
5.3.3	Auswirkung der Parametervariationen auf die Diffusorströmung	71
5.3.4	Diffusor Leistungsparameter	74
5.4	Reynoldszahl-Abhängigkeit durch Eintrittsdruckvariation	76
5.5	Diskussion und Schlussfolgerungen	78
5.5.1	Einfluss auf das Gesamtsystem Triebwerk	78
5.5.2	Fazit der Analyse zur nominalen Diffusorkonfiguration	84
6	Analyse der gekürzten Diffusorkonfiguration	87
6.1	Kennfeld	87
6.2	Stationäre detaillierte Strömungsanalyse im Diffusorkanal	89
6.2.1	Statischer Druckaufbau	89
6.2.2	Ablöseverhalten	91
6.2.3	Strömungsfeld am Diffusoreintritt	98
6.2.4	Strömungsfeld am Diffusoraustritt	99
6.2.5	Strömungsfeld am Abdrehradius	102
6.3	Instationäre Strömungsanalyse	104
6.3.1	Die Jet-Wake Strömung im Diffusorhals	104
6.3.2	Vergleich der instationären Wanddruckverläufe	106
6.4	Diskussion und Schlussfolgerungen	115
6.4.1	Verlustmechanismen im Diffusor und Deswirler	115
6.4.2	Einfluss einer Diffusorkürzung auf das Triebwerk	119
6.4.3	Fazit der Analyse zur gekürzten Diffusorkonfiguration	121

7	Analyse der Tandem-Deswirler Konfiguration	123
7.1	Kennfeld	124
7.2	Detaillierte Strömungsanalyse	126
7.2.1	Statischer Druckaufbau im Diffusorkanal	126
7.2.2	Statischer Druckaufbau im Deswirlerkanal	128
7.2.3	Statische Druckverteilung in den Zwischenebenen von Deswirler und Diffusor	130
7.3	Relative Position des Tandem-Deswirlers	133
7.3.1	Integrales Verhalten der Radialverdichterstufe	133
7.3.2	Statische Druckverteilung bei Variation der relativen Position der Schaufelreihen	137
7.4	Diskussion und Schlussfolgerungen	143
7.4.1	Einfluss der Kanalgeometrie und des Austrittswinkels	143
7.4.2	Fazit der Analyse zur Tandem-Deswirler Konfiguration	145
8	Zusammenfassung und Ausblick	147
	Literaturverzeichnis	151
	Tabellenverzeichnis	161
	Abbildungsverzeichnis	163
A	Prüfstandsdocumentation	169
A.1	Globale Instrumentierung Positionen	171
A.2	Instrumentierung zur Detailmessung	171
A.2.1	Pneumatische Wanddruckmessungen	172
A.2.2	Pneumatische Sondenmessungen	174
A.2.3	Particle Image Velocimetry	175
A.2.4	Instationäre Druckaufnehmer	180
A.3	Durchgeführte Messungen	182
A.4	Messmatrix und weitere Messergebnisse	185
B	GasTurb Dokumentation	189
B.1	Ebenenbezeichnung	189
B.2	Iterationsschema	190
B.3	Kennfelder der Komponenten	191

Nomenklatur

Lateinische Symbole

A	Fläche
A	Schaufelwechselfrequenz
ABL	hintere Zapfluft (aft bleed)
AMB	Magnetlagerung (Active Magnetic Bearing)
AR	Öffnungsverhältnis
AS	Seitenverhältnis
a	spezifische Arbeit
a, b, c	Koeffizienten
B	Blockagefaktor
BP	Betriebspunkt
b	Kanalbreite
b	Schaufelhöhe
c	Geschwindigkeit im Absolutsystem
c_d	Dissipationskoeffizient
c_p	statischer Druckbeiwert
c_p	spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck
D	Differenzfrequenz
DS	Druckseite
ds	Wegelement
E	Ebene
F	Schub

FBL	vordere Zapfluft (forward bleed)
HD	Hochdruck
H_u	unterer Heizwert
HK	Hinterkante
h	Kanalhöhe
h	Enthalpie
IGV	Inlet Guide Vane (Vorleitrad)
i	Inzidenz
L	Länge
LWR	Längenverhältnis
M	Machzahl
M	Drehmoment
\dot{m}	Massenstrom
m	meridionale Koordinate
m, n	empirische Exponenten
ND	Niederdruck
n	Drehzahl
P	Leistung
p	Druck
R	spezifische Gaskonstante
R	Rückwärtskrümmung der Impellerschaufeln
Re	Reynoldszahl
RMS	root mean square
RNI	Reynoldszahlindex
r	Radius
SFC	spezifischer Brennstoffmassenstrom
Sr	Strouhalzahl
SS	Saugseite
s	Sehnenlänge

s	Spalt
$shim$	Impeller-Diffusor Ausrichtung (shimming)
T	Temperatur
T	Turbine
T	Zeitschritt
t	Teilung
U_{Kanal}	Kanalumfang
u	Umfangsgeschwindigkeit
V	Verdichter
VK	Vorderkante
w	Geschwindigkeit im Relativsystem
x, y, z	kartesische Koordinaten, Variablen
y	spezifische Schaufelarbeit
z	Schaufelanzahl

Griechische Symbole

α	Strömungswinkel im Absolutsystem
α_b	Kanalkrümmungswinkel
β	Metallschaufelwinkel
β	Hilfskoordinate zur Kennfeldaufbereitung
β	Verhältnis von Brennstoff- zu Luftmassenstrom
∂	partielle Ableitung
Δ	Differenz
η	Wirkungsgrad
φ	Durchflusskennzahl
κ	Isentropenexponent
λ	Bypassverhältnis
λ_2	relativer Impellerschaufelspalt
μ	dynamische Viskosität

π	Druckverhältnis
ρ	Dichte
τ	Temperaturverhältnis
Θ	Halber Öffnungswinkel eines beschaufelten Diffusors
ω	Totaldruckverlustbeiwert
ψ	Enthalpiekennzahl
ζ	Diffusorlaufkoordinate

Indizes und Beistriche

1	Eintritt
2	Austritt
21	Ebene Impelleraustritt
22	Ebene Diffusoreintritt
3	Ebene Diffusoraustritt
4	Ebene Deswirleraustritt
0, 1, 2, 3	Anzahl
<i>B</i>	Brennstoff
<i>bl</i>	Zapfluft (bleed)
<i>D</i>	Diffusor
<i>eff</i>	effektiv
<i>eq</i>	äquivalent
<i>G</i>	Gehäuse
<i>geom</i>	geometrisch
<i>I</i>	Impeller
<i>i</i>	ideal
<i>Kern</i>	Kerntriebwerk
<i>korr</i>	korrigiert
<i>m</i>	mittel
<i>max</i>	maximal

<i>N</i>	Nabe
<i>norm</i>	normiert
<i>R</i>	Rückwand
<i>RV</i>	Radialverdichter
<i>red</i>	reduziert
<i>rel</i>	relativ
<i>ref</i>	Referenz
<i>Sp</i>	Splitter
<i>s</i>	statisch
<i>s</i>	isentrop
<i>stall</i>	Stabilitätsgrenze
<i>t</i>	total
<i>th</i>	Halsquerschnitt (Throat)
<i>torque</i>	Torquemeter
<i>u</i>	Umfangsrichtung
<i>V</i>	Frontwand

1 Einführung

1.1 Motivation

Radialverdichter sind Turbokompressoren, die zur Klasse der thermischen Turbomaschinen gehören. Der industrielle Anwendungsbereich ist vielfältig. Radialverdichter werden z. B. als Prozessverdichter zum Verdichten und Fördern von Gasen in der Verfahrenstechnik, in Turboladern von Kraftfahrzeugen, in stationären Gasturbinen kleinerer Bauart und in Fluggasturbinen der unteren Schubklasse eingesetzt. Ihre weite Verbreitung macht die Forschung und Entwicklung von Radialverdichtern in Hinsicht auf Wirkungsgradsteigerung und Konstruktionsverbesserungen lohnenswert.

Bei Flugzeugtriebwerken steht der Radialverdichter in Konkurrenz zum Axialverdichter. Verdichter radialer Bauart besitzen den Vorteil der höheren Leistungsdichte beim Nachteil des geringeren Wirkungsgrades. Auf der einen Seite ist die Konstruktion von Radialverdichtern einfacher, robuster und beinhaltet weniger Bauteile. Dadurch sinken die Herstellungs- und Wartungskosten. Mit einer Radialstufe kann mehr Druckverhältnis erzeugt werden als mit einer axialen Stufe. Die kompaktere Bauweise führt zu kürzeren Triebwerkswellen mit weniger Schwingungsanfälligkeit. Dem gegenüber steht der geringere Wirkungsgrad des Radialverdichters im Vergleich zum Axialverdichter. Verdichter moderner axialer Bauart erreichen isentrope Wirkungsgrade von über 90 %, Radialverdichter liegen noch 3 %-Punkte darunter. Der Grund dafür ist in den längeren Strömungskanälen und den damit starken Sekundärströmungsphänomenen zu finden. In Richtung kleiner Massenströme mit kleinen Durchflusskenngrößen φ schwindet jedoch der Wirkungsgradvorteil von Axialverdichtern, weil die relativen Schaufelspalte und Sekundärströmungen zunehmen. Deshalb überwiegen die Vorteile des Radialverdichters bei Flugtriebwerken der kleineren Bauart. Bei Hubschraubertriebwerken, Flugtriebwerken der Businessjetklasse und Hilfgasturbinen (APU) sind oft die letzte oder auch alle Verdichterstufen radial ausgeführt.

Radialverdichterstufen für Flugtriebwerke bestehen aus den Elementen Impeller, einem meist beschaufelten Diffusor und einer Umlenkbeschaufelung, die die Anströmbedin-

gungen für die stromab liegende Komponente bereitstellt. Das folgende aerodynamische Bauteil kann, wie in **Abb. 1.1** gezeigt, entweder die nächste Radialstufe oder die Brennkammer sein. Die Brennkammer benötigt eine drallfreie homogene Anströmung mit niedriger Machzahl. Die Umlenkbeschaufelung ist im Allgemeinen als Statorreihe mit axialen Umlenkprofilen ausgelegt, die im Folgenden analog zur Literatur *Deswirler* genannt wird.

Diffusoren von Radialverdichtern können beschaufelt und unbeschaufelt ausgelegt werden. Radialverdichterstufen mit beschaufelten Diffusoren haben höhere Wirkungsgrade und sind kompakter, während ein unbeschaufelter Diffusor eine größere Kennfeldbreite ermöglicht. Bei Flugzeugtriebwerken werden meist beschaufelte Diffusoren eingesetzt, weil der Außendurchmesser des Diffusors den Durchmesser des Kerntriebwerks bestimmt.

Kompaktheit bedeutet weniger Gewicht und weniger Triebwerksfrontfläche, was wiederum den Luftwiderstand verringert. Ein Radialverdichter arbeitet im Triebwerk auf einer Arbeitslinie im Kennfeld, die im Vergleich zu stationären Anwendungen wenig variiert. Deshalb ist eine kleinere Kennfeldbreite von Radialverdichtern in Triebwerken möglich. Die Kennfeldbreite wird vom Eintrittsbereich des Diffusors maßgeblich beeinflusst. Aus diesem Grund ist die Größe des Halsquerschnitts des Diffusors ein wichtiger Auslegungsparameter bei der Triebwerksverdichterauslegung.

Der Pipe Diffusor stellt eine Variante des beschaufelten Diffusors dar, wie sie von z. B. den Firmen *General Electric Aviation* und *Pratt and Whitney* in Flugtriebwerken eingesetzt wird. Zum ersten Mal wurde der Pipe Diffusor von *Kenny* (1969) wissenschaftlich beschrieben. Der Pipe Diffusor ist ein Röhrendiffusor, der aus einem soliden Ring gefertigt wird. Zu einem Konstruktionskreis tangentielle Röhren werden von außen eingebracht. Es entstehen die charakteristischen elliptischen Vorderkanten, die durch die schräge Durchdringung von zwei Zylinderbohrungen erzeugt werden. *Kenny* (1969) beschreibt den Pipe Diffusor als eine mit wenigen Parametern auszulegende und kostengünstig herzustellende Diffusorbauart, die bei kompakter Konstruktion einen hohen Wirkungsgrad aufweist. Die Forderungen einer Triebwerksanwendung sind folglich beim Einsatz eines Pipe Diffusors gegeben. Die Idee des Pipe Diffusors wurde in Patenten wie *Vrana* (1967) und *Bryans* (1986) dokumentiert und geschützt.

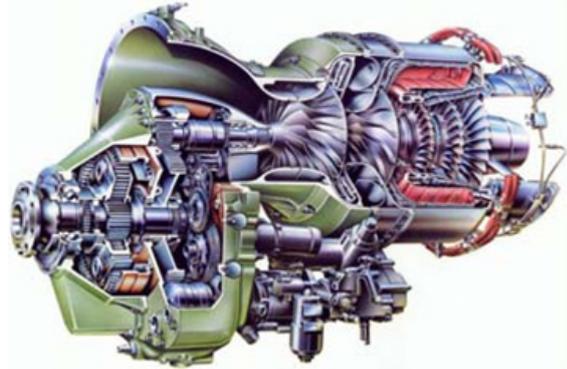


Abb. 1.1: Radialverdichter im Turboproptriebwerk TPE331 (*Krain* (2003))

1.2 Gegenstand der Arbeit

Ziel der vorliegenden Arbeit ist die aerodynamische Analyse des Diffusionssystems einer Radialverdichterstufe für eine Triebwerksanwendung. Es stehen drei Punkte im Vordergrund: Erstens wird der Einfluss von drei verschiedenen Diffusionsgeometrien auf das Betriebsverhalten und die Effizienz eines Radialverdichters aufgezeigt. Zweitens werden die gefundenen Änderungen im Wirkungsgrad auf Strömungsphänomene in den Kanälen des Diffusionssystems zurückgeführt. Drittens wird der Einfluss der Radialverdichterstufe mit den modifizierten Geometrien auf das Gesamtsystem Triebwerk untersucht.

Der untersuchte Radialverdichter ist die letzte Stufe des Hochdruckverdichters eines Turbostrahltriebwerks der *CFE Company*. *CFE* ist eine Kooperation von *General Electric Aviation* und *Allied Signal Inc.* (heute *Honeywell Aerospace*). Der Radialverdichter ist die Komponente im Triebwerk zwischen Axialverdichter und Brennkammer. Die Stufe besteht aus dem Impeller und dem Diffusionssystem, das aus einem Pipe Diffusor, einer Kanalumlenkung über 90° und einem Deswirler aufgebaut ist. **Abb. 1.2** zeigt die drei in dieser Studie analysierten Geometrien. Es handelt sich um die nominale Diffusorkonfiguration (a), die gekürzte Diffusorkonfiguration (b) und die Tandem-Deswirler Konfiguration (c). Für die experimentellen Untersuchungen stand ein Radialverdichterprüfstand zur Verfügung, der von *Büscher* (2006, nicht publiziert) und *Zachau* (2007) in Zusammenarbeit mit *General Electric Aviation* aufgebaut wurde und in der Ver-

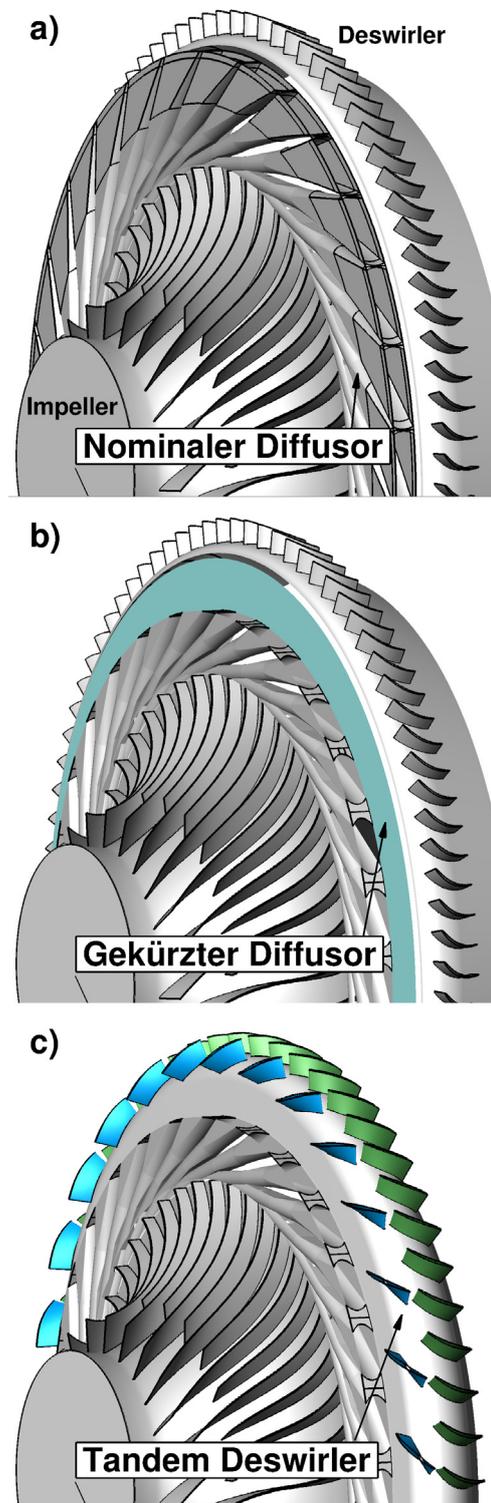


Abb. 1.2: Untersuchte Geometrien der Radialverdichterstufe

suchshalle des Instituts für Strahlantriebe und Turboarbeitsmaschinen der RWTH Aachen steht. *Büscher* und *Zachau* führten die ersten experimentellen Untersuchungen zur nominalen Diffusorkonfiguration durch (a). Die vorliegende Studie baut darauf auf und stellt den Einfluss der Betriebseinflüsse Impellerschaufelspalt, Zapfluft und Reynoldszahl auf Betriebsverhalten, Strömungsphänomene und Einfluss auf das Triebwerk dar.

Die Messungen zur nominalen Diffusorkonfiguration (a) zeigen, dass im hinteren Teil des Diffusors nur noch wenig Druckaufbau erzielt wird. Particle Image Velocimetry (PIV) Messungen weisen nach, dass dort eine Strömungsablösung mit Rückströmung vorhanden ist. Aus diesem Grund werden die Diffusorscheufeln im hinteren Teil durch Abdrehen entfernt, was zur gekürzten Diffusorkonfiguration (b) führt. Diese Maßnahme hat zwei wesentliche Folgen: Erstens wird der Wirkungsgrad der Radialverdichterstufe verbessert. Zur Darlegung der Ursache dieser Wirkungsgraderhöhung wird anhand von PIV- und Dreilochsondenmessungen aufgezeigt, wie sich die Ablösung im hinteren Teil des Diffusors verkleinert. Zweitens verschiebt sich die Pumpgrenze zu kleineren Massenströmen, was eine Kennfeldverbreiterung bedeutet. Zur Erklärung dieses Phänomens werden instationäre Wanddruckmessungen herangezogen, die ein geändertes instationäres Strömungsverhalten im Eintrittsbereich des Pipe Diffusors aufzeigen.

Die dritte Geometrievariation konzentriert sich auf die Deswirlerkomponente. Durch die Kürzung des Diffusors hat sich dessen Abströmung so verändert, dass der stromab liegende Deswirler mit 20° Fehlanströmung beaufschlagt wird. Deswegen wird der Deswirler als zweireihiges (Tandem) Statorgitter neu ausgelegt, was zur dritten untersuchten Geometrieconfiguration (c) führt. Dadurch kann eine weitere Wirkungsgradsteigerung erreicht werden, die in dieser Studie mit integralen und detaillierten Messdaten belegt und erklärt wird. Weiterhin wird eine Variation der Umfangsposition der zwei Tandem Schaufelreihen zueinander präsentiert. Anhand von statischen Druckverläufen auf den Schaufeln und im Kanal wird die Interaktion aufgezeigt. Ein Vorschlag zur optimalen Positionierung wird erarbeitet.

2 Diffusorsysteme für Radialverdichter in Triebwerken

2.1 Strömungsmechanik

Ein typischer Radialverdichter, der als letzte Stufe in einem Triebwerk eingesetzt ist, besteht aus folgenden drei Komponenten: Dem Impeller, einem nachgeschalteten meist beschaukelten Diffusor und einem Bauteil, mit dessen Hilfe die Strömung der Brennkammer zugeführt wird. Letztere Komponente beinhaltet eine Kanalumlenkung um 90° und eine axiale Beschaukelung zur Drallentnahme (im Folgenden *Deswirler* genannt).

In **Abb. 2.1** ist schematisch die Anordnung dieser drei Komponenten in der Radialverdichterstufe dargestellt. Weiterhin werden die Geschwindigkeitsdreiecke in den Zwischen-ebenen gezeigt, die in Ihrer Nomenklatur an die einschlägige Literatur angelehnt sind (*Traupel* (1988), *Cumpsty* (2004), *Japikse und Baines* (1998) und *Aungier* (2000)).

Mit Hilfe der Geschwindigkeitsdreiecke wird die spezifische Arbeit des Impellers nach der eindimensionalen Stromfadentheorie bilanziert. Unter Berücksichtigung der Kontinuitätsgleichung und Vernachlässigung des Wandreibmoments kann die zugeführte spezifische Arbeit a mit der Gleichung nach *Euler* beschrieben werden:

$$a = c_{u2} \cdot u_2 - c_{u1} \cdot u_1 = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} - \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} \quad (2.1)$$

In Radialverdichtern hat im Gegensatz zu Axialverdichtern die Überführung der Strömung von kleinen Impellereintritts- zu größeren -austrittsradien eine Erhöhung der zugeführten spezifischen Arbeit zur Folge. Diese Erhöhung findet im Term $\frac{u_2^2 - u_1^2}{2}$ aus Gl. (2.1) durch die Vergrößerung der Umfangsgeschwindigkeit ihren Ausdruck. Die hohen Arbeitsumsetzungen bedingen in Ebene 2 eine große absolute Anströmgeschwindigkeit c_2 zum Diffusor. c_2 liegt für Druckverhältnisse des Radialverdichters im Bereich von $\pi = 3$ bis 4 im hohen subsonischen Bereich. Bei noch höherer Leistungsdichte wird die Anströmung

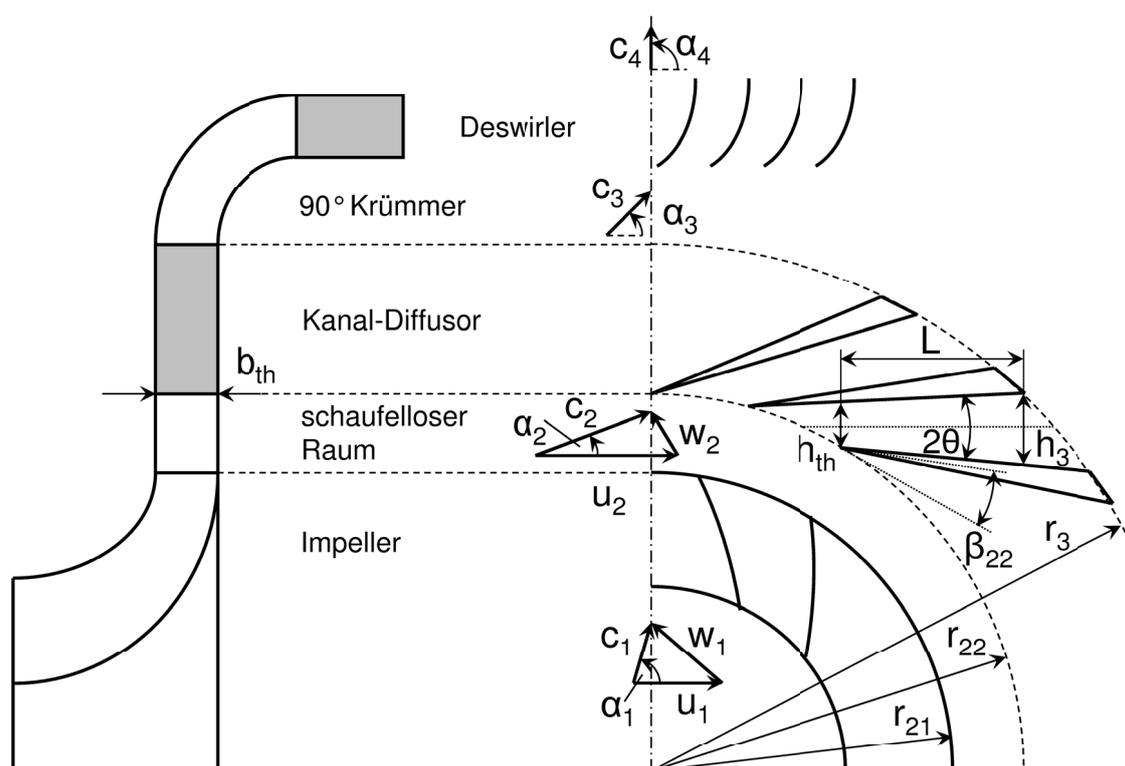


Abb. 2.1: Geschwindigkeitsdreiecke in den Zwischenebenen eines Radialverdichters mit beschaufeltem Diffusor, Deswirler und 90°-Krümmer

supersonisch, was wegen Verdichtungsstößen in schlechteren Wirkungsgraden resultiert. Weiterhin ist die Anströmung von beschaufelten Diffusoren von starken Instationaritäten und Wechselwirkungen im radialen Raum zwischen Impelleraustritt und Diffusorvorderkante geprägt. Diese hohen aerodynamischen Belastungen machen die Diffusorauslegung in Radialverdichtern zu einer Herausforderung. Wegen der entstehenden relativ großen Totaldruckverluste besteht in Radialverdichterdiffusoren ein großes Potential für Weiterentwicklung und Optimierung.

2.1.1 Diffusoren für Radialverdichter

Diffusoren für Radialverdichter können in eine unbeschaufelte und in eine beschaufelte Bauweise unterteilt werden. Der unbeschaufelte Diffusor hat den Vorteil der sehr einfachen Bauweise mit meist planparallelen Wänden. Weiterhin hat die Radialverdichterstufe einen sehr weiten Betriebsbereich. Beschaufelte Diffusoren liefern dagegen einen höheren Wirkungsgrad bei kompakterer Bauweise, weswegen sie vorzugsweise in Triebwerken eingesetzt werden. Es gibt im wesentlichen folgende Varianten:

Öffnungswinkel	<i>divergence angle</i>	2θ
Keilwinkel	<i>leading edge angle</i>	β_{22}
Längenverhältnis	<i>length-width ratio</i>	$LWR = L/h_{th}$
Öffnungsverhältnis	<i>area ratio</i>	$AR = h_3/h_{th}$
Seitenverhältnis	<i>aspect ratio</i>	$AS = b_{th}/h_{th}$
Radiusverhältnis	<i>radius ratio</i>	r_{22}/r_{21}

Tab. 2.1: Geometrische Kennzahlen eines Kanaldiffusors

1. Der Keilschaufeldiffusor (siehe **Abb. 2.1**) besteht aus einzelnen keilförmigen Schaufeln, die den Diffusorkanal bilden. Die beiden Schaufelseiten sind gerade und bilden einen konstanten Schaufelwinkel. Die Hinterkanten der Keilschaufeln sind vergleichsweise dick und stumpf, weisen aber aufgrund der kleinen Machzahlen keinen großen Totaldruckverlust auf.
2. Bei einem Keilschaufeldiffusor mit sehr dicken Schaufeln spricht man von einem *Vane-Island*-Diffusor. Die Querschnittsfläche der Schaufeln kann in diesem Fall die Fläche der Kanäle erreichen.
3. Der Röhrendiffusor, im Folgendem *Pipe*-Diffusor genannt, besteht aus runden Kanälen mit einer speziellen Eintrittsgeometrie, die dem Fertigungsverfahren geschuldet ist. Ein Pipe-Diffusor ist Gegenstand dieser Studie und wird dementsprechend in Kap. 2.2 näher behandelt.
4. Der sogenannte aerodynamische Diffusor besteht aus gekrümmten Schaufeln. Hier wird je nach Bauweise versucht, die Vorteile eines schaufellosen und beschauften Diffusors zu verbinden. Der aerodynamische Diffusor kann demnach als Hybride angesehen werden.

Allen beschauften Diffusoren ist die Nomenklatur der Geometrie aus **Abb. 2.1** gemeinsam. Aus diesen geometrischen Größen werden dimensionslose Kennzahlen gebildet, die in **Tab. 2.1** gegeben sind. Diese Kennzahlen werden in Hinsicht auf verschiedene Auslegungsziele variiert. Zunächst ist hier ein möglichst gutes aerodynamische Verhalten und damit ein hoher Radialverdichterwirkungsgrad wichtig. Dem stehen eventuell die Anwendungsforderungen entgegen. Besonders bei Triebwerken ist hier die Kompaktheit und folglich ein kleiner Stufendurchmesser zu nennen. Nicht zuletzt spielen Fertigungs- und Materialkosten eine Rolle, was einfache Geometrien mit wenigen Schaufeln erfordert.

Die aerodynamische Randbedingung eines beschauften Diffusors ist einerseits die Anströmung mit Machzahl, Winkelinzidenz und dem Eintrittsprofil. Der Einfluss der

Reynoldszahl in Radialverdichtern wird in Kap. 2.4 behandelt. Andererseits ist eine gewisse Verzögerung der Strömung erforderlich, die vom Diffusor geleistet werden muss.

Diese Verzögerung wird mit der Kennzahl des statischen Druckbeiwerts c_p beschrieben. Der c_p -Wert ist mit dem statischen Druckaufbau zwischen Aus- und Eintritt des Diffusors definiert, welcher mit der Differenz aus totalem und statischem Eintrittsdruck $p_{t,22} - p_{s,22}$ dimensionslos gemacht wird. Es ergibt sich:

$$c_p = \frac{p_{s,3} - p_{s,22}}{p_{t,22} - p_{s,22}} \quad (2.2)$$

Bei einem möglichst hohen statischen Druckbeiwert c_p wird ein geringer Totaldruckverlustbeiwert ω des Diffusors angestrebt. ω ist der Totaldruckverlust zwischen Ein- und Austritt, der ebenfalls mit $p_{t,22} - p_{s,22}$ entdimensioniert wird, und lautet:

$$\omega = \frac{p_{t,22} - p_{t,3}}{p_{t,22} - p_{s,22}}. \quad (2.3)$$

Beide Kennzahlen des statischen und Totaldruckbeiwerts hängen über die Machzahl mit der Beziehung $c_p + \omega = 1 - f(M_3)$ zusammen. Das bedeutet eine gegenläufige Tendenz bei konstanter Abströmmachzahl. Je kleiner der Totaldruckverlust, desto höher der statische Druckrückgewinn im Diffusor.

Das Anströmprofil hat einen großen Einfluss auf die aerodynamischen Diffusorkennwerte. Je inhomogener die Anströmung, desto größer die Totaldruckverluste und desto geringer der statische Druckrückgewinn. Zur Beschreibung der Güte des Anströmprofils wird der Blockagefaktor B definiert. B ist das Verhältnis aus dem effektiven Strömungsquerschnitt A_{eff} und dem geometrischen Strömungsquerschnitt A_{geom} im Halsquerschnitt h_{th} des Diffusors. A_{eff} beschreibt den Querschnitt, den eine theoretisch perfekte Anströmung mit Blockprofil bei den gegebenen aerodynamischen Größen einnehmen würde. Durch Grenzschichten und weitere Sekundärströmungen ist der wahre geometrische Strömungsquerschnitt mit A_{geom} jedoch entsprechend größer.

Eine zweite Interpretation der Definition von B benutzt den Massenstrom im Halsquerschnitt des Diffusors. Dieser wahre Massenstrom \dot{m} wird zu einem idealen Massenstrom $\dot{m}_{i(ideal)}$ ins Verhältnis gesetzt, der mit den aerodynamischen Größen im Kernstrom gebildet wird. Die Blockage B ist folglich eine Größe zur Beschreibung aller Verdrängungen durch Grenzschicht und Strömungsinhomogenität.

An dieser Stelle sind sowohl die erste Definitionen nach *Runstadler und Dolan* (1975) also auch die zweite nach *Kenny* (1969) sowie deren Umrechnung in aerodynamische Größen gegeben. Die beiden Formeln lassen sich ineinander überführen und lauten:

$$\begin{aligned}
 B_{Runstadler} &= 1 - \frac{A_{eff}}{A_{geom}} = 1 - \frac{\frac{\dot{m}}{p_t} \left(\frac{T_t R}{\kappa} \left(\frac{\kappa+1}{2} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}} \right)^{0.5} \frac{1}{M_t} \left(\frac{2}{\kappa+1} \left(1 + \frac{\kappa-1}{2} M_t^2 \right) \right)^{\frac{\kappa+1}{2(\kappa-1)}}}{A_{throat}} \\
 B_{Kenny} &= 1 - \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{i(ideal)}} = 1 - \dot{m} / \left(\frac{p_{ti}}{RT_t} \right) \frac{\sqrt{\kappa RT_t} M_i A_i}{\left(1 + \frac{\kappa-1}{2} M_i^2 \right)^{\frac{\kappa+1}{2(\kappa-1)}}}
 \end{aligned} \tag{2.4}$$

2.1.2 Stationäre und instationäre Diffusoraerodynamik

Bei der Auslegung von Radialverdichtern muss die Kopplung von Impeller und Diffusor beachtet werden. Durch die kleinen Radialspalte r_{22}/r_{21} (siehe **Abb. 2.1**) und die dort herrschenden hohen Machzahlen ist die Wechselwirkung nicht zu vernachlässigen. Die Mechanismen sind dabei so komplex, dass empirische Korrelationen und hochauflösende Numerik zur Beschreibung herangezogen werden. Die stationäre und instationäre Interaktion zwischen Impeller und Diffusor kann folgendermaßen zusammengefasst werden:

1. Der Diffusor übt eine große potentialtheoretische Stromaufwirkung auf den Impeller aus. Die Stromaufwirkung ist vom Relativsystem des Impellers aus gesehen einerseits instationärer Natur durch die Diffusorscheufelvorderkanten. Andererseits tritt eine umfangssymmetrische Stromaufwirkung durch den Diffusorkanal und die Grenzschichten auf. Der Impeller weist im Fall eines beschaufelten Diffusors ein größeres statisches Druckverhältnis als bei einem schaufellosen Diffusor auf. Folglich ändert sich das Impellerkennfeld. Diese Stromaufwirkung des Diffusors auf den Impeller kann sowohl negative wie auch positive Auswirkungen auf die Impellerströmung haben. Beispielsweise beobachtete *Krain* (1981) eine Verkleinerung des Ablösegebietes im Impeller.
2. Die umfangsgemittelte stationäre Verteilung von Machzahl und Strömungswinkel ist die Grundlage der Diffusorauslegung und stellt dessen fundamentale Eintrittsrandbedingung dar.
3. Der Diffusor wird durch die instationäre Abströmung aus dem Impeller beaufschlagt. Die Machzahl- und Winkelfluktuationen der Diffusoranströmung implizieren intensive verlustbehaftete Mischungsvorgänge. Diese müssen bei der Auslegung mit der Übertragung von stationären Korrelationen auf den instationären Fall des Verdichterdiffusors beachtet werden.

Stationäre Einflüsse und Korrelationen aus der Literatur

Im Folgenden werden die stationären Phänomene in der Diffusoraerodynamik beschrieben. Oftmals wurden diese durch experimentelle Korrelationen für die Diffusorauslegung beschreibbar gemacht.

Grundsätzlich können Strömungen im Diffusorkanal in vier Strömungsphasen je nach aerodynamischer Belastung eingeteilt werden. Das Strömungsfeld verändert sich z.B. bei Erhöhung des Diffusoröffnungswinkels von homogener zu fluktuierender Strömung. Es folgt die einseitige Ablösung bis hin zur zweiseitigen Ablösung. Die besten Diffusorleistungswerte werden bei der fluktuierenden Ablösungskonfiguration beobachtet. Dies liegt daran, dass im Diffusor die zwei Verlustmechanismen Wandreibung und Strömungsablösung gegenläufig sind. Es ergibt sich ein summarisches Minimum bei einem Öffnungswinkel mit gerade beginnender Ablösung, bei dem der Diffusorkanal entsprechend kurz ist.

Dadurch ergeben sich in Diffusorkennfeldern die charakteristischen Muschelkurven. In diesen Kennfeldern wird der statische Druckbeiwert c_p (Gl. (2.2)) in Abhängigkeit der Diffusorgeometrie mit dem Öffnungsverhältnis AR und dem Längenverhältnis LWR aufgetragen. Es ergibt sich im Allgemeinen ein c_p -Maximum bei einer bestimmten Geometrie. In der Literatur wurde dazu eine große Datenbasis z.B. von *Runstadler und Dolan* (1975) generiert. Neben den Geometrieparametern wurden die aerodynamischen Anströmbedingungen wie Machzahl, Reynoldszahl und Blockage variiert.

Der Blockagefaktor B aus Gl. (2.4) spielt bei der Auslegung von beschaufelten Diffusoren für Radialverdichter eine große Rolle. Es ergibt sich ein mehrdimensionales Problem, das großenteils mit Korrelationen in Abhängigkeit von B gelöst wird. Dabei muss kleinste Blockage und damit homogenste Anströmung nicht besten Wirkungsgrad der Radialverdichterstufe bedeuten.

Es ergeben sich zwei gegenläufige aerodynamische Effekte im Bereich vor dem Diffusor und im Diffusorkanal. Die zu maximierende Zielgröße des Druckaufbaus c_p des Diffusors setzt sich aus einem Anteil vor dem Halsquerschnitt und einem Anteil nach dem Halsquerschnitt im Diffusorkanal zusammen. Einerseits ist c_p im schaufellosen Raum vor dem Diffusor umso höher, je höher die Blockage B ist. In diesem Fall sinkt jedoch der c_p -Wert für den Diffusorkanal wegen der schlechteren Anströmung. Umgekehrt würde eine Auslegung mit kleinerer Blockage zwar eine bessere Diffusorströmung mit höherem statischen Druckrückgewinn c_p bedeuten. Jedoch sinkt dann der Druckaufbau im schaufellosen Raum vor dem Diffusor, was dann auch in Summe zu einem niedrigen Druckaufbau des Gesamtdiffusors führt. Es bleibt folglich festzuhalten, dass sich in

Abhängigkeit der anderen Parameter jeweils ein spezifisches Optimum für B einstellt.

Der effektive Halsquerschnitt A_{eff} (Gl. (2.4)) bestimmt den Schluckgrenzmassenstrom durch die Radialverdichterstufe. Wird der Radialverdichter in der Schluckgrenze betrieben, so stellt sich im Halsquerschnitt eine Machzahl von 1 ein; der Diffusor sperrt. Um ausreichend Abstand bei gleichzeitig hohem Wirkungsgrad zu gewährleisten, wird der Auslegungspunkt auf der Kennlinie bei 2 – 10 % geringerem Massenstrom gewählt.

Bei Seitenverhältnissen AS um 1 ergeben sich theoretisch wegen kleinster benetzter Fläche geringe Reibungsverluste. In der Tat zeigen Messungen für Diffusoren beste c_p -Werte bei AS von 0.75 (*Runstadler und Dean* (1963)) bis 1 (*Whitfield* (2000)). Der Schaufelwinkel β_{22} wird nach der Impelleranströmung und der Minderumlenkung (*slip-factor*) gebildet. Durch die sehr komplexe Aerodynamik wird dazu auf die Messungen von *Reeves* (1977) zurückgegriffen. Er findet die beste Diffusorleistung bei einer saugseitigen Inzidenz von 3° , was im nächsten Abschnitt erklärt wird.

Instationäre Impeller-Diffusor Interaktion

Am Austritt des Impellers tritt eine Strömungskonfiguration auf, die als *Jet-Wake*-Strömung bezeichnet wird. **Abb. 2.2** zeigt schematisch die Lage des *Jet-Wake*-Gebiets am Impelleraustritt. Beim *Jet* handelt es sich um die Hauptströmung im Impeller, während mit *Wake* die Sekundärströmungen zusammengefasst werden. Aufgrund der langen Strömungskanäle bildet sich ein relativ großes Sekundärströmungsgebiet bestehend aus Kanalwirbel, Spaltwirbel und Ablöseströmungen aus. Durch die Strömungskräfte im Impeller befindet sich das *Wake*-Gebiet im Allgemeinen an der Saugseite im Gehäusebereich des Impellers, während das *Jet*-Gebiet an der Druckseite der Impellerbeschaufelung zu finden ist.

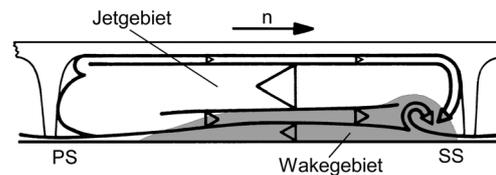


Abb. 2.2: Schematische Darstellung der Austrittsströmung des Impellers (*Ziegler* (2003))

Die *Jet*-Strömung weist eine höhere Relativgeschwindigkeit als die *Wake*-Strömung am Impelleraustritt auf. Durch die Rückwärtskrümmung der Impellerschaufeln ergibt sich im Absolutsystem in der Anströmung zum Diffusor folgender Effekt: Der *Jet* ist langsamer mit einem steileren Strömungswinkel, während die *Wake* schneller mit flacherem Strömungswinkel ist. Folglich ist in der *Wake* mehr kinetische Energie vorhanden.

Diese pulsierende Anströmung hat für den Diffusor Auswirkungen in der Auslegung. Den experimentell gefundenen besten stationären saugseitigen Anströmungswinkel von 3° nach

Reeves (1977) kann dadurch begründet werden, dass in diesem Fall die flachere *Wake* inzidenzfrei die Diffusorvorderkanten anströmt. Der in diesem Fall inzidenzbehaftete *Jet* hat eine druckseitige Vorderkantenablösung zur Folge, die fluktuierend durch die *Wake* wieder abschwimmt.

Diffusoren in Radialverdichtern weisen bis zu 15 % höhere c_p -Werte auf als solitär vermessene Diffusoren. Dieser höhere Druckrückgewinn kann mit der instationären Anströmung erklärt werden. Eine etwaige Ablösung wird energetisiert, wodurch der Ablösepunkt verschoben wird (*Dean* (1976)).

Weiterhin ist der relative radiale Abstand r_{22}/r_{21} ein wesentlicher Parameter bei der Diffusoraerodynamik. Der Impeller und der Diffusor sind gekoppelt durch Abströmung bzw. Stromaufwirkung. Außerdem finden im schaufellosen Raum umfangreiche verlustbehaftete Ausmischungsvorgänge statt. Deswegen werden in Triebwerken aufgrund des höheren Wirkungsgrades und der Kompaktheit kleine radiale Abstände angestrebt. Als sinnvolle Werte werden hier $r_{22}/r_{21} = 1.06 - 1.1$ genannt. Dabei muss auch die Schwingungsbelastung der Impellerschaufeln beachtet werden. *Gould et al.* (2007) gibt an, dass die instationäre mechanische Belastung bis zu 3.5-mal höher sein kann als die stationäre (siehe hierzu auch die Untersuchungen von *Smythe* (2004) und *Cukurel et al.* (2010)).

Schließlich gibt es in der Literatur gegensätzliche Meinungen, ob die Instationarität in die Auslegung mit einfließen sollte. *Peeters und Sleiman* (2000), *Liu und Hill* (2000), *Ziegler* (2003) und *Grates* (2009) propagieren, dass lediglich instationäre Simulationen die Strömung in Radialverdichterstufen mit beschaufelten Diffusoren richtig abbilden. Vor allem durch die Modellierung der Mischungsebene ergeben sich große Abweichungen.

Demgegenüber konnten stationäre Simulationen gute Ergebnisse liefern (*Wallis et al.* (2002), *Srivastava et al.* (2004), *Roberts und Steed* (2004) und *Kunte et al.* (2013)). Die integralen Kennwerte der Radialverdichterstufe wurden dabei gut getroffen. Abschließend lässt sich festhalten, dass der erhöhte Aufwand durch instationäre Simulation einen Kompromiss erfordert. Eine Bewertung des Einflusses der Instationarität auf die Auslegung ist in jedem Fall erforderlich, muss jedoch nicht für jede Parametervariation durchgeführt werden.

2.2 Stand der Forschung beim Pipe Diffusor

Der Röhrendiffusor, wie schon zuvor Englisch Pipe Diffusor genannt, ist eine Unterart des beschaufelten Diffusors in einer Radialverdichterstufe. In **Abb. 2.3** ist auf der rechten Seite der Querschnitt durch einen Pipe-Diffusor dargestellt. Im Unterschied zum

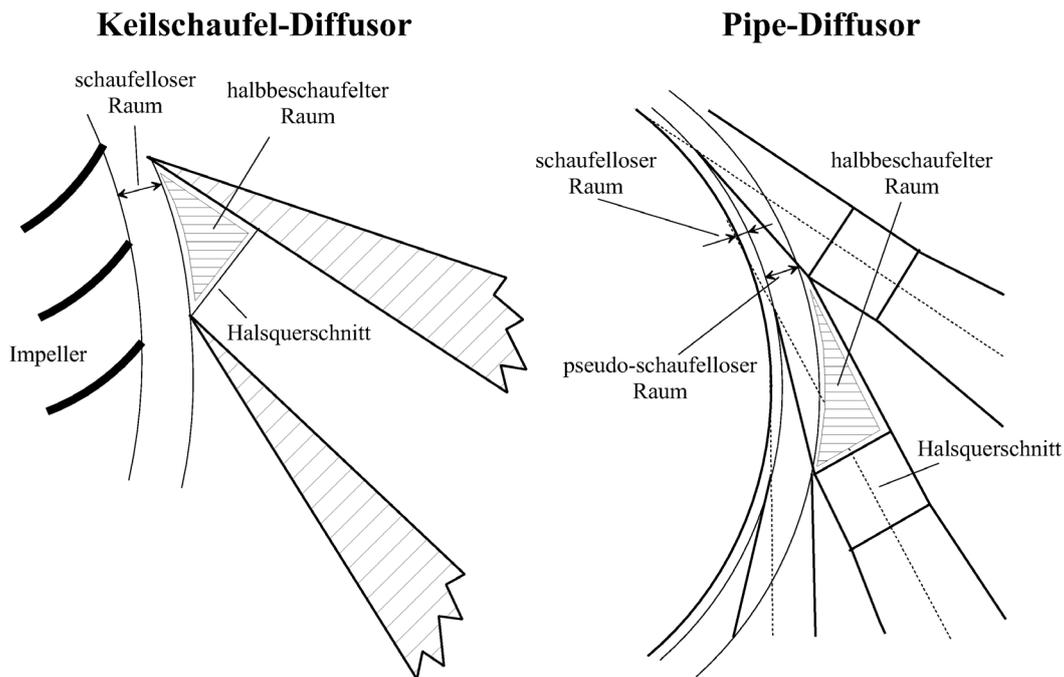


Abb. 2.3: Geometrie im Einlaufbereich eines Keilschaufel- und Pipe-Diffusors (Grates (2009))

Keilschaufeldiffusor links sind die einzelnen Kanäle nicht rechteckig, sondern kreisförmig oder abgerundet geformt. Die Konstruktion basiert auf einer Kanalmittellinie, die tangential zu einem Radius verläuft, der im einfachsten Fall dem Impelleraußenradius entspricht. In der Grundkonstruktion wird entlang dieser Mittellinie von außen ein Kanal mit konstantem Durchmesser gebohrt. Entsprechend der ausgelegten Schaufelteilung des Pipe-Diffusors werden die Kanalmittellinien bzw. Bohrungen am Umfang mit dem Teilungswinkel verdreht erstellt. Es ergibt sich im vorderen Teil bei kleinem Radius eine Überschneidung der Bohrungszyklen. So entstehen die Vorderkanten, die entsprechend der geometrischen Überschneidung von zwei Zylindern elliptisch sind.

Diese elliptischen Vorderkanten und damit der speziell geformte Eintrittsbereich sind das Charakteristikum des Pipe-Diffusors. Dieser Eintrittsbereich lässt sich in drei verschiedene Bereiche einteilen. Zwei davon hat der Pipe Diffusor mit dem Keilschaufeldiffusor gemeinsam: Erstens den schaufellosen Raum, welcher sich beim Pipe Diffusor zwischen Impelleraustrittsradius und Eintrittsradius der auslaufenden Vorderkanten befindet. Zweitens umfasst der halbbeschaufelte Raum einen dreieckförmigen Bereich zwischen dem Vorderkantenradius des Diffusors und dessen Halsquerschnitt. Dazwischen erstreckt sich beim Pipe Diffusor der Raum der auslaufenden Diffusorvorderkanten (auch *Ridges* genannt), welcher *pseudo-schaufelloser* Raum genannt wird (siehe **Abb. 2.3**). In **Abb. 2.4** ist eine 3D-Ansicht des Eintrittsbereichs dargestellt. Weil die Vorderkante

mit saugseitiger Inzidenz angeströmt wird, fungieren die auslaufenden Vorderkanten als Wirbelgeneratoren. Es rollen sich über diese Ridges an Front- und Rückwand des Diffusors zwei gegenläufige Wirbel auf, die in den Halsquerschnitt und Kanal abschwimmen.

Die zwei Wirbel haben zwei positive Effekte. Es wird die Ausmischung erhöht, was die Zuströmung zum Halsquerschnitt verbessert. Das Zuströmprofil wird homogener, folglich ist die Blockage niedriger. *Kenny* (1970) wies diese kleinere Blockage für Pipe-Diffusoren experimentell nach. Aus einer kleineren Blockage folgt ein höherer Druckrückgewinn für den Pipe Diffusor durch dessen spezielle Eintrittsgeometrie.

Der Pipe-Diffusor wurde erstmals von *Vrana* (1967) patentiert, in einer weitergehenden Variation von *Bryans* (1986). *Kenny* (1969) beschrieb den Pipe-Diffusor wissenschaftlich und legte als Erster vergleichende Messdaten vor. Seither existiert nur eine überschaubare Anzahl von Veröffentlichungen, über die dieses Kapitel einen Überblick verschaffen soll. In der Literatur wird der Pipe-Diffusor mit folgenden Aussagen zusammenfassend charakterisiert:

1. Der Wirkungsgrad ist höher als beim Keilschaufeldiffusor (*Cumpsty* (2004)), besonders für supersonische Anströmung (*Kenny* (1970)).
2. Durch zwei induzierte gegenläufige Wirbel wird die Ausmischung im schaufellosen Raum verbessert (*Bennett* (1997)). Die dadurch verminderte Blockage im Halsquerschnitt führt zu verbessertem Druckrückgewinn (*Runstadler und Dean* (1963)).
3. Die Inzidenzverteilung der Anströmung zur Vorderkante ist aufgrund deren elliptischer Form verbessert (*Kenny* (1970)).
4. *Kenny* (1969) beschreibt den Pipe-Diffusor als kostengünstig herzustellen mit nur wenigen Konstruktionsparametern, obwohl die Endgeometrie komplex ist.

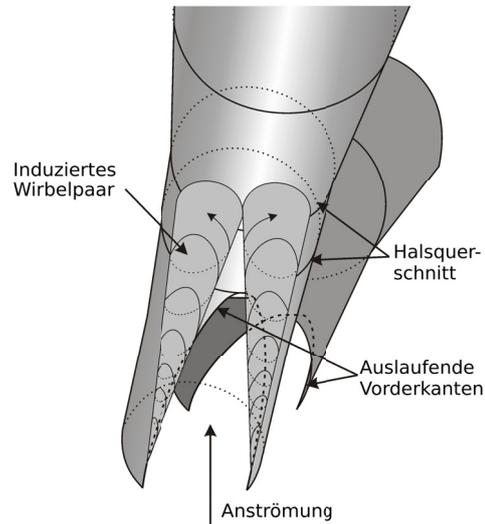


Abb. 2.4: Wirbelpaargenerierung an der Vorderkante eines Pipe-Diffusors

Untersuchungen zur elliptischen Vorderkantengeometrie des Pipe Diffusors

Für den besseren Druckrückgewinn machte *Kenny* (1970) nicht nur die durch die Ridges induzierten Wirbel, sondern auch die elliptische Form der Vorderkante verantwortlich. Er wies diese These nach, indem er einen Keilschaufeldiffusor mit einem Pipe-Diffusor als Auslegungsbasis verwendete. Als Zwischenversion wurde ein Keilschaufeldiffusor mit angepasster elliptischer Vorderkante vermessen. Dieser „Zwitter-Diffusor“ zeigte eine Blockage, die genau zwischen der niedrigsten des Pipe-Diffusors und der erhöhten des Keilschaufeldiffusors lag.

Reeves (1977) führte Experimente mit verschiedenen Querschnitten der Pipes durch, die von einem Kreis abwichen. Es handelte sich im Grunde um Rechteckquerschnitte mit abgerundeten Ecken. Damit konnte er zeigen, dass auch die abgerundeten Ecken eines Pipe-Diffusors weniger Blockage im Halsquerschnitt verursachen. Pipe-Diffusoren haben die spezielle Eigenschaft eines kurzen parallelen Stücks nach der Vorderkante, dem Halsquerschnitt oder der *Throat*. *Kenny* (1970) fand heraus, dass ein kurzer Halsquerschnitt besseren Druckrückgewinn bringt als ein längerer.

Klassen (1973) verglich verschiedenen Diffusorbauarten, wobei der Pipe-Diffusor schlechter abschnitt als ein Keilschaufeldiffusor. *Bennett* (1997) konnte allerdings nachweisen, dass die Diffusoren von *Klassen* (1973) nach den Inzidenzanforderungen, aufgestellt von *Reeves* (1977), nicht richtig ausgelegt waren. *Groh et al.* (1969) untersuchte verschiedene Kanalanzahlen von Pipe-Diffusoren. Es konnte gefunden werden, dass weniger Schaufeln eine größere Kennfeldbreite bedeuten, weil die Schluckgrenze wegen der größeren Halsquerschnittsfläche zu größeren Massenströmen verschoben wird. Dies wurde auch durch die Untersuchungen von *Elder und Gill* (1984) bestätigt.

Die Auslegungsstrategie eines Pipe-Diffusors wird von *Bennett* (1997) beschrieben. Er variierte Halsquerschnittsdurchmesser und Schaufelanzahl. Der Halsquerschnitt wurde anhand des Schluckgrenzmassenstroms und des Anströmwinkels ausgelegt. *Bennett* (1997) konnte bestätigen, dass die Kennfeldbreite mit weniger Schaufeln wächst. Dabei beschreibt er, wie die Konstruktionsparameter eines Pipe-Diffusors zusammenspielen und voneinander abhängen.

Kanalaufweitung des Pipe-Diffusors

Stromab des Halsquerschnitt beginnt die Kanalaufweitung des Diffusors. *Kenny* (1972) vermaß den statischen Druckaufbau im Diffusorkanal und fand, dass eine 1D-Verteilung vorliegt. Pipe-Diffusoren können demnach im hinteren Bereich nach den Tabellen von *Runstadler und Dolan* (1975) für konische Diffusorbauart ausgelegt werden.

Es gibt verschiedene Varianten, die Kanalaufweitung auszuführen. *Kenny* (1969) schlug vor, dass nach dem gebohrten Vorderkantensegment konische Kanäle folgen, die aus Kostengründen aus Blech ausgeführt sein könnten. In *Roberts und Steed* (2004) ist eine solche Anwendung zu finden. Hier werden die Kanäle bis über eine 90°-Krümmung geführt. Diese lange Strömungsführung hat starke Sekundärströmungen mit Ablöseeffekten zur Folge.

Eine Alternative stellt die Konstruktion nach *Bryans* (1986) dar, die auch in dieser Studie verwendet wird. Beispiele finden sich hierzu in *Wallis et al.* (2002); *Srivastava et al.* (2004), sowie in *Büscher* (2006, nicht publiziert); *Zachau* (2007) und *Grates* (2009). Bei diesem Pipe-Diffusor werden keine kreisrunden Querschnitte für den Halsquerschnitt verwendet. Vielmehr handelt es sich um eine Mischung aus echtem Pipe-Diffusor und Keilschaufeldiffusor. Der Halsquerschnitt ist ein Rechteck mit abgerundeten Ecken, ähnlich wie nach den Untersuchungen von *Reeves* (1977). Die Kanalaufweitung läuft mit planparalleler Front- und Rückwand und abgerundeten Ecken aus. Die symmetrische Querschnittskonstruktion wird aus dem vollen Ring mittels elektrochemischem Funkenerosionsverfahren (EDM) gefertigt.

2.3 Rückführsysteme für Radialverdichter

Die Strömung muss nach dem Radialverdichterdiffusor der nächsten Komponente zugeführt werden. Dies ist bei einem mehrstufigen Radialverdichter i.A. die nächste Stufe. Im Triebwerk kann dies auch die Brennkammer sein. Dabei kommen dem Rückführsystem folgende strömungsmechanische Aufgaben zu:

1. Die Rückführung der radialen nach außen gerichteten Strömung auf kleinere Durchmesser und für die nächste Komponente geeignete Strömungswinkel.
2. Die Entfernung des Restdralls der Strömung aus dem Diffuser. Die stromab liegenden Komponenten benötigen meist eine achsparallele Zuströmung.
3. Die weitere Verzögerung der Strömung.

Die Strömung wird folglich durch zwei geometrische Umlenkungen belastet: Einerseits durch die Kanalkrümmung. Das Fluid muss nach der radialen Abströmung aus dem Radialverdichterdiffusor der nächste Komponente axial zugeführt werden. Andererseits macht die notwendige Entnahme des Restdralls eine Beschau felung erforderlich.

Diese beiden Anforderungen werden in der Literatur meist separat behandelt. Auch Auslegungen trennen Kanalkrümmung und Beschau felung. Wie im Folgenden beschrieben wird, gibt es aber auch Ansätze, die Schaufeln in gekrümmte Kanäle zu setzen.

Bei diesen Überlegungen stehen dem aerodynamischen Optimum die Forderungen nach Kompaktheit und geringem Fertigungsaufwand entgegen.

2.3.1 Kanalkrümmung

In der Literatur wurden umfangreiche Untersuchungen zur Krümmung von Kanälen durchgeführt. Als Zielparameter diente dabei die Minimierung des Totaldruckverlustbeiwertes ω . Die Einflüsse lassen sich mit Hilfe der Parametrisierung in **Abb. 2.5** folgendermaßen zusammenfassen:

1. Geometrische Einflüsse

- a) Das Verhältnis des Krümmungsradius' zur Kanalbreite r_m/b : Bei zu kleinen Werten ist die nabenseitige Belastung zu groß und die Strömung löst ab. Bei zu großen Werten nimmt die relative Kanallänge und damit der Reibungsverlust zu.
- b) Das Verhältnis von Austritts- zu Eintrittsfläche, ausgedrückt durch b_2/b_1 : Verzögerung oder Beschleunigung beeinflussen die Strömungsbelastung. Meist wird jedoch ein $b_2/b_1 = 1$ eingehalten.
- c) Der Umlenkwinkel α_b .

2. Einfluss der Anströmung

- a) Der Umfangswinkel α_u der Strömung: Ist der Anströmwinkel nicht mehr radial, sondern wird in Umfangsrichtung flacher, so erhöht sich die Weglänge der Strömung über die Kanalkrümmung. Dadurch ist die Belastung geringer, jedoch steigen die Reibungsverluste an.
- b) Das Anströmprofil über die Kanalhöhe: Besonders an der Nabe ist der Zustand der Grenzschicht zu beachten. Eine z. B. durch die Diffusion im Radialdiffusor belastete Grenzschicht erhöht die Ablösegefahr.

Nippert (1929) untersuchte experimentell 90°-Krümmungen von Wasserkanälen mit rechteckigem Querschnitt. Er fand heraus, dass für Werte von $r_m/b > 3.5$ keine Ablösung auftritt und die Reibungsverluste überwiegen. Für $r_m/b < 2$ tritt nabenseitige Ablösung auf, die ab $r_m/b < 1$ über 80% der Totaldruckverluste ausmacht. *Japikse und Baines* (1998) erweiterte diese Korrelation für 180° Umlenkungen mit Daten von

Rothstein (1984) um den Einfluss des Umfangswinkels α_u der Strömung. Es wurde für den Parameter

$$\frac{r_{eq}}{b} = \frac{r_m}{\cos(\alpha_u) \cdot b} \quad (2.5)$$

eine Korrelation ermittelt. Geometrien mit Werten von r_{eq}/b von unter 1.6 neigen zur nabenseitigen Ablösung mit stark anwachsenden Totaldruckverlusten, während die Totaldruckverluste für $r_{eq}/b > 3$ aufgrund der längeren Strömungskanäle und damit erhöhten Reibungsverluste leicht ansteigend sind. Die Korrelation sagt neben dem Zusammenhang von Krümmungsradius zu Kanalbreite aus, dass für flachere Anströmwinkel kleinere Krümmungsradien möglich sind. Die Ursache dafür ist die längere Lauflänge und damit geringere Belastung der Strömung über die Krümmung.

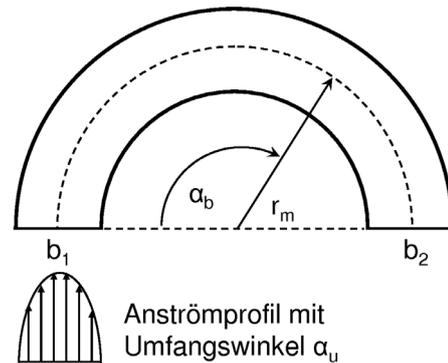


Abb. 2.5: Parametrisierung eines Umlenkkanals

Für Anwendungen in kleinen Turbojettriebwerken mit Umlenkungen von 90° zwischen Radialdiffusor und Brennkammer stellen Elliott und Exley (1990) eine Korrelation auf. Die untersuchten Krümmungsradien sind sehr klein. Demzufolge tritt nabenseitige Ablösung auf, die die Anströmung zum stromab liegenden Axialgitter verschlechtert. In diesen Auslegungen steht eine kleine Triebwerksfrontfläche klar im Vordergrund. Neuere Auslegungen z. B. nach Orth et al. (2002) zeigen Krümmungsradien nach der Korrelation von Japikse und Baines (1998).

Änderungen der Flächenverteilung b_2/b_1 zeigten bei Nippert (1929) keine Verbesserungen. Diffusion in der Krümmung begünstigt nabenseitige Ablösung stark. Beschleunigung vergrößert Reibungsverluste und ist aus Anwendungssicht im Diffusionsteil eines Radialverdichters nicht sinnvoll.

Das radiale Anströmprofil über die Kanalhöhe b zur Kanalkrümmung wurde von Fister (1986) untersucht. Ist das Maximum der Geschwindigkeitsverteilung der Anströmung zum Innenradius der Krümmung hin verschoben, so ergeben sich um 20 % kleinere Verlustbeiwerte, während eine Verschiebung zum Außenradius 40 % mehr Verlust erzeugt. Nachlaufdüsen erzeugen im Vergleich zu homogener Anströmung 10 % mehr Totaldruckverlust. Weiterführend wurden für spezielle Anwendungen von Oh et al. (2005) und Haidar (1995) numerische Untersuchungen zur Optimierung von r_m/b durchgeführt.

2.3.2 Rückführbeschaufelung

Rückführbeschaufelungen nach Radialverdichtern sind für Triebwerkanwendungen in der Literatur nur spärlich beschrieben. Ähnliche Anwendungen existieren als speziell ausgeführte Schaufel als letzter Stator des Hochdruckaxialverdichters im Triebwerk. Wissenschaftlich besser beschrieben sind Rückführkanäle in mehrstufigen stationären Radialverdichtern.

Bei Triebwerken der kleineren Bauart mit radialer Verdichterendstufe wie z. B. für eine Businessjetanwendung folgt auf den Radialverdichter die Brennkammer. Demzufolge wird die Strömung am Austritt des Diffusors um einen Winkel um 90° umgelenkt. Anschließend folgt die Entnahme des Restdralls meist durch eine axiale Beschaufelung (*Deswirler*). Der Deswirler wurde in der Vergangenheit meist einfach als prismatische Schaufelreihe ausgeführt, oder noch einfacher als Blechkonstruktion. Beispiele sind in *Elliott und Exley* (1990) zu finden.

Orth et al. (2002) beschreiben eine neue Auslegung eines Diffusors mit Deswirler. Das finale Design war um 4 %-Punkte im isentropen Stufenwirkungsgrad besser als der Ausgangszustand. Der Deswirler wurde hinter einer 90° -Umlenkung angeordnet. Der Anströmwinkel betrug an der Nabe 34° und am Gehäuse 58° . Die Umlenkung auf 10° Austrittswinkel wurde mit einer Schaufelreihe erreicht. Die Schaufel besteht aus jeweils einem Naben- und Gehäuseprofil, die linear verbunden sind. Es ergibt sich ein verdrehtes 3D-Design mit senkrechter Vorder- und Hinterkante. Ein Tandem-Design ergab keine Verbesserung.

In Falle eines mehrstufigen Radialverdichters muss die Strömung nach dem Diffusor der vorangehenden Stufe wieder auf den Eintrittsdurchmesser des Impellers der folgenden Stufe gebracht werden. Das bedeutet eine 180° -Krümmung am Austritt des Diffusors. In dem Rückführkanal nach innen befinden sich Schaufeln, die den Restdrall aus der Strömung nehmen. Am Eintritt der nächste Stufe vor dem Impeller ist anschließend eine 90° -Umlenkung in axiale Richtung angeordnet.

Nach *Japikse und Baines* (1998) gibt es Ausführungen mit Rückführbeschaufelungen sowohl nur im senkrechten Rückführkanal, als auch solche, die in die 180° -Umlenkung reichen. *Veress und van den Braembussche* (2004) und *Veress* (2003) beschreiben ein inverses Auslegungsverfahren. Rückführschaufeln nur im senkrechten Teil sind meist 2D ausgeführt. Für Beschaufelungen in der Kanalkrümmung ist 3D-Design notwendig. Nach *Veress und van den Braembussche* (2004) ist die Vermeidung einer nabenseitigen Ablösung entscheidend, weil dort die höchste aerodynamische Strömungsbelastung vorliegt. Gelingt die Verhinderung einer Ablösung, lassen sich durch eine Beschaufelung in der Kanalkrümmung mehr Kompaktheit und ein höherer Wirkungsgrad erreichen.

Bei der letzten Stufe eines Axialverdichters wird der Stator in einigen Fällen speziell ausgelegt, um das Zuströmprofil zur Brennkammer zu generieren. Diese als *Outlet Guide Vane (OGV)* bezeichnete Schaufelreihe lenkt vergleichsweise stark um und hat demzufolge verlängerte Sehnenlängen. Beispiele sind in *Sonoda und Schreiber (2007)* und *Carrotte et al. (1995)* zu finden.

2.3.3 Tandem Beschaukelungen

Mit Tandem wird eine Beschaukelung mit zwei Profilvereihen hintereinander bezeichnet, die sich im gleichen Bezugssystem befinden. D. h. entweder zwei Rotoren oder zwei Statoren hintereinander. Grundsätzlich lässt sich der Effekt einer Tandem-Beschaukelung mit folgenden zwei Punkten zusammenfassen:

1. Am stromab liegenden Profil bildet sich eine neue frische Grenzschicht aus.
2. Dadurch sind mit einem Tandem-Profil höhere Umlenkungen bzw. Verzögerungen bei kleinerem Totaldruckverlust möglich als mit Einzelprofilen.

Eine Anwendung des Prinzips sind beispielsweise die Auftriebshilfen bei Flugzeugtragflügeln (*slats* und *flaps*). Bei geringen Geschwindigkeiten, z.B. dem Landeanflug, wird durch Verlängerung des Profils und Erhöhung der Krümmung der Auftriebsbeiwert der Tragflächen erhöht. Dies geht allerdings auf Kosten des Widerstandsbeiwerts.

Für Turbomaschinen gibt es ebenfalls ausgeführte Anwendungen. So werden Tandem-Statoren im Verdichter des GE J79 Triebwerks (*Gostelow (1984)*) und einem Niederdruckverdichter von Honeywell (*Barton und Gentile (2005)*) eingesetzt. *McGlumphy (2008)* gibt eine Zusammenfassung für die zahlreichen Kaskaden-Untersuchungen zu Tandemgittern an (z.B. *Linnemann (1964)*; *Roy und Saha (1995)*; *Sanger (1971)*; *Brent und Clemmons (1974)*; *Falla (2004)*). **Abb. 2.6** zeigt ein generisches Tandem-Profil mit den Schaufelvorder- und -hinterkantenwinkeln α und den Sehnenlängen s . Die Teilung t_1 ist für beide Reihen gleich.

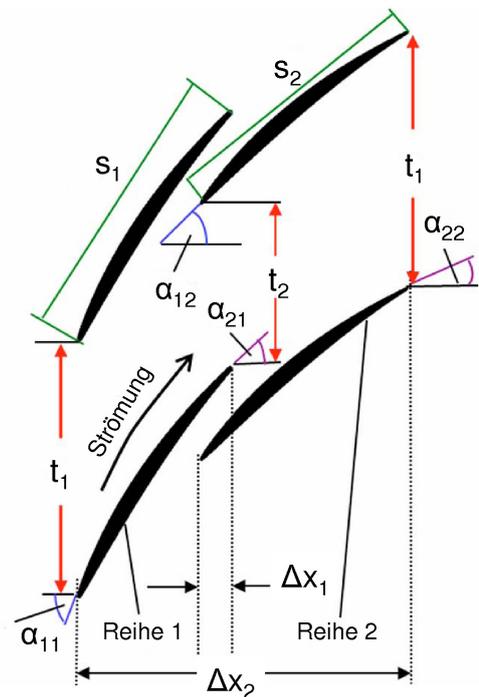


Abb. 2.6: Nomenklatur einer Tandem-Beschaukelung nach *McGlumphy (2008)*

Die Relativposition der Schaufelreihen zueinander lässt sich durch die Überlappung $\Delta x_1/\Delta x_2$ und das relative Teilungsverhältnis t_2/t_1 parametrisieren. Die folgenden Effekte lassen sich feststellen:

1. Der Totaldruckverlust ist bei großen Werten t_2/t_1 am kleinsten. Folglich nähert sich die Saugseite der 2. Schaufel der Druckseite der 1. Schaufel an.
2. Der Totaldruckverlust sinkt für kleine Werte von $\Delta x_1/\Delta x_2$. Eine kleine Überlappung der Schaufelreihen ist also anzustreben; in manchen Fällen zeigen sich die besten Ergebnisse jedoch bei $\Delta x_1/\Delta x_2 = 0$ oder sogar < 0 , was einem Axialspalt zwischen den Schaufelreihen entspricht.
3. Das Verhältnis der Schaufelbelastungen, ausgedrückt durch das Umlenkungsverhältnis $(\alpha_{1,1} - \alpha_{1,2})/(\alpha_{2,1} - \alpha_{2,2})$, hat einen Einfluss erster Ordnung auf den Totaldruckverlust. Generell ist ein Verhältnis in der Nähe gleicher Schaufelbelastung anzustreben.

Die lokalen Strömungsverhältnisse zwischen der Vorderkante der 2. Reihe und der Hinterkante der 1. Reihe haben entscheidende Bedeutung auf die Strömungsverhältnisse und damit Totaldruckverluste der gesamten Beschauelung. Durch die Annäherung der Saugseite der 2. Schaufel an die Druckseite der 1. Schaufel werden nach *Falla* (2004) zwei Effekte ausgelöst. Erstens wird die Strömung an der Saugseite der 2. Schaufel besser um diese geführt. Dadurch wird eine Ablösung an der Saugseite verhindert oder verzögert. Die Umlenkung wird erhöht und ein durch Ablösung induzierter Totaldruckverlust reduziert. Zweitens erhöht sich die Belastung der 1. Schaufelreihe. Durch die Stromaufwirkung der Vorderkante der 2. Schaufel erhöht sich der Druck an der Druckseite der 1. Schaufel.

Schließlich lässt sich festhalten, dass die Auslegung von 1. und 2. Schaufel genau aufeinander abgestimmt werden muss. Das betrifft nicht nur die relative Position und die Metallwinkel, sondern auch Winkel- und Dickenverteilungen über die Schaufelsehnenlänge. So spielt z. B. eine große Rolle, ob sich der Kanal im Zwischenraum der Saugseite der 2. Schaufel und Druckseite der 1. Schaufel divergiert oder konvergiert. Demzufolge erhöhen sich die Anzahl der Geometrieparameter und die zu beachtenden aerodynamischen Einflüsse bei der Auslegung.

Der Einfluss im Gesamtsystem Triebwerk muss zusätzlich beachtet werden. So ist eine Betrachtung bezüglich von Gewicht und Teileanzahl notwendig, die sich durch zwei Schaufelreihen statt einer verändern können. Weiterhin kann sich der Konstruktions- und Fertigungsaufwand besonders bei überlappender Geometrie erhöhen. Andererseits würde eine Erhöhung des Stufendruckverhältnisses durch Tandem-Gitter eine Reduzierung der Stufenanzahl erlauben.

2.4 Einfluss der Reynoldszahl

Turbomaschinen werden bei unterschiedlichen Randbedingungen betrieben, was eine Auswirkung auf das Betriebsverhalten hat. Insbesondere Radialverdichter arbeiten mit verschiedenen Eintrittsbedingungen, Reibungswerten, Größenverhältnissen und Fluiden. Durch die Ähnlichkeitstheorie lassen sich die in einem Modellversuch ermittelten Ergebnisse auf die neuen Randbedingungen übertragen. Dafür wurden in der Literatur meist empirische Korrekturansätze ermittelt.

Die Reynoldszahl $Re = \rho cL/\eta$ beschreibt das Verhältnis von Trägheits- zu Viskositätskräften und charakterisiert Reibungseinflüsse und das Turbulenzverhalten in Strömungen. Mit der Reynoldszahl lassen sich Effekte durch Skalierung, unterschiedliche Eintrittsbedingungen oder Strömungsmedien beschreiben. Dazu wird die Reynoldszahl zu einem Referenzwert mittels des *Reynolds Number Index (RNI)* ins Verhältnis gesetzt. Mit der Definition der Reynoldszahl und der Zustandsgleichung für ideale Gase ergibt sich:

$$RNI = \frac{Re}{Re_{ref}} = \frac{\rho cL}{\mu} \frac{\mu_{ref}}{\rho_{ref} c_{ref} L_{ref}} = \frac{p}{p_{ref}} \cdot \left(\sqrt{\frac{T_{ref}}{T} \frac{R_{ref}}{R} \frac{\kappa}{\kappa_{ref}} \frac{\mu_{ref}}{\mu}} \right) \quad (2.6)$$

Es ist zu beachten, dass nicht alle Einflüsse der Randbedingungsänderung durch den RNI beschrieben werden. Änderungen in beispielsweise aerodynamischen Phänomenen wie Ablösungen, weiterhin Schaufelspalten, Leckagen und Strömungen in Radseitenräumen und Kavitäten sind separat zu betrachten.

Korrekturansätze

In der Literatur werden mehrere Korrekturansätze für Reynoldszahl-Einflüsse beschrieben. Es handelt sich um eindimensionale Korrelationen, die von physikalischen Grundgleichungen abgeleitet sind. In früheren Quellen wird nur der Wirkungsgrad des Radialverdichters korrigiert, während spätere Beiträge das gesamte Kennfeld betrachten.

Pfleiderer (1961) geht von der Blasius-Formel für eine hydraulisch glatte Rohrströmung aus und gibt für hydraulische Pumpen als Wirkungsgradkorrektur folgende Formel an, die als *m-Scaling* Verfahren bezeichnet wird:

$$\frac{1 - \eta_2}{1 - \eta_1} = \left(\frac{Re_1}{Re_2} \right)^m \quad (2.7)$$

Nach Blasius wäre der Exponent $m = 0.25$, während *Pfleiderer* (1961) nach einer empirischen Betrachtung zu $m = 0.1$ kommt. Diese Formel mit $m = 0.1$ wird noch heute als Basis für Reynoldszahl-Korrekturansätze verwendet. Ihr liegt die Annahme zu Grunde, dass alle beschriebenen Verluste abhängig von der Reynoldszahl sind. Bereits 1930 schlug *Ackeret* das sogenannte *n-Scaling* Verfahren vor:

$$\frac{1 - \eta_2}{1 - \eta_1} = a + (1 - a) \cdot \left(\frac{Re_1}{Re_2} \right)^n \quad (2.8)$$

Dieses teilt die Verluste in einen Reynoldszahl abhängigen Anteil $(1 - a)$ und einen konstanten Anteil a ein. Der einfache Fall keiner Verlustaufteilung mit $a = 0$ überführt Gl. (2.8) in Gl. (2.7).

Diese Ansätze wurden von hydraulischen Maschinen auf Radialverdichter übertragen. *Wiesner* (1979) gibt eine Zusammenfassung für empirische Werte für Radialverdichter an. So wurden konstante Werte für die Exponenten n und m von 0.1 bis 0.5 und für a von 0 bis 0.5 ermittelt. Weiterhin existieren Ansätze, die die Faktoren abhängig z.B. von der Drehzahl angeben. Die unterschiedlichen Werte zeigen, dass die Wirkungsgradabhängigkeit vom *RNI* eines Radialverdichters vom Anwendungsfall und der Geometrie beeinflusst wird. Folgende Erweiterungen und neue Ansätze zur Reynoldszahl-Korrektur sind in der Literatur zu finden:

1. Der *ASME* (1965) Power Test Code *PTC-10* benutzt das *m-Scaling* Verfahren und setzt $m = 0.1$ fest. 1997 wurde das Korrekturverfahren nach Gl. (2.8) um einen konstanten Verlustanteil erweitert.
2. *Wright* (1989) ermittelt nicht konstante Werte für m nach dem Moody-Diagramm. Dadurch wurde die Genauigkeit jedoch nicht verbessert.
3. *Wöhrl* (1980) erweitert das *m-Scaling* Verfahren um den Einfluss der Rauheit. Mittels des Moody-Diagramms und der bezogenen Sandrauheit k_s/d_h werden kritische Reynoldszahlen ermittelt, die die Reynoldszahl im Radialverdichter in Beziehung setzen (vergleiche auch *Benra et al.* (2006)). Nach *Teermann* (1996) ergibt sich:

$$\frac{1 - \eta_2}{1 - \eta_1} = \frac{\left(\frac{Re_1}{Re_{krit,1}} \right)^{n_1}}{\left(\frac{Re_2}{Re_{krit,2}} \right)^{n_2}} \cdot \left(\frac{\frac{k_{s,1}}{d_{h,1}}}{\frac{k_{s,2}}{d_{h,2}}} \right)^\gamma \quad (2.9)$$

Der Exponent γ gibt den Rauigkeitseinfluss wieder. *Teermann* (1996) gibt für γ einen empirischen Wert von 0.22 an, während die Exponenten n_1 und n_2 nach einem Diagramm in *Wöhrl* (1980) bestimmt werden.

4. Nach dem Ansatz von *Wiesner* (1979) werden nicht nur der Wirkungsgrad, sondern das gesamte Kennfeld in Form der Durchflusskennzahl φ und der Enthalpiekennzahl ψ korrigiert. Es wird eine Nominalbedingung definiert, auf die alle anderen Versuche referenziert werden. Rauigkeit bzw. Änderungen der Oberflächengüte werden ebenso berücksichtigt wie Radseitenraumverluste, die nach dem RNI bezogen auf den Nominalfall ermittelt werden.
5. Die ICAAMP Arbeitsgruppe (*International Compressed Air and Allied Machinery Committee*) geht von der idealisierten ausgebildeten Rohrströmung aus. *Strub et al.* (1987) nehmen das n -Scaling Verfahren mit Reynoldszahl abhängigen und unabhängigen Anteilen als Basis. Es werden empirische Werte ermittelt, die Reynolds- und Rauheitseffekte nicht mehr losgelöst voneinander betrachten. Weiterhin gibt es Verlustbetrachtungen von Leckagen und Radseitenräumen. Da dieser Ansatz von einer Industriegruppe erarbeitet wurde, ist er dort verbreitet.
6. *Traupel* (1988) geht mit dem Dissipationsansatz einen anderen Weg. Die Reibungseinflüsse werden durch eine Verlustleistung mit dem Dissipationskoeffizienten c_d als Maß für die Entropieerzeugung beschrieben. Unter Berücksichtigung der Kontinuitätsgleichung lässt sich die verlustbedingte spezifische Enthalpieerhöhung dh_d schreiben als

$$dh_d = c_d \frac{c^2}{2} \frac{U_{Kanal}}{A} ds \quad (2.10)$$

mit dem Kanalumfang U_{kanal} und dessen Fläche A . Zur Ermittlung des absoluten Verlustes wird die Strömungsgeschwindigkeit c über die Wegelemente ds des Strömungskanals integriert.

7. *Casey* (1985) kombiniert den Dissipationsansatz nach *Traupel* (1988) mit der Rohrreibung ähnlich dem ICAAMP Ansatz nach *Strub et al.* (1987). Aus umfangreichen Versuchsreihen werden empirische Werte für Wirkungsgrad-, φ - und ψ -Korrektur ermittelt.

In einem Vergleich werden die verschiedene Ansätze von *Casey* (1985) gegenübergestellt. So werden die Vorhersagefehler beim n -Scaling mit 4%, bei *Wiesner* (1979) und *Strub et al.* (1987) mit 2% und bei *Casey* (1985) mit 1% ermittelt. Generell lässt sich feststellen, dass alle Modelle zu einer Überschätzung des Reynoldszahl-Einflusses neigen. Weiterhin bringt *Teermann* (1996) an, dass die Korrelationen nur im Auslegungspunkt der Radialverdichterstufe gelten und ohne Überprüfung nicht auf das gesamte Kennfeld übertragbar sind.

3 Experimenteller Aufbau

3.1 Radialverdichterprüfstand mit Pipe Diffusor

Der für diese Studie verwendete Radialverdichterprüfstand steht in der Versuchshalle des Instituts für Strahlantriebe und Turboarbeitsmaschinen. Eine detaillierte Beschreibung des Aufbaus und der Auslegung in den Jahren 2000 bis 2005 findet sich in *Büscher* (2006, nicht publiziert) und *Zachau* (2007). *Zachau* beschreibt im Detail den Prüfstand mit nominaler Diffusorgeometrie und Messtechnik. Die vorliegende Studie schließt daran an und beschreibt sowohl zwei geometrische Weiterentwicklungen des Radialverdichterdiffusors, als auch Weiter- und Neuentwicklungen von Messtechnik. Der Schwerpunkt der messtechnischen Auslegung liegt auf den Komponenten Pipe-Diffusor und Deswirler.

3.1.1 Schematischer Überblick

In **Abb. 3.1** ist der schematische Aufbau des Prüfstands gezeigt. In **Tab. 3.1** sind die Spezifikationen für die Stufe, den Impeller und den Diffusor gegeben. Die Radialverdichterstufe wird in einem geschlossenen Kreislauf betrieben. Dadurch ist eine genaue Einstellung von Betriebsbedingungen möglich. Einerseits können unabhängig von äußeren Einflüssen immer die gleichen konstanten Eintrittsbedingungen für die Radialverdichterstufe gesetzt werden. Weiterhin ist eine Parametervariation wie z. B. des Eintrittsdrucks möglich. Der Prüfstand kann bis auf 3 *bar* aufgeladen werden. Die Bauweise im geschlossenen Kreis bedingt weitere Bauelemente wie z. B. ein Rückkühl- und Rückführsystem.

Im Beruhigungsbehälter ① werden die Eintrittsbedingungen der Radialverdichterstufe definiert und gemessen. Es ist ein Filtersystem und ein Strömungsgleichrichter in Bauweise eines *Honeycomb* installiert. Es folgt eine Einlaufstrecke ②, die als Rohr mit einem Durchmesser von 500 *mm* und einer Länge von 2.3 *m* ausgeführt ist. Die eigentliche Messstrecke, die Radialverdichterstufe ③, ist in ein Sammelgehäuse eingebaut. Von diesem Plenum ④ wird die Luft nach unten unter das Fundament geleitet.

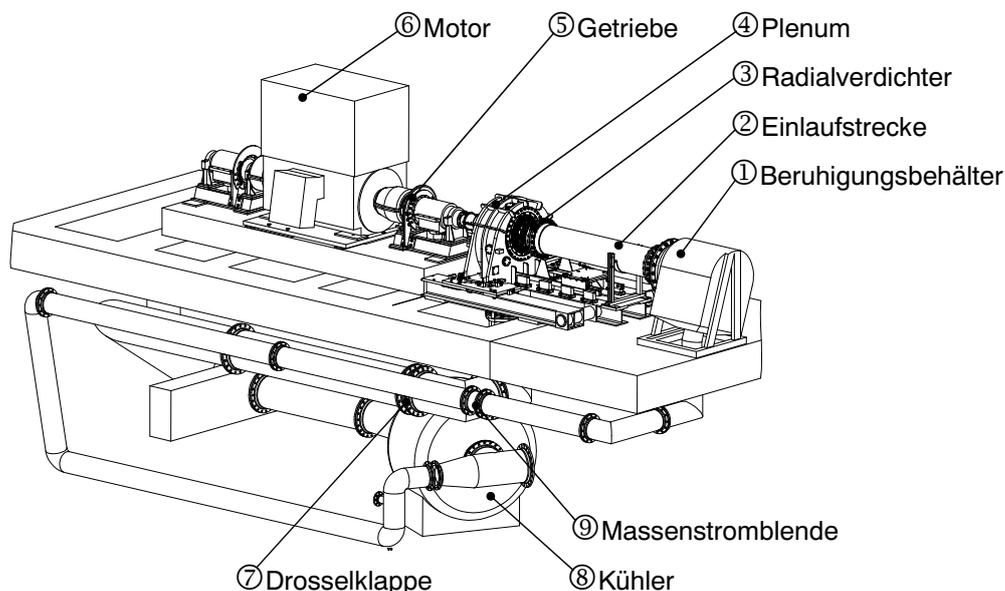


Abb. 3.1: Schematischer Aufbau des Radialverdichterprüfstands

Radialverdichterstufe		
max. Drehzahl	n_{max}	$= 20000 \text{ min}^{-1}$
max. Umfangsgeschwindigkeit am Impelleraustritt	u_{max}	$= 422 \frac{\text{m}}{\text{s}}$
max. reduzierter Massenstrom	$\dot{m}_{red,max}$	$= 2.5 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$
max. Totaldruckverhältnis	π_{max}	$= 3.25$
Impeller		
Anzahl der Hauptschaufeln	z_I	$= 23$
Anzahl der Splitterschaufeln	z_{Sp}	$= 23$
Gehäuseradius, Impeller Vorderkante	$r_{1,G}$	$= 113.40 \text{ mm}$
Nabenradius, Impeller Vorderkante	$r_{1,N}$	$= 88.02 \text{ mm}$
Austrittsradius, Impeller Hinterkante	r_2	$= 201.40 \text{ mm}$
Schaufelwinkel am Impelleraustritt	β_R	$= 24.6^\circ$
Diffusor		
Anzahl der Diffusorkanäle	z_D	$= 30$
Eintrittsradius	r_3	$= 202.74 \text{ mm}$
Austrittsradius	r_4	$= 280.50 \text{ mm}$

Tab. 3.1: Spezifikationen des Radialverdichterprüfstands

Der Gegendruck zum Verdichter wird mit einer Drosselklappe (⑦) eingestellt. Der Klappenwinkel kann in Stufen von 0.1° verdreht werden und erlaubt so eine Einstellung des Druckverhältnisses in Stufen von $\Delta\pi = 0.002$ bis zu einem Maximum von $\pi = 3.25$ über die Radialverdichterstufe. Die Drosselklappe dient weiterhin als Absperr- und Notöffnungs-system. Im Falle eines Notaus kann sie innerhalb von 0.5 sec mittels zwei Druck-

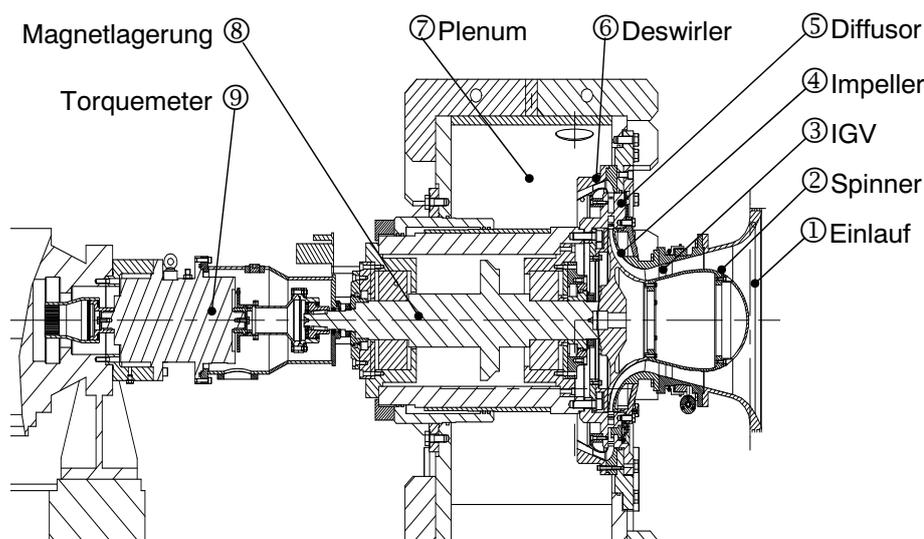


Abb. 3.2: Schnittbild durch den Radialverdichterprüfstand

zylindern aufgeföhren werden. Im Kühler ⑧ wird die eingebrachte Energie abgeföhrt. Die Wasserkühlungsregelung erlaubt eine Einstellung der Eintrittstemperatur im Beruhigungsbehälter von $< \pm 0.1^\circ\text{C}$. Nach dem Kühler wird die Rohrleitung in einer Schleife zur Massenstromblende ⑨ geföhrt, um die erforderliche Einlaufstrecke von 8.4 m und den Auslauf von 2.1 m zu garantieren. Die Massenstromblende ist nach ISO 5167-1/A1 ausgelegt und wurde von Deutschen Kalibrierdienst im Bereich $1500 - 7400\text{ m}^3/\text{h}$ kalibriert, um den reduzierten Massenstrom von bis zu 2.5 kg/s für Eintrittsdrücke bis 3 bar messen zu können. Der Radialverdichter wird durch einen 1.6 MW Gleichstrommotor ⑥ mit einer maximalen Drehzahl von 1400 U/min angetrieben. Das Getriebe ⑤ mit einem Übersetzungsverhältnis von $1 : 16.66$ ermöglicht für die Radialverdichterstufe eine Drehzahl von bis zu 20000 U/min .

In **Abb. 3.2** wird ein Schnittbild durch die Radialverdichterstufe mit dem Plenum gezeigt. Die untersuchte Radialverdichterstufe bestand aus einem Impeller ④, dem Pipe-Diffusor ⑤ und dem Deswirler ⑥. Es wird in das Plenum ⑦ abgeblasen, aus dem die Luft in die Rohrleitung zur Drosselklappe geleitet wird. Der Impeller hat 46 Schaufeln, je 23 Voll- und zurückgesetzte (*Splitter*-)Schaufeln. Der Außendurchmesser beträgt 201.4 mm . Das Material des Impellers ist die Nickelbasislegierung *Inconel 718*. Das Impellergewicht ist 22 kg . Als Kupplung zur Antriebswelle wird eine formschlüssige *Hirth*-Verzahnung verwendet. Diffusor und Deswirler werden separat in Kap. 3.2 in den drei Geometrievariationen beschrieben.

Die Verhältnisse der Radialverdichterstufe im Triebwerk werden im Prüfstand bei Be-

rücksichtigung von definierten Bedingungen nachgebildet. Ein mitrotierender Spinner ② bildet den Strömungskanalverlauf nach, den im Triebwerk der vorgeschaltete Axialverdichter beschreibt. Der Austrittswinkel dieses Axialverdichters wird mit dem Vorleitrad (*Inlet Guide Vane (IGV)*) ③ simuliert. Letzteres setzt den richtigen Eintrittswinkel von 10° zur Radialverdichterstufe.

Zur Aufnahme der Antriebswelle des Impellers dient eine Magnetlagerung von der Firma *Mecos*. Diese Magnetlagerung nimmt den Axialschub bis zu 25 kN sowie alle Radialkräfte und die Schwingungsbelastung auf. Im Unterschied zu Gleit- oder Kugellagern mit Ausgleichszylinder (siehe hierzu *Ziegler (2003)*) arbeitet die Magnetlagerung ölfrei. Weiterhin besteht die Möglichkeit, den gesamten Rotor im Betrieb axial um 0.4 mm zu verschieben. Dadurch kann einerseits der axiale Impellerschaufelpalt am Austritt des Impellers, dem Exducer, bei Pumpvorgängen vergrößert werden. Andererseits wird eine genaue Vermessung der Abhängigkeit der Leistungsdaten der Radialverdichterstufe vom axialen Impellerschaufelpalt möglich.

3.1.2 Parametervariationen

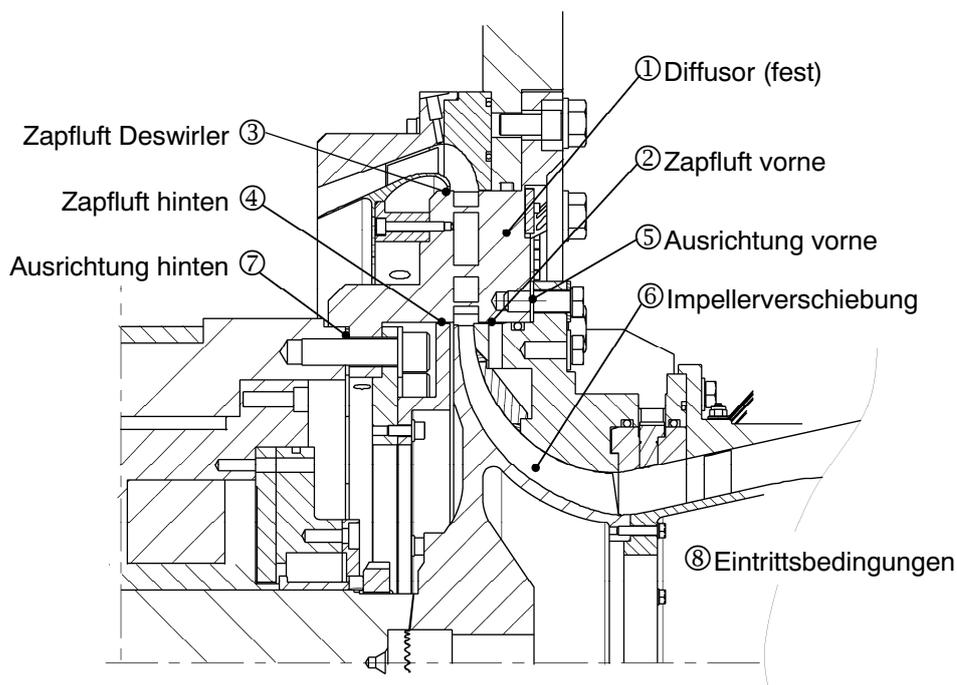


Abb. 3.3: Mögliche Parametervariationen der Geometrie und der Betriebsbedingungen des Prüfstands

Um die Betriebsbedingungen in einem Triebwerk simulieren zu können, wurden in dem beschriebenen Radialverdichterprüfstand Möglichkeiten zur Parametervariation vorge-

Parameter		Nominal	Variation
Drehzahl	n	$= 19249 \text{ min}^{-1}$	$0 - 103 \%$
Winkel des Vorleitrades	β_{IGV}	$= 10^\circ$	$0 - 20^\circ$
Totaltemperatur Eintritt	$T_{t,1}$	$= 288.15 \text{ K}$	$283 - 303 \text{ K}$
Totaldruck Eintritt	$p_{t,1}$	$= 1.08 \text{ bar}$	$0.4 - 3 \text{ bar}$
Reynolds-Zahl	Re	$= 2.4 \cdot 10^5$	$0.9 - 3.4 \cdot 10^5$
Zapfluftanteil an der Frontwand	$\frac{\dot{m}_{bl,V}}{\dot{m}_1}$	$= 2.65 \%$	$0.0 - 2.9 \%$
Zapfluftanteil an der Rückwand	$\frac{\dot{m}_{bl,R}}{\dot{m}_1}$	$= 0.5 \%$	$0.0 - 1.8 \%$
Zapfluftanteil am Deswirler	$\frac{\dot{m}_{bl,3}}{\dot{m}_1}$	$= 0.0 \%$	$0.0 - 5.0 \%$
Schaufelspalt am Impellereintritt	s_1	$= 0.35 \text{ mm}$	const.
Schaufelspalt am Impelleraustritt	s_2	$= 0.25 \text{ mm}$	$0.25 - 0.65 \text{ mm}$
Ausrichtung Impeller-Diffusor	$shim$	$= 0.56 \text{ mm}$	$-0.3 - 0.9 \text{ mm}$

Tab. 3.2: Nominalbedingungen und mögliche Parametervariationen des Prüfstands

sehen. In **Tab. 3.2** sind die variierbaren Parameter nebst der Definition der Nominalbedingung gegeben. In **Abb. 3.3** ist ein Schnittbild der Radialverdichterstufe mit den 4 möglichen Parametervariationen dargestellt. Zur Variation der Reynoldszahl und damit der Eintrittsbedingung (8) wurde der Eintrittsdruck der Radialverdichterstufe in der vorliegenden Studie von 0.4 bis 1.5 bar variiert. Dies entspricht einem Reynoldszahlbereich von $0.9 - 3.4 \cdot 10^5$. Die Einstellung erfolgt durch eine automatische Regelung der Firma *TetraTec*, die die Drucklufteinblasung vor dem Beruhigungsbehälter und Abblasen aus dem Plenum mit Ventilen steuert.

Der axiale Schaufelspalt am Impelleraustritt wurde vom Nominalspalt von 0.25 mm bis 0.65 mm variiert (6). Die Verschiebung erfolgt bei konstantem Betriebspunkt mittels der Magnetlagerung (siehe Kap. 3.1.1). Dadurch können die Messunsicherheiten durch Umbau, verschiedene äußere Randbedingungen und Betriebspunkteinstellungen ausgeschlossen werden. Die Messunsicherheit dieser Messreihe reduziert sich folglich auf die relative Messunsicherheit der Messgeräte innerhalb weniger Minuten. Ein noch größerer Schaufelspalt von 1.7 mm wurde in der vorliegenden Studie durch Unterlegscheiben bei der Verschraubung des Impellergehäuses erreicht (Ausrichtung vorne (5)).

Weiterhin wurden die Zapfluft vorne (2) und hinten (4) variiert. Zwischen Impelleraustritt und Diffusoreintritt treten im Triebwerk nach hinten hin Leckagen und nach vorne hin Verbrauchsluftabzapfungen auf. Im Prüfstand werden die anteiligen Luftströme durch Bohrungen in Sammelräume abgeführt, von wo sie durch kalibrierte Messblendensysteme gemessen werden. Die Einstellung erfolgt automatisch mit Ventilen von *TetraTec*.

3.2 Untersuchte Geometrievariationen

In der vorliegenden Studie wurden drei verschiedene Geometrien des Diffusionssystems der Radialverdichterstufe untersucht. **Abb. 3.4** zeigt schematisch die drei Konfigurationen. Ausgehend von der nominalen Geometrie wurde der Diffusor in einem Zwischenschritt radial eingekürzt. Im dritten Schritt wurde der Deswirler der geänderten Diffusorabströmung angepasst. Eine 3D-Darstellung der drei Konfigurationen wird in **Abb. 1.2** gezeigt.

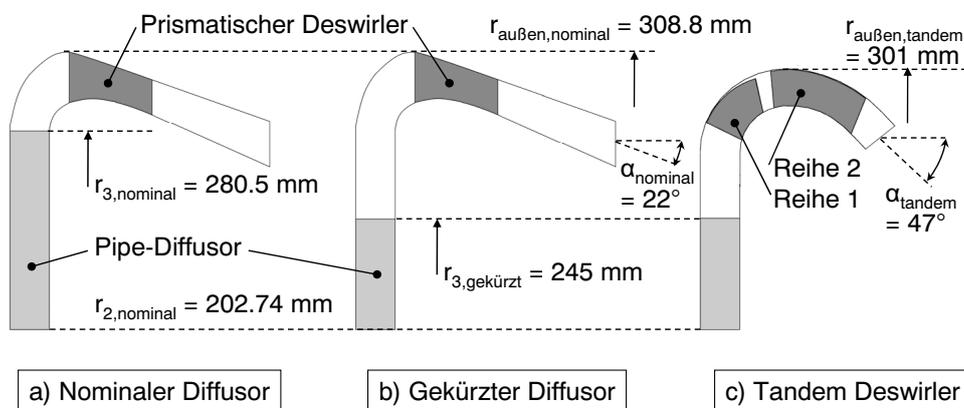


Abb. 3.4: Untersuchte Diffusor- und Deswirlergeometrievariationen

3.2.1 Nominaler Diffusor

Das nominale Diffusionssystem dient in dieser Studie als Basis. Es wurde bereits experimentell von *Zachau* (2007) und numerisch von *Grates* (2009) untersucht, wo sich eine genaue Beschreibung der Geometrie finden lässt. Der schematische Querschnitt des nominalen Diffusors in meridionaler Richtung ist in **Abb. 3.4a**, der axiale Querschnitt durch den Diffusor in **Abb. 3.5** dargestellt.

Der Pipe-Diffusor hat nach **Tab. 3.1** 30 Kanäle, einen Innenradius von 202.74 mm und einen Außenradius von 280.5 mm . Die Auslegung geht auf das Patent von *Bryans* (1986) zurück. Der Halsquerschnitt ist nicht kreisförmig, sondern ein Rechteck mit abgerundeten Ecken. Der Diffusor weist jedoch alle geometrischen Eigenschaften eines Pipe-Diffusors auf (siehe Kap. 2.2). Der Deswirler ist ein axiales Umlenkgerüst mit 90 prismatischen Schaufeln. Er ist nach der Strömungsumlenkung des Kanals in axiale Richtung angeordnet. Die radiale Abströmungswinkel relativ zur Horizontalen beträgt 22° .

3.2.2 Kürzung des Diffusors

Bei der zweiten Geometrievariation wurde der Pipe-Diffusor in radialer Richtung im hinteren Teil gekürzt. Naben- und Gehäusekonturen sowie die Deswirlerbeschaufelung wurden nach **Abb. 3.4b** nicht verändert. Ein Vergleich des Diffusorschauffelkanals zwischen nominal und gekürzt wird in **Abb. 3.5** gezeigt. Das Schaufelmaterial wurde auf einer Drehbank von außen abgenommen. Weil die Seitenwände im hinteren Teil des Diffusors parallel sind, ergibt sich so ein schaufelloser Diffusor mit rechteckigem Querschnitt. Der Außenradius der gekürzten Diffusorbeschaufelung beträgt 245 mm , was eine rein geometrische Reduktion des Verhältnisses von Außen- zu Innenradius des Diffusors von 46% ergibt.

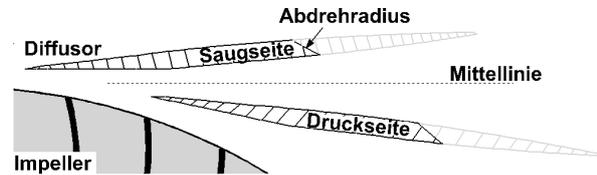


Abb. 3.5: Kürzung des Pipe Diffusors

Das Schaufelmaterial wurde auf einer Drehbank von außen abgenommen. Weil die Seitenwände im hinteren Teil des Diffusors parallel sind, ergibt sich so ein schaufelloser Diffusor mit rechteckigem Querschnitt. Der Außenradius der gekürzten Diffusorbeschaufelung beträgt 245 mm , was eine rein geometrische Reduktion des Verhältnisses von Außen- zu Innenradius des Diffusors von 46% ergibt.

Durch das Kürzen des Diffusors blieben dicke Hinterkanten stehen, die die Form des ellipsenförmigen Diffusorkanals nachbilden. In der Mitte der beiden Seitenwände bei 50% Schaufelhöhe haben die neuen Hinterkanten senkrecht zum Abdrehradius gemessen eine Ausdehnung von 10 mm . Der Anteil der Hinterkanten an der Austrittsfläche oder die Erweiterung des Strömungsquerschnitts beträgt 26.7% .

3.2.3 Tandem Deswirler

Die dritte Geometrievariation umfasst eine Neuauslegung des Deswirlers mitsamt der Naben- und Gehäusekontur in diesem Bereich, wie in **Abb. 3.4c** dargestellt ist. Der Pipe-Diffusor entspricht dem aus Konfiguration 2 in der gekürzten Version. **Abb. 3.6** zeigt ein Photo des ausgeführten Deswirlers. Zwei Statorreihen wurden hintereinander angeordnet, weshalb der Deswirler *Tandem* genannt wurde.

Im Unterschied zum nominalen Deswirler als prismatische axiale Statorreihe besteht der Tandem Deswirler aus zwei Schaufelreihen, die in die Kanalkrümmung hineinreichen. Die erste Schaufelreihe hat mit 30 Schaufeln genauso viele wie der Diffusor, während die zweite Reihe 60 Schaufeln beinhaltet. Die Schaufeln sind jeweils mit einem Gehäuse- und Nabenprofil mit linearer Verbindung konstruiert. Die beiden Reihen überlappen sich nicht, sondern weisen einen Axialspalt auf. Die nominale relative Umfangsposition wurde ausgehend von der Literatur (siehe Kap. 2.3.3) so definiert, dass die Saugseite der zweiten Schaufelreihenvorderkante an der Druckseite der ersten Schaufelreihenhinterkante liegt.

Der Strömungskanal wurde ebenfalls verändert. Die Kanalkrümmung in axiale Richtung weist einen größeren Krümmungsradius auf. Der radiale Austrittswinkel relativ zur Horizontalen ist mit 47° um $+25^\circ$ steiler als beim nominalen Deswirler in den ersten beiden Geometrieconfigurationen. Diese geänderte Randbedingung ist auf eine Forderung des Industriepartners zurückzuführen. Um Vergleichbarkeit zwischen den Configurationen herzustellen, wurde der Einfluss des Austrittswinkels in der vorliegenden Studie numerisch untersucht und abgeschätzt (Kap. 2.3.1). Davon abgesehen hat sich der maximale Außenradius des Diffusorkanals um -2.5% auf 301 mm reduziert. Die Radialverdichterstufe ist folglich kompakter geworden.

Die zweite Statorreihe des Tandem Deswirlers wurde in Umfangsrichtung verdrehbar relativ zur ersten Statorreihe im Prüfstand konstruiert. **Abb. 3.7** zeigt das Konstruktionskonzept des ausgeführten Tandem Deswirlers. Die zweite Reihe lässt sich bei laufendem Prüfstand bei konstantem Betriebspunkt automatisch verstellen. Durch diese Maßnahme reduzieren sich die Messunsicherheiten auf die relativen Fehler innerhalb kurzer Zeit. Dies war aufgrund der erwarteten zu messenden Differenzen notwendig. Diese Forderung nach automatischer Verdrehung bedingte die folgenden Maßnahmen: Sowohl die erste als auch die zweite Reihe wurden als Segmente mit mehreren Schaufeln gefräst, wobei jeweils 15 Schaufelsegmente den Vollring ergaben. Der Aufnahmering für die Segmente diente weiterhin als Lageraufnahme. Die erste Schaufelreihe ① mit dem inneren Lageraufnahmering ⑥ wurde fix relativ zum Pipe-Diffusor ⑦ verbaut. Die Schaufelsegmente der zweiten Reihe ② waren auf dem äußeren Lageraufnahmering montiert. Somit ließ sich der gesamte Ring mit den Schaufeln über das Lager ⑤ in Umfangsrichtung verdrehen. Bei dem Lager ⑤ handelt es sich um ein Kugellager in geteilter Dünnringbauweise. Die Laufflächen der Kugeln sind so ausgeführt, dass die Kugeln jederzeit durch Vorspannung an vier Punkten Kontakt haben. Dadurch ergibt sich eine Konfiguration mit einer Kugelreihe, die einer X-Anordnung entspricht. Folglich können mit dem einen kompakten Lager axiale und radiale Kräfte aufgenommen werden. Durch die Vorspannung ist das Lager spielfrei. Die Tragzahlen sind mit mindestens $2t$ in allen Belastungsarten eine



Abb. 3.6: Tandem Deswirler

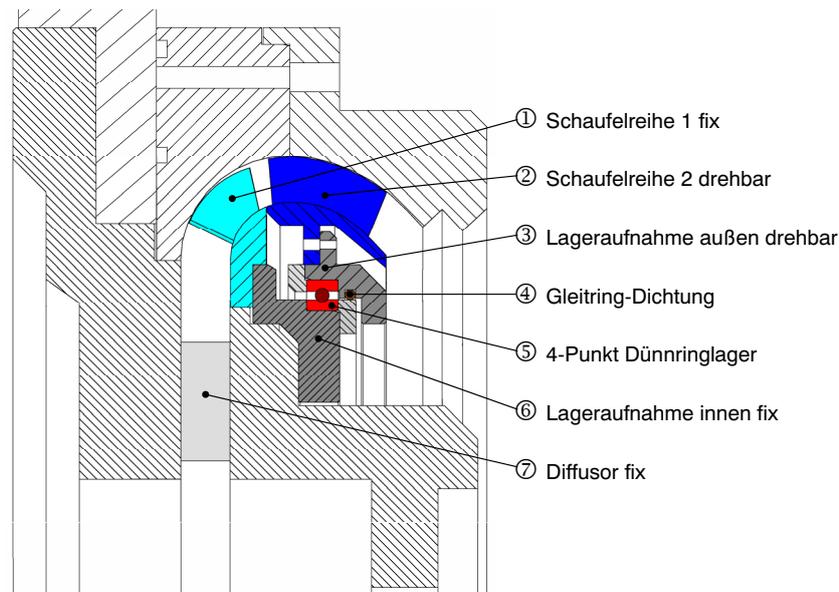


Abb. 3.7: Schematisches Schnittbild der Tandem Deswirler Konstruktion

Größenordnung über den zu erwartenden Kräften.

Der axiale nabenseitige Spalt zwischen den beiden Schaufelreihen wurde auf 0.2 mm ausgelegt. Um eine Leckage zu vermeiden, wurde ein Gleitringdichtung eingebaut (4). Diese bestand aus einem Viton-O-Ring und einem Gleitring aus PTFE mit Bronzepartikeleinlagerung, die die Gleiteigenschaften bei hohen Temperaturen verbesserten. Die automatische Verstellung wurde mit einem Hebelsystem verwirklicht, das am Außenring (3) montiert war. Eine Servomotorverstellung garantiert eine relative Winkeleinstellungssicherheit von $\pm 0.02^\circ$.

3.3 Instrumentierung und Messstellen

3.3.1 Schematischer Überblick der Messebenen

Die in der vorliegenden Studie verwendete Instrumentierung des Radialverdichterprüfstands wurde weitestgehend von *Büscher* (2006, nicht publiziert) und *Zachau* (2007) aufgebaut. **Abb. 3.8** zeigt einen schematischen Überblick der Messebenen im untersuchten Radialverdichter. Die Messstellen wurden aufgrund der folgenden Messziele definiert:

1. Kennfeld der Radialverdichterstufe mit Totaldruckverhältnis, Wirkungsgrad und Pumpgrenze.

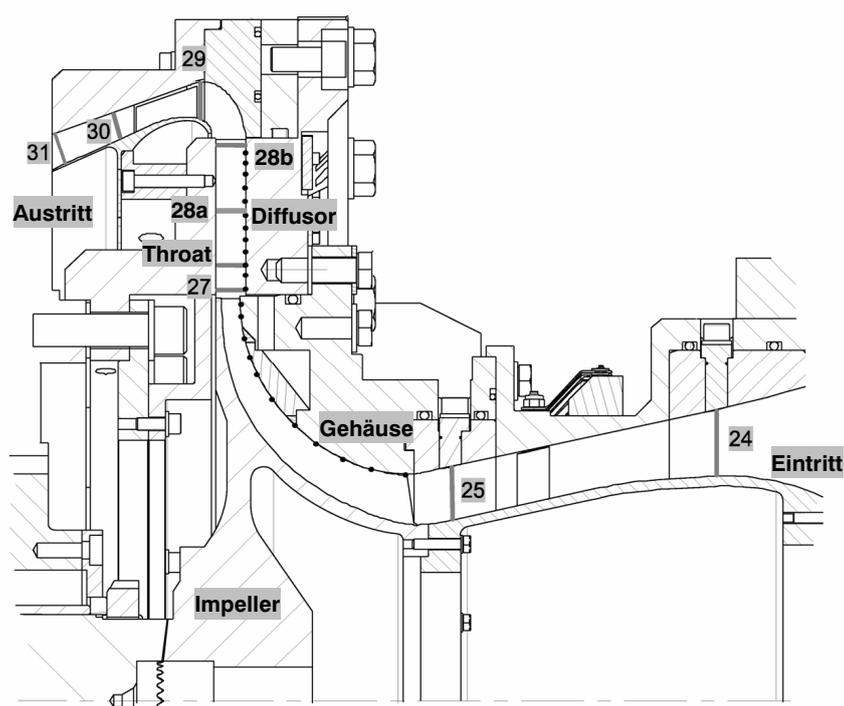


Abb. 3.8: Ebenendefinition nach *Zachau et al.* (2008)

2. Bilanzierung der Komponenten Impeller, Diffusor und Deswirler.
3. Detailebenenvermessung zur Validierung von CFD.
4. Instationäre Schwingungsmessung zur Analyse von Anregungen.

Im Folgenden wird die Instrumentierung zusammenfassend beschrieben. Details zu Messpositionen und Aufbau mit Photos finden sich in Anhang A. Weiterhin ist eine ausführliche Beschreibung in *Zachau* (2007) gegeben. In der vorliegenden Studie wird im Ergebnisteil zur besseren Orientierung jeweils die schematische Lage der Messstellen mit angegeben.

3.3.2 Kennfeldmessung

Die Radialverdichterstufe wird zwischen den Ebenen 25 und 31 bilanziert (Eintritt und Austritt siehe **Abb. 3.8**). Die Eintrittsbedingungen in *E25* wurden von *Zachau* (2007) mit Fünfloch- und Hitzdrahtsonden gemessen. Im Betrieb wird auf diese Messdaten mit dem Totaldruck und der Totaltemperatur im Beruhigungsbehälter (siehe **Abb. 3.1**①) korreliert. In der Austrittsebene *E31* befinden sich für Totaldruck und -temperatur jeweils 3 Rechen mit 3 über die Kanalhöhe verteilte Messstellen, so dass sich ein Messfeld

von 9 Austrittspunkten ergibt. Diese werden arithmetisch gemittelt. Aus diesen Messgrößen lassen sich die Kennfeldgrößen Druckverhältnis π , reduzierter Massenstrom \dot{m}_{red} und ein Wirkungsgrad bestimmen, wie im Folgenden gezeigt wird.

Das totale Druckverhältnis π wird aus dem Verhältnis von Aus- und Eintrittstotaldruck ermittelt:

$$\pi = \frac{p_{t,31}}{p_{t,25}} \quad (3.1)$$

Der reduzierte Massenstrom und die reduzierte Drehzahl werden nach der Machschen Ähnlichkeit mit den Totalgrößen Druck und Temperatur in der Eintrittsebene 25 reduziert. Weiterhin wird auf Normbedingungen (INA) korrigiert.

$$\dot{m}_{red} = \dot{m} \cdot \frac{\sqrt{T_{t,25}}}{p_{t,25}} \cdot \frac{p_{INA}}{\sqrt{T_{INA}}} \quad (3.2)$$

$$n_{red} = n \cdot \sqrt{\frac{T_{INA}}{T_{t,25}}} \quad (3.3)$$

Beim totalen isentropen Wirkungsgrad wird der Aufwand der Rotorarbeit durch die totale Enthalpieerhöhung zwischen Eintritt und Austritt Δh_t ausgedrückt. Letztere wird zu einer idealen Zustandsänderung, der totalen isentropen adiabaten spezifischen Schaufelarbeit $y_{t,s}$ ins Verhältnis gesetzt. Unter Annahme von adiabaten Bedingungen wird definiert:

$$\eta_{t-s} = \frac{y_{t,s}}{\Delta h_t} \quad (3.4)$$

Die spezifische Schaufelarbeit y entspricht bei Annahme einer adiabaten isentropen Zustandsänderung der Enthalpieerhöhung. Mit Hilfe der Gibbsschen Fundamentalgleichung ergibt sich:

$$y_s = \int (v \cdot dp)_s = \int (dh) = \Delta h_s \quad (3.5)$$

Mit Hilfe der Isentropenbeziehung kann daraus die totale isentrope adiabate Schaufelarbeit mit den Messgrößen ausgedrückt werden:

$$y_{t,s} = \Delta h_{t,s} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} R \cdot T_{t,25} \left(\left(\frac{p_{t,31}}{p_{t,25}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right) \quad (3.6)$$

Daraus ergibt sich für den totalen isentropen adiabaten Wirkungsgrad η_{t-s} :

$$\eta_{t-s} = \frac{T_{t,25} \left(\left(\frac{p_{t,31}}{p_{t,25}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right)}{T_{t,31} - T_{t,25}} \quad (3.7)$$

Alternativ ist im verwendeten Prüfstand die Ermittlung der Leistungsaufnahme des Impellers über das Torquemeter (**Abb. 3.29**) möglich. Der Leistungsverlust über die Magnetlagerung P_{AMB} wurde von *Zachau* (2007) durch Messungen mit einem schaufello- sen Impeller korreliert. Mit der spezifischen Arbeit des Impellers $a = (P_{torque} - P_{AMB})/\dot{m}$ ergibt sich für den isentropen Wirkungsgrad η_{torque} :

$$\eta_{torque} = \frac{T_{t,25} \left(\left(\frac{p_{t,31}}{p_{t,25}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right) \cdot c_p \cdot \dot{m}}{P_{torque} - P_{AMB}} \quad (3.8)$$

Messunsicherheiten und Fehlerfortpflanzung

Jede Messgröße unterliegt einer gewissen Messunsicherheit. Zur Bestimmung der Messunsicherheit von zusammengesetzten Größen wird die klassische Fehlerlehre herangezogen. Eine Größe y ist grundsätzlich eine Funktion von mehreren einzelnen Messgrößen x_i :

$$y = f(x_1, x_2, \dots, x_n) \quad (3.9)$$

Die Messgrößen x_i haben jeweils eine Messunsicherheit Δx_i . Bei der Annahme von kleinen voneinander unabhängigen Fehlern kann für die Funktion y für die Fehlerfortpflanzung eine Taylorreihenentwicklung durchgeführt werden, die nach dem linearen Glied abgebrochen wird.

$$y(x_1 + \Delta x_1, x_2 + \Delta x_2, \dots, x_n + \Delta x_n) = y(x_1, x_2, \dots, x_n) + \sum_{i=1}^n \frac{\partial y}{\partial x_i} \cdot \Delta x_i \quad (3.10)$$

Größe		relativer Fehler Δy	absoluter Fehler Δy
red. Drehzahl	n_{red}	$\pm 0.106\%$	$\pm 0.3\%$
Druckverhältnis	π	$\pm 0.1\%$	$\pm 0.2\%$
Eintrittstemperatur	$T_{t,25}$	$\pm 0.11\%$	$\pm 0.5\%$
Austrittstemperatur	$T_{t,31}$	$\pm 0.15\%$	$\pm 0.5\%$
Wirkungsgrad	$\eta_{t-t,s}$	$\pm 0.21\%$	$\pm 1\%$
red. Massenstrom	\dot{m}_{red}	$\pm 0.1\%$	$\pm 0.5\%$
Drehmoment	M_{torque}	$\pm 0.005\%$	
Leistungsabfall AMB	P_{AMB}	$\pm 1\%$	
Wirkungsgrad	η_{torque}	$\pm 1.1\%$	$\pm 2\%$

Tab. 3.3: Messunsicherheit der integralen Messgrößen

Für jede Messgröße x_i wird die Funktion y partiell abgeleitet, was die Einflussfaktoren $\partial y / \partial x_i$ ergibt. Die Messunsicherheit Δy ist dann die Summe des Produkts der Einflussfaktoren mit der jeweiligen Messunsicherheit Δx_i .

$$\Delta y = \sum_{i=1}^n \frac{\partial y}{\partial x_i} \cdot \Delta x_i \quad (3.11)$$

Gl. (3.11) liefert die maximale Messunsicherheit, die erfahrungsgemäß zu pessimistisch ist. Deshalb wird aufbauend auf Gl. (3.11) zur realistischen Abschätzung der Fehlerfortpflanzung von zufälligen und unbekannt systematischen Fehlern auf das *Gaußsche Fehlerfortpflanzungsgesetz* zurückgegriffen. Hierbei wird die Messunsicherheit Δy aus der Wurzel der Summe der partiell abgeleiteten Fehlerquadrate berechnet:

$$\Delta y = \sqrt{\left(\frac{\partial y}{\partial x_1} \cdot \Delta x_1\right)^2 + \left(\frac{\partial y}{\partial x_2} \cdot \Delta x_2\right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial y}{\partial x_n} \cdot \Delta x_n\right)^2} \quad (3.12)$$

Es wird in dieser Gleichung berücksichtigt, dass positive wie negative Abweichungen vom realen Wert mit der gleichen Wahrscheinlichkeit auftreten. Weiterhin tragen große Fehler durch die Quadrierung relativ mehr zum Gesamtfehler bei als kleine Fehler. Die relativen Messunsicherheiten Δy wurden nach den Angaben der Gerätehersteller und Gl. (3.12) berechnet. Sie sind in **Tab. 3.3** gegeben.

Die relative Messunsicherheit beinhaltet alle Fehler, die beim Vergleich zwischen zwei Messungen mit demselben Messequipment zu berücksichtigen sind. Diese Werte können bei der Bewertung von Differenz-Messungen verwendet werden. Bei den absoluten Messunsicherheiten kommen noch Einflüsse wie Diskretisierung, Fertigungsgenauigkeit,

Wärmeleitung und -dehnung sowie Umwelteinflüsse hinzu. Diese wurden nach der Erfahrung abgeschätzt. Die absolute Messunsicherheit ist bei der Bewertung von Absolutwerten heranzuziehen. Außerdem ist zu beachten, dass die Unsicherheitswerte für den Maximalwert des Messbereichs (*full scale*) gelten, was bei Teillastbetriebspunkten eine Rolle spielt.

In **Tab. 3.3** fällt auf, dass die Kennfeldgrößen wie reduzierter Massenstrom und Drehzahl, sowie das Druckverhältnis mit einer relativen Messunsicherheit von 0.1 % gemessen werden können. Für den totalen isentropen Wirkungsgrad wird eine relative Messunsicherheit von 0.21 % errechnet. Die Werte der Messunsicherheiten wurden durch mehrfache redundante Kennfeldmessungen bestätigt; die Wiederholgenauigkeit der Kennfeldmessungen ist demnach validiert. Die messtechnische Basis für hochgenaue Deltabetrachtungen von Parametern und Verdichtergeometrien sowie für die Validierung von CFD ist somit gegeben.

3.3.3 Stationäre und instationäre Detailmessungen

Im Rahmen der vorliegenden Studie wurden stationäre und instationäre Detailmessungen durchgeführt, wobei der Schwerpunkt auf den Konfigurationen Diffusor und Deswirler liegt. Eine detaillierte Beschreibung findet sich in Anhang A. Folgende Messtechniken an den entsprechenden Messstellen werden in dieser Arbeit gezeigt:

1. Stationäre Wanddruckmessungen

- a) In allen Ebenen 24 bis 31 (**Abb. 3.8**) sind Wanddruckbohrungen zur Bilanzierung des statischen Druckaufbaus eingebracht.
- b) Der Druckaufbau des Pipe-Diffusors wird entlang der Mittellinie an der Frontwand von Eintritt bis Austritt gemessen.
- c) Beim Tandem Deswirler (Kap. 3.2.3) wird der Druckaufbau an Nabe und Gehäuse für beide Schaufelreihen gemessen. Weiterhin sind Druckbohrungen auf der Druck- und Saugseite beider Schaufelreihen auf 50 % Schaufelhöhe eingebracht.

2. Stationäre Sondentraversen

- a) Pitot-Traversen werden im schaufellosen Raum zwischen Diffusor und Impeller in Ebene 27 durchgeführt.
- b) Der Diffusoraustritt in Ebene 28b wird mit Dreiloch-Cobra-Sonden gemessen. Bei der gekürzten Diffusorvariante wurde am Kürzungsradius eine neue Messebene zur Vermessung des neuen Abströmprofils eingeführt (Ebene 28a). Mit

Hilfe dieser Daten in den Messebenen konnten die einzelnen Komponenten Impeller, Diffusor und Deswirler mit dem Totaldruckverlustbeiwert ω und statischen Druckbeiwert c_p nach Gl. (2.2) und (2.3) bilanziert werden:

3. *Particle Image Velocimetry* (PIV) wurde zur detaillierten Vermessung der Diffusorströmung von Zachau (2007) an die untersuchte Radialverdichterstufe adaptiert. Das Strömungsfeld der Geschwindigkeitsvektoren wurde parallel zu den Wänden im gesamten Diffusorkanal gemessen. Dazu standen drei optische Zugangsfenster zur Verfügung. Es wurden drei Messebenen bei 10, 50 und 90 % Schaufel- bzw. Kanalhöhe aufgenommen. Die Messungen wurden mit der Impellerdrehzahl getriggert, so dass sich 16 quasistationäre Zeitschritte ergaben. Jeweils 100 Einzelbilder wurden für jeden Zeitschritt gemittelt. Die weitere Mittelung der Einzelzeitschritte ergab das stationäre Strömungsfeld. Weitere Bilder des genauen Aufbaus finden sich in Anhang A.2.3.
4. Instationäre Wanddruckmessungen wurden an der Frontwand des Diffusors durchgeführt. Die *Kulite*-Sensoren wurden wandbündig in Positionen vom Halsquerschnitt bis zum Diffusoraustritt verschraubt. Die Messdaten werden in dieser Studie auf zwei Arten analysiert. Erstens werden die instationären Druckverläufe nach dem *Ensemble-Average*-Verfahren gemittelt dargestellt. Zweitens werden aus dem Druckverlauf ein Frequenzspektrum mit Hilfe der FFT-Frequenzanalyse ermittelt.
5. Zur Strömungssichtbarmachung wurde die Farbeinspritztechnik im Diffusor der untersuchten Radialverdichterstufe eingesetzt. Als Fluid diente ein Gemisch aus 80 % Propanol und 20 % Wasser, das im Verhältnis 10 : 1 mit farbiger Tinte versetzt wurde.

4 Numerische Verfahren

4.1 Kreisprozesssimulation

4.1.1 Triebwerks Simulationsprogramm *GasTurb*

Das Programm *GasTurb* ermöglicht die eindimensionale Simulation von Gasturbinen mit den entsprechenden Komponenten. In dieser Studie wurde es verwendet, um die Auswirkung des Betriebsverhaltens der Radialverdichterstufe auf das Gesamttriebwerk zu untersuchen. Dabei geht *GasTurb* vom grundlegenden thermodynamischen Kreisprozess aus, wie er in der Literatur zu finden ist (*Traupel (1982); Bräunling (2009); Walsh und Fletcher (1998); Münzberg und Kurzke (1977)*). In allen Triebwerksebenen werden totale und statische Strömungszustände berechnet. Die einzelnen Komponenten können über spezifische Kennfelder eingebunden werden. Das sekundäre Luftsystem, Kühlluftmassenströme und Leistungsentnahmen werden berücksichtigt. *GasTurb* erlaubt die Simulation des gesamten Betriebsbereichs einer Gasturbine, wie dieser unter den Randbedingungen eines Triebwerkeinsatzes zu erwarten ist. Es sind Parametervariationen aller Variablen möglich, wie z.B. der Umgebungsbedingungen oder veränderter Komponenteneigenschaften. Das Gasturbinen Simulationsprogramm *GasTurb* wurde von *Kurzke (2007)* entwickelt und liegt in der Version 11 vor.

Folgende grundsätzliche Annahmen wurden in *GasTurb* im Rahmen dieser Arbeit getroffen:

1. Die Berechnung wird 1-dimensional durchgeführt.
2. Es herrschen stationäre Bedingungen.
3. Es wird ideales Gas angenommen, was nach *Walsh und Fletcher (1998)* hinreichend genau ist.

4.1.2 Modellierung

Zur Implementierung der gemessenen Radialverdichterstufe wurde mittels *GasTurb* ein generisches Triebwerksmodell aufgebaut. Als Rahmenbedingungen wurden dabei der thermodynamische Betriebspunkt des Radialverdichters, dessen Kennfeld, sowie die Abzapfmassenströme fest vorgegeben. Um diese Radialverdichterstufe wurde ein geeignetes Triebwerk modelliert, das die Anforderungen der kleineren Businessjetklasse mit einem Startschub von 30 kN aufweist. Die Auslegungswerte der einzelnen Komponenten wurden der Literatur entnommen (*Münzberg und Kurzke (1977)*; *Kurzke (2007)*; *Bräunling (2009)*; *Walsh und Fletcher (1998)*) und sind in Anhang B gegeben.

Als grundlegende Triebwerkskonfiguration wurde ein Aufbau nach **Abb. 4.1** gewählt. Es handelt sich um ein Zweiwellen-Zweistrom-Strahltriebwerk mit konvergenter Düse und Zwangsmischer. Der Hochdruckverdichter bestand aus der implementierten Radialverdichterstufe, der ein mehrstufiger Axialverdichter vorgeschaltet war. Beide lagen auf der Hochdruckwelle, die durch die Hochdruckturbinen angetrieben wurde. Die Niederdruckturbinen trieb über die zweite Welle den Fan an. Ein Niederdruckverdichter (*Booster*) war nicht integriert.

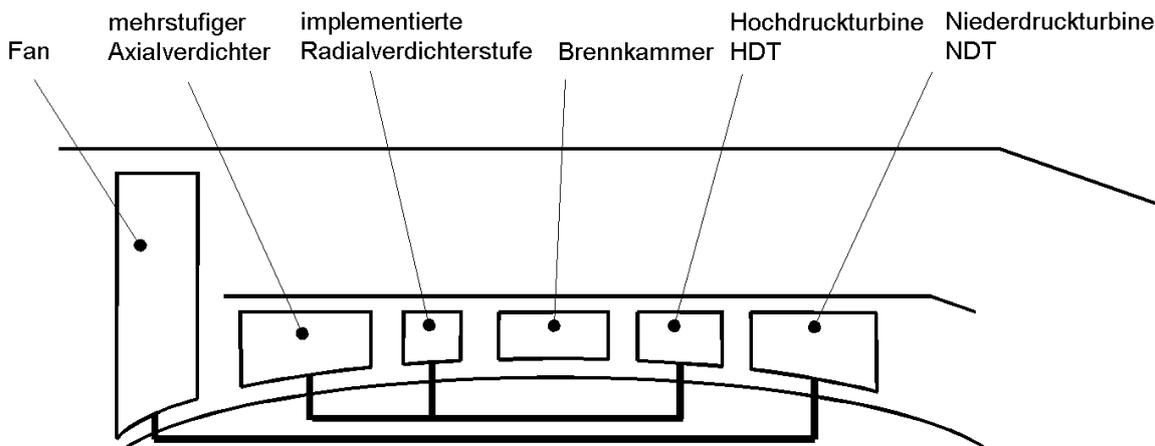


Abb. 4.1: Konfiguration des Triebwerks mit der untersuchten Radialverdichterstufe

GasTurb erlaubt keinen modularen Aufbau von Triebwerken, sondern gibt verschiedene feste Konfigurationen vor. Mit der Konfiguration *Geared Mixed Flow Turbofan Axial/Radial Compr.* konnte der gewünschte Aufbau realisiert werden. Das entsprechende Schaltbild aus *GasTurb* ist in **Abb. 4.2** dargestellt. Es unterscheidet sich vom Aufbau aus **Abb. 4.1** durch ein zusätzliches Getriebe und einen *Booster*. Folgende Maßnahmen wurden getroffen, um die Konfiguration anzupassen:

1. Der Übersetzungsfaktor und Wirkungsgrad des Getriebes wurde gleich 1 gesetzt. Durch diese Maßnahme wurde das Getriebe eliminiert.

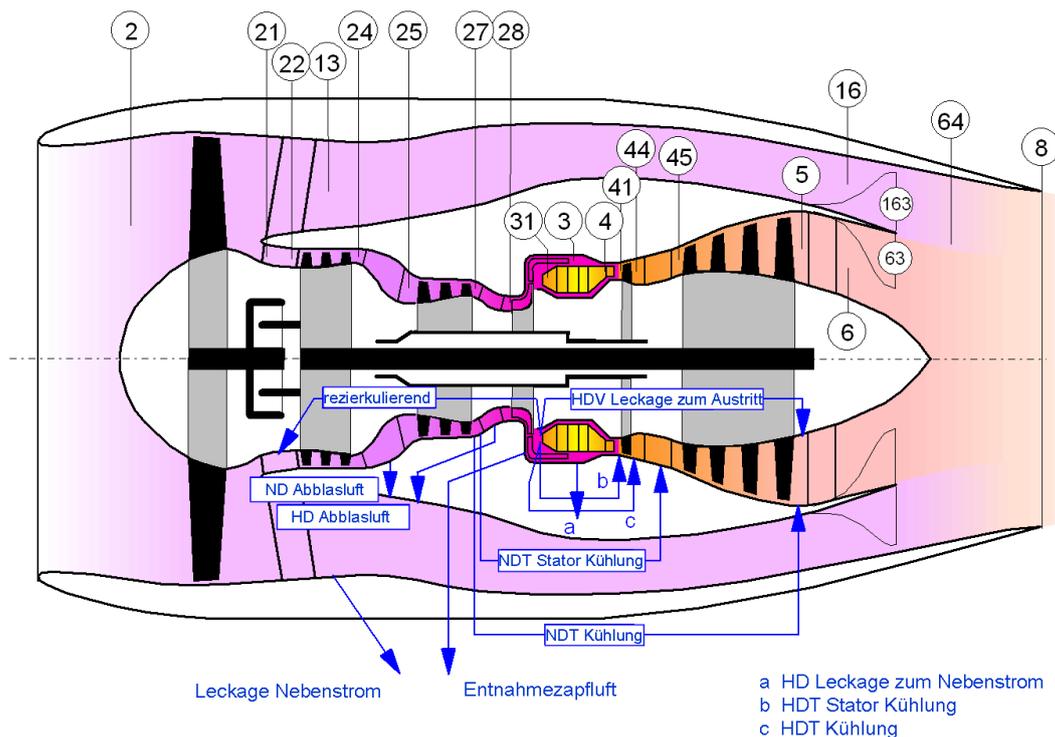


Abb. 4.2: *GasTurb*-Konfigurationsschaltbild des modellierten Triebwerks

- Der Booster fungierte als innerer Fan und wurde auch mit dessen inneren Fankennfeld modelliert. Das Druckverhältnis über den inneren Fan wurde entsprechend gleich 1 gesetzt.

Eine weitere Möglichkeit wäre es, das Druckverhältnis über den Booster gleich 1 zu setzen und die *GasTurb*-Modellierung des inneren Fans zu nutzen. Diese Vorgehensweise wurde getestet und ergibt sehr ähnliche Ergebnisse. Allerdings ist die Konvergenz des Modells schlechter. Weiterhin lässt sich in diesem Fall kein separates inneres Fankennfeld implementieren. Schließlich wurde nach Abstimmung mit dem Entwickler von *GasTurb* (J. Kurzke) die erste Variante gewählt.

Die Ebenenbezeichnung aus **Abb. 4.2** ist im Anhang in **Tab. B.1** zu finden und folgt weitestgehend dem von der *Society of Automotive Engineers SAE* veröffentlichten Standard AS755 (*SAE* (2004)). Das zugehörige Iterationsschema gibt **Abb. B.1** im Anhang wieder.

4.1.2.1 Auslegungspunkt

Der Auslegungspunkt eines Triebwerks wird nach den speziellen Anforderungen an das Betriebsverhalten gewählt. Beim Einsatz im Flugzeug sind die Referenzpunkte z.B. der

Bezeichnung	Wert
Bypassverhältnis λ	5.3
Fandruckverhältnis π_{Fan}	1.7
Gesamtdruckverhältnis	32
korrigierter Fanmassenstrom	112 kg/s
Turbineneintrittstemperatur T_{t4}	1640 K
Niederdruckdrehzahl n_1 (100 %)	9725 U/min
Hochdruckdrehzahl n_2 (100 %)	26400 U/min

Tab. 4.1: Definition des Triebwerks-Auslegungspunktes unter Höhenflugfall Bedingungen ($M = 0.8$ / 40000 Fuß)

Bodenstandfall und der Höhenflugfall. Betriebspunkte mit hoher Belastung sind weiterhin der Startfall oder die Steigphase des Flugzeugs. *Walsh und Fletcher* (1998) geben als Wahl für den Auslegungspunkt eine hohe relative Drehzahl und höchsten Massendurchsatz an, womit die Kontrolle des Betriebsverhaltens des Triebwerks vorteilhaft ist.

In dieser Studie wurde als Auslegungspunkt der Höhenflugfall unter hoher Last gewählt, was eine Machzahl von 0.8 und eine Flughöhe von 40000 Fuß (12192 m) bedeutet. Die Auslegungswerte der Komponenten wurden der Literatur (*Kurzke* (2007); *Bräunling* (2009); *Walsh und Fletcher* (1998)) entnommen. Die wichtigsten Werte sind in **Tab. 4.1** gegeben. Diese wurden teilweise iteriert, so dass die Radialverdichterstufe unter allen Betriebsbedingungen real abgebildet wird. Dies betrifft vor allem die Hochdruckdrehzahl, den korrigierten Fanmassenstrom und das Gesamtdruckverhältnis.

4.1.2.2 Betriebsverhalten und Kennfelder der Komponenten

Für jede Komponente des simulierten Triebwerks wurde in *GasTurb* neben den Werten für den Auslegungspunkt eine Abhängigkeit für das Betriebsverhalten im Teillastbereich angegeben. Besondere Bedeutung haben dabei die Verdichterkomponenten, weil diese in erster Größenordnung Einfluss auf das Betriebsverhalten der untersuchten Radialverdichterstufe haben.

Der Axialverdichter liegt auf einer Welle mit dem Radialverdichter. Deshalb ist er über die Austrittsbedingungen und Drehzahl direkt mit diesem gekoppelt. Eine möglichst realitätsgetreue Auswahl des Kennfeldes ist essentiell für die Qualität des Triebwerkmodells. Deshalb wurde der Axialverdichter aus *Tesch und Pase* (1983) gewählt. Dieser wird in einem Wellenleistungstriebwerk mit radialer Endstufe eingesetzt. Er wurde speziell für diesen Einsatzbereich entwickelt. Nominal hat er ein Auslegungsdruckverhältnis

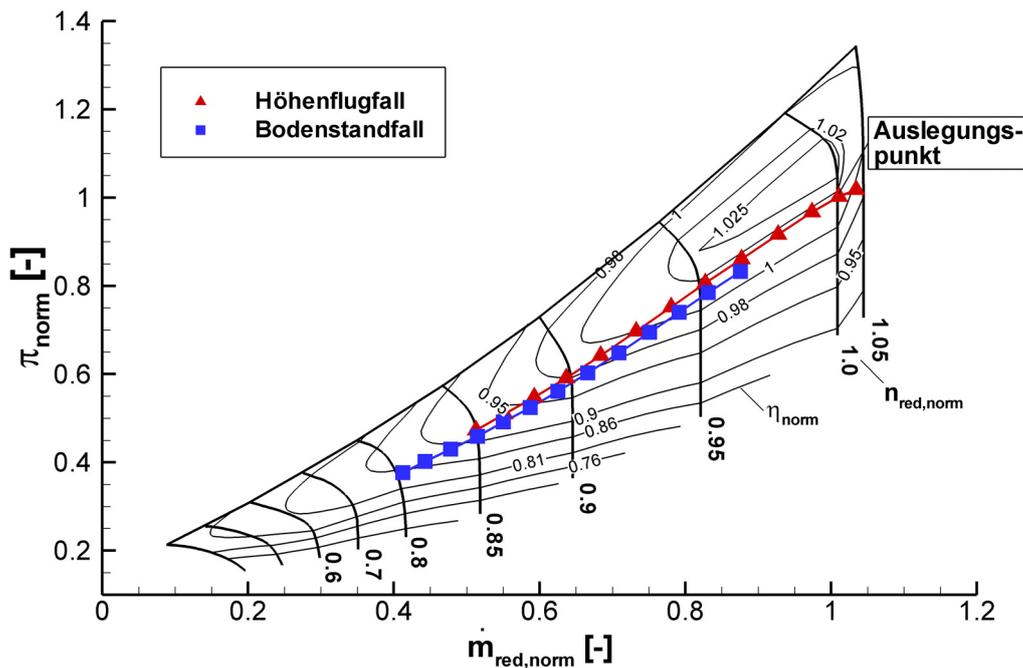


Abb. 4.3: Normiertes Kennfeld des Axialverdichters mit den Betriebslinien aus Bodenstand- und Höhenflugfall (skaliert aus *Tesch und Pase* (1983))

von 7 : 1, was jedoch in dieser Studie angepasst bzw. skaliert wurde, um die Randbedingungen des Triebwerks in **Tab. 4.1** zu erreichen. Weiterhin weist dieser Axialverdichter 5 Stufen mit niedrigem Aspektverhältnis auf.

Das normierte Kennfeld des Axialverdichters ist in **Abb. 4.3** dargestellt. Weiterhin sind die Betriebslinien für Höhenflug- und Bodenstandfall eingezeichnet. Der Auslegungspunkt auf der 100 % Drehzahllinie wurde so gewählt, dass ein Pumpgrenzabstand von 20 % eingehalten wurde. Auffällig an dem Kennfeld ist die sehr steile 105 % Drehzahllinie. Die Massenstromerhöhung von einer Drehzahl von 95 auf 100 % ist viermal so groß wie von 100 auf 105 %. Der Wirkungsgrad im Auslegungsbetriebspunkt wurde mit 84 % aus *Tesch und Pase* (1983) entnommen.

Die Höhenflugfahrlinie reicht von einer korrigierten Drehzahl von 101,4 % bis zum (theoretischen) Punkt des verschwindenden Schubs bei 85 %. Die Fahrlinie ist am Boden zu geringeren korrigierten Drehzahlen verschoben, weil das Totaltemperaturniveau am Verdichtereintritt gegenüber dem Flugfall erhöht ist (siehe dazu *Jeschke* (2010)).

Um den Pumpgrenzabstand von 20 % im Axialverdichterkennfeld bei kleinen Drehzahlen zu gewährleisten, wird nach **Abb. 4.2** nach dem Axialverdichter abgeblasen. Es wurde eine lineare Abhängigkeit nach der Drehzahl eingestellt, was dem Standardmodell in *GasTurb* entspricht. So beginnt das Abblasen bei 95 % Drehzahl und steigt bis zum maximalen Wert von 5,5 % Massenstrom bei 85 % Drehzahl an.

Der Fan wurde in dieser Studie mit einem äußeren und einem inneren Fankennfeld modelliert. Nach *Münzberg und Kurzke (1977)* erreicht das Fandruckverhältnis im Nebenbereich nur 80 % dessen im Blattspitzenbereich, wenn das Bypassverhältnis wie hier mit $\lambda = 5.3$ hoch ist. Folglich wurden zwei unterschiedliche Fankennfelder für innen und außen implementiert. Die Fankennfelder wurden *Cornell (1975)* entnommen und entsprechend skaliert. Das Auslegungsdruckverhältnis beträgt 1.7, was nach *Bräunling (2009)* sinnvoll unter Höhenflugfallbedingungen ist. Die skalierten Kennfelder mit den Fahrlinien sind in Anhang B.3 gegeben.

Die Hochdruck- und Niederdruckturbine haben nach *Kurzke (2008)* nur einen geringen Einfluss auf die Qualität einer Simulation mit Fokus auf dem Verdichterteil. Die Hochdruckturbine eines Mehrwellentriebwerks arbeitet mit Ausnahme des niedrigen Teillastbereichs bei annähernd konstanten Druckverhältnissen und Wirkungsgraden. Auch für die Niederdruckturbine eines Turbofans ist die Wirkungsgradvariation gering. Deshalb wurden in dieser Studie die skalierten Standardturbinenkennfelder aus *Kurzke (2007)* verwendet. Eine Variation dieser zeigte einen vernachlässigbaren Einfluss auf die Leistungsparameter des Triebwerks im Modell dieser Studie. Die skalierten Kennfelder der Turbinen sind inklusive der Fahrlinien in Anhang B.3 aufgeführt.

Das sekundäre Luftsystem des Triebwerks wurde ebenfalls modelliert. Die verwendeten Variablen sind in **Abb. 4.2** dargestellt. Es können Kühlluftmassenströme, Abblasmassenströme und Leckagen angegeben werden. Die in dieser Studie eingestellten Werte sind in **Tab. 4.2** gegeben. Die Kühlluft wurde sowohl nach Hochdruck- und Niederdruckturbine als auch nach Rotor und Stator aufgeteilt. Die Niederdruckturbine wurde ungekühlt ausgelegt, so dass die Kühlluftmassenströme für deren Rotor und Stator entfallen. Die Kühlung für den Hochdruckturbinenstator wurde mittels der Statoraustrittstemperatur und einer empirischen Korrelation nach *Walsh und Fletcher (1998)* abgeschätzt. So ergibt sich ein Kühlluftbedarf für den Stator von 6 % und für den Rotor von 7 %. Die Entnahmestelle befindet sich nach dem Hochdruckradialverdichter.

Parameter	Entnahmestelle nach Abb. 4.2	Wert % \dot{m}
Hochdruckturbine Stator Kühlluft	3	6 %
Hochdruckturbine Rotor Kühlluft	3	7 %
Niederdruckturbine Stator Kühlluft	27	0 %
Niederdruckturbine Rotor Kühlluft	27	0 %
Hochdruckverdichter Leckage zum Austritt	3	0.5 %

Tab. 4.2: Kühlluftmassenströme und sekundäres Luftsystem

Wie in Kap. 3.1.1 beschrieben ist, wurden im Radialverdichterprüfstand Abzapfmassenströme simuliert und gemessen. So werden im Nominalbetriebspunkt zwischen Impeller und Diffusor 2.65 % nach vorne und 0.5 % nach hinten abgesaugt. Diese Luftmassenströme wurden den sekundären Luftmassenströmen im Triebwerk zugeordnet. Die 2.65 % nach vorne wurden als Teil der 6 % Kühlluftmassenstrom des Hochdruckturbinenstators definiert. Die 0.5 % Abzapfmassenstrom nach hinten entsprechen im Modell der Leckage vom Hochdruckradialverdichter zum hinteren Austritt des Triebwerks. Dies entspricht einem realistischen Wert nach *Kurzke* (2007).

Die Korrelationen für Einlauf, Brennkammer, Zwangsmischer, Düse und Strömungskanälen sowie Hilfsgeräteantrieben wurden der Literatur (*Kurzke* (2007); *Walsh und Fletcher* (1998)) entnommen. Die genauen Werte und Graphen dazu sind in Anhang B gegeben.

4.1.2.3 Implementierung der Radialverdichterstufe

Das im Rahmen dieser Studie auf dem Prüfstand aus Kap. 3.1 gemessene Radialverdichterkennfeld wurde in das *GasTurb*-Modell implementiert. Druckverhältnis, Massenstrom, Wirkungsgrad und Drehzahl wurden ohne Skalierung übernommen. Die gemessene Konfiguration entspricht den Nominalbedingungen entsprechend Kap. 3.2.1. Sie dient als Basis zur Untersuchung der Variationen. Die Eintrittsbedingungen wurden über die Reynoldszahlabhängigkeit berücksichtigt. Die Radialverdichterstufe bestimmt somit die wesentlichen Randbedingungen des Triebwerkmodells.

Das Radialverdichterkennfeld wurde mittels des Programms *Smooth C* aus dem *GasTurb*-Paket aufbereitet. Dazu führt *Smooth C* die parabolische Hilfskoordinate β im Verdichterkennfeld ein. **Abb. 4.4** zeigt die normierten Messpunkte des Radialverdichterkennfeldes, über denen die parabolischen β -Linien verlaufen. Das Problem der Mehrdeutigkeit bei senkrechten oder waagerechten Kennlinien wird mit Hilfe von β gelöst. Jedem Schnittpunkt ist ein eindeutiges Wertepaar zugeordnet. Die insgesamt 30 Linien reichen von der Pumpgrenze bis zur Schluckgrenze. Da der Bereich niedriger Druckverhältnisse bei hohen Drehzahlen für die Simulation nicht relevant ist, wurden die β -Linien dort zu höheren Druckverhältnissen verschoben, um eine höhere Dichte zu erreichen.

In *Smooth C* wurden die Verläufe von Druckverhältnis, Massenstrom, Drehzahl und Wirkungsgrad im Rahmen der Messunsicherheiten geglättet. Da die Messpunkte an der Pumpgrenze nach Kap. 3.2.1 mit einem größeren Impellerschaufelspalt gemessen wurden, wurden diese Punkte nach der gemessenen Korrelation aus Kap. 5.2.1 korrigiert.

Das so aufbereitete Radialverdichterkennfeld gilt für eine bestimmte Reynoldszahl bei

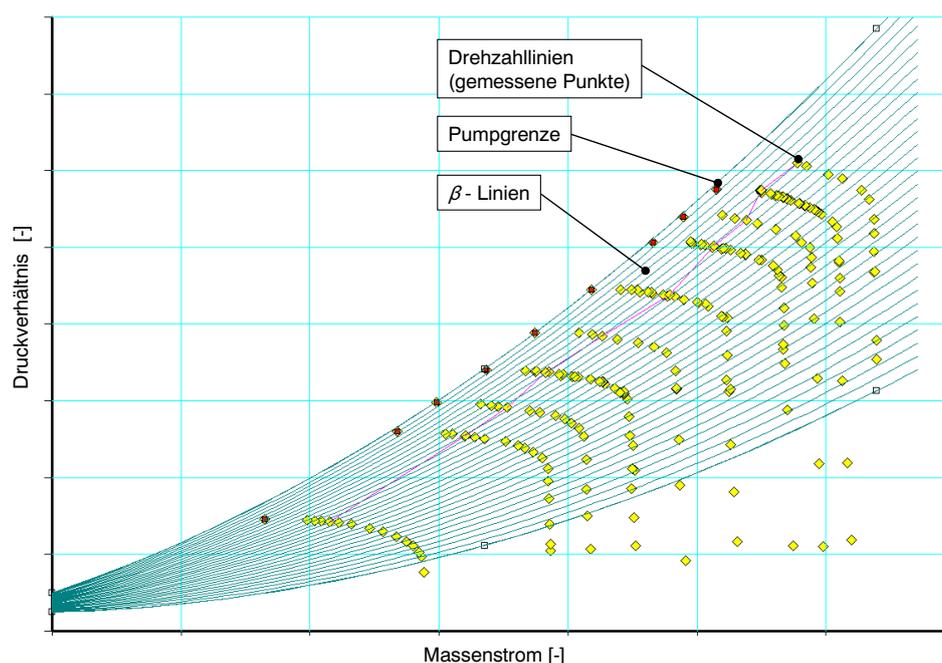


Abb. 4.4: β -Linien im Kennfeld der zu implementierenden Radialverdichterstufe

1.08 bar Eintrittstotaldruck. Die Reynoldszahlkorrelation mittels des RNI (siehe hierzu Kap. 5.4) wurde in *GasTurb* verwendet. Die auf dem Prüfstand gemessene und anschließend ermittelte Korrelation dazu wird innerhalb dieser Studie in Kap. 5.4 vorgestellt. Die lineare Abhängigkeit gilt über den gesamten Betriebsbereich der Radialverdichterstufe. In *GasTurb* wird so nur der Wirkungsgrad korrigiert, Druckverhältnis und Massenstrom unterliegen keiner Reynoldszahlkorrektur, was eine zu vernachlässigende Verschiebung des Betriebspunktes bedeutet.

In **Abb. 4.5** ist ein normierter Ausschnitt des in der Simulation verwendeten Radialverdichterkennfeldes von 90 bis 103 % Drehzahl dargestellt. Weiterhin sind die Betriebslinien für Höhenflug- und Bodenstandfall eingezeichnet. Entsprechend der Fahrlinien im Axialverdichterkennfeld aus **Abb. 4.3** beginnt die Höhenfahrline im Radialverdichterkennfeld bei 101.7 % korrigierter Drehzahl und reicht bis zur 95 %-Drehzahl, bei der das Triebwerk keinen Schub mehr erzeugt. Die Fahrline im Bodenstandfall ist aufgrund geänderter Eintrittsbedingungen und damit Eintrittstemperaturen und Reynoldszahlen verschoben.

Die Fahrlinien des Radialverdichters in **Abb. 4.5** weisen eine Krümmung in Richtung höherer reduzierter Drehzahlen auf, während die Axialverdichterfahrlinien nahezu parallel zur Pumpengrenze verlaufen. Dieses Phänomen wurde in der Literatur schon beschrieben. *Cousins* (1997) beschreibt die Stufenbelastung eines gekoppelten Axial- und

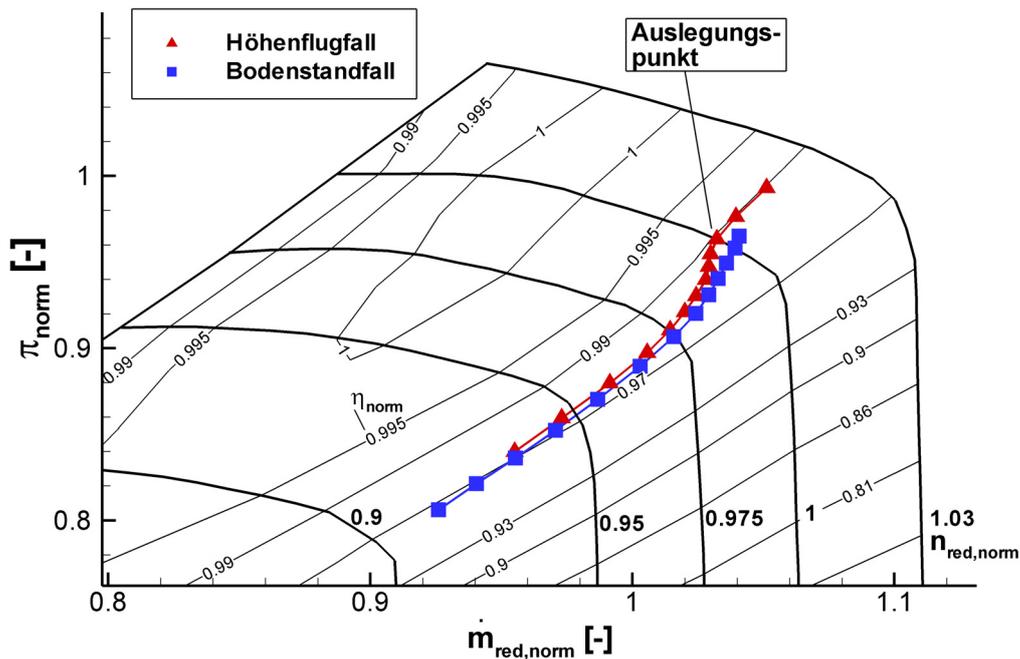


Abb. 4.5: Normiertes Kennfeld der implementierten Radialverdichterstufe mit den Betriebslinien aus Bodenstand- und Höhenflugfall

Radialverdichters bei verschiedenen Drehzahlen. So wird der Radialverdichter bei hohen reduzierten Drehzahlen angedrosselt. Auch beim Axialverdichter werden in diesem Fall die letzten Stufen angedrosselt, während die Frontstufen entdrosselt werden. Bei niedrigen reduzierten Drehzahlen dreht sich der Effekt um und die Frontstufen werden gedrosselt (siehe dazu auch *Jeschke (2010)*).

Bemerkenswert ist in der Höhenflugfahrline in **Abb. 4.5** der Punkt bei 101,7% reduzierter Drehzahl. Der Grund für die Umkehrung der Krümmung liegt in der speziellen Charakteristik des Axialverdichters bei hohen Drehzahlen, wie sie in Kap. 4.1.2.2 beschrieben wurde. Im Axialverdichterkennfeld sinkt der Wirkungsgrad für den berechneten Punkt bei 101,7% reduzierter Drehzahl um 2%-Punkte. Bei weiterhin linearem Anstieg des Druckverhältnisses steigt die Austrittstemperatur und damit die Totaltemperatur $T_{t,28}$ am Eintritt der Radialverdichterstufe. Wegen $\dot{m}_{red} = \dot{m} \cdot \sqrt{T_{t,28}/p_{t,28}}$ erhöht sich Massenstrom, und die Radialverdichterstufe wird entdrosselt. Für die in dieser Studie untersuchten Variationsfälle spielt dieser Bereich jedoch keine Rolle.

4.1.2.4 Implementierung der Parameteruntersuchung

In dieser Studie wurde die Auswirkung der Parameter Impellerschaufelspalt und Zapfluft auf das Betriebsverhalten des Gesamttriebwerks untersucht. In Kap. 5.2.1 werden da-

zu die in dieser Studie gemessenen Ergebnisse vorgestellt. Folgende Randbedingungen wurden bei der Parametervariation in *GasTurb* definiert:

1. Die reduzierte Drehzahl des Radialverdichters im Triebwerk wurde auf 100 % konstant gehalten.
2. Die Brennkammeraustrittstemperatur wurde mit 1640 K konstant gehalten.

Rotorspalt [mm]	$\Delta\dot{m}$ Hochdruckradialverdichter [%]	$\Delta\eta$ Hochdruckradialverdichter [%]
0.25 (nominal)	0.00	0.00
0.375	-0.12	-0.22
0.50	-0.32	-0.41
0.65	-0.60	-0.70

Tab. 4.3: Einstellungen des sekundären Luftsystems und Werte der *capacity modifiers* $\Delta\dot{m}$ und *efficiency modifiers* $\Delta\eta$ der radialen Verdichterstufe in *GasTurb* bei verschiedenen Rotorspalten

Es wurde im Rahmen der *GasTurb* Parameteruntersuchung vereinfachend angenommen, dass sich die Form des Radialverdichterkennfeldes bei Änderung des Schaufel­spalts oder der Zapflucht nicht verändert. Es findet lediglich eine Verschiebung der reduzierten Drehzahl­linien statt. Die Verschiebung des Radialverdichterkennfeldes zu entsprechenden Massen­strömen und Wirkungs­graden ist in *GasTurb* mit den sogenannten *modifiers* möglich. Der *capacity modifier* ist ein Vorfaktor für den Massenstrom und verschiebt das Radialverdichterkennfeld entlang einer β -Linie zu kleineren oder größeren Massen­strömen mit den entsprechenden Druck­verhältnissen. Der *efficiency modifier* ermöglicht die Anpassung des Wirkungs­grades.

Als Nominalbetriebspunkt wurde der Radialverdichterbetriebspunkt auf der 100 % Drehzahl­linie gewählt. In **Tab. 4.3** sind die Werte der *modifier* zur Rotorspaltvariation gegeben. Diese sind so berechnet, dass der Radialverdichterbetriebspunkt entsprechend der experimentellen Ergebnisse in Kap. 5.2.1 verschoben wird. So bedeutet die Vergrößerung des Impellerschau­fel­spalts von 0.25 auf 0.65 mm eine Verschiebung zu 0.6 % kleinerem reduzierten Massenstrom und 0.7 % geringerem isentropen Wirkungs­grad.

Bei der Zapfluchtvariation wurden die vordere (*FBL*) und hintere (*ABL*) Abzapfstelle berücksichtigt. Die Verschiebung des Radialverdichterkennfeldes wird analog zur Impellerschau­fel­spaltvariation nach den experimentellen Ergebnissen aus Kap. 5.2.1 vorgenommen. Die eingestellten Werte der *modifier* sind **Tab. 4.4** zu entnehmen. Beim

Zapfluft Einstellung	Kühlluft Hochdruckturbinen- Stator [%]	Leckage Hochdruckradial- verdichter [%]	$\Delta\dot{m}$ Hochdruckradial- verdichter [%]	$\Delta\eta$ Hoch- druckradial- verdichter [%]
2.64 % <i>FBL</i> 0.00 % <i>ABL</i>	6.00	0.00	-0.15	-0.15
2.64 % <i>FBL</i> 0.48 % <i>ABL</i>	6.00	0.48	0.00	0.00
2.64 % <i>FBL</i> 1.02 % <i>ABL</i>	6.00	1.02	0.15	0.15
2.64 % <i>FBL</i> 1.36 % <i>ABL</i>	6.00	1.36	0.50	0.45
0.00 % <i>FBL</i> 0.48 % <i>ABL</i>	3.36	0.48	-0.35	-0.35
1.47 % <i>FBL</i> 0.48 % <i>ABL</i>	4.53	0.48	0.00	-0.05
2.64 % <i>FBL</i> 0.48 % <i>ABL</i>	6.00	0.48	0.00	0.00

Tab. 4.4: Einstellungen des sekundären Luftsystems und Werte der *capacity modifiers* $\Delta\dot{m}$ und *efficiency modifiers* $\Delta\eta$ der radialen Verdichterstufe in *GasTurb* für *aft bleed* und *fore bleed* Variation

Nominalbetriebspunkt werden 2.64 % *FBL* und 0.48 % *ABL* entnommen. Diese Werte wurden Kühl- bzw. Leckagemassenströmen im Triebwerksmodell zugeordnet. So wird *FBL* als Teil der Kühlluft des Hochdruckturbinenstators angenommen. *ABL* wird dem Leckagestrom vom Hochdruckradialverdichter zum Austritt der Niederdruckturbinen zugeordnet.

4.2 Modellierung zur Untersuchung des Umlenkanals

Die untersuchte Radialverdichterstufe weist nach Kap. 3.2 eine Kanalkrümmung zwischen Diffusor und Deswirler auf. Der Einfluss des Umlenkwinkels des Kanals von radialer in axiale Richtung wurde mit numerischen 3D-Simulationen untersucht. Dazu wurde ein parametrisiertes Modell des Kanals aufgebaut. Die Konfiguration entspricht dem gekürzten Diffusor aus Kap. 3.2.2. Das Ziel der Untersuchung ist die quantitative Einschätzung der unterschiedlichen Kanalkrümmungen und Austrittswinkel zwischen gekürzter Diffusor und Tandem Deswirler Konfiguration.

Abb. 4.6 zeigt den Kanalquerschnitt mit der Parametrisierung im CAD-Programm *Solid Works 2010*. Die geometrischen Abmessungen entsprechen denen der untersuchten Radialverdichterstufe. Drei Abmessungen wurden variabel erstellt: Erstens die Länge des radialen Diffusors. Dieser Diffusorteil ist schaufellos und schließt direkt an den Kürzungsradius des beschauften Diffusors bei 245 mm an. Zweitens wurde der Radius der Kanalkrümmung variiert. Der Radius wurde über den Krümmungsverlauf konstant ge-

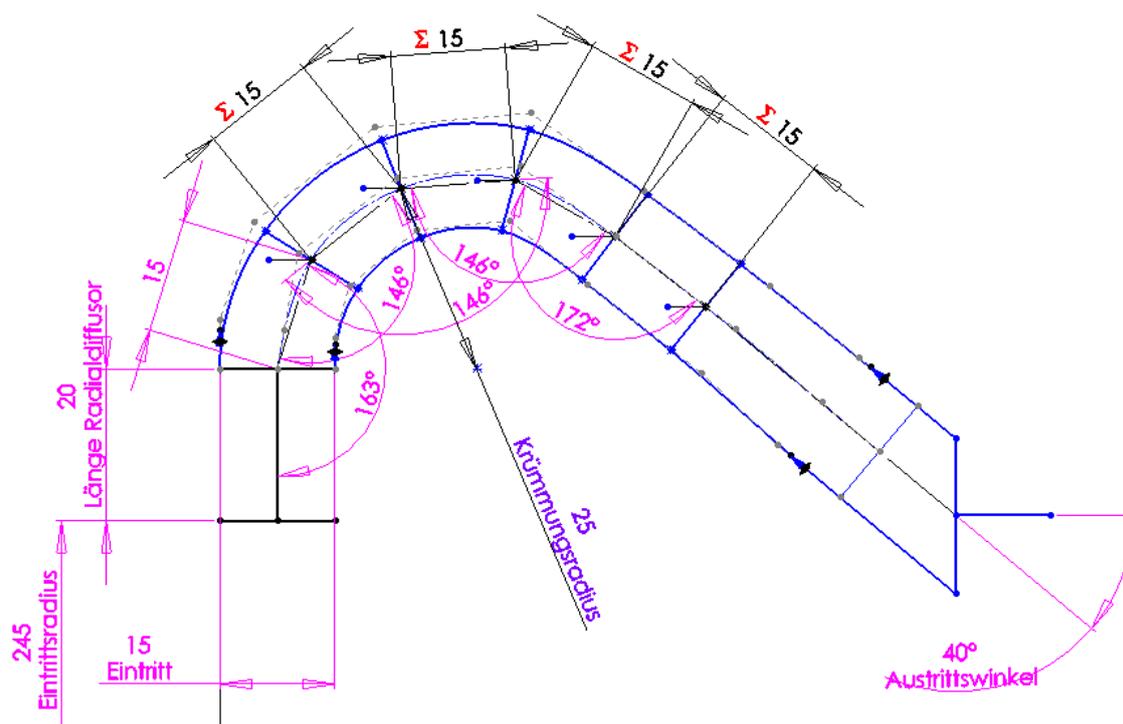


Abb. 4.6: Parametrisierung des Umlenkkanals in CAD

halten. Für weitergehende Untersuchungen wurde das Modell in Segmente aufgeteilt, die auch einen variablen Krümmungsverlauf erlauben. Der dritte Parameter ist der Winkel zur Horizontalen am Austritt des Kanals. Das untersuchte Intervall der Parameter orientierte sich an den in dieser Studie untersuchten Geometrieconfigurationen (siehe dazu Kap. 3.2).

Alle drei Parameter wurden von der gekürzten Diffusor- zur Tandem Deswirlerkonfiguration geändert. Die Länge des radialen schaufellosen Diffusorteils wurde um 10 mm gekürzt, was einer Verringerung von 30% entspricht. Der Krümmungsradius wurde verdoppelt. Dabei muss beachtet werden, dass der Krümmungsradius bei der gekürzten Diffusorkonfiguration nicht konstant war. Diese Untersuchung stellt demzufolge eine Annäherung dar. Schließlich wurde der Kanalaustrittswinkel von 22° auf 47° erhöht.

Die Strömung durch den Kanal wurde mit dem Programm *Ansys CFX 11.0* simuliert. *Ansys CFX* ist ein 3D-Strömungslöser, der Grenzschicht- und Turbulenzmodellierung beinhaltet. Die Einstellungen wurden nach *Casey und Wintergerste (2000)* und *Ansys (2006)* vorgenommen.

Die Vernetzung des Rechengebiets wurde mit *Ansys ICEM CFD* durchgeführt. Das Hexaedernetz hatte 600000 Zellen. Der minimale Netzwinkel war in allen Konfigurationen $> 30^\circ$. Die Kanalhöhe wurde mit 51 Netzpunkten aufgelöst. Der dimensionslose Wandab-

stand y^+ war im relevanten Bereich stets < 5 , in Bereichen sehr dünner Grenzschichten am Eintritt < 10 .

Die Randbedingungen wurden möglichst nah an den Anwendungsbereich gesetzt. Das Rechennetz umfasste in Umfangsrichtung eine Diffusorteilung von 12° . Es wurde ein periodisches Interface mit 1 : 1-Konnektivität verwendet. Für die Eintrittsrandbedingungen wurden die Dreilochsondenmessungen in der Ebene der Diffusorkürzung verwendet (siehe **Abb. 6.8**). Es wurden 3D-Strömungsvektoren mit Geschwindigkeit und Winkel gesetzt. Als Totaltemperatur wurde der gemessene Wert von den Rechen am Austritt der Radialverdichterstufe genutzt. Am Austritt wurde der statische Druck gesetzt, wie er im Prüfstand im Auslegungspunkt gemessen wurde. Es wurde das SST-Turbulenzmodell nach *Menter et al.* (2003) verwendet. Das SST-Modell verbindet die guten Erfahrungen des $k-\omega$ -Modells in Wandnähe und des $k-\epsilon$ -Modells in der freien Strömung. Die Simulationen mittels *Ansys CFX* wurden anhand des stationären Gleichungssystems durchgeführt. Die maximalen Residuen unterschritten nach 150 Zeitschritten den Wert von 10^{-5} , was nach *Casey und Wintergerste* (2000) Konvergenz bedeutet.

Die Ergebnisse dieser numerischen Untersuchung werden im Rahmen der Analyse zum Tandem Deswirler gezeigt. Kap. 2.3.1 befasst sich mit dem Einfluss der Kanalgeometrie auf die integralen Größen der Radialverdichterstufe.

Weitere CFD Untersuchungen zu den Geometrieconfigurationen

An dieser Stelle sei darauf hingewiesen, dass umfangreiche numerische Untersuchungen zu den Geometrieconfigurationen der Radialverdichterstufe durchgeführt wurden, die jedoch in der vorliegenden Arbeit nicht gezeigt werden. Zur Vollständigkeit seien sie hier jedoch erwähnt. Im Rahmen des Auslegungsprozesses des Tandem Deswirlers wurde in *Ansys CFX 11.0* ein Modell des Deswirlers aufgebaut. Dieses Modell wurde mit den Daten der nominalen und gekürzten Diffusorkonfiguration validiert. Nach dem *Best Practise Guide* von *Casey und Wintergerste* (2000) wurde eine Netzstudie, eine Variation des Turbulenzmodells und eine Studie zum Einfluss der Randbedingungen und des stationären Ansatzes durchgeführt.

Es wurde ein parametrisierter numerischer Kreisablauf in dem Optimierungsprogramm *Simulia ISIGHT 3.1* aufgebaut. Dieser Kreis beinhaltete alle Auslegungsstufen angefangen mit der 1D-Auslegung bis hin zur parametrisierten Eingabe der Geometriedaten und Randbedingungen über die Netzgenerierung und CFD-Modellerstellung bis zur Auswertung der Rechenergebnisse. Zur Variation der Geometrie des Umlenkkanals wurde das Modell aus **Abb. 4.6** verwendet. Ein analoges Modell für die Schaufelgeometrie wurde

in *Ansys BladeGen* aufgebaut. Die Netzgenerierung wurde mit *Ansys Turbogrid* durchgeführt. Das erstellte CFD-Modell wurde automatisch auf den Cluster der RWTH Aachen hochgeladen und gestartet. Die Auswertung der Rechenergebnisse wurde automatisiert erstellt und abgelegt.

Mit Hilfe dieses Modells wurden Parametervariationen mit einreihigen und zweireihigen Deswirler Geometrien durchgeführt. Die in Kap. 4.2 erwähnten Variationen der meridionalen Kanalgeometrie wurden ebenfalls mit Schaufelreihen berechnet. Weiterhin wurden die Schaufelreihen selbst mit einem Naben- und einem Gehäuseprofil mit linearer Verbindung parametrisiert. Zur Variation der Profile gehörten die Position, die Sehnenlänge, Eintritts- und Austrittswinkel, Winkel- und Dickenverteilungen und die Vorderkanten-geometrie. Weiterhin wurden die Schaufel- und Vorderkantenneigung untersucht.

Das CFD-Modell der gesamten Radialverdichterstufe wurde erstmals von *Grates* (2009) aufgebaut. *Grates* benutzte den Strömungslöser *Panta Rhei* zur Untersuchung der nominalen Radialverdichtergeometrie. Er führte eine Analyse der instationären Simulationsergebnisse durch.

CFD-Modelle für die Radialverdichterstufe mit gekürztem Diffusor und Tandem Deswirler wurden von *Schwarz* und *Wilcosz* erstellt, die den Strömungslöser *TRACE* nutzten. Validierungsergebnisse sind dazu zur nominalen Diffusorgeometrie in *Kunte et al.* (2013) zu finden. Publikationen von *Schwarz* und *Wilcosz* zu den weiteren Geometriekonfigurationen werden folgen.

5 Analyse der nominalen Diffusorkonfiguration

5.1 Nominales Kennfeld und untersuchte Betriebspunkte

Das nominale Kennfeld der untersuchten Radialverdichterstufe stellt die Basis für alle Vergleiche dar, die in der vorliegenden Studie durchgeführt wurden. Nominal bedeutet die Ausgangsgeometrie aus Kap. 3.2.1 mit ungekürztem Pipe-Diffusor und prismatischen Deswirler-Schaufeln. Weiterhin werden nach Kap. 3.1.2 die Parameter Impellerschaufelspalt auf 0.25 mm , Abzapfmassenströme *FBL* auf 2.64% und *ABL* auf 0.5% und die Impeller-Diffusor Ausrichtung auf $+0.6\text{ mm}$ definiert.

Abb. 5.1 zeigt das gemessene normierte Kennfeld der untersuchten Radialverdichterstufe. Es sind 7 reduzierte Drehzahllinien von 50% bis 100% dargestellt. Weiterhin ist die Pumpgrenze angegeben. Die Drehzahllinien reichen nicht bis zur Pumpgrenze, weil deren Messpunkte nach Kap. 3.1.1 aus Sicherheitsgründen bei einem erhöhten Schaufelspalt von 0.4 mm gemessen wurden. Die Konturlinien des normierten isentropen Wirkungsgrades reichen entsprechend auch nicht bis zur Pumpgrenze, weil der erhöhte Impellerschaufelspalt zusätzliche Verluste verursacht. Somit wäre der Wirkungsgrad nicht vergleichbar. Allerdings ist die Lage der Pumpgrenze repräsentativ für die Radialverdichterstufe. Der Einfluss des Impellerschaufelspalts auf die Pumpgrenze wird in Kap. 5.2.1 dargelegt.

Bei der Form der Drehzahlkurven fallen zwei Aspekte auf: Zum einen die fast vertikale Charakteristik in Richtung der Sperrgrenze und zweitens die annähernd konstante flache Neigung der Drehzahlkurven in Richtung der Pumpgrenze. Dies sind zwei typische Eigenschaften für die Kennfeldform von Radialverdichtern mit beschaukeltem Diffusor. Im Vergleich dazu weisen im Allgemeinen Radialverdichter mit schaufellosem Diffusor ein breiteres flaches Kennfeld mit nicht ausgeprägter Schluckgrenze auf, während Axialverdichter ein steileres Kennfeldverhalten mit kleinerem Betriebsbereich zeigen. Ver-

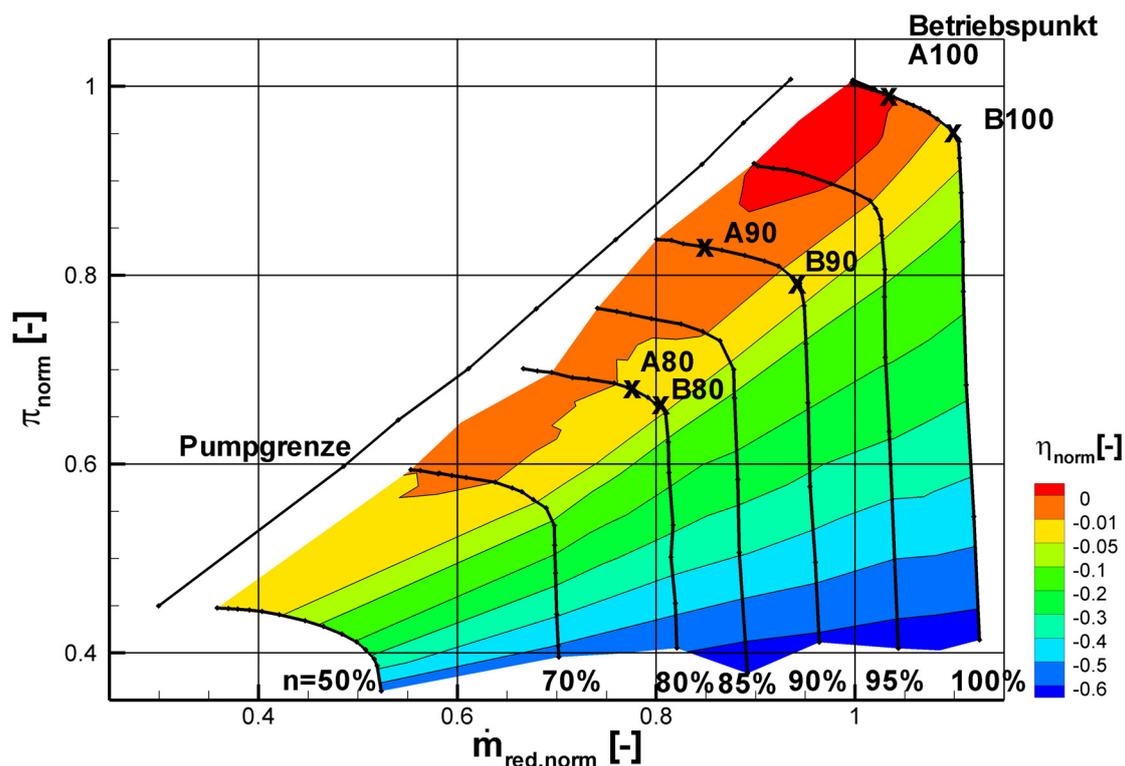


Abb. 5.1: Gemessenes normiertes Kennfeld der untersuchten Radialverdichterstufe unter Nominalbedingungen mit den untersuchten Betriebspunkten

gleichbare Kennfeldformen finden sich in der Radialverdichteruntersuchung nach *Ziegler* (2003) und allgemeiner *Japikse* (2000).

Der in der vorliegenden Studie untersuchte beschauelte Diffusor in der Radialverdichterstufe beeinflusst die beiden Betriebsbereichsgrenzen Pump- und Sperrgrenze. So ist der maximale Sperrgrenzmassenstrom durch den Diffusorhals definiert. An der Sperrgrenze tritt im engsten Querschnitt, im Folgenden englisch *Throat* bezeichnet, $M = 1$ auf. Bei Androsselung Richtung Pumpgrenze werden die Instabilitäten im Zwischenbereich von Impeller und Diffusor immer stärker. Der erhöhte Druckaufbau belastet die Grenzschichtentwicklung (vergleiche hierzu die Untersuchungen von *Kenny* (1972); *Rodgers* (1982); *Stein und Rautenberg* (1988) sowie *Ziegler* (2003)). Zusätzlich wird die Anströmung zu den Diffusorschaukeln immer flacher, bis hin zu positiver Inzidenz. Bei weiterem Androsseln des Radialverdichters führen diese aerodynamischen Belastungen der Diffusorströmung im Halsbereich zum Strömungsabriss und damit zum Pumpen.

Im Rahmen der vorliegenden Studie wurden 6 Betriebspunkte untersucht, die in **Abb. 5.1** eingetragen sind. Es wurden jeweils zwei Betriebspunkte auf den Drehzahlstufen 80, 90 und 100 % definiert. Der Betriebspunkt *A100* befindet sich in der Nähe des höchsten Wirkungsgrades bei 100 % reduzierter Drehzahl. Wenn nicht anders angege-

ben, werden in der vorliegenden Studie alle Detailuntersuchungen bei $A100$ dargestellt. Die Messdaten zu den anderen Betriebspunkten sind in den Datensätzen hinterlegt.

5.2 Kennfelder zur Parametervariation

5.2.1 Impeller Schaufelspaltvariation

Der in der vorliegenden Studie verwendete Impeller ist ohne Deckband ausgelegt. Der dadurch entstehende Schaufelspalt zwischen Schaufelspitze und Gehäuse hat einen Einfluss auf das Betriebsverhalten der Radialverdichterstufe. Dieser Zusammenhang wurde in der vorliegenden Studie experimentell gemessen und daraus ein empirischer Zusammenhang erstellt. Die Vorgehensweise im Prüfstand ist in Kap. 3.1.2 beschrieben.

In **Abb. 5.2** sind die 100 %-Drehzahllinien bei axialen Impellerschaukelspalten von 0.25 bis 0.65 mm dargestellt. Sowohl das Druckverhältnis auf der linken Seite als auch der Wirkungsgrad auf der rechten Seite verschieben sich bei erhöhtem Spalt zu kleineren Werten. Die Form und die Krümmung der Drehzahllinien bleibt jedoch identisch. Der Sperrgrenzmassenstrom reduziert sich um -1% bei einer Vergrößerung des Spaltes um 160 % von 0.25 auf 0.65 mm. Das Druckverhältnis π_{norm} sinkt im Auslegungspunkt bei konstantem normierten Massenstrom von 1 um -1.14% . Weiterhin sinkt der isentrope Wirkungsgrad um 0.9 %-Punkte.

Die Messpunkte in den Kennfeldern aus **Abb. 5.2** wandern jeweils bei Vergrößerung des Spaltes entlang einer Drosselkurve auf die entsprechende Drehzahllinie. Die Ursache liegt darin, dass die Messungen mit konstanter Drosseleinstellung vorgenommen wurden. Letzteres war möglich, weil die Magnetlagerung nach Kap. 3.1.2 die axiale Verschiebung des Impellers und damit die Variation dessen Schaufelspaltes im laufenden Betrieb zulässt. Durch diese Maßnahme wurde zusätzlich die Messunsicherheit reduziert. Nach Kap. 3.3.2 wurde die relative Messunsicherheit für den Wirkungsgrad zu $\pm 0.2\%$ errechnet. Dies liegt bereits im Bereich der in dieser Messreihe gemessenen $\Delta\eta$ -Werte. Weitere Unsicherheiten durch verschiedene Betriebspunkte, äußere Randbedingungen und Einstellungen konnten so vermieden werden.

Der Grund für die niedrigeren Wirkungsgradkennlinien bei größerem Impellerschaukelspalt liegt in den höheren Strömungsverlusten. In der Literatur wurden Modelle zum Schaufelspaltverlust entwickelt. *Brasz* (1988) geht von einem Totaldruckverlust der Strömung durch den Schaufelspalt von der Druck- zur Saugseite aus. Die Strömung unterliegt im Schaufelspalt einer plötzlichen Kontraktion und anschließenden Expansion auf die

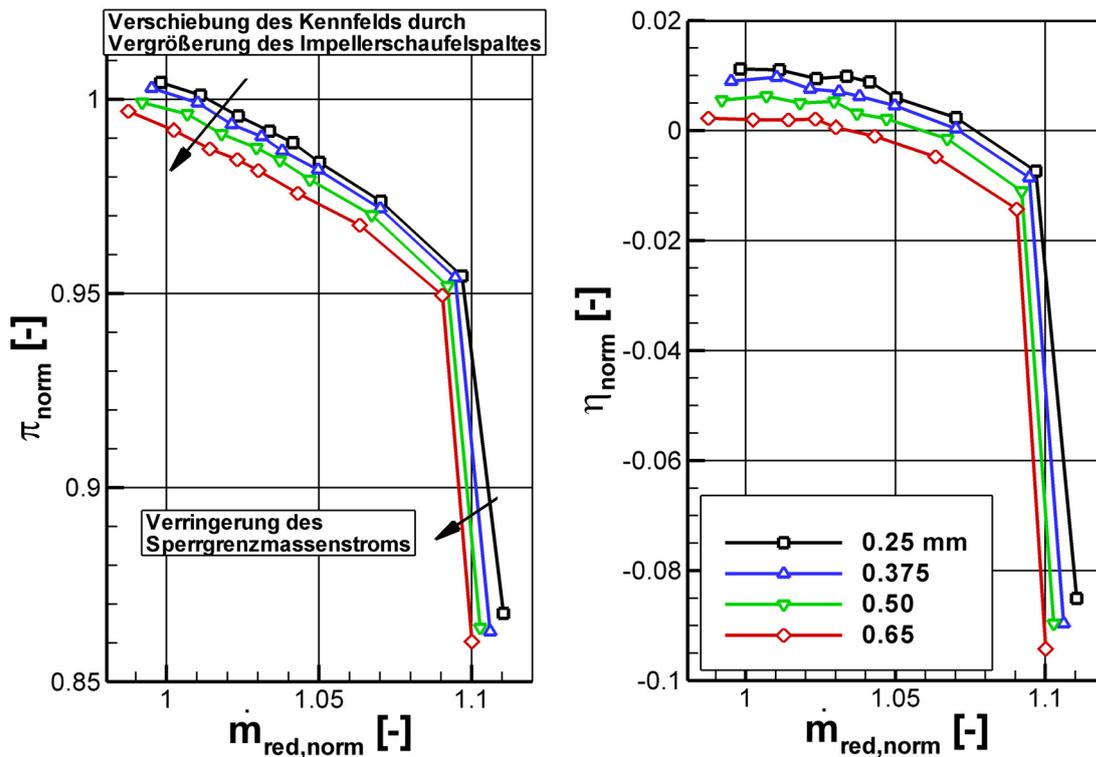


Abb. 5.2: Normierte 100 %-Drehzahllinien des Radialverdichters bei Impellerschaufel­spalten von 0.25 bis 0.65 mm (links Druckverhältnis, rechts Wirkungsgrad)

Saugseite. Die Größe des Totaldruckverlustes ist vom Schaufel­spalt und der Schaufel­be­lastung abhängig.

Senoo und Ishida (1987) geben neben dem oben genannten einen weiteren Mechanismus eines Totaldruckverlustes an: Die Schaufel­spalt­strömung interagiert mit der restlichen Impeller­strömung. Nach der Theorie der Sekundär­strömungs­entwicklung im Impeller (siehe Kap. 2.1.2) vermischt sich die Schaufel­spalt­strömung mit den anderen sekundären Strömungs­effekten zum *Wake*-Gebiet. Die Vermischung und Beeinflussung induziert den zweiten Totaldruckverlustanteil. Weiterhin hat die Schaufel­spalt­strömung Auswirkung auf den Slip-Faktor und damit den Impelleraustrittswinkel der Strömung. Folglich beeinflusst der Spalt die Diffusor-Impeller Interaktion und schließlich das Verhalten der ganzen Verdichter­stufe.

Der Sperrgrenz­massen­strom durch die Radialverdichter­stufe sinkt bei Erhöhung des Impellerschau­fel­spaltes. Der Massen­strom durch den Diffusor wird durch den Querschnitt der Throat bestimmt, in dem in diesem Betriebsbereich $M = 1$ herrscht. Der Diffusor sperrt für alle Impellerschau­fel­spalte gleichermaßen. Der reduzierte Massen­strom

$\dot{m}_{red} = \dot{m}_{pt}/\sqrt{T_t}$, reduziert mit den Größen am Diffusoreintritt, bleibt dabei gleich. Weil sich jedoch der Totaldruck am Diffusoreintritt bei größerem Impellerspalt wegen der größeren Verluste stärker als die Totaltemperatur verringert, sinkt der absolute Massenstrom durch die Radialverdichterstufe. Folglich verringert sich auch der reduzierte Massenstrom im Kennfeld, in dem der Massenstrom mit den sich nicht ändernden Eintrittsbedingungen gebildet wird.

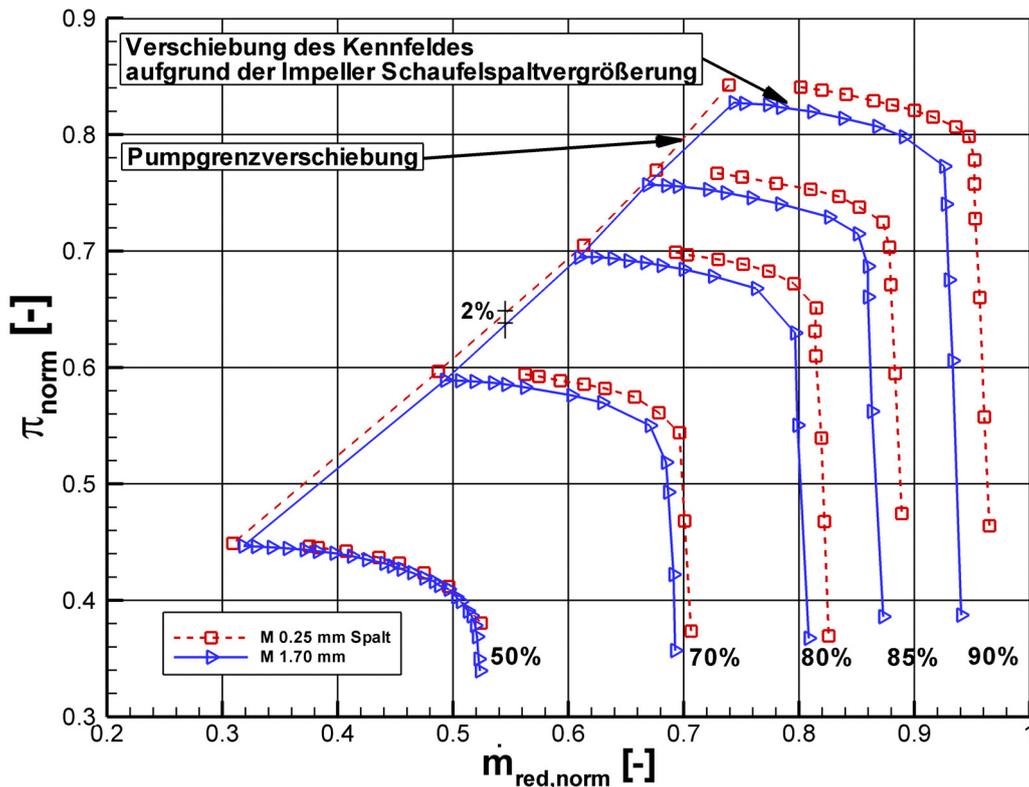


Abb. 5.3: Normiertes Radialverdichterkennfeld bei 1.7 mm Impellerschaufelspalt im Vergleich zur Nominalkonfiguration

Zur Untersuchung der Abhängigkeit der Pumpgrenze vom Impellerschaufelspalt wurde ein Kennfeld mit einem Impelleraxialspalt von 1.7 mm gemessen. **Abb. 5.3** zeigt den Vergleich der Radialverdichterkennfelder von 1.7 mm zu nominellem Impellerschaufelspalt. Es sind die Drehzahlkurven von 50 bis 90 % als auch die gemessene Pumpgrenze dargestellt. Auch hier verringern sich Druckverhältnis und Sperrgrenzmassenstrom entsprechend dem versechsfachten Spalt um 2.6 % bei hohen Drehzahlen.

Die Pumpgrenze verschiebt sich bei den Drehzahlen von 80 und 85 % nicht signifikant. Zu kleineren Drehzahlen und bei 90 % jedoch ergibt sich eine verringerte Pumpgrenze von 2 % (berechnet nach $\Delta\pi_{stall} = \pi_{1.7\text{mm}}/\pi_{nom} - 1$). Ein Ansatz für die Erklärung der Verschiebung der Pumpgrenze ist die erhöhte Inhomogenität der Strömung am Diffusor-

eintritt, hervorgerufen durch den höheren Anteil von Spaltströmung. Die ungleichmäßigen Deltas können an dieser Stelle jedoch nur beobachtet werden. Die Verschiebung ist allerdings relativ klein angesichts von Pumpgrenzabständen in Triebwerken von mindestens 20%. Dennoch muss der Einfluss des Impelleraxialspalts auf die Pumpgrenze bei der Triebwerksauslegung beachtet werden.

5.2.2 Zapfluftvariation

In der vorliegenden Studie wurde der Einfluss von zwei Zapfluftmassenströmen auf das Betriebsverhalten der Radialverdichterstufe untersucht. Zwischen Impeller und Diffusor wurde nach vorne (*FBL*) und hinten (*ABL*) abgesaugt (siehe Kap. 3.1.2). Ausgehend vom Nominalbetriebspunkt (*FBL*=2.64% und *ABL*=0.5%) wurde *FBL* von 0 bis 2.64% und *ABL* von 0 bis 1.4% variiert.

Bei der Definition des isentropen Wirkungsgrades nach Gl. (3.7) wurde vereinfachend angenommen, dass der Massenstrom über die Stufe konstant ist. Weil der Diffusormassenstrom bei der vorliegenden Radialverdichterstufe jedoch um den abgesaugten Zapfmassenstrom kleiner ist, stellt sich beim Vergleich von verschiedenen Zapfluftkonfigurationen die Frage nach deren richtigen Bilanzierung. In diesem Kapitel werden die zwei entgegengesetzten Möglichkeiten verwendet: Einerseits wird der isentrope Wirkungsgrad mit angenommenem konstantem Massenstrom nach Gl. (3.7) berechnet. In der zweiten Auswertung werden die Zapfmassenströme bei der Wirkungsgradberechnung als Verluste definiert. Auf der Nutzenseite wird nur der Massenstrom am Austritt des Diffusors betrachtet, welcher sich aus dem Eintrittsmassenstrom in den Impeller nach Abzug der Zapfmassenströme berechnet:

$$\dot{m}_{Diffusor} = \dot{m}_{Impeller} \cdot (1 - FBL - ABL) \quad (5.1)$$

Der Impeller muss jedoch den gesamten Eintrittsmassenstrom verdichten, so dass letzterer beim Aufwand zu betrachten ist. Folglich ist bei dieser Betrachtung der isentrope Wirkungsgrad mit dem Faktor $\dot{m}_{Diffusor}/\dot{m}_{Impeller}$ zu korrigieren, was zu folgender Definition führt:

$$\eta_{t,s,korr} = \frac{T_{t,25} \left(\left(\frac{p_{t,31}}{p_{t,25}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right)}{T_{t,31} - T_{t,25}} \cdot (1 - FBL - ABL) \quad (5.2)$$

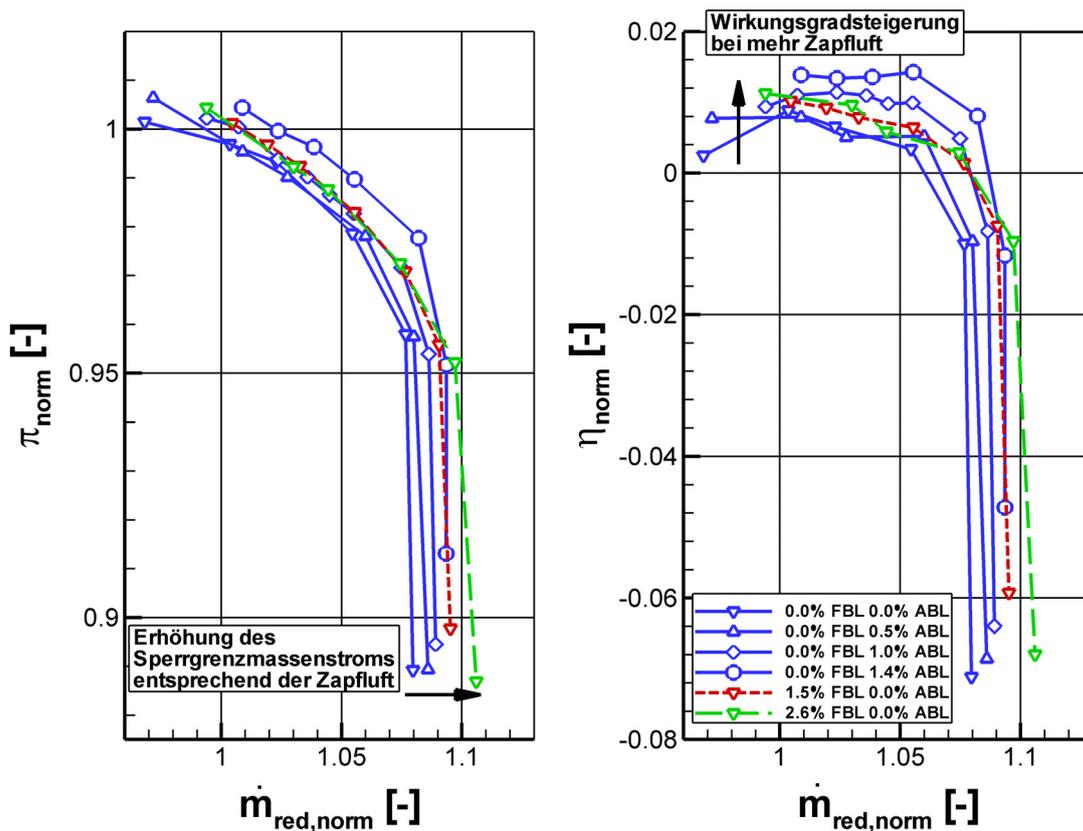


Abb. 5.4: Normierte 100 %-Drehzahllinien des Radialverdichters bei Zapfluentnahme (FBL 0 – 2.6 %, ABL 0 – 1.4 %) (links Druckverhältnis, rechts Wirkungsgrad über Impeller Massenstrom)

Es sei an dieser Stelle darauf hingewiesen, dass unter anderem aus dem Grund der schwierigen Bilanzierung das Triebwerksmodell aus Kap. 4.1.1 aufgebaut wurde. In diesem werden die Abzapfmassenströme im Triebwerk als Kühl- und Leckageluft thermodynamisch realitätsgetreuer simuliert. Dennoch können die beiden vorgestellten Auswertemethoden als Randwerte des Intervalls angesehen werden, in dem sich das Betriebsverhalten der Radialverdichterstufe im Triebwerk bewegt.

In **Abb. 5.4** sind die normierten 100 %-Drehzahllinien von Druckverhältnis und Wirkungsgrad (nach Gl. (3.7)) über dem Massenstrom durch den Impeller aufgetragen. Es wurde beobachtet, dass sich der Sperrgrenzmassenstrom durch den Impeller entsprechend der eingestellten Abzapfmenge erhöht, weil die Sperrgrenze durch den stromab liegenden engsten Querschnitt des Diffusors, der Throat, bestimmt wird. Die Drehzahllinien werden entsprechend verschoben. Die Form und Neigung aller Drehzahllinien ist ähnlich und weicht nur in einzelnen Messpunkten Richtung Pumpgrenze voneinander ab. Es konnte keine kausale Korrelation für die relative Kennfeldform vom Zapfluftan-

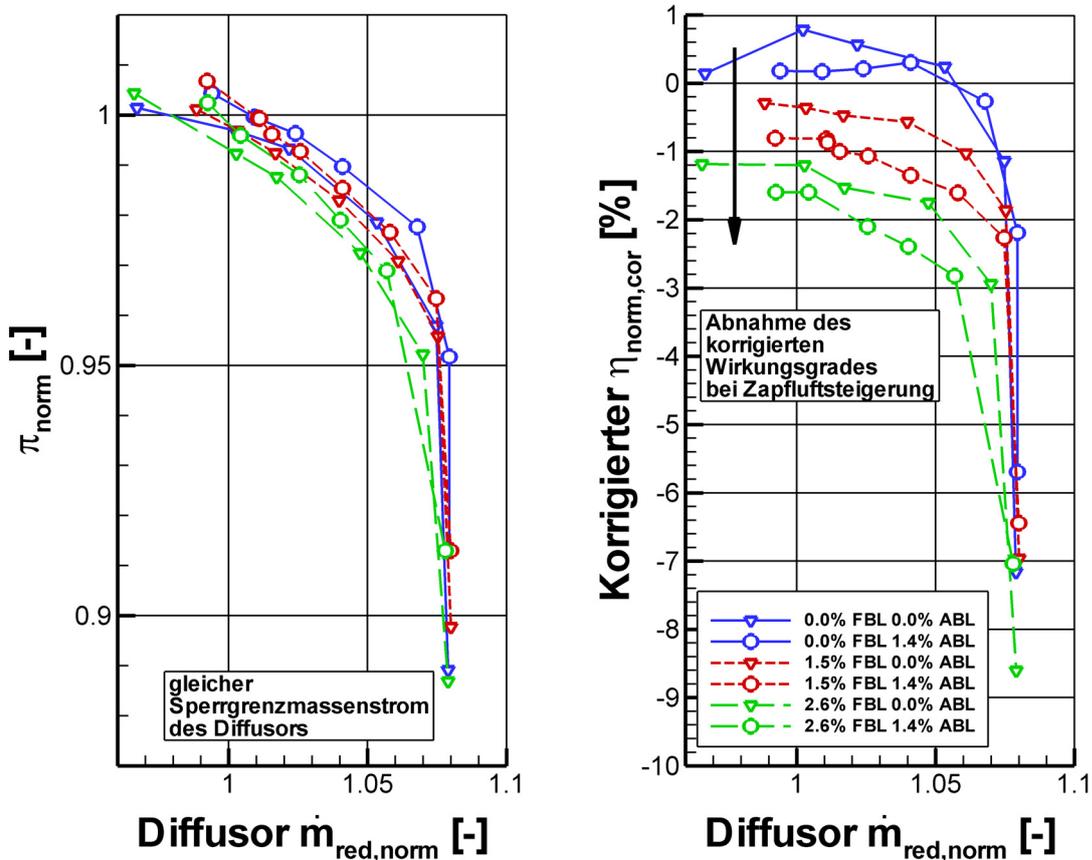


Abb. 5.5: Normierte 100 %-Drehzahllinien des Radialverdichters bei Zapfluentnahme (FBL 0 – 2.6 %, ABL 0 – 1.4 %) (links Druckverhältnis, rechts korrigierter Wirkungsgrad über Diffusor Massenstrom)

teil gefunden werden.

Mehr Abzapfung FBL und ABL hat bei einem normierten Impellermassenstrom von 1.05 nach **Abb. 5.4** einen höheren Wirkungsgrad $\eta_{t,s}$ zur Folge. Eine Vergrößerung von ABL von 0 % auf 1.4 % bedingt eine Wirkungsgraderhöhung von $\Delta\eta_{t,s} = +1\%$. Demgegenüber steht eine Wirkungsgraderhöhung $\Delta\eta_{t,s} = +0.3\%$ bei einer Vergrößerung von FBL von 0 % auf 1.5 %. Folglich ist der positive Effekt der Wirkungsgraderhöhung bei ABL dreimal so hoch wie bei FBL . Ferner hat die weitere Erhöhung des FBL auf 2.6 % keinen Einfluss, da die Drehzahllinien für Druckverhältnis und Wirkungsgrad im Rahmen der Messunsicherheiten und außerhalb des Sperrgrenzbereichs aufeinander liegen.

In **Abb. 5.5** sind die normierten 100 %-Drehzahllinien zur Zapfluftuntersuchung mit Druckverhältnis und dem korrigierten isentropen Wirkungsgrad aus Gl. (5.2) über dem Diffusormassenstrom (Gl. (5.1)) dargestellt. Im Rahmen der Messunsicherheiten nach **Tab. 3.3** lassen sich folgende Aussagen treffen: Der Massenstrom durch den Diffusor

an der Sperrgrenze ist bei allen Zapflufteinstellungen konstant. Die unterschiedlichen Anströmbedingungen durch das Absaugen genau vor dem Diffusorhals haben keinen Einfluss. Dies deutet darauf hin, dass der Impeller immer im selben Betriebspunkt arbeitet und an dessen Austritt im Rahmen der Messunsicherheit gleiche Totaldruckniveaus liefert. Auch die Änderung der Blockage im Diffusorhals durch etwaige Grenzschichtabsaugung wirkt sich nicht auf den Durchsatz aus.

Die positiven Effekte, die aus **Abb. 5.4** hervorgehen, sind in **Abb. 5.5** aufgehoben oder drehen sich um. So sinkt der Wirkungsgrad $\eta_{t,s,korr}$, sobald Zapfluft abgesaugt wird. Bei einem normierten Diffusormassenstrom von 1 hat ein $FBL=1.5\%$ mit einem $\Delta\eta_{t,s,korr}$ von -1.1% einen doppelt so großen Wirkungsgradverlust zur Folge als ein $ABL=1.4\%$ mit einem $\Delta\eta_{t,s,korr}$ von -0.5% . Dabei ist das $\Delta\eta_{t,s,korr}$ hervorgerufen durch die Erhöhung von ABL für alle drei Abzapfmassenströme FBL in erster Näherung gleich. Die Wirkungsgradlinien verschieben sich im Bereich von Diffusormassenströmen von 1 bis 1.05 identisch, nur im Knick zur Sperrgrenze treten Abweichungen auf. Diese Beobachtung lässt den Schluss zu, dass FBL und ABL in erster Näherung unabhängige Parameter sind und superponiert werden können. Dieses Ergebnis führt zur thermodynamischen Betrachtung der Zapfluft im Gesamtsystem Triebwerk, welche in Kap. 5.5.1 aufgezeigt wird.

5.2.3 Ermittlung der Korrelationen

Der Einfluss des Schaufelpaltes auf den Wirkungsgrad im Allgemeinen und auch spezieller der des Impellerschaufelpalt in Radialverdichtern ist in der Literatur beschrieben. Deshalb wurde in der vorliegenden Studie der entsprechende Korrelationswert ermittelt und mit Literaturwerten verglichen.

Dazu wurden die maximalen isentropen Wirkungsgrade der Radialverdichterstufe für Impellerspalte von 0.25 bis 0.65 mm ermittelt. Die 100% -Drehzahllinien aus **Abb. 5.2** wurden mit dem Programm *SmoothC* aus dem *GasTurb*-Paket (Kurzke (2007)) parametrisiert und geglättet. In **Abb. 5.6** sind die ermittelten Werte $\eta_{max,t,s,norm}$ über dem axialen relativen Impellerschaufelpalt $\lambda_2 = \text{Spalt}/\text{Schaufelhöhe} = s/b$ in der Austrittsebene des Impellers dargestellt. Zum Vergleich sind neben den Werten für 100% auch diejenigen für 95% und 90% Drehzahl

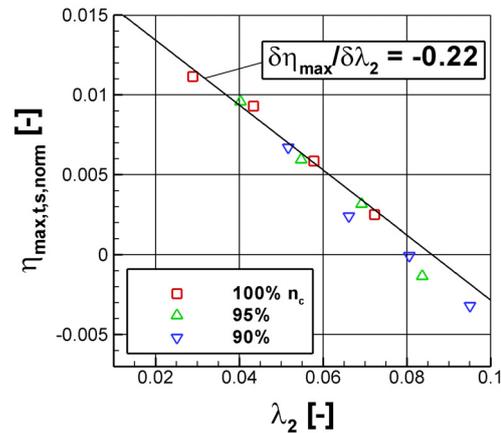


Abb. 5.6: Abhängigkeit von $\eta_{max,t,s}$ zu λ_2

dargestellt. Die Punkte bei den niedrigeren Drehzahlen weisen höhere relativen Spalte λ_2 auf, weil sich der Impeller aufgrund der kleineren Belastung durch Wärme, Drehzahl und Rückwanddruck im Austrittsbereich weniger nach vorne verbiegt. Die absolute Position des Impellers bleibt jedoch gleich.

Der maximale Wirkungsgrad fällt mit steigendem relativen Schaufelspalt linear ab. Die Ausgleichsgrade zeigt eine Steigung von $\partial\eta_{max,t,s}/\partial\lambda_2 = -0.22$. Die $\eta_{max,t,s}$ -Werte für die kleineren Drehzahlen liegen auch auf der Geraden. Der abfallende Wirkungsgrad der Radialverdichterstufe bei den kleineren Drehzahlen bis 90 % ist folglich überwiegend auf den größeren Impellerschaufelspalt zurückzuführen. Der Einfluss anderer aerodynamischer Verlusteffekte bewegt sich demnach im Rahmen der Messunsicherheit von $\Delta\eta = \pm 0.2\%$. Entsprechend der Nomenklatur in der Literatur ergibt sich für die vorliegende untersuchte Radialverdichterstufe:

$$\frac{\partial\eta}{\partial\lambda_2} = -0.22 \quad (5.3)$$

Zum Vergleich mit der Literatur ist in früheren Quellen wie *Eckert und Schnell* (1961) and *Pfleiderer* (1961) ebenfalls ein linearer Zusammenhang zwischen Wirkungsgradverlust $\Delta\eta$ und relativem Schaufelspalt λ_2 zu finden. Die Formel

$$\frac{\partial\eta}{\eta} = \frac{2a \cdot s}{b_1 + b_2} \quad (5.4)$$

mit dem Schaufelspalt s und den Schaufelhöhen am Impellereintritt b_1 und -austritt b_2 ist weit verbreitet. *Eckert und Schnell* (1961) gibt für den empirischen Parameter $a = 0.9$ an, während *Pfleiderer* (1961) $a = 1.5 - 3$ empfiehlt. Die Formel 5.4 lässt sich vereinfachen, wenn für $\frac{b_1}{b_2} = 4$ und $\eta = 0.8$ angenommen wird. Der sich ergebende Parameter $\frac{\partial\eta}{\partial\lambda_2}$ ist in der weiteren Literatur zu finden. Es ergeben sich bei dieser Betrachtung in der Literatur empirische Werte für $\frac{\partial\eta}{\partial\lambda_2}$ von 0.3 bis 0.6. *Brasz* (1988) gibt eine Zusammenfassung für direkte Messungen von $\frac{\partial\eta}{\partial\lambda_2}$ für Impeller an. *Brasz* findet Werte von 0.1 bis 0.6. Folglich liegt der in der vorliegenden Studie ermittelte Wert von 0.22 aus Gl. (5.4) im Bereich der Literaturwerte.

Bansod und Rhie (1990) merken weiterhin an, dass die lineare Abhängigkeit nur für einen relativen Schaufelspalt von $5\% < \lambda_2 < 15\%$ empirisch validiert ist. Auch das weiterführende Modell von *Senoo und Ishida* (1987) geht von einer linearen Korrelation aus. Trivialerweise ist „kein Spalt“ technisch nicht möglich, aber bei Schaufelspalten

$< 3\%$, wie in der Luftfahrt üblich, sind noch nicht genügend empirische Daten vorhanden, um die Linearität von $\frac{\partial \eta}{\partial \lambda_2}$ zu konstatieren. Auch für größere Spalte $\lambda_2 > 15\%$ ist die lineare Abhängigkeit fraglich. Der im Rahmen der vorliegenden Studie vermessene Impellerspalt von 1.7 mm entspricht $\lambda_2 = 19.34\%$ (**Abb. 5.3**). Es errechnet sich hier ein $\frac{\partial \eta}{\partial \lambda_2} = -0.12$, was die Hälfte des Wertes von -0.22 aus Gl. (5.3) bedeutet. Es muss allerdings beachtet werden, dass die Vorgehensweise anders war. Im Falle der Untersuchung mit 1.7 mm Spalt wurde das Impellergehäuse axial nach vorne geschoben, während bei der ursprünglichen Messung der Impeller zurückgezogen wurde und das Gehäuse fixiert blieb. Zusammenfassend kann festgehalten werden, dass die Linearität von $\frac{\partial \eta}{\partial \lambda_2}$ bei der vorliegenden Radialverdichterstufe im Bereich von $\lambda_2 = 2.8\%$ bis 10% gilt. Bei größeren Spalten kann nicht von einer linearen Abhängigkeit ausgegangen werden.

Bei der Zapfluftuntersuchung wurden analog zur Spaltabhängigkeit die $\eta_{max,t,s,norm}$ -Werte aus den parametrisierten Kennfeldern aus **Abb. 5.4** ermittelt, wobei die Wirkungsgraddefinition aus Gl. (3.7) verwendet wurde. Obwohl der Einfluss der relativen Zapfluftmassenströme FBL und ABL nach Kap. 5.2.2 unabhängig voneinander ist, wird in der vorliegenden Studie eine Korrelation mit beiden Parametern gebildet, da diese meistens zusammen eingestellt und bewertet werden.

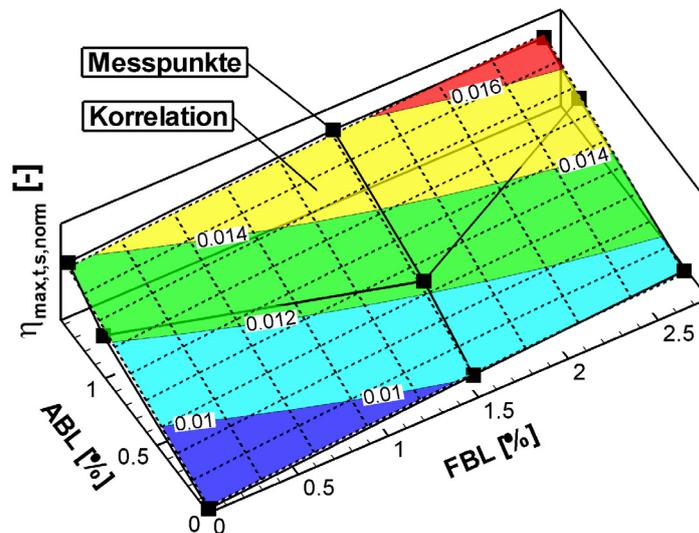


Abb. 5.7: Abhängigkeit des maximalen Wirkungsgrades der Radialverdichterstufe von den Zapfluftmassenströmen FBL und ABL

Abb. 5.7 zeigt die gemessenen normierten maximalen Wirkungsgrade $\eta_{max,t,s,norm}$ in Abhängigkeit von FBL und ABL bei 100% Drehzahl. Es ergibt sich ein Netz von neun Werten, durch die eine Korrelation gelegt wurde. Für ABL ergab ein linearer, für FBL ein parabolischer Zusammenhang die kleinsten Abweichungen. Die Korrelation für die

Abweichung des maximalen Wirkungsgrades der Radialverdichterstufe in Abhängigkeit der Zapfluft lautet:

$$\Delta\eta_{max,t,s} = -1.8892 \cdot FBL^2 + 0.1653 \cdot FBL + 0.4187 \cdot ABL \quad (5.5)$$

Vergleichende Literaturwerte für die Zapfluftkonfiguration des Prüfstands, der in der vorliegenden Studie verwendet wurde, sind dem Autor nicht bekannt. Die RMS- und Maximalabweichung der Korrelationen aus Gl. (5.4) und (5.5) sind in **Tab. 5.1** gegeben. So liegt die RMS-Abweichung zu den Messwerten bei der Spaltuntersuchung bei $\pm 0.08\%$, während die maximale Abweichung 0.16% beträgt. Dies liegt unter der errechneten relativen Messunsicherheit im Prüfstand von $\pm 0.2\%$ aus Kap. 3.3.2. Die Abweichungen für die Zapfluftkorrelation liegen höher, wobei die maximale Abweichung von 0.27% sich immer noch im Bereich der Messunsicherheit des Prüfstands bewegt.

Korrelation	RMS Abweichung	Maximale Abweichung
Spalt	0.082 %	0.16 %
Zapfluft	0.093 %	0.27 %

Tab. 5.1: Abweichungen der Spalt- und Zapfluftkorrelation von den Messwerten

5.3 Detaillierte Strömungsuntersuchung

Die detaillierte Strömungsuntersuchung beinhaltet die Messungen von Pitotsonden in der Eintrittsebene 27 (**Abb. 3.8**) des Diffusors, Dreilochsonden in der Austrittsebene 28b sowie PIV-Messungen im Diffusorkanal. Anhand dieser Messergebnisse werden Strömungsphänomene erarbeitet, die das integrale Verhalten der Radialverdichterstufe erklären. Außerdem werden Ergebnisse von numerischen Simulationen aus *Kunte et al.* (2013) herangezogen, die einen detaillierteren Blick in die Strömung erlauben. Diese Studie baut auf den Ergebnissen von *Zachau* (2007) auf, der erste Messungen zur Detailuntersuchung unternommen hat.

5.3.1 Anströmbedingungen zum Diffusor

Abb. 5.8 zeigt die normierte Totaldruckverteilung $p_{t,norm}$ am Eintritt des Diffusors, genauer im halbbeschaufelten Raum (siehe Anhang A.2.2). Unter der Messung bei nominalen Bedingungen sind diejenigen bei 0.65 mm Impellerspalt und deaktivierter Zapfluft

dargestellt. Der gemessene Bereich bestimmt die Anströmbedingungen für den Diffusor. Die Leistung des Diffusors wird durch die Homogenität des Anströmprofils beeinflusst, die nach *Runstadler und Dolan* (1975) mit dem Blockage-Faktor B in Gl. (2.4) beschrieben wird.

Die Messung des Totaldrucks zeigt in **Abb. 5.8a** einen maximalen normierten Wert von 1.168 (1). In Richtung der Saugseite reduziert sich $p_{t,norm}$ auf 1.114, während in Richtung des Eintritts bzw. Impelleraustritts keine Reduktion beobachtet wurde. In den Ecken der *ridges* zur Front- und Rückseite des Diffusors wurden Gebiete kleineren Totaldrucks gemessen (2). Diese resultieren aus den beiden Wirbeln, die durch die *ridges* erzeugt werden. Diese scharfen Kanten werden unter einem Winkel angeströmt, wodurch sich die Strömung aufrollt (siehe dazu **Abb. 2.4**).

Bei dem größeren Impellerspalt von 0.65 mm (**Abb. 5.8b**) reduziert sich der maximale Totaldruck um -1.2% auf 1.154 (3). Die Form des Totaldruckprofils ändert sich nicht, so dass eine konstante Verschiebung zu kleineren Totaldruckwerten auftritt. Der Impeller generiert aufgrund des größeren Schaufelspaltes eine kleineres Totaldruckverhältnis und höhere Totaldruckverluste.

Bei Deaktivierung der Zapfluft (**Abb. 5.8c**) verändert sich das Totaldruckprofil im Vergleich zu Nominalbedingungen. Der maximale Totaldruck steigt um $+0.3\%$. Die Gebiete kleineren Totaldrucks vergrößern sich, besonders an der Frontseite des Diffusors. Demnach ist das Totaldruckprofil inhomogener. Folglich erhöht sich der Blockagefaktor B bei abgeschalteter Zapfluft.

Das schärfere Anströmprofil kann damit er-

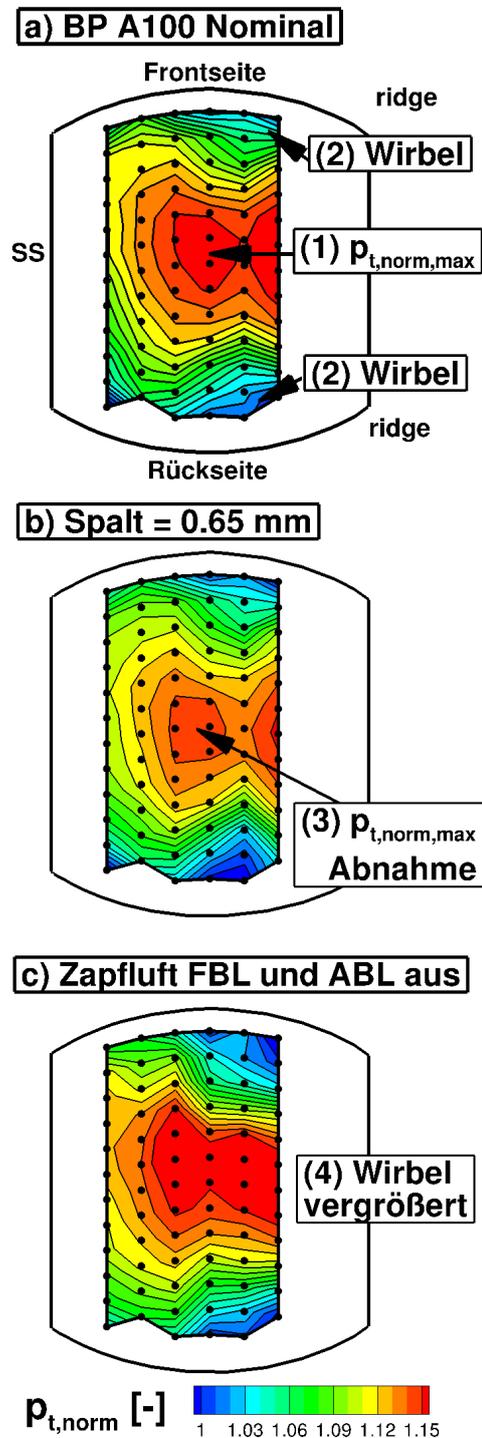


Abb. 5.8: $p_{t,norm}$ Messebene 27

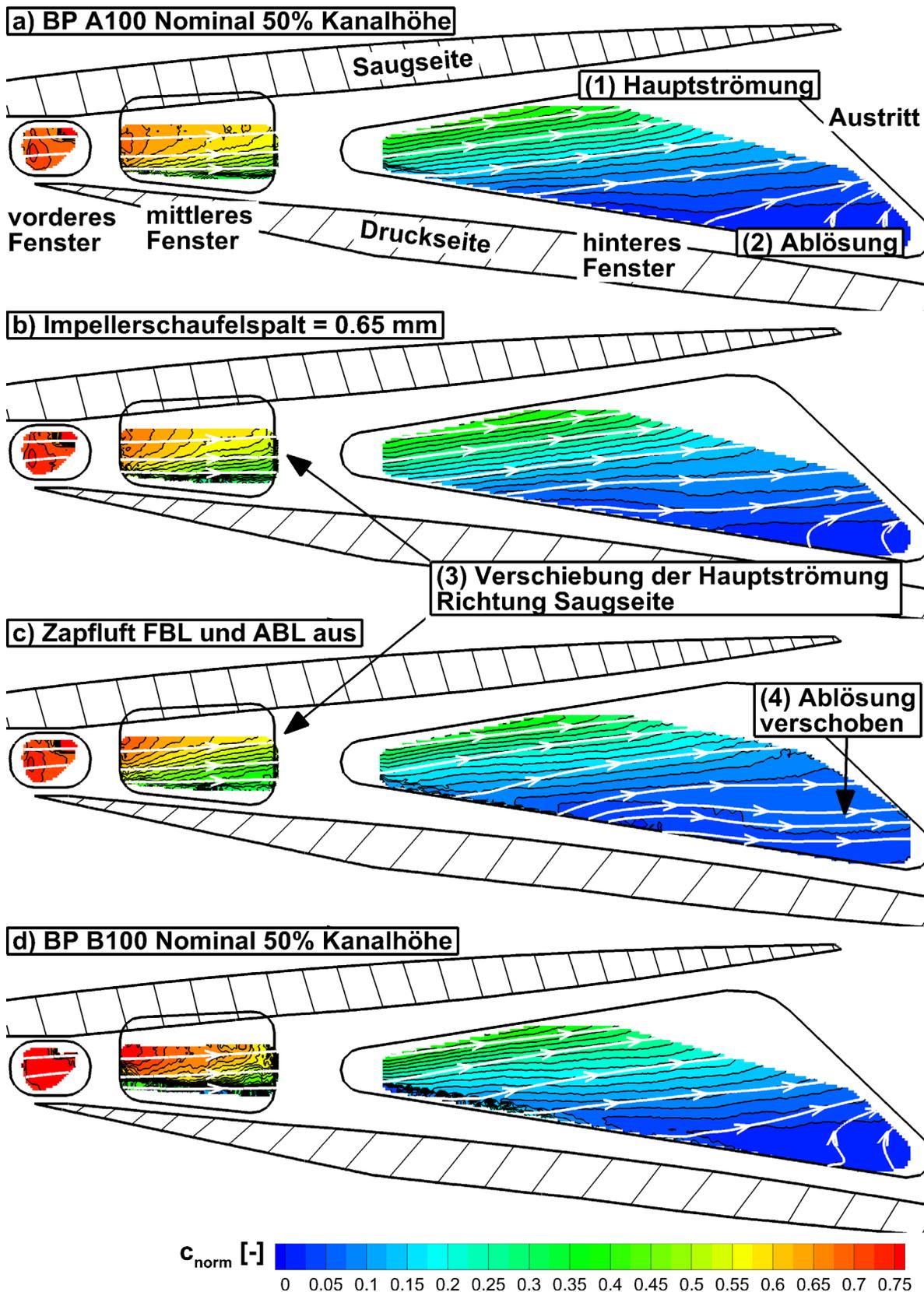


Abb. 5.9: PIV-Messungen in der Messebene M des Diffusors; Spalt und Zapflufteinfluss

klärt werden, dass das energiearme Fluid an der Frontseite nicht mehr durch die frontseitige Abzapfluft abgesaugt wird. Das Fluid der Spaltströmung aus dem Impeller blockiert die Hauptströmung und verschiebt sie Richtung Kanalmitte. Numerische Untersuchungen (*Kunte et al. (2013)*) haben gezeigt, dass sich auch der durch die *ridge* induzierte Wirbel verstärkt. Im Gegensatz dazu lassen sich diese Phänomene an der Rückseite nicht feststellen, wobei beachtet werden muss, dass hier mit 0.5% *ABL* nur 1/5 im Vergleich zu 2.65% *FBL* im Nominalfall abgesaugt wird.

5.3.2 Die Lage der Ablösung im Diffusorkanal

In **Abb. 5.9** sind PIV-Messungen im Diffusorkanal bei 50% Kanalhöhe dargestellt. Das normierte reduzierte Geschwindigkeitsfeld sowie Stromlinien (weiß) werden gezeigt. Es sind alle drei Messfenster vom Halsquerschnitt bis zum Austritt integriert (Vergleiche hierzu Anhang A.2.3).

Bei Nominalbedingungen in **Abb. 5.9a** wurden zwei Phänomene beobachtet. Es bildet sich im Diffusorkanal eine Struktur mit einer Hauptströmung und einer Ablösung aus. Die Hauptströmung (1) verläuft bis zum Austritt entlang der Saugseite des Diffusorkanals. Dem gegenüber befindet sich auf der Druckseite des Diffusorkanals ein ausgeprägtes Ablösegebiet (2), teilweise mit Rückströmung. Die Aufteilung von Hauptströmung und Ablösung ist schon im mittleren Fenster in **Abb. 5.9a** zu erkennen. Dies lässt darauf schließen, dass der Ablösepunkt der Strömung schon im ersten Drittel des Diffusorkanals auftritt. Numerische Simulationen in *Grates (2009)* und *Kunte et al. (2013)* bestätigen diese These.

Auch konventionelle pneumatische Dreilochsondenmessungen am Austritt des Diffusors in Messebene 28b in **Abb. 5.10a** zeigen die Struktur der Hauptströmung und Ablösung. Die Hauptströmung (1) mit einer maximalen Machzahl von 0.34 befindet sich an der Saugseite in der Ecke zur Frontseite des Diffusors. Die Ablösung mit Machzahlen unter 0.05, unter der keine sinnvolle Sondenmessung mehr möglich ist, nimmt die Hälfte des Strömungskanals ein. Dieses Gebiet wird zur Diffusor-Rückseite größer und beinhaltet Wirbel mit Rückströmungen, wie die PIV-Messungen zeigten.

Bei der vorliegenden geometrischen Diffusorkonfiguration konnte diese Anordnung von Hauptströmung und Ablösung bei allen Parameterkonfigurationen und über den gesamten Betriebsbereich beobachtet werden. Alle Messungen bestätigen die Ablösung auf der Druckseite, so dass davon ausgegangen werden muss, dass das Strömungsphänomen im Betriebsbereich der Radialverdichterstufe sehr stabil ist. Im Gegensatz dazu zeigen

numerische Simulationen dieses Diffusors oft Ablösungen auf der Saugseite (vergleiche *Grates* (2009)).

In der Literatur wurde das Phänomen der abgelösten Diffusorströmung in Radialverdichtern weitreichend diskutiert. Die Lage der Ablösung im Radialverdichterdiffusor ist Gegenstand zahlreicher experimenteller und numerischer Untersuchungen (siehe z.B. *Ziegler et al.* (2003b); *Krain* (1999, 2000); *Stahlecker und Gyarmathy* (1998); *Dawes* (1994); *Kirtley und Beach* (1991); *Kim et al.* (1999); *Fradin* (1988); *Tamaki und Nakao* (1999); *Tamaki* (1999)). Neben den Leistungsparametern ist sie eine wichtige Indikation für die Validierung von CFD Simulationen. Grundsätzlich erhält man bei der Auslegung eines Diffusors für einen gegebenen Druckaufbau nach *Traupel* (1988) dann die geringsten Strömungsverluste, wenn an einer Diffusorseite gerade eine fluktuierende Ablösung auftritt, weil dann die Gesamtverluste von Reibung und Ablösung minimal sind. Die zusätzliche Randbedingung von möglichst geringem Bauraum führt bei Diffusoren von Triebwerksradialverdichtern dazu, dass letztere höher belastet werden und dadurch ein stark inhomogenes, instationäres und eventuell mit Rückströmungen behaftetes Strömungsfeld aufweisen.

Somit stellt sich ein Strömungsfeld ein, das durch eine Zone erhöhter kinetischer Energie (der Hauptströmung) und einem Ablösegebiet gekennzeichnet ist. Die Frage, an welcher Seite des Diffusors die Strömung ablöst, hängt von der Belastung von Druck- bzw. Saugseite ab. Ist die Strömung dann abgelöst, wird die jeweils andere Seite durch die nun niedrigere Diffusion entlastet. In den reinen Diffusoruntersuchungen zur Ermittlung des Diffusorströmungsverhaltens (z.B. *Kline* (1959) und *Runstadler und Dolan* (1975)) werden möglichst symmetrische Strömungsbedingungen angestrebt. Im Gegensatz dazu treten in Diffusoren von Radialverdichtern folgende unsymmetrische Phänomene auf, die dessen Ablöseverhalten maßgeblich beeinflussen:

1. Bei einem schaufellosen Diffusor würde die Strömung aufgrund der Drall- und Massenerhaltung der sogenannten logarithmischen Spirale folgen (siehe dazu *Traupel* (1962)). Keilschaufeldiffusoren mit linearer Sehne stellen sich dieser entgegen, was der Druckseite ihren Namen gibt. Dieser Effekt ließe eine Ablösung zuerst an der Saugseite des Diffusorkanals erwarten.
2. Radialverdichterdiffusoren werden mit Inzidenz angeströmt. Nach *Reeves* (1977) ist der Betriebsbereich dann am größten, wenn der Diffusor im Bestpunkt mit -3° Inzidenz ausgelegt wird. Schon *Kenny* (1969) beschreibt die dadurch entstehende Belastung der Diffusordruckseite. *Ziegler* (2003) fand, dass die Ablösung im Diffusor bei steigender positiver Inzidenz von der Druck- auf die Saugseite wandert.

3. Der Diffusor wird mit dem instationären Strömungsfeld aus dem Impeller beaufschlagt, dem *Jet-Wake*-Gebiet (siehe Kap. 2.1). Sowohl Anströmwinkel, Anströmprofil und Machzahl variieren. Numerische Rechnungen nach *Grates* (2009) zeigten einen Unterschied im Ablöseverhalten für stationäre und instationäre Rechnungen. So löste der Diffusor bei stationärer Simulation saugseitig, bei instationärer druckseitig ab. Auch *Ziegler* (2003) erklärte die unterschiedlichen Ablösephänomene auf Druck- und Saugseite mit Instationarität.
4. Bei der geometrischen Konstellation eines Pipe-Diffusors werden bei positiver Inzidenz zwei gegenläufige Wirbel erzeugt (siehe Kap. 2.2). Diese Wirbel bewirken einen Transport von Fluid höherer kinetischer Energie zur Saugseite hin, was eine Entlastung dieser bedeutet. Demzufolge bedeutet das Wirbelsystem eines Pipe-Diffusors eine Belastung der Diffusordruckseite.

Zusammenfassend lässt sich feststellen, dass im vorliegenden Diffusor die Phänomene der Inzidenz (2.) und des paarigen Wirbelsystems (4.) den Effekt der logarithmischen Spirale überwiegen, so dass die Strömung in allen beobachteten Konfigurationen auf der Druckseite ablöst. Zur Klärung der Phänomeneinflüsse aus der obigen Aufzählung in der vorliegenden Diffusorgeometrie wird an dieser Stelle auf die laufenden numerischen Arbeiten von *Schwarz* und *Wilkosz* hingewiesen. Beispielsweise könnten ausgehend von den Arbeiten aus *Grates* (2009) und *Kunte et al.* (2013) CFD Untersuchungen des Diffusors erfolgen. Die Variation des Inzidenzwinkels in einer separaten Diffusorsimulation scheint sinnvoll. Auch Turbulenzmodellvariationen sind vielversprechend, die die Modellierung der durch die *ridges* induzierten Wirbel bzw. deren Wirbelstärke verändern und so deren Einfluss und Sensitivität klären.

5.3.3 Auswirkung der Parametervariationen auf die Diffusorströmung

Abb. 5.9b zeigt PIV-Messungen im Diffusorkanal bei einem erhöhten Impellerschaufel-spalt von 0.65 mm , während bei der Messung in **Abb. 5.9c** die Zapfluft deaktiviert ist. Es wird jeweils die Diffusormittelebene bei 50 % Schaufelhöhe dargestellt. Bei beiden Parametern konnten im Vergleich zur nominalen Konfiguration in **Abb. 5.9a** folgende zwei Phänomene festgestellt werden:

1. Die Hauptströmung wird Richtung Saugseite verschoben (3).
2. Die Ablösung vergrößert sich. Der Ablösepunkt wandert weiter nach vorne.

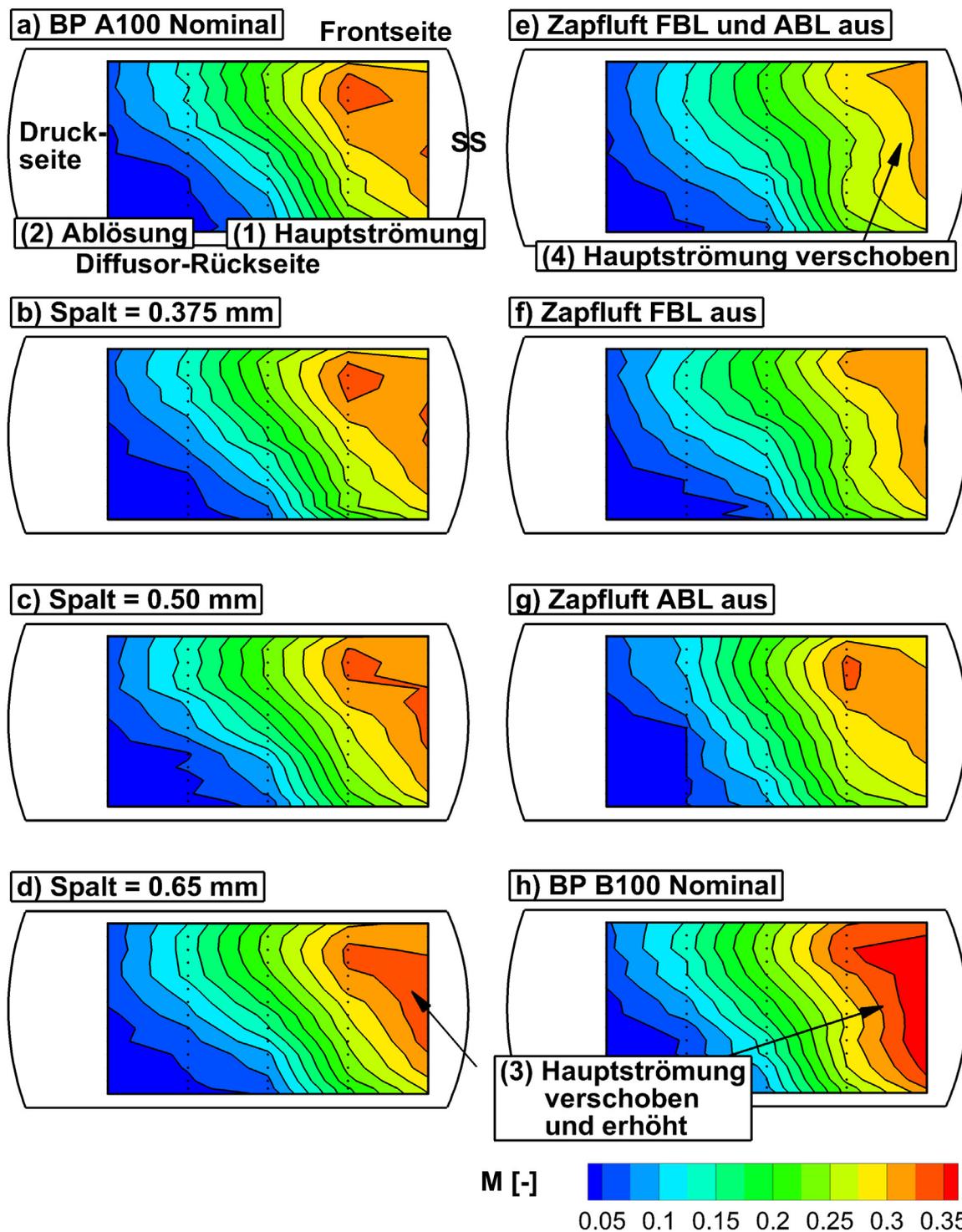


Abb. 5.10: Machzahl-Verteilung in der Austrittsebene 28b des Diffusors; Spalt und Zapflufteinfluss

Im Fall des Spaltes von 0.65 mm wurden im mittleren Fenster an der Druckseite Geschwindigkeitsreduktionen von -11% beobachtet. Für deaktivierte Zapfluft ist dieser Effekt mit -20% doppelt so groß. Außerdem ändert sich die Form der Stromlinien im hinteren Fenster aus **Abb. 5.9c**. Es wurde eine wellenförmige Form für diese Konfiguration gemessen (4).

Die Dreilochsondentraversen am Austritt des Diffusors in Ebene $28b$ bestätigen diese Beobachtungen. In **Abb. 5.10** ist die Machzahl für die Parametervariation im BP A100 dargestellt. Hier wurde eine noch genauere Untersuchung durchgeführt. Zwischen dem Nominalfall in **Abb. 5.10a** und dem vergrößerten Impellerschaufelspalt von 0.65 mm in **Abb. 5.10d** wurden auch die Spalte 0.375 mm und 0.5 mm gemessen. Es lässt sich eine kontinuierliche Verschiebung der Hauptströmung (1) in Richtung Saugseite erkennen (3). Die Traverse direkt an der Saugseite zeigt immer größere Machzahlen von Nominal 0.3 bis hin zu 0.33 bei 0.65 mm Spalt an, was eine Erhöhung von $+10\%$ bedeutet.

Die Dreilochsondenmessungen bei deaktivierter Zapfluft in **Abb. 5.10e** zeigen eine noch stärkere Verschiebung der Hauptströmung (4) Richtung Saugseite. Auch die Form zeigt im Vergleich zu **Abb. 5.10a** kein ausgeprägtes Maximum mit geneigten Konturlinien mehr, sondern eine geschwungene S-Struktur. Das Maximum der Machzahl hat sich um 7% reduziert. In **Abb. 5.10f** und **g** wurden die Zapfluftmassenströme separat deaktiviert. Kein *FBL* äußert sich in einem tendentiell sehr ähnlichen Strömungsfeld wie in **Abb. 5.10e**; die Verschiebung der Hauptströmung ist reduziert. **Abb. 5.10g** mit $ABL = 0\%$ zeigt Unterschiede in den Traversen an Saugseite und in der Nähe der Druckseite mit reduzierten Machzahlen.

Bei der Interpretation der Messergebnisse der Dreilochsondentravese in **Abb. 5.10** muss beachtet werden, dass die räumliche Auflösung des Messnetzes in Umfangsrichtung mit 5 Positionen gering ist. Es ist möglich, dass das absolute Maximum der Machzahl nicht erfasst wurde. Weiterhin sind die Gradienten in der Strömung groß, so dass der Bohrungsabstand der Dreilochsonde eine Rolle spielen kann.

Weitergehende numerische Simulationen zur Parametervariation von Impellerschaufelspalt und Zapfluft, durchgeführt und analysiert von *Schwarz* und *Wilkosz* in *Kunte et al.* (2013), zeigen folgende Phänomene:

1. Impellerspalteinfluss

- a) Das Anströmprofil zur Diffusorvorderkante verändert sich. Während sich die Totaldruckverteilung nicht ändert, verdreht sich das Anströmwinkelprofil. An der Diffusorfrontseite wird der Anströmwinkel flacher. Im Gegensatz dazu steilt sich der Anströmwinkel an der Rückseite des Diffusors um 0.5° auf.

Dementsprechend vergrößert sich die Inzidenz zur Diffusorvorderkante. Neben der Vergrößerung der Ablösung im Diffusorkanal wird diese zusätzlich verdreht.

- b) Der rückseitige Wirbel, der durch die Ridge auf der Rückseite des Diffusors generiert wird, vergrößert sich. Die Ursache liegt in einer vergrößerten Stufe, weil der Impeller in der Variation nach hinten verschoben wird bei fixem Gehäuse und Diffusor. Dadurch wird die hintere Ridge direkter angeströmt; die Wirbelgenerierung wird verstärkt.

2. Einfluss der deaktivierten Zapfluft

- a) Das Fluid hoher Entropie aus der Spaltströmung des Impellers wird nicht länger abgesaugt. Dadurch tritt ein Blockageeffekt des Halsquerschnitts an der Frontseite des Diffusors auf. Die Stromaufwirkung auf den Impeller ist vernachlässigbar und zeigt sich nur in einem erhöhten statischen Druck.
- b) Die Anströmung zum Diffusor ändert sich durch die Blockagewirkung des Spaltströmungsfluids. Durch die Verdrängung Richtung Kanalmitte erhöht sich in dieser Region die Inzidenz zur Diffusorvorderkante um 0.5 %. Dieser Inzidenzeffekt stellt demzufolge eine Gemeinsamkeit zwischen den beiden Parametern Zapfluft und Impellerschaufelspalt dar.

5.3.4 Diffusor Leistungsparameter

Zur Bewertung der Diffusorleistungsparameter in Abhängigkeit des Einflusses der Parameter Impellerschaufelspalt und Zapfluft wurden der statische Druckaufbaukoeffizient c_p und der Totaldruckverlustbeiwert ω nach Gl. (2.2) und (2.3) berechnet, welche in **Abb. 5.11** dargestellt sind. Für 100 % Drehzahl sind jeweils die Betriebspunkte A100 und B100 aufgetragen (vergleiche Kap. 5.1). Dabei wurden die Daten aus der Pitot-Messung (**Abb. 5.8**) als Bilanzenebene zwischen Impeller und Diffusor verwendet. Da keine statischen Drücke und Temperaturen vorlagen, wurden die Messwerte flächengemittelt.

Es lässt sich in **Abb. 5.11** feststellen, dass der Totaldruckverlust ω bei Androsseln Richtung BP A100 sinkt. Diese Tendenz deckt sich mit steigendem Wirkungsgrad aus dem Stufenkennfeld in **Abb. 5.1**. Weiterhin steigt ω für beide Parametervariationen. Die Totaldruckverluste im Fall deaktivierter Zapfluft sind größer als die bei größerem Spalt. Der c_p -Wert verhält sich gegenläufig. Dies ist dadurch begründet, dass beide durch die Beziehung $c_p + \omega = 1 - f(M_4)$ zusammenhängen. Bei konstanter Abströmmachzahl, was hier der Fall ist, ist auch die Summe ($c_p + \omega$) konstant.

Die Blockage im Diffusorhalsquerschnitt, die das Anströmprofil generiert, wird in der vorliegenden Studie mittels des Blockage-Faktors B nach *Runstadler und Dolan* (1975) und *Kenny* (1970) aus Gl. (2.4) bewertet. Die Blockage ist ein Maß für die Inhomogenität der Anströmung. Für die nominale Konfiguration wurde $B = 0.095$ berechnet. Der absolute Wert ist nicht mit der Literatur vergleichbar, da Messebenen und -techniken unterschiedlich sind. Relative Aussagen sind hingegen möglich.

So steigt für deaktivierte Zapfluft die Blockage B um 10 % auf 0.1051. Nach den allgemeinen Diffusormessungen von *Runstadler und Dolan* (1975) bedeutet diese Erhöhung von B einen Rückgang des statischen Druckrückgewinnungskoeffizienten von $\Delta c_p = 0.02$. Hierbei wurde ein Diffusor mit einem Höhen-Seiten-Verhältnis von 1 und einer Anströmmachzahl von 1 angenommen, was dem untersuchten Diffusor vergleichbar ist. Die vorliegende Messung aus **Abb. 5.11** ergibt $\Delta c_p = 0.03$.

In erster Größenordnung stimmt folglich die Messung mit der Literaturabschätzung überein. Für den größeren Impellerschaufelspalt jedoch ergibt sich für B eine Reduktion auf 0.0904, so dass in diesem Fall die Homogenität des Anströmprofils generell nicht ursächlich für den niedrigeren statischen Druckaufbau ist. Mit Hilfe der CFD Simulationen von *Schwarz und Wilkosz* in *Kunte et al.* (2013) wurde hinsichtlich der Verursachung der Strömungsverluste festgestellt:

1. Impellerschaufelspalt: Impeller und Diffusor sind jeweils zu 50 % für den geringeren Stufenwirkungsgrad verantwortlich. Der Impeller generiert Verluste durch die erhöhte Spaltströmung, der Diffusor durch das verdrehte Anströmwinkelprofil. Dadurch wird eine größere Ablösung induziert. Die Änderung der Anströmung äußert sich nicht im integralen Wert der Blockage B .
2. Beim Deaktivieren der Zapfluft ändert der Impeller seine Charakteristik nicht. Die Stromaufwirkung ist vernachlässigbar. Alle Verluste werden durch die verschlechterten Anströmbedingungen zum Diffusor generiert. Die Blockage B ist erhöht.

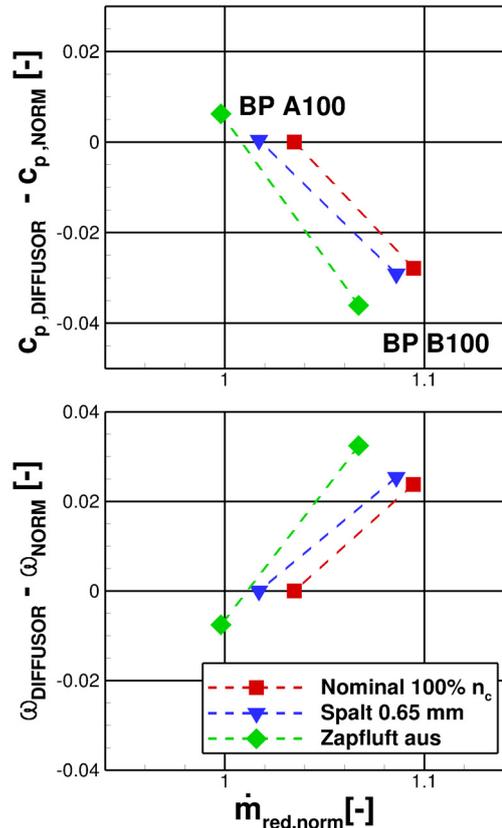


Abb. 5.11: Diffusor c_p und ω

5.4 Reynoldszahl-Abhängigkeit durch Eintrittsdruckvariation

In der vorliegenden Studie wurde der Einfluss der Reynoldszahl auf die untersuchte Radialverdichterstufe gemessen. Dazu wurde der Eintrittstotaldruck von 0.5 bis 1.5 *bar* variiert. Dies entspricht einem Reynoldszahl-Bereich von $1.1 - 4 \cdot 10^5$, wobei $Re = \rho c_{mu2} h / \mu$ mit der Schaufelhöhe h und der Metallumfangsgeschwindigkeit c_{mu2} am Impelleraustritt gebildet wurde. **Abb. 5.12** zeigt die 100 %-Drehzahllinien für diesen Parameterbereich.

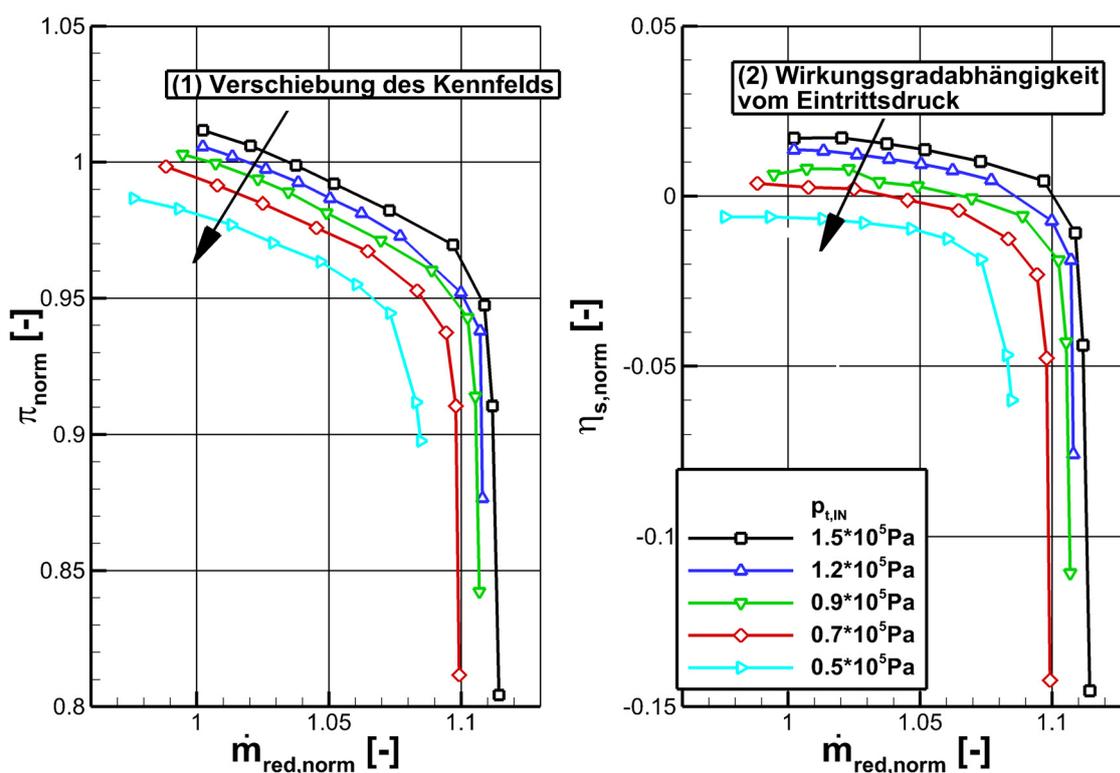


Abb. 5.12: Reynoldszahl-Abhängigkeit durch Eintrittsdruckvariation bei 100 %-Drehzahllinien, links Druckverhältnis, rechts isentroper Wirkungsgrad

Das gesamte Kennfeld wird verschoben. Sowohl Druckverhältnis und reduzierter Massenstrom (1) als auch der isentrope Wirkungsgrad (2) korrelieren mit dem Eintrittstotaldruck. Der Wirkungsgrad der Stufe sinkt mit kleinerem Eintrittstotaldruck und damit kleinerer Reynoldszahl, weil die Reibungsverluste aufgrund größerer Grenzschichten anteilig ansteigen. Dies ist der gleiche Effekt wie bei der Reynoldszahl-Abhängigkeit der Rohrströmung z.B. nach Blasius (siehe *Pfleiderer (1961)*). Das Druckverhältnis verhält sich entsprechend dem Wirkungsgrad, weil sich die Charakteristik der spezifische Arbeit a des Impellers unwesentlich ändert. Der geringere Schluckgrenzmassenstrom lässt sich

durch geringeren reduzierten Totaldruck am Impelleraustritt erklären. Weil der Massenstrom an der Schluckgrenze durch den Halsquerschnitt des Diffusors bestimmt ist, dort sperrt die Strömung mit $M = 1$, sinkt der reduzierte Impellermassenstrom bei kleinerem Totaldruck.

Der RNI nach Gl. (2.6) lässt sich im vorliegenden Fall vereinfachen. Die Eintrittstemperatur, Randbedingungen sowie die Geometrie der Radialverdichterstufe wurden konstant gehalten. Weiterhin ändern sich die Stoffwerte κ und R sowie die Viskosität μ im untersuchten Reynoldszahl-Bereich nur um höchstens $\pm 0.03\%$, so dass deren Einfluss vernachlässigbar ist. Bei der vorliegenden Mach'schen Ähnlichkeit kann das Verhältnis der statischen Drücke gleich dem der Totaldrücke gesetzt werden. Somit ergibt sich für den RNI , dass dieser nur noch vom Verhältnis der Eintrittstotaldrücke abhängig ist:

$$RNI = \frac{Re}{Re_{ref}} = \frac{\rho c L}{\mu} \frac{\mu_{ref}}{\rho_{ref} c_{ref} L_{ref}} = \frac{p_{t,24}}{p_{t,24,ref}} \quad (5.6)$$

Im Rahmen dieser Arbeit wurde das m -Scaling Verfahren nach Gl. (2.7) angewendet. Die Auswertung unter Berücksichtigung des RNI nach Gl. (5.6) ergab für m den Wert $m = 0.1$. Dies bestätigt die Literaturwerte aus *Pfleiderer* (1961), *Wiesner* (1979) und *ASME* (1965). Folglich verhält sich die vorliegende Radialverdichterstufe bzgl. der Reynoldszahl nach den bekannten Korrelationen.

Folgende Annahmen und Randbedingungen sind bei der Bewertung des Ergebnisses von $m = 0.1$ zu beachten: Die Randbedingungen wie Eintrittstotaltemperatur und Medium Luft sind konstant. Weiterhin handelt es sich um eine einzige untersuchte Radialverdichterstufe mit derselben Geometrie. Folglich ist auch die Rauigkeit konstant. Weiterhin kann davon ausgegangen werden, dass Leckagen und Radseitenraumverluste sich nicht ändern. Der axiale Impellerschaufelspalt allerdings ändert sich. Verringert sich beispielsweise der Eintrittstotaldruck, so verkleinert sich entsprechend auch der Druck an der Impellerrückseite. Dadurch vermindert sich die Belastungsverteilung und der Impeller wird weniger in Richtung Gehäuse verbogen. Dieser vergrößerte Impellerschaufelspalt am Exducer lässt sich bei Eintrittstotaldrücken kleiner 1 bar nicht nachregeln, weil die Magnetlagerung schon in der vordersten Einstellung steht (vergleiche **Abb. 3.3**). Bei Eintrittstotaldrücken größer 1 bar wurde der Spalt auf den Nominalwert von 0.25 mm nachgestellt, weil dies den kleinsten zulässigen Spalt darstellt. Bei der Bewertung des Ergebnisses muss dies entsprechend der Korrelation nach **Abb. 5.2** berücksichtigt werden.

5.5 Diskussion und Schlussfolgerungen

5.5.1 Einfluss auf das Gesamtsystem Triebwerk

Im Rahmen der vorliegenden Studie wurde ein Triebwerksmodell aufgebaut, wie es in Kap. 4.1.2 beschrieben ist. Dieses Modell diente dazu, den Einfluss der untersuchten Parameter Impellerschaufelspalt und der Zapfluftmassenströme FBL und ABL auf das Gesamtsystem Triebwerk aufzuzeigen. Dazu wurden die in der vorliegenden Studie gemessenen und in Kap. 5.2.3 vorgestellten Korrelationen in das Modell implementiert.

Der Schaufelspalt am Austritt des Radialverdichterimpellers ist zum Einen ein Auslegungsparameter. Er ist abhängig von den Fertigungstoleranzen, der Drehzahl, dem axialen Temperaturdehnungsverhalten des gesamten Hochdruckrotors als auch von Lage und Verhalten des Axiallagers. Weiterhin kann sich der Spalt durch Erosion oder andere Betriebseinflüsse verändern bzw. vergrößern.

In **Abb. 5.13** ist der Einfluss des Impellerschaufelspalts auf die Leistungsparameter des in der vorliegenden Studie verwendeten generischen Triebwerksmodells dargestellt. Für die verschiedenen Spalte wurde ausgehend vom Nominalfall jeweils ein Regelparameter konstant gehalten. Hier wurden dazu der Nettoschub F , das Druckverhältnis über den gesamten Verdichter π_{23} und die Brennkammeraustrittstemperatur T_{t4} , angelehnt an *Bräunling* (2009) und *Jeschke* (2010), gewählt. Der Simulationsfall des konstanten Schubs entspricht der praktischen Forderung des Flugzeugs an das Triebwerk. Bei verminderter Triebwerksleistung wird der Schubhebel entsprechend nachgestellt. Der Fall der konstanten Turbineneintrittstemperatur trägt der Materialbelastung Rechnung, während das Verdichterdruckverhältnis ein Auslegungsparameter ist, der relativ leicht zu messen ist. Als Betriebspunkt wird der Bodenstandfall definiert. Andere Betriebspunkte wie der Höhenflugfall ergeben sehr ähnliche Ergebnisse.

Diese drei Parameter F , π_{23} und T_{t4} werden in Abhängigkeit zum Rotorspalt in **Abb. 5.13a** bis c gezeigt. Als Bewertungsparameter werden in **Abb. 5.13d** bis f der spezifische Kraftstoffverbrauch (*SFC: Specific Fuel Consumption*), der Wirkungsgrad des Kerntriebwerks η_{Kern} und die Turbinenausstrittstemperatur T_{t5} dargestellt. Der SFC ist dabei als der Brennstoffmassenstrom bezogen auf den Schub definiert:

$$SFC = \frac{\dot{m}_B}{F} \quad (5.7)$$

In **Abb. 5.13** ist der Einfluss des Impellerschaufelspalts auf die Leistungsparameter des Triebwerksmodells dargestellt. Im Regelfall von konstantem Schub $F = const.$ zeigt

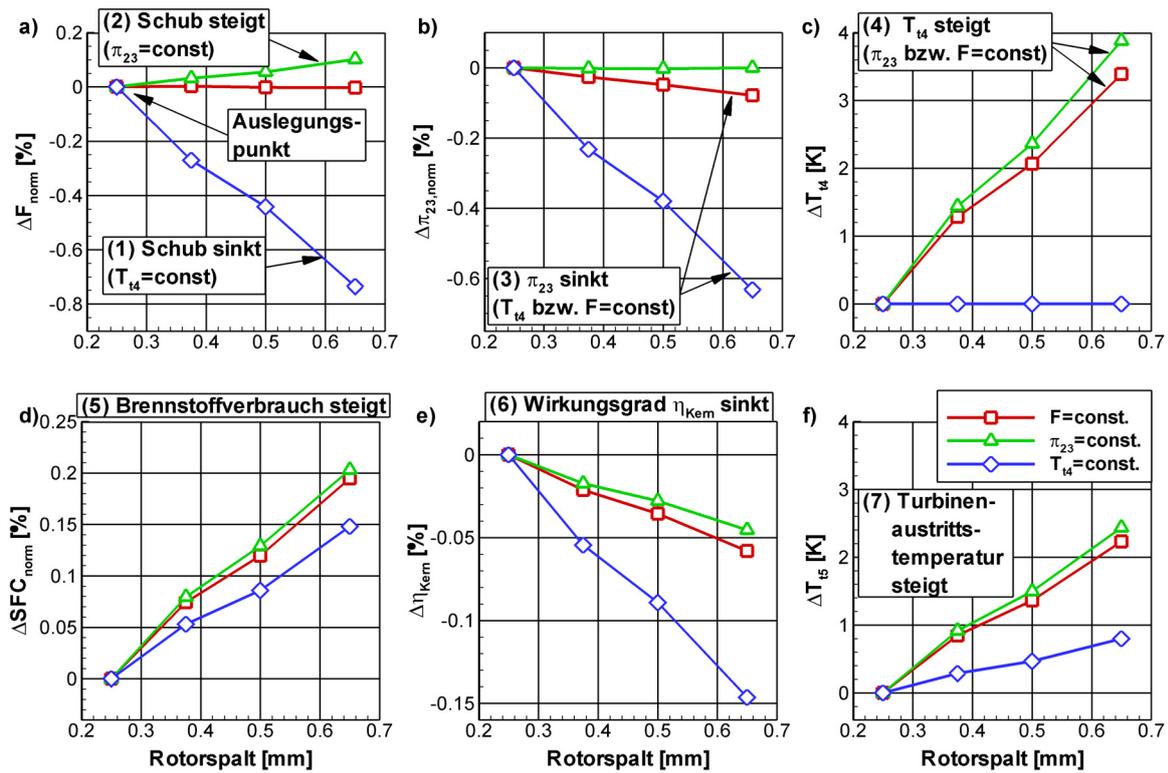


Abb. 5.13: Impellerschaufelpalt Einfluss auf die Leistungsparameter eines generischen Turbofanstrahltriebwerks für den Bodenstandfall

Abb. 5.13c (4) für einen Impellerspalt von 0.65 mm , dass die Brennkammereintrittstemperatur T_{t4} um $+3.5 \text{ K}$ steigt. Aufgrund des geringeren Radialverdichterwirkungsgrads muss in die Brennkammer mehr Treibstoff eingebracht werden, um den Schub zu halten. In Zahlen ausgedrückt sinkt der Wirkungsgrad des Kerntriebwerks η_{Kern} um -0.05% , während der Brennstoffverbrauch SFC um $+0.2 \%$ steigt (Abb. 5.13 (6) und (5)). Der verschlechterte Wirkungsgrad des Kerntriebwerks äußert sich zusätzlich in einer erhöhten Turbinenaustrittstemperatur von $\Delta T_{t5} = +2.2 \text{ K}$. Das Gesamtdruckverhältnis des Verdichterteils sinkt um $\Delta \pi_{23} = -0.1 \%$ nur wenig (3).

Für den Regelfall konstanten Verdichterdruckverhältnisses $\pi_{23} = \text{const.}$ verhält sich das Triebwerksmodell in Abhängigkeit des Rotorspalts des Radialverdichters analog zum Regelfall des konstanten Schubs. Der Schub ändert sich mit $\Delta F = +0.1 \%$ nur wenig. Die Ursache liegt in den gleichen Betriebspunkten sowohl des Kerntriebwerks als auch des Fans. Die Wellenleistung des Kerntriebwerks an den Fan bleibt gleich. Folglich bleibt auch die Schubaufteilung zwischen Kern- und Mantelstrom konstant. Das niedrigere Druckverhältnis des Radialverdichters wird durch den Axialverdichter aufgefangen. Der Axialverdichter wird androsselt und verliert Pumpgrenzabstand.

Demgegenüber sinkt der Schub für den Regelfall von $T_{t4} = const.$ um -0.74% (siehe **Abb. 5.13a** (1)). Durch den geringeren Wirkungsgrad und Druckverhältnis der Radialverdichterstufe sinkt das Verdichtertotaldruckverhältnis um $\Delta\pi_{23} = -0.65\%$. Demzufolge steht auch weniger Druckverhältnis für die Turbine zur Entspannung zur Verfügung. Die reduzierten Drehzahlen der Hochdruck- und Niederdruckwelle und die übertragene Leistung sinken. Folglich produzieren sowohl das Kerntriebwerk als auch der äußere Fan weniger Schub. Wegen dieser geringeren Arbeitsumsetzung steigt die Turbinenaustrittstemperatur um $\Delta T_{t5} = +0.8\text{ K}$.

Der spezifische Brennstoffverbrauch SFC steigt für $T_{t4} = const.$ um $+0.15\%$, während der Fall $F = const.$ $\Delta SFC = +0.2\%$ zeigt (siehe **Abb. 5.13d** (5)). Beide Regelfälle ergeben demnach einen erhöhten spezifischen Treibstoffverbrauch bei Erhöhung des Schaufelspalts des Radialverdichterimpellers. Nach Gl. (5.7) für den SFC ist folglich der absolute Mehrverbrauch an Treibstoff höher als der Schubgewinn, was auf den niedrigeren Radialverdichtereffizienzgrad und damit auch geringeren Kerntriebwerkswirkungsgrad zurückzuführen ist. Das Delta zwischen den Regelfällen $T_{t4} = const.$ und $F = const.$ beträgt 0.05 oder 25% . Auch der Kerntriebwerkswirkungsgrad sinkt (**Abb. 5.13e** (6)), für $T_{t4} = const.$ analog zum SFC um $\Delta\eta_{Kern} = -0.15\%$. Allerdings verringert sich $\Delta\eta_{Kern}$ für $F = const.$ mit -0.05% nicht so stark wie der SFC . Dieses unterschiedliche Regelfallverhalten von ΔSFC und $\Delta\eta_{Kern}$ ist dadurch begründet, dass die steigende Turbineneintrittstemperatur für $F = const.$ einen höheren Carnot-Wirkungsgrad des Triebwerkprozesses bedeutet. Folglich wird ein Teil des Wirkungsgradverlustes des Radialverdichters kompensiert.

Abb. 5.14 zeigt für die vorgestellten drei Regelfälle die Abhängigkeit des Wirkungsgrads des Kerntriebwerks zum Wirkungsgradverlust des Radialverdichters. Es findet sich ein linearer Zusammenhang. Für $T_{t4} = const.$ lässt sich als Verhältnis der Wirkungsgradverluste von Kerntriebwerk zu Radialverdichter ein Wert von $\Delta\eta_{Kern}/\Delta\eta_{t-s} = -0.15\%/ -0.65\% = 0.23$ berechnen, während sich für konstanten Schub ein kleinerer Wert von 0.15 ergibt. Der Radialverdichter hat demnach einen erheblichen Anteil am Wirkungsgrad des vorliegenden Triebwerkmodells.

Die *ABL*-Zapfluft beschreibt die Leckage vom Radialverdichterimpelleraustritt zum Austritt der Niederdruckturbine. Einerseits lässt sich diese Leckage konstruktionsbe-

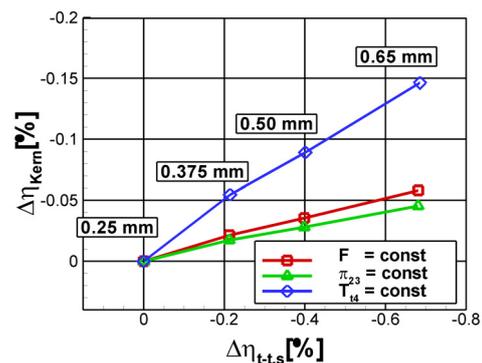


Abb. 5.14: Wirkungsgradabhängigkeit Delta Kerntriebwerk zu Radialverdichter

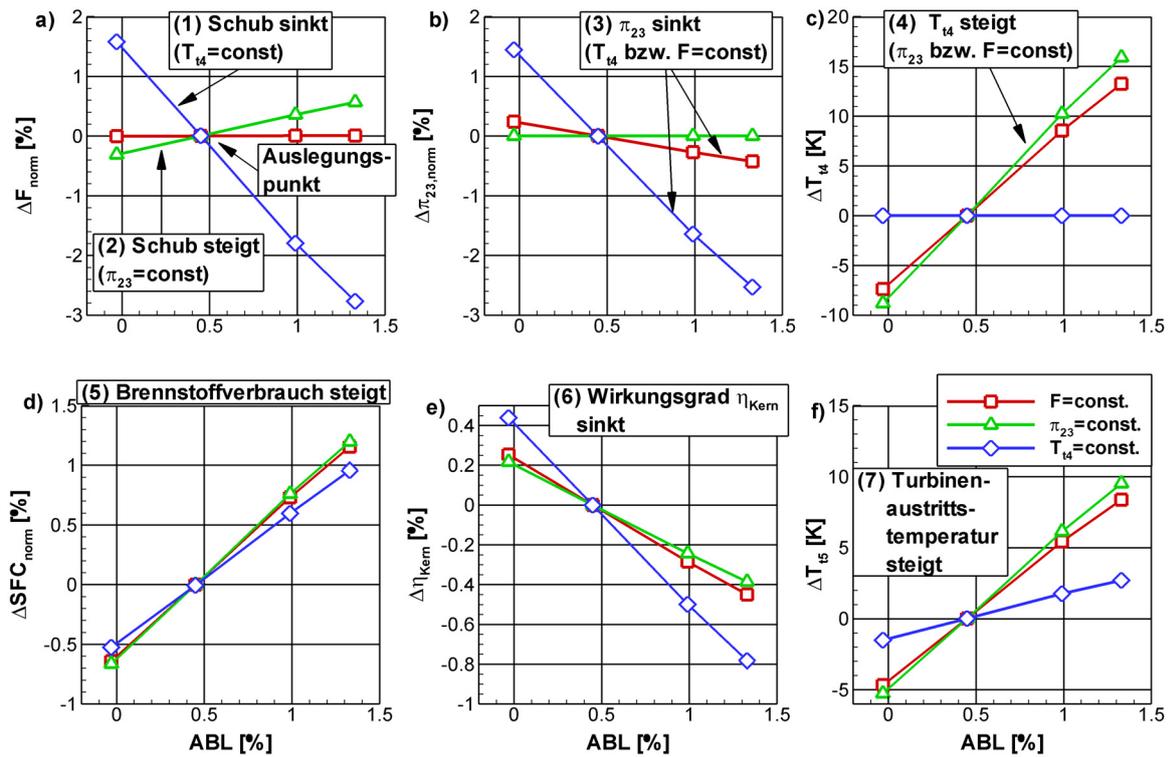


Abb. 5.15: ABL-Zapfluft Einfluss auf die Leistungsparameter eines generischen Turbofanstrahltriebwerks für den Bodenstandfall

dingt nicht verhindern, andererseits dient sie auch zur Kühlung der Hinterwand des Impellers und dient ggf. als Sperrluft für die Hochdruckwelle. Die Leckage bedeutet thermodynamisch einen Enthalpieverlust dieses hochverdichteten Luftmassenstroms.

In Abb. 5.15 ist der Einfluss des ABL-Leckagemassenstroms auf das generische Triebwerk für den Bodenstandfall dargestellt. Die Effekte sind mit denen aus der Impellerspaltuntersuchung aus Abb. 5.13 qualitativ vergleichbar. Demnach bedeutet die Leckage eine Verschlechterung der Leistungsparameter des Triebwerks. Allerdings ist der quantitative Einfluss größer. Die in Kap. 5.2.3 gefundene Verbesserung des Radialverdichterwirkungsgrades durch die Absaugung wurde zwar implementiert, der Einfluss ist jedoch nur von 2. Größenordnung im Vergleich zur Leckage.

So ergibt ausgehend vom Nominalfall von 0.48% ABL dessen Verdreifachung für $T_{t4} = \text{const.}$ eine Verringerung des Schubs von -2.8% (1) und eine Erhöhung des SFC von $+1\%$ (5). Wenn man die Leckage verhindert, dann steigt der Schub um 1.6% , und der spezifische Brennstoffverbrauch sinkt um -0.5% . Das Verhältnis von $\Delta \eta_{\text{Kern}} / \text{ABL}_{RV} = -0.8\% / 1.33\%$ errechnet sich zu -0.60 (6).

Soll der Schub F konstant gehalten werden, ergibt sich bei Verdreifachung der Leckage

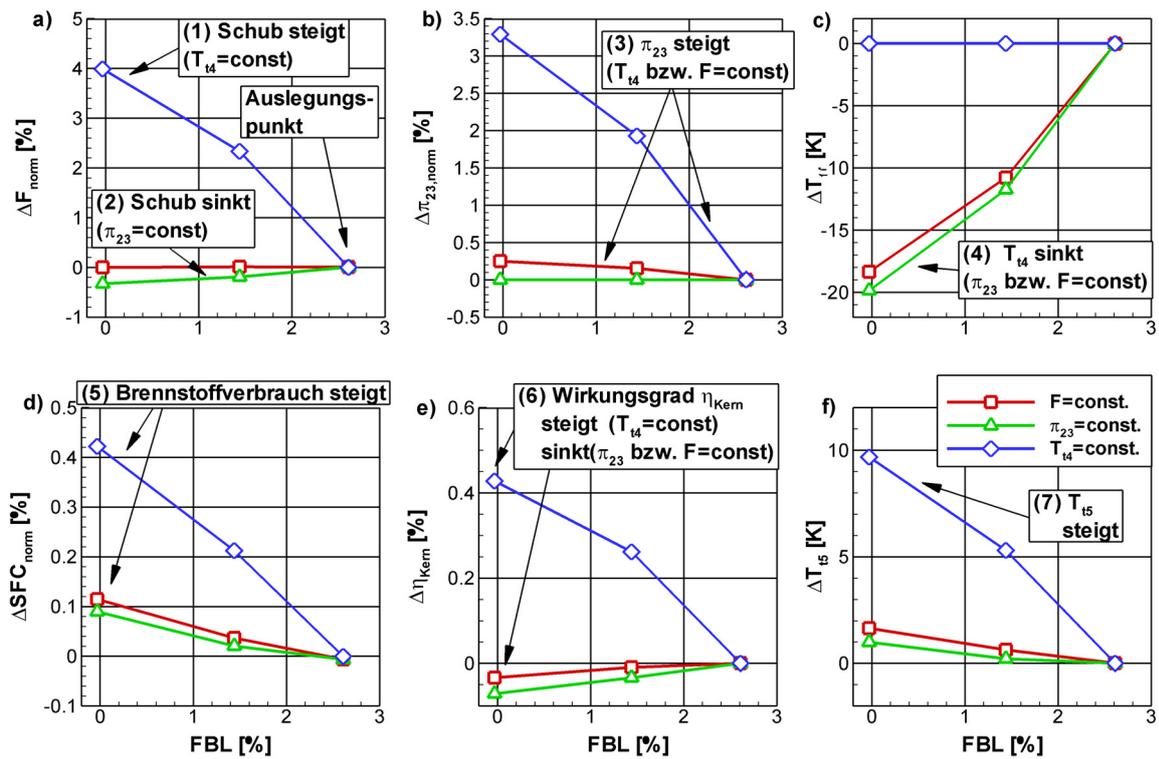


Abb. 5.16: *FBL*-Zapfluft Einfluss auf die Leistungsparameter eines generischen Turbofanstrahltriebwerks für den Bodenstandfall

eine Erhöhung der Brennkammeraustrittstemperatur von 13 K (4), während die Turbinenaustrittstemperatur um 8 K steigt (7). Folglich hat eine Veränderung des *ABL*-Leckagestroms einen großen Einfluss auf die Leistung eines Turbofanstrahltriebwerks. Die Verluste durch die Leckage überwiegen bei weitem den Wirkungsgradgewinn der Radialverdichterstufe. Eine Minimierung der Leckage unter Berücksichtigung von Kühlung und Dichtung wird empfohlen.

Abb. 5.16 zeigt den Einfluss des *FBL*-Kühlluftmassenstroms auf die Leistungsparameter eines Turbofanstrahltriebwerks. Dabei wurde die Kühlluft ausgehend von Nominalwert von 2.65% bis auf 0% variiert. Nach Kap. 4.1.2 wurde *FBL* als Anteil der Kühlluft des Hochdruckturbinenstators modelliert. Somit wird *FBL* anders als *ABL* der Turbine zur Entspannung rückgeführt. Der Kühlluftmassenstrom korreliert mit dem Brennkammermassenstrom und damit direkt mit dem Brennstoffmassenstrom.

Im Falle konstanten Schubs regelt das Triebwerksmodell mit der Turbineneintrittstemperatur nach. Ohne *FBL*-Kühlluft sinkt T_{t4} um -18 K (4), während die Turbinenaustrittstemperatur um $+2\text{ K}$ steigt (7). Dies ist durch die fehlende Zumischung der Kühlluft nach dem Hochdruckturbinenstator begründet. Dadurch bleiben T_{t5} und auch

die Zwischenturbinentemperatur relativ zur Änderung von T_{t4} nahezu konstant, so dass die Niederdruckturbinen die gleiche Leistung an den Fan und damit an den Bypass liefern kann. Folglich bleibt der Schub konstant. Allerdings hat die kleinere Turbineneintrittstemperatur T_{t4} zur Folge, dass der Carnot-Wirkungsgrad sinkt. Dies zeigt sich bei deaktiviertem FBL in dem -0.03% geringeren Wirkungsgrad des Kerntriebwerks (6) und dem um $+0.11\%$ erhöhten SFC (5). Bei diesen kleinen Werten spielt die Wirkungsgradverbesserung der Radialverdichterstufe (siehe **Abb. 5.4**) eine Rolle, denn ohne diese Verbesserung von $+0.08\%$ steigt der SFC nur noch um $+0.03\%$ für deaktiviertes FBL .

Wird die Turbineneintrittstemperatur T_{t4} konstant gehalten, so steigt der Schub bei 0% FBL um $+4\%$ (**Abb. 5.16a** (1)). In diesem Fall wird durch die Brennkammer mehr Massenstrom gefördert. Dadurch steigt bei konstantem Brennstoff-Luftverhältnis β der absolute Brennstoffmassenstrom \dot{m}_B um $+4.7\%$. Der Turbine wird mehr Enthalpie zugeführt. Aufgrund des Leistungsgleichgewichts zum Verdichter steigt dessen Druckverhältnis π_{23} um $+3.3\%$ (3). Folglich verstärkt sich der Effekt selbst. Der Wirkungsgrad der Kerntriebwerks steigt um $+0.43\%$ (6). Allerdings steigt auch der SFC um $+0.42\%$. Der bei höherem Kernwirkungsgrad gleichzeitig höhere SFC ist zunächst erstaunlich. Die Ursache dieses Effekts liegt darin, dass der höhere Schub von $+4\%$ nicht den erhöhten Brennstoffmassenstrom von $+4.7\%$ aufwiegen kann. Dieser Umstand kann wiederum teilweise auf das Verhalten einzelner Nebenkomponten im Triebwerksmodell zurückgeführt werden. So steigen die Verluste im Mischer des Triebwerks aufgrund der größeren Gradienten zwischen Haupt- und Nebenstrom um 0.07% -Punkte. Weiterhin sind die Totaldruckverluste in den Zwischenkanälen aufgrund des größeren Gesamtmassenstroms erhöht. Schließlich kann festgehalten werden, dass das gegensätzliche Verhalten von SFC und η_{Kern} in der vorliegenden Studie der Modellierung von Einzelkomponenten zu Grunde liegt, die zweiter Größenordnung sind. Demzufolge muss das Triebwerksmodell anhand von Messdaten in diesem Bereich validiert werden. Diese Messdaten lagen im Rahmen dieser Arbeit nicht vor.

5.5.2 Fazit der Analyse zur nominalen Diffusorkonfiguration

1. Es wurde eine Radialverdichterstufe mit nominalem Pipe Diffusor und prismatischen Deswirler experimentell untersucht. Es wurden integrale Leistungsdaten und detaillierte Strömungsphänomene ermittelt. Weiterhin wurde ein generisches Triebwerksmodell zur Bewertung von gefundenen Korrelationen aufgebaut. Es lassen sich folgende Ergebnisse festhalten:
 - a) Es wurde eine Parametervariation durchgeführt. Die vorliegende Radialverdichterstufe verhält sich bei der Abhängigkeit vom Impellerschaufelspalt und bei der Reynoldszahl nach der bekannten Literatur. Im Falle des Parameters Zapfluft wurde eine neue Korrelation aufgestellt.
 - b) Die detaillierte Vermessung der Strömung zeigte ein großes Ablösegebiet auf der Druckseite im Diffusorkanal. Die Ablösung befand sich in der Ecke von Diffusorrückseite und -druckseite. Die untersuchten Parameter wie Impellerschaufelspalt und Zapfluft bewirkten eine leichte Verschiebung, jedoch war der grundsätzliche Ort der Ablösung an der Druckseite sehr stabil.
2. Zur Bewertung des Betriebsverhaltens der Radialverdichterstufe wurde ein thermodynamisches Triebwerksmodell aufgebaut. Für die Parametervariation von Spalt und Zapfluft ergaben sich folgende Ergebnisse:
 - a) Der Quotient des Wirkungsgradverlustes der Radialverdichterstufe durch den Impellerschaufelspalt zum Wirkungsgradverlust des Kerntriebwerks beträgt $\Delta\eta_{Kern}/\Delta\eta_{t-s} = -0.15\% / -0.65\% = 0.23$.
 - b) Obwohl der Wirkungsgrad der Radialverdichterstufe bei erhöhter Zapfluft steigt, sinkt der Kernwirkungsgrad des Triebwerks. Der Leckageverlust überwiegt die positiven Effekte in der Radialverdichterstufe.
3. Für weitergehende Untersuchungen werden folgende Ansätze vorgeschlagen:
 - a) Es konnte im Rahmen der vorliegenden Studie kein ursächlicher Effekt für die Lage der Diffusorablösung an der Druckseite festgestellt werden. Aufgrund der Erhaltung des Momentes würde man eine Ablösung auf der Saugseite erwarten. Es wurde die These aufgestellt, dass die beiden gegenläufigen durch die Ridges an den Vorderkanten generierten Wirbel eine entscheidende Entlastung der Diffusorsaugseite bewirken. Es wird von den Wirbeln energiereiches Kernfluid in Richtung Saugseite gefördert. Es wird vorgeschlagen, die Rolle der Wirbel weitergehend numerisch zu untersuchen. So könnte eine isolierte Diffusoruntersuchung mit folgenden Parametern durchgeführt werden:

Anströmwinkel und Geometrie bzw. Höhe der Ridges. Gelänge damit die Ermittlung eines Umschlagpunktes der Ablösung von der Druck- zur Saugseite, so könnte unter Betrachtung der Wirbelstärke eine Bewertung des Einflusses der Ridges erfolgen.

- b) Davon ausgehend ist eine weitere Untersuchung der Strömungsverhältnisse im Halsquerschnitt des Diffusors empfehlenswert. Die vorliegende Studie bietet eine Validierungsbasis für weitergehende numerische Untersuchungen zu Geometrieparametern. Die Literatur (z. B. *Bennett* (1997)) beschreibt eine bessere Kennfeldbreite bei weniger Diffusorscheiteln. Grundsätzlich ist eine Geometrievariation im Halsbereich für die vorliegende Diffusorgeometrie in der Literatur bisher nicht beschrieben.
- c) Die vorliegende Diffusorgeometrie ist stark vom Fertigungsverfahren EDM geprägt, das symmetrische Kanäle verlangt. Eine Weiterentwicklung bzw. andere Fertigungsverfahren könnten unsymmetrische Kanalgeometrien erlauben und so den Parameterraum der Auslegung erweitern.

6 Analyse der gekürzten Diffusorkonfiguration

Der Diffusor der in der vorliegenden Studie untersuchten Radialverdichterstufe wurde im hinteren Bereich um 46 % gekürzt. Die Schaufeln wurden entfernt, so dass sich ein schaufelloser Raum mit parallelen Wänden ergibt. Die weitergehende Beschreibung der Geometrieänderung ist in Kap. 3.2.2 zu finden. Dieses Kapitel beschreibt einerseits die Auswirkungen der Diffusorkürzung auf die integralen Kennwerte des Radialverdichters. Zur Erklärung dieser Einflüsse werden weiterhin stationäre und instationäre Detailmessungen herangezogen. Es werden die ursächlichen Strömungsphänomene herausgearbeitet. Schließlich wird der Einfluss der Diffusorkürzung auf ein generisches Turbostrahltriebwerk hinsichtlich Wirkungsgrad und Gewicht diskutiert.

6.1 Kennfeld

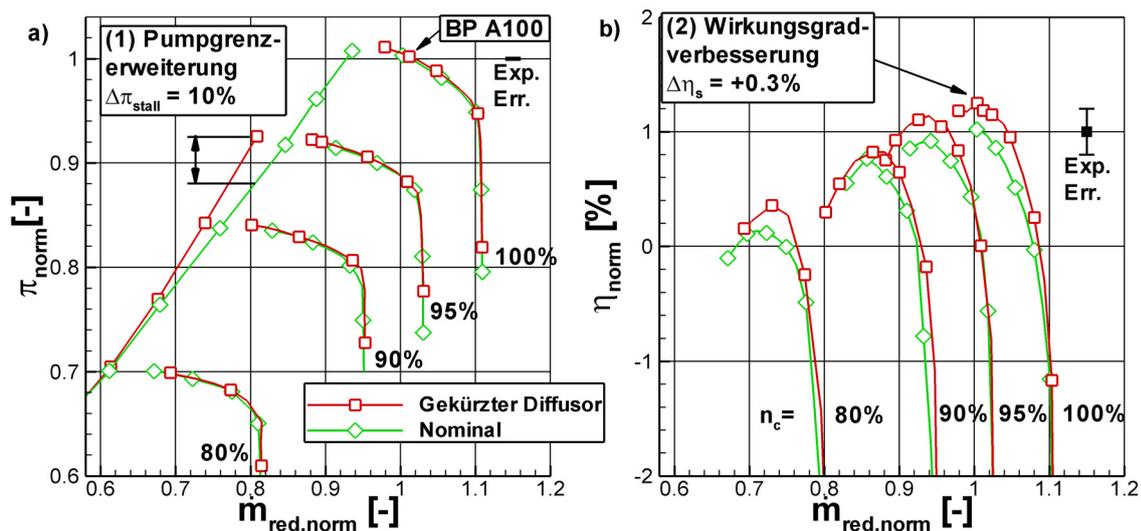


Abb. 6.1: Gemessenes normiertes Kennfeld der Radialverdichterstufe mit gekürztem Diffusor; Vergleich zu Nominalbedingungen

In **Abb. 6.1** ist das normierte Kennfeld der Radialverdichterstufe mit gekürztem Diffusor im Vergleich zur Nominalkonfiguration dargestellt. Es werden links das normierte Druckverhältnis TPR_{norm} mit der Pumpgrenze und rechts der normierte totale adiabate isentrope Wirkungsgrad $\eta_{t-t,s,norm}$ nach Gl. (3.7) gezeigt. Folgende zwei wesentlichen Einflüsse auf das Betriebsverhalten der Radialverdichterstufe durch die geometrische Kürzung des Diffusors lassen sich feststellen:

1. Die Pumpgrenze ist im Bereich von 95 % reduzierter Drehzahl um +10 % erweitert.
2. Der Wirkungsgrad erhöht sich im Bereich des Wirkungsgradmaximums um +0.3 %-Punkte.

Für die Definition des Pumpgrenzabstands wurde das Verhältnis der Druckverhältnisse bei gleichem reduzierten Massenstrom verwendet, was die Erweiterung mit $\Delta\pi_{stall} = \pi_{gekürzt}/\pi_{nom} - 1$ berechnet. In Richtung kleinerer Drehzahlen nimmt die Verschiebung der Pumpgrenze ab. Ab einer reduzierten Drehzahl von 80 % liegen die Kurven aufeinander. Zur Erklärung sei hier erwähnt, dass die Pumpgrenze oberhalb von 95 % aus Sicherheitsgründen nicht gemessen wurde, weil sich bei früheren Messungen in diesem Fall eine erhöhte Belastung des Prüfstands zeigte.

Die isentrope Wirkungsgraderhöhung von +0.3 %-Punkten liegt nach Kap. 3.3.2 im Bereich der Messunsicherheit von $\pm 0.2\%$. Deshalb wird im Folgenden der Einfluss der einzelnen Messgrößen diskutiert. Die Messunsicherheit wird zum überwiegenden Teil durch das Temperaturverhältnis τ und darin durch die Austrittstotaltemperatur $T_{t,31}$ bestimmt. Am Austritt der Radialverdichterstufe werden aus Gründen ihrer kompakten Größe Thermocouples eingesetzt, die den größten Anteil an der Messunsicherheit bedeuten (vergleiche Kap. 3.3.2).

In **Abb. 6.2** ist dieses Totaltemperaturverhältnis bei 100 % reduzierter Drehzahl über dem reduzierten Massenstrom im Vergleich zwischen gekürzter und nominaler Geometrieconfiguration dargestellt. Es wird festgestellt, dass beide Kurven im relevanten Bereich um einen normierten reduzierten Massenstrom von 1 mit einer Genauigkeit von $< \pm 0.03\%$ übereinstimmen. Dieses Ergebnis wurde für verschiedene Drehzahlen und redundanten Kennfeldmessungen mit entsprechender Wiederholgenauigkeit bestätigt.

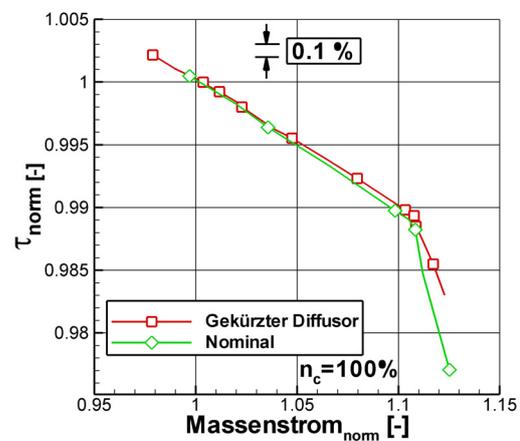


Abb. 6.2: Temperaturverhältnis τ Vergleich bei 100 % Drehzahl

Das übereinstimmende Kennfeld des Totaltemperaturverhältnisses τ weist darauf hin, dass sich die spezifische Arbeit des Impellers zwischen den beiden Diffusorgeometrien im Rahmen der angestrebten Genauigkeit nicht ändert. Weiterhin befindet sich die Anpassung der Geometrie im hinteren Teil des Diffusors, was darauf hindeutet, dass die Stromaufwirkung auf den Impeller gering ist. Dennoch sei an dieser Stelle darauf hingewiesen, dass sich bei instationären Druckmessungen im Halsquerschnitt des Diffusors kleine Unterschiede in der Strömung zeigen (siehe Kap. 6.3). Die Interaktion zwischen Impeller und Diffusor ist nach *Ziegler* (2003) zwar kompliziert und wird sicherlich durch die Verhältnisse im Halsquerschnitt maßgeblich beeinflusst; dennoch zeigen die instationären Druckmessungen am Impeller Austritt sowie stationäre Druckmessungen keine Änderungen. Die These des gleichen Impellerverhaltens wird im Folgenden weiter diskutiert und validiert.

Die beobachtete Wirkungsgraderhöhung hat ihre Ursache folglich im gesteigerten Stufendruckverhältnis, das um +0.4% wächst. Dies liegt oberhalb der relativen Messunsicherheit von $\pm 0.1\%$ (siehe Kap. 3.3.2). Weiterhin zeigt auch der statische isentrope Wirkungsgrad, gebildet mit dem statischen Austrittswanddruck nach Gl. (7.1), das gleiche Verhalten. Dies gibt den ersten Hinweis darauf, dass der erhöhte Austrittsdruck den kleineren Totaldruckverlusten im Diffusorsystem bestehend aus dem Pipe Diffusor und dem Deswirler zu verdanken ist.

6.2 Stationäre detaillierte Strömungsanalyse im Diffusorkanal

6.2.1 Statischer Druckaufbau

Entlang der Mittellinie des Pipe Diffusors wurde an dessen Frontwand der statische Druck gemessen (siehe Anhang A.2.1). Aus diesen Messwerten wurde ein c_p -Wert nach Gl. (2.2) errechnet. Als Bezugsgrößen dienen dabei der statische Druck am Impelleraustritt und der Totaldruck aus den Pitot-Messungen im pseudo-schaufellosen Raum (siehe **Abb. 5.8**). **Abb. 6.3** zeigt einen Vergleich dieses c_p -Werts zwischen der gekürzten und der nominalen Diffusorvariante. Der c_p -Wert wurde mit seinem Maximalwert am Diffusorausstritt auf 1 normiert. Weiterhin sind die Messstellen auf der Mittellinie im Diffusor dargestellt. Der Betriebspunkt A100 liegt im Wirkungsgradmaximum der Radialverdichterstufe (siehe **Abb. 6.1**). Es ist zu beachten, dass der Verlauf an der Diffusorfrontwand quantitativ nicht repräsentativ für den gesamten Diffusor ist, aber Vergleiche und qualitative Aussagen zulässt.

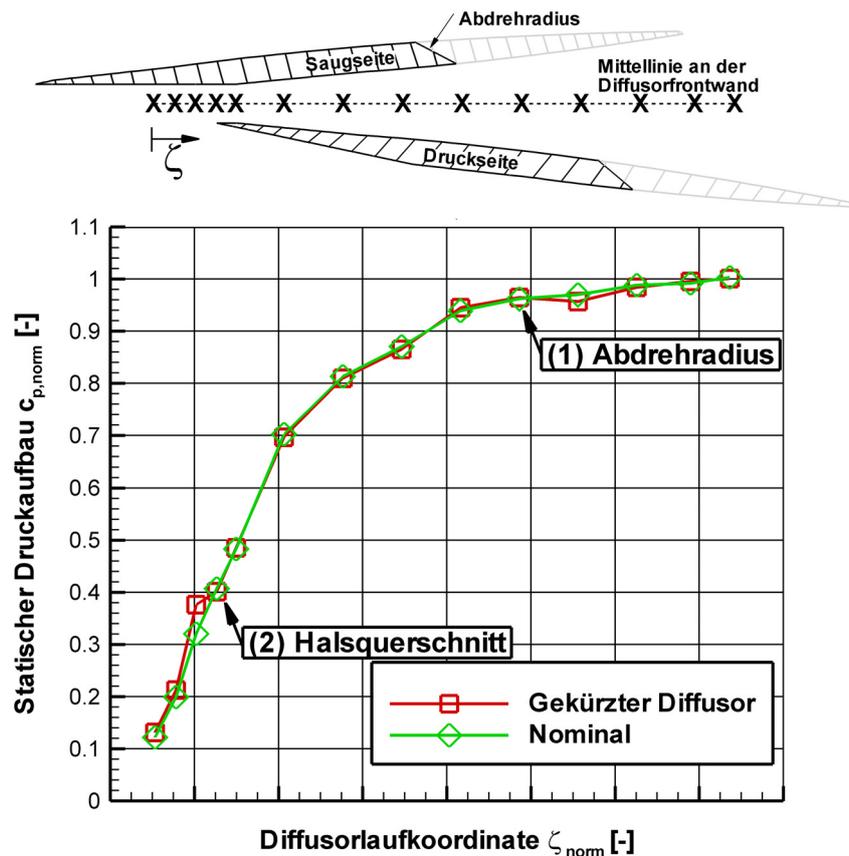


Abb. 6.3: Statischer Druckaufbau an der Diffusorfrontwand; Vergleich zwischen gekürztem und nominalem Diffusor

Nominaler und gekürzter Diffusor weisen den gleichen statischen Druckaufbau am Austritt im letzten Messpunkt auf. Die beiden c_p -Verläufe sind qualitativ ähnlich und unterscheiden sich nur in einzelnen Messpunkten. Beiden Diffusorvarianten ist gemeinsam, dass der statische Druckaufbau mit der Lauflänge des Diffusors abnimmt. Bereits bis zum Halsquerschnitt (2) werden demnach 40 % des gesamten Druckaufbaus des Diffusors erreicht. Dies deckt sich mit den ersten Beobachtungen und Auslegungsvorschlägen für Pipe Diffusoren nach *Kenny* (1969). Weiterhin ist zu erkennen, dass sowohl bei gekürzter als auch bei nominaler Diffusorkonfiguration im Bereich des Abdrehradius' bereits 96 % des Druckaufbaus erreicht sind. Folglich finden im hinteren Bereich des Diffusors nur noch 4 % Druckrückgewinn statt. Schlussfolgernd kann aufgrund dieser Beobachtung folgende Aussage festgestellt werden:

Die Schaufeln in der stromab liegenden Hälfte dieses Diffusors in Nominalkonfiguration haben keinen positiven Effekt auf den statischen Druckrückgewinn.

Letztendlich war dies der Grund zur Entscheidung, eine Geometrieangepassung in Form der Schaufelkürzung vorzunehmen. Es ist zu beachten, dass diese Aussage die Aufgabe des Diffusors der Strömungsumlenkung nicht beinhaltet; der Austrittswinkel der Strömung ist durch die Kürzung verändert worden, wie im Folgenden gezeigt werden wird.

Auf der anderen Seite heißt dies aber auch, dass im schaufellosen Raum des gekürzten Diffusors ein Druckrückgewinn von +4% erfolgt. Zwar sinkt der statische Druck nach dem Abdrehradius ab, nähert sich in Richtung Diffusoraustritt jedoch wieder dem Ursprungswert an. Der Grund für den Druckabfall liegt in lokal geänderten Strömungsbedingungen, wie sie im folgenden Kapitel beschrieben werden, allerdings handelt es sich nur um eine einzige Messstelle. Der Druckrückgewinn deckt sich mit der grundsätzlichen Aussage, dass über die Querschnittserweiterung eine Strömungsverzögerung erfolgt. Diese erfolgt durch die stehengebliebenen Diffusorhinterkanten zunächst schlagartig, dann entsprechend des Radius' bzw. der damit verbundenen Querschnittserweiterung.

Weiterhin fällt auf, dass der statische Druck im Halsquerschnitt (2) und auf Höhe des Abdrehradius' (1) für beide Diffusorkonfigurationen gleich ist. Vor dem Halsquerschnitt allerdings ist der statische Druck für die gekürzte Variante erhöht. Der c_p -Wert steigt in den ersten beiden Messpunkten um +1%-Punkt und im dritten genau vor dem Halsquerschnitt um +5%-Punkte. Nach dem Halsquerschnitt werden um -1%-Punkt kleinere c_p -Werte beobachtet. Dieses Verhalten deutet auf geänderte Strömungsbedingungen bis vor den Halsquerschnitt hin, die durch das Abdrehen der Schaufeln und damit der Geometrieänderung verursacht werden. Dazu werden im Folgenden Detailmessungen gezeigt.

6.2.2 Ablöseverhalten

Zur Detektion von Strömungsphänomenen wurden im Diffusorkanal Detailmessungen mit den Messtechniken Farbeinspritzung, PIV und Dreilochsonde durchgeführt. Anhand der Messergebnisse werden Änderungen im Strömungsfeld nachgewiesen, die das integrale Verhalten erklären können.

6.2.2.1 Farbeinspritzung im Diffusorkanal

In **Abb. 6.4** sind zwei Photos von Farbeinspritzungen im Diffusorkanal im Fall von einerseits gekürzter und andererseits nominaler Diffusorkonfiguration dargestellt. Die Farbe wurde durch statische Druckbohrungen an der Diffusorfrontwand eingeführt. Im

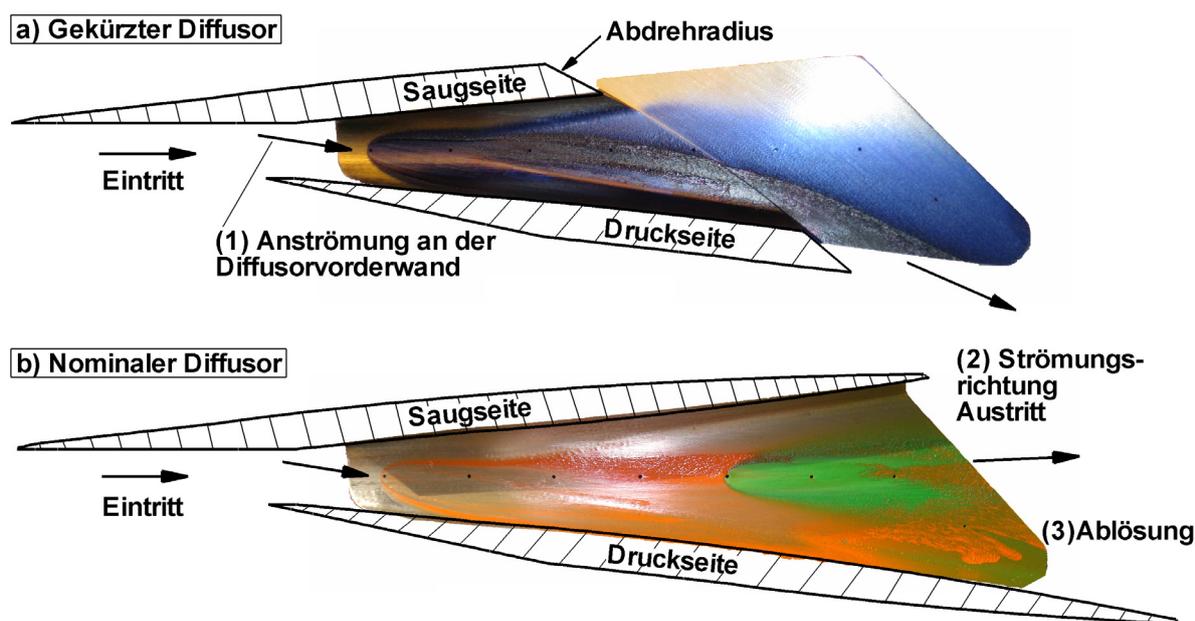


Abb. 6.4: Farbeinspritzung an der Diffusorfrontwand; Vergleich zwischen gekürztem und nominalem Diffusor

Falle des gekürzten Diffusors durch eine Bohrung blaue Farbe, bei nominaler Konfiguration durch die gleiche Bohrung rote und weiter stromab grüne Farbe. Der Betriebspunkt A100 liegt bei 100 % reduzierter Drehzahl im Wirkungsgradmaximum. Es lassen sich folgende wesentlichen Merkmale feststellen:

1. Die Strömung im vorderen Teil des Diffusors verläuft an der Diffusorfrontwand in Richtung der Druckseite. Es ist kein Unterschied zwischen gekürztem und nominalem Diffusor erkennen. Die Strömungsrichtung ist durch den frontseitigen Wirbel begründet, der durch die entsprechende Ridge am Eintritt generiert wird. Dadurch ergibt sich theoretisch in der Kanalmitte eine Strömung in Richtung der Saugseite und an Front- und Rückwand in Richtung Druckseite (vergleiche **Abb. 2.4**). Die vorliegende Messung bestätigt dies im Bereich der Diffusorfrontwand.
2. Die Strömungsrichtung am Austrittsradius ist wesentlich verändert. Während die Strömung im nominalen Fall den Diffusorschaukeln folgt, fehlt diese Strömungsführung im gekürzten Fall. Die Strömung wird schon vor dem Abdrehradius relativ zum nominalen Fall in Umfangsrichtung umgelenkt. Der Unterschied im Austrittswinkel der Strömung beträgt mehr als 20°.
3. Im nominalen Diffusorfall tritt im hinteren Teil des Diffusors eine Ablösung auf. Diese befindet sich an der Druckseite und ist durch die abgesetzte rote Farbe zu

erkennen, die in diesem Bereich tropfenartig verlaufen ist. Folglich können an dieser Stelle keine großen Strömungsgeschwindigkeiten vorhanden sein. Weiterhin ist grüne Farbe in Sprenkeln und Spray im Ablösegebiet zu erkennen. Diese Farbe kann nur durch Rückströmung und Verwirbelung aus der zweiten Einspritzbohrung dorthin gelangt sein.

4. Bei gekürztem Diffusor ist bei der Farbeinspritzung keine Ablösung auf der Druckseite zu erkennen. Die Hauptströmung folgt hier der Druckseite. Allerdings ist ein ausgeprägtes Spray-Gebiet an der Saugseite und im anschließenden schaufellosen Raum zu sehen. Die Farbverläufe folgen einer Kurve, die an die logarithmische Spirale der Strömung in einem schaufellosen Diffusor erinnert.

6.2.2.2 Vergleich der PIV-Messungen im hinteren Bereich des Diffusorkanals

Zur quantitativen Erfassung der Strömungsverhältnisse wurden im Diffusorkanal Messungen mittels Particle Image Velocimetry (PIV) durchgeführt. Analog zu Anhang A.2.3 wurden drei Ebenen gemessen: In der Kanalmitte und bei 10 und 90 % Schaufelhöhe nahe der Diffusorfront- bzw. -rückwand. Die Ergebnisse im Fall von gekürzter und nominaler Diffusorkonfiguration sind in **Abb. 6.5** und **Abb. 6.6** gegenübergestellt. Es sind die normierten reduzierten Geschwindigkeitskonturen sowie Stromlinien (weiß) dargestellt.

Die größten Strömungsfeldänderungen sind im hinteren Teil des Diffusors im Bereich der Geometrieänderung durch die Kürzung der Diffusorschaufeln zu erkennen. Die Strömung lässt sich sowohl für den gekürzten als auch den nominalen Fall im hinteren Fenster in zwei Teilbereiche aufteilen: Die Hauptströmung (1) und eine Ablösung (2). Die Hauptströmung verläuft entlang der Saugseite der Diffusorpassage, während sich die Ablösung an der Druckseite befindet.

Die Ablösung ist bei nominaler Konfiguration (**Abb. 6.6(2)**) ausgeprägter als bei gekürztem Diffusor (**Abb. 6.5**). Im nominalen Fall zeigt sich in der mittleren Ebene bei 50 % Kanalhöhe eine Ablösung mit Rückströmung, die zwei Drittel des Strömungskanals am Diffusoraustritt einnimmt. Die Rückströmung weitet sich zur Rückwand des Diffusors hin aus (10 % Kanalhöhe in **Abb. 6.6c**). Das Rezirkulationsgebiet erstreckt sich bis zu einem Drittel der Kanallänge in den Diffusorkanal hinein. An der Frontwand hingegen (bei 90 % Kanalhöhe) wurde keine Rückströmung gemessen. Zwar geht auch hier die Geschwindigkeit bis auf 0 herunter, jedoch folgt die Strömung der Druckseite. Die Hauptströmung folgt für den nominalen Fall in **Abb. 6.6(1)** über die gesamte Kanallänge der Saugseite des Diffusors. Allerdings wird sie durch die Messfenster nicht vollständig erfasst. Dennoch lässt sich feststellen, dass sich die Ausbreitung und die ab-

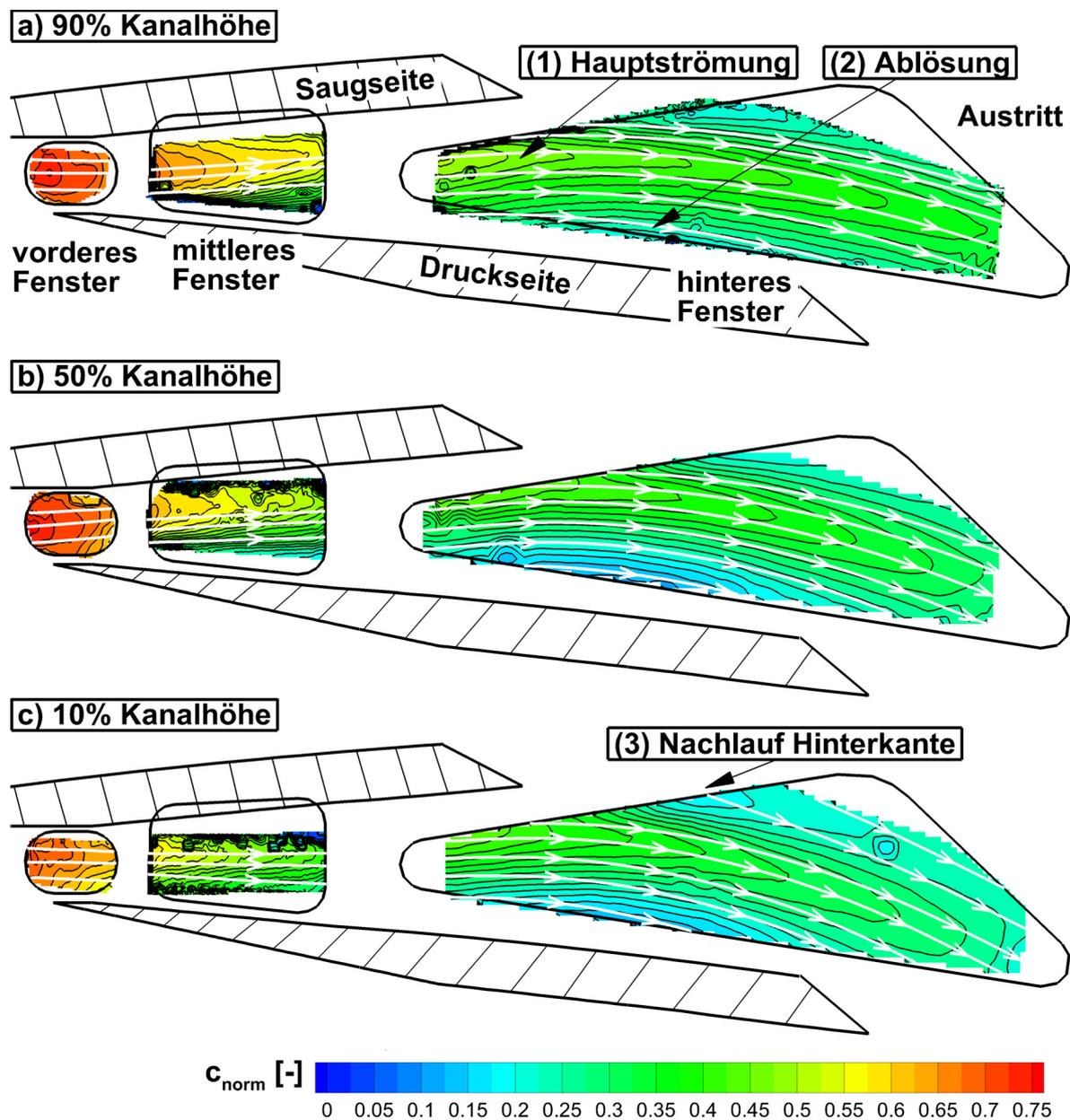


Abb. 6.5: Zeitlich gemittelttes Geschwindigkeitsfeld aus PIV-Messungen im gekürzten Diffusorkanal

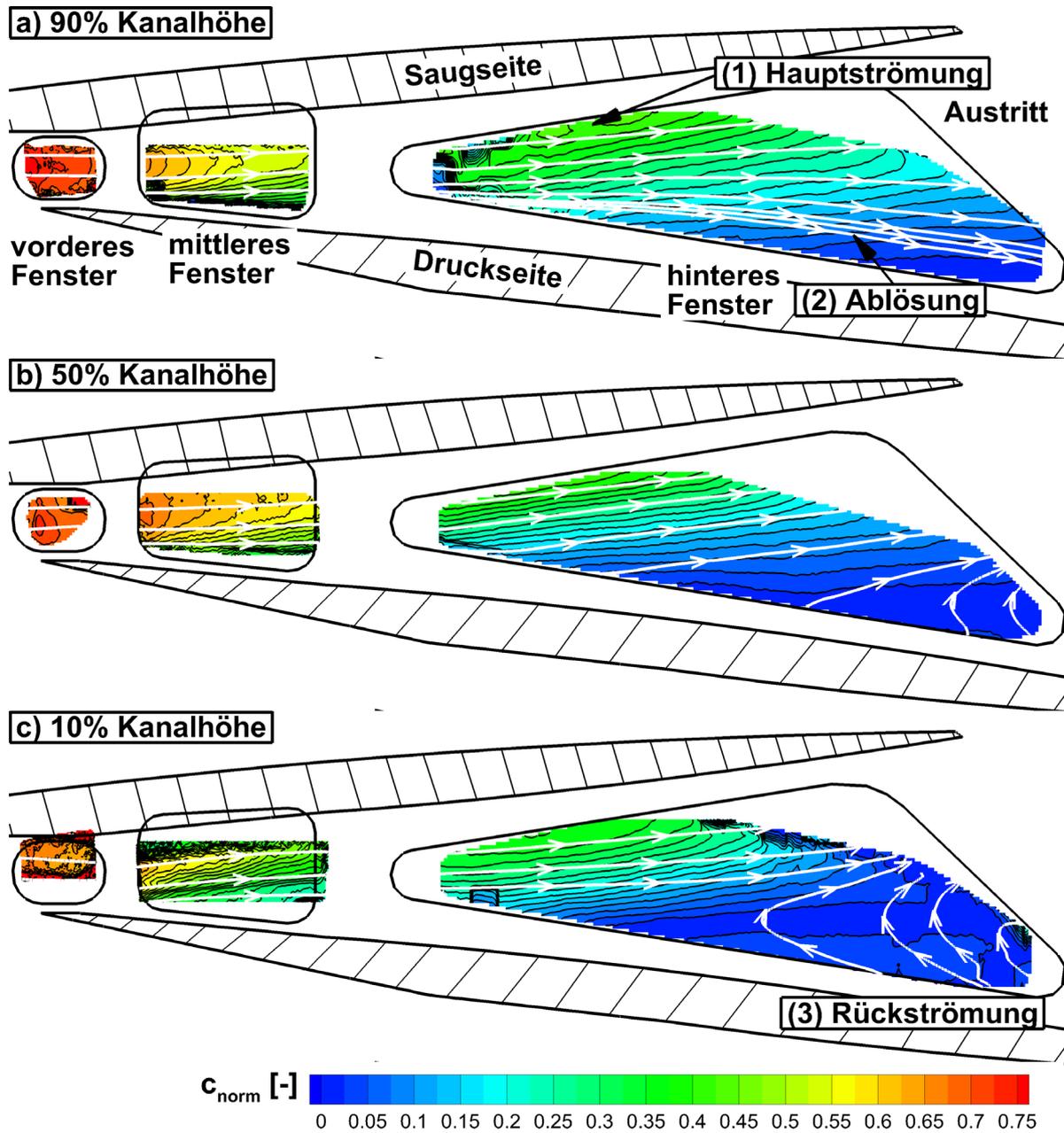


Abb. 6.6: Zeitlich gemittelttes Geschwindigkeitsfeld aus PIV-Messungen im nominalen Diffusorkanal

solute Geschwindigkeit der Hauptströmung von der Rück- zur Frontwand des Diffusors hin erhöhen.

Die grundsätzliche Aufteilung der Strömung in ein Hauptströmungs- und Ablösungsgebiet lässt sich auch im Fall der gekürzten Diffusorkonfiguration nachweisen (**Abb. 6.5**). Jedoch haben sich die Ausmaße, die Position als auch der Verlauf verändert.

Die Ablösung (2) befindet sich weiterhin an der Druckseite des Diffusors. Jedoch hat sie sich relativ zum nominalen Diffusorfall wesentlich verkleinert. Es tritt im hinteren Fenster keine Rückströmung mehr auf. Weiterhin sind im gemessenen Bereich der Fenster keine Geschwindigkeiten von 0 beobachtet worden. Der Gradient zur Druckseite hin legt jedoch dort ein Ablösegebiet nahe.

Die Hauptströmung (1) liegt wie im nominalen Fall an der Saugseite des Diffusors an. Doch schon im vorderen Bereich des hinteren Messfensters gibt es Änderungen im Stromlinienverlauf. Die Hauptströmung beschreibt eine Kurve in Richtung Druckseite, anders ausgedrückt in Umfangsrichtung des Diffusors. Außerdem nimmt die Hauptströmung schon am Anfang des hinteren Fensters mehr Raum ein als im nominalen Fall. Dies ist durch die kleinere Ablösung begründet, die die Hauptströmung nicht mehr so stark verdrängt. Quantitativ lässt sich die Maximalgeschwindigkeit der Hauptströmung nicht vergleichen, weil die Hauptströmung nicht komplett im Messfenster liegt.

Weiterhin ist im oberen Bereich des hinteren Fensters der Nachlauf der Hinterkante der abgedrehten Diffusorschaukeln zu erkennen (3). Dieser Nachlauf und das Ablösegebiet mischen sich im schaufellosten Raum aus. Im Messfenster wurden die Geschwindigkeit des Nachlaufs und der Hauptströmung auf einem Radius von 12 mm hinter der Hinterkante ermittelt. Die 12 mm entsprechen 34% der Differenz zwischen Außen- und Innenradius' des gekürzten Diffusors. Die Geschwindigkeit im Nachlauf weist dort 60% der Hauptströmungsgeschwindigkeit auf.

Die Hauptströmung (**Abb. 6.5(1)**) folgt nach den Hinterkanten des gekürzten Diffusors einer Kurve, wie sie für schaufellose Diffusoren typisch ist. *Traupel* (1962) leitet theoretisch deren Verlauf ab, bei dem die Radialkomponente der Strömung durch die Flächenerweiterung entsprechend des Kontinuitätssatzes, die Umfangskomponente der Strömung entsprechend des Drallsatzes verzögert wird. Für den reibungsfreien, inkompressiblen, homogenen Fall des Diffusors mit planparallelen Platten beschreibt diese Kurve eine logarithmische Spirale. Letztere bedeutet, dass der Strömungswinkel relativ zum Radius auf jedem Durchmesser konstant bleibt. Im vorliegenden Fall sind die Voraussetzungen einer logarithmischen Spirale jedoch nicht gegeben, so dass die Stromlinien von der Form einer logarithmischen Spirale abweichen. Es ergeben sich schließlich die folgenden Effekte:

1. Durch das Abdrehen der Diffusorschaukeln bleiben Hinterkanten stehen. Diese haben im Abdrehradius einen Anteil von 26.8 % der Gesamtfläche. Die Strömung ist dementsprechend einer plötzlichen Querschnittserweiterung ausgesetzt. Die entstehenden Nachlaufzellen mischen sich mit der Hauptströmung aus. Dadurch reduziert sich die Radialkomponente der Geschwindigkeit. Der Strömungswinkel relativ zum Umfang wird flacher.
2. Die Strömung am neuen Diffusoraustritt, also dem Abdrehradius, ist inhomogen. Die Ablösung mischt sich ebenfalls mit der Hauptströmung aus. Dies scheint nicht erst ab dem Abdrehradius zu geschehen, sondern schon im Diffusorkanal, angefangen am Beginn des hinteren Messfensters in **Abb. 6.5**.
3. Nach der Querschnittserweiterung mischt sich die Strömung immer weiter aus. Im hinteren Teil des schaufellosen Diffusors nähert sich der Strömungsverlauf unter Berücksichtigung der Ausmischung und von Reibungseffekten einer logarithmischen Spirale an.

Durch diese Effekte ist die Umlenkung der Strömung durch den gekürzten Diffusor geringer als in der nominalen Konfiguration. Der Austrittswinkel wird um 20° flacher. Die Konsequenzen für die stromab liegende Beschaukelung wird anhand von Dreilochsondenmessungen in Kap. 6.2.4 näher beschrieben.

6.2.2.3 Vergleich der PIV-Messungen im vorderen Bereich des Diffusorkanals

Im Halsquerschnitt des Diffusors wurden beim Vergleich der Messungen im throat-Fenster bei gekürzter zu nominaler Diffusorkonfiguration (**Abb. 6.5** zu **Abb. 6.6**) keine Geschwindigkeitsänderungen bei 90 % Kanalhöhe in der Nähe der Frontwand des Diffusors gemessen. In der mittleren Ebene und bei 10 % Kanalhöhe zeigen die Messungen im gekürzten Diffusorfall eine Geschwindigkeitserhöhung von 0 – 5 %.

Die Messungen im mittleren Fenster ergeben im Vergleich für die kurze Diffusorversion eine erhöhte Geschwindigkeit von 0 – 5 % in der Ebene bei 90 % Kanalhöhe. Die Differenzen in den beiden anderen Ebenen sind größer. Während die Geschwindigkeit in der mittleren Ebene um -10% zurückgeht, erhöht sich die Geschwindigkeit um diesen Prozentsatz von $+10\%$ in der Ebene bei 10 % Kanalhöhe. Bei der Analyse der Messergebnisse muss die absolute Messunsicherheit des PIV-Systems von $\pm 3\%$ berücksichtigt werden (siehe Anhang A.2.3). Die Unterschiede im Throat-Fenster könnten darauf zurückzuführen sein.

Weiterhin wird in der vorliegenden Studie die These aufgestellt, dass die Änderung der Ablösephänomene im hinteren Diffusorbereich einen Stromaufeffekt in den vorderen Be-

reich des Diffusors haben. Die gemessene Erhöhung der Geschwindigkeit an der Diffusorfrontwand hinter dem Halsquerschnitt wird durch den kleineren gemessenen statischen Druck bestätigt (siehe Kap. 6.2.1). Der gemessenen Verringerung der Geschwindigkeit im mittleren Fenster kann im Rahmen der vorliegenden Studie kein ursächliches Phänomen zugeordnet werden, hierzu sind weitergehende numerische Untersuchungen notwendig. Im Halsquerschnitt selbst wurden keine belastbaren Unterschiede festgestellt, was die These der im Rahmen der Messunsicherheit nicht geänderten stationären Strömung am Impelleraustritt bestätigt. Schließlich muss festgehalten werden, dass die vorliegenden Messergebnisse örtlich limitiert sind und als Basis zur Validierung von weitergehenden Untersuchungen dienen können. Zur genauen Klärung der Strömungsverhältnisse und -phänomene werden numerische Rechnungen zur Analyse des gesamten Strömungsfeldes auch in Wandnähe empfohlen.

6.2.3 Strömungsfeld am Diffusoreintritt

Die Anströmung zum Halsquerschnitt des Diffusors beeinflusst nach *Runstadler und Dolan* (1975) maßgeblich dessen Druckrückgewinn und Totaldruckverlust. Deshalb wurden im pseudo-schaufellosen Raum Pitot-Traversen durchgeführt (siehe Anhang A.2.2), um die Strömung im Zwischenraum von Impeller und Diffusor charakterisieren zu können.

In **Abb. 6.7** ist der normierte Totaldruckverlauf in Messebene 27 (siehe Kap. 3.3.1) für die gekürzte im Vergleich zur nominalen Diffusorkonfiguration dargestellt. Die beiden grundsätzlichen Phänomene sind sowohl in **Abb. 6.7a** als auch **b** zu finden. So bildet sich erstens ein Totaldruckmaximum aus, dass von der Mitte aus 1 mm in Richtung Frontseite des Diffusors verschoben ist. Von der Saugseite ist es 5 bis 6 mm entfernt. Zweitens bilden sich an den beiden Kanten zum Eintritt hin (den Ridges) an der Front- und Rückseite zwei Wirbel aus, die zu niedrigeren Totaldrücken führen (2). An der Frontseite ist dieses Phänomen weniger ausgeprägt, weil dort die Grenzschicht durch eine relativ zur Rückseite fünfmal erhöhte Zapfluft abgesaugt wird (vergleiche die Zapfluchtuntersuchung in Kap. 5.3).

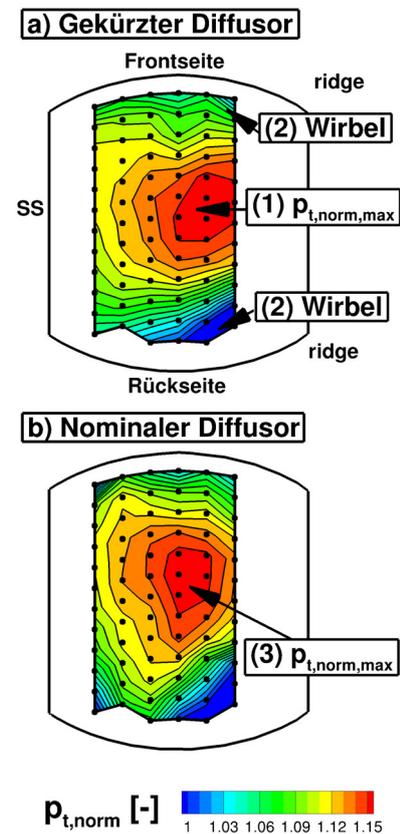


Abb. 6.7: $P_{t,norm}$ Messebene 27: Pseudo-schaufelloser Raum

In den Niveaus von Maximum ((1) und (3)) und Wirbelgebieten (2) kann im Rahmen der Messunsicherheit kein Unterschied festgestellt werden. Außerdem sind die Konturlinien qualitativ ähnlich. Die Abweichungen liegen im Bereich von 1 mm . So entfernt sich bei gekürztem Diffusor das Totaldruckmaximum 1 mm von der Saugseite. Weiterhin ist das Profil in Richtung Saugseite gestaucht. So ergeben sich in der zweiten Traverse in Richtung Frontseite und in der dritten Traverse Richtung Rückseite kleinere Werte. Die Konturlinien sind um 1 mm verschoben.

Es ist nicht auszuschließen, dass die gefundenen Unterschiede auf Messunsicherheit zurückzuführen sind. Während die Totaldruckmessung selbst mit $\pm 0.1\%$ sehr genau ist, ergeben sich Abweichungen durch die manuelle Verstellung und damit mögliche Positionierungsfehler von $\pm 0.5\text{ mm}$. Das Fazit dieser Messuntersuchung lautet folglich, dass im stationären Totaldruckprofil im Zwischenraum von Impeller und Diffusor im Rahmen der Messunsicherheit keine Unterschiede für die gekürzte und nominale Diffusorkonfiguration festgestellt werden konnten.

6.2.4 Strömungsfeld am Diffusoraustritt

Um den Diffuser und die Umlenkbeschaufelung, den *Deswirler* zu bilanzieren, wurden Dreilochsondentraversen in der Messebene $28b$ (siehe **Abb. 3.2**) zwischen den beiden Statorreihen durchgeführt. Weiterhin wurde eine Traverse für die gekürzte Diffusorkonfiguration am Abdrehradius in Ebene $28a$ gemessen. Die Vorgehensweise ist in Anhang A.2.2 dargelegt.

In **Abb. 6.8** sind die Machzahl und der Strömungswinkel α in den Messebenen $28a$ und $28b$ relativ zum Radius dargestellt. Die Ergebnisse im Austrittsradius der nominalen Diffusorkonfiguration in **Abb. 6.8a** sind denjenigen im gekürzten Fall in **Abb. 6.8b** gegenübergestellt.

Die in Kap. 6.2.2 in den PIV-Messungen gefundene Strömungskonfiguration wird durch die Dreilochsonden Traversen bestätigt. Es bildet sich beim nominalen Diffusor eine Hauptströmung (1a) in der Ecke von Saugseite und Diffusorfrontwand aus. Auf der gegenüberliegenden Seite befindet sich die Ablösung (2a). Die Strömungsphänomene von Hauptströmung und Ablösung findet man ebenfalls bei den Messungen zur gekürzten Diffusorkonfiguration (**Abb. 6.8b**). Im Vergleich zu der Traverse im nominalen Fall jedoch ist das Strömungsfeld in Ebene $28b$ beim gekürzten Diffusor in zwei grundsätzlichen Punkten verändert:

1. Die Strömung ist homogener. Das Machzahlmaximum der Hauptströmung (1b) fällt von 0.34 im nominalen Fall auf 0.32 beim gekürzten Diffusor. Im Ablösegebiet

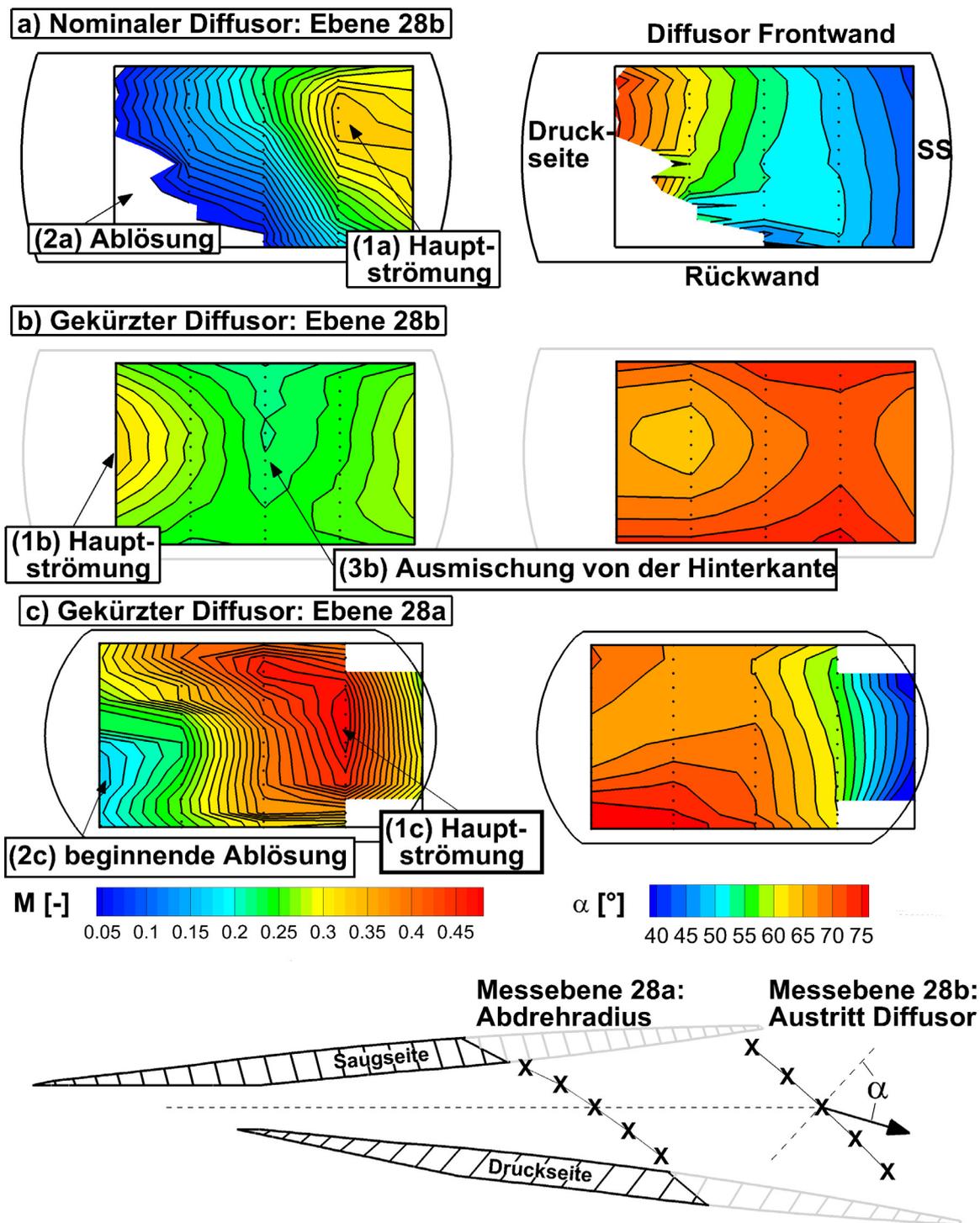


Abb. 6.8: Machzahl und α -Winkel Verteilung in den Messebenen 28a und 28b; Vergleich zwischen gekürztem und nominalem Diffusor

wurden beim gekürzten Diffusor (3b) minimale Machzahlen von 0.22 gemessen, was 70 % des Maximalwerts entspricht. Es tritt keine Ablösung mit Rückströmung auf. Die Ursache für die Homogenisierung der Strömung ist in der Ausmischung im neu generierten schaufellosen Diffusorraum zu finden. Das Gebiet niedriger Machzahlen (3b) befindet sich auf der imaginären Mittellinie des Diffusors. Es beinhaltet die ausgemischte Strömung von den dicken stumpfen Hinterkanten des gekürzten Diffusors und der in den PIV-Messungen in Kap. 6.2.2 gefundenen Ablösung auf der Druckseite des Diffusors.

2. Die Gebiete von Hauptströmung (1b) und Ablösung (3b) sind in Umfangsrichtung verschoben. Sowohl beim Vergleich der Hauptströmungen ((1b) zu (1a)) als auch der Ablösegebiete ((3b) zu (2a)) lässt sich eine Verlagerung von 6° in Richtung Druckseite (in **Abb. 6.8** nach links) ermitteln. Wiederum liegt der Grund für die Verschiebung im entstandenen schaufellosen Raum des gekürzten Diffusors. In Kap. 6.2.2 wurde der gekrümmte Verlauf der Hauptströmung beschrieben, der sich theoretisch mit einer logarithmischen Spirale begründen lässt. Die vorliegenden Sondentraversen bestätigen diesen Sachverhalt.

Der Vergleich des Strömungswinkels α relativ zum Radius ist in **Abb. 6.8a** und **b** auf der rechten Seite dargestellt. Die sehr inhomogene Abströmung im nominalen Fall zeigt sich auch im Winkelprofil. So folgt die Hauptströmung (1a) der Saugseite und hat folglich einen Abströmwinkel von 50° im Machzahlmaximum. In der Traverse an der Saugseite wurden Winkel bis zu 43° gemessen. Im Bereich der Ablösung (2a) treten immer flachere Winkel bis zu 70° auf. Hier ist zu beachten, dass die Machzahlen sehr klein sind und dieses Gebiet schon zur Ablösung mit Rückströmung gezählt werden kann.

Die Diffusorabströmung in Ebene 28b in der gekürzten Diffusorkonfiguration zeigt für den Strömungswinkel α ebenfalls ein wesentlich homogeneres Verhalten als im nominalen Fall (**Abb. 6.8b** rechts). Im Bereich der Hauptströmung (1b) wurden Strömungswinkel von 63° gemessen, während im Nachlauf der Hinterkanten (3b) 74° beobachtet wurden. Die Differenz zwischen Hauptströmung und Ablösegebiet entspricht einer Varianz von 11° .

Bei der Bewertung der absoluten Zahlenwerte von Machzahl und Winkelverschiebung ist zu beachten, dass die Traverse in Umfangsrichtung nur in 5 Schritten à 2° aufgelöst ist. Die Diskretisierung in Umfangsrichtung ist folglich nicht sehr hoch. Die Differenzen im Strömungsfeld zwischen nominaler und gekürzter Diffusorkonfiguration sind jedoch um eine Größenordnung höher als die Diskretisierungsfehler und Messunsicherheiten (siehe Anhang A.2.2).

Das Strömungsfeld am Austritt des Diffusors in Ebene 28b beschreibt die Eintrittsbedingungen für den stromab liegenden Deswirler. Der Deswirler besteht aus der Kanalumlenkung und der prismatischen Statorbeschaufelung. Die Auswirkungen der Kürzung des Diffusors auf die Anströmung zum Deswirler lassen sich folgendermaßen feststellen:

1. Der Anströmwinkel wird flacher. Er ändert sich von massenstromgemittelt 47° auf 68° . Weil die Schaufeln des Deswirlers auf den nominalen Fall ausgelegt sind, bedeutet die Kürzung des Diffusors eine Fehlanströmung der Deswirlerschaufeln mit einer Inzidenz von über 20° .
2. Das Anströmprofil wird homogener. Durch die Ausmischung im schaufellosen Raum des gekürzten Diffusors wird der Deswirler nicht mehr mit einem Nachlaufgebiet einer Ablösung beaufschlagt, wie es in der nominalen Konfiguration der Fall ist.
3. Die flachere Strömung kann der Umlenkung in axiale Richtung zwischen Diffusor und Deswirler besser folgen. Nach *Japikse und Baines* (1998) bedeutet der größere Strömungswinkel α eine größere Weglänge, die die Strömung über die Umlenkung zurücklegt. Folglich ist die Belastung der Strömung im Bereich der Nabenkrümmung geringer.

6.2.5 Strömungsfeld am Abdrehradius

Die Dreilochsondentraverse am Abdrehradius in Ebene 27a wurde nur für den Fall des gekürzten Diffusors gemessen. Machzahl und Strömungswinkel α sind in **Abb. 6.8c** dargestellt. Im Machzahlverlauf bestätigt sich die in Kap. 6.2.2 in den PIV-Messungen gefundene Strömungskonfiguration von Hauptströmung (1c) an der Saugseite und beginnender Ablösung (2c) in der Ecke von Druckseite zur Diffusorrückwand. Weiterhin kann die Beobachtung aus dem hinteren PIV Fenster bei 90 % Schaufelhöhe in der Nähe der Diffusorfrontwand bestätigt werden, dass dort keine ausgeprägte Ablösung auftritt und die Hauptströmung mit hohen Machzahlen bis zur Diffusormittellinie reicht. In der Hauptströmung (1c) wurden maximale Machzahlen von bis zu 0.49 gemessen.

Das Ablösegebiet (2c) zeigt in der ersten und zweiten Traverse von der Saugseite aus gesehen einen S-Schlag. In Richtung Diffusorrückwand werden die Machzahlen wieder größer. Es wird in der vorliegenden Studie die These aufgestellt, dass dieses Phänomen das beginnende Aufrollen des Ablösegebiets ist. Wenn man davon ausgeht, dass die Strömung im nominalen Diffusorfall ähnlich aussähe, dann wäre diese Strömungskonfiguration der Vorläufer des ausgeprägten Rückströmgebiets. Die These ist mit numerischen Rechnungen zu validieren.

Weiterhin weist das Ablösegebiet in der gekürzten Diffusorkonfiguration eine gemessene minimale Machzahl von 0.17 auf. Hier kann man von keiner ausgeprägten Ablösung sprechen. Der Gradient lässt jedoch vermuten, dass die Machzahl in Richtung Saugseite noch weiter sinkt. Außerdem haben die PIV-Messungen (**Abb. 6.5**) gezeigt, dass die Ablösung weiter stromauf an der Diffusorsaugseite größer ist. Dieser Gradient weist auf ein kleines Rückstromgebiet an der Saugseite hin. Am Abdrehradius ist die Strömung schon wieder teilweise ausgemischt.

Zur Bewertung der Strömungskonfiguration wird die allgemeine Beschreibung von Diffusorströmungen von *Kline* (1959) und weitergehend von *Traupel* (1962) herangezogen. Diese teilen Ablösephänomene im Diffusor abhängig von dessen aerodynamischer Belastung in vier Bereiche auf. Ausgehend von der homogenen Diffusorströmung wird das Phänomen der lokalen Ablöseblase beschrieben, die im mittleren Teil des Diffusorkanals auftritt und fluktuierend ist. Die dritte und vierte Strömungskonfiguration sind die voll einseitig bzw. zweiseitig abgelöste Diffusorströmung. *Traupel* (1962) bemerkt, dass die Konfiguration mit gerader beginnender, fluktuierender Ablösung die besten Diffusorleistungswerte aufweist, weil die Summe der Verluste aus Wandreibung und Ablösung minimal wird. Deshalb wird folgende These aufgestellt:

Im Fall der gekürzten Diffusorkonfiguration stellt sich die von Traupel (1962) beschriebene Diffusorströmung mit beginnender Ablösung ein, während beim nominalen Diffusor die Strömung einseitig ablöst. Die Diffusorströmung mit kleinerer Ablösung im gekürzten Fall hat bessere Diffusorleistungswerte zur Folge.

Der Strömungswinkel α in Ebene 28a (**Abb. 6.8c** rechts) zeigt im Bereich der Hauptströmung (1c) Werte von 40 bis 60°. Die Strömung folgt an dieser Stelle der Saugseite, ist aber in Vergleich zum nominalen Fall in Umfangsrichtung abgelenkt, wie die PIV-Messungen zeigten (**Abb. 6.5**). Die Messungen bestätigen sich. In der Ablösung (2c) steigt der Strömungswinkel auf 75° an.

Bei dieser Betrachtung muss beachtet werden, dass die Dreilochsonde hohen Strömungsgradienten ausgesetzt ist. Weiterhin treten im Bereich der Diffusorhinterkanten in Ebene 28a Interaktionen zwischen Sondenkopf und Wand auf. Dies lässt sich beispielsweise in der Traverse direkt an der Saugseite des Diffusors erkennen. In den Messpunkten an der Saugseite Richtung Diffusorfront- und -rückwand tritt die rechte Bohrung der Dreilochsonde in den Nachlauf der gekrümmten Diffusorhinterkante ein. Dadurch wird der Strömungsgradient über den Sondenkopf so groß, dass Messabweichungen von mehreren Grad im Strömungswinkel α auftreten können.

6.3 Instationäre Strömungsanalyse

In Radialverdichtern spielen instationäre Strömungsphänomene bei der Interaktion von Impeller und Diffusor eine große Rolle. Das Strömungsfeld am Austritt des Impellers, das sogenannte *Jet-Wake*-Gebiet, beaufschlagt den Diffusor mit einer instationären Machzahl- und Winkelverteilung, die Gegenstand zahlreicher numerischer und experimenteller Untersuchungen sind (siehe hierzu Kap. 2.1.2).

Zur nominalen Diffusorkonfiguration der vorliegenden Radialverdichterstufe wurden umfangreiche instationäre experimentelle und numerische Untersuchungen durchgeführt (vergleiche *Zachau* (2007) und *Grates* (2009)). Darauf aufbauend werden letztere in der vorliegenden Studie bestätigt und mit den Ergebnissen der gekürzten Diffusorkonfiguration verglichen. Dazu werden die Messtechniken PIV und der instationären Wanddruckaufnehmer herangezogen, die in Anhang A.2.3 und A.2.4 beschrieben sind.

6.3.1 Die Jet-Wake Strömung im Diffusorhals

In **Abb. 6.9** sind quasi-instationäre PIV-Messungen im Bereich des Diffusoreintritts und dem Halsquerschnitt bei 90% Kanalhöhe in der Nähe der Diffusorfrontwand für das vordere und mittlere Messfenster dargestellt. Es werden normierte Geschwindigkeitskonturen und quasistationäre Stromlinien (weiß) gezeigt. Die 16 Einzelmessungen umfassen die Zeit, in der sich der Impeller um eine Schaufelteilung weiterdreht. Diese eine Teilung besteht aus der Hauptschaufel- und der am Impellereintritt zurückgesetzten Schaufelpassage (*Splitter*). Die instationäre Strömung ist über die 16 Zeitschritte periodisch. Die Ergebnisse für 10 und 50% Kanalhöhe sind in Anhang A.4 zu finden.

Die Geschwindigkeitskonturen in **Abb. 6.9** zeigen eine *Jet-Wake* Strömungskonfiguration im Halsquerschnitt des Diffusors. Beim Zeitschritt *T04* befindet sich ein Gebiet erhöhter Geschwindigkeit im vorderen Messfenster. Dabei handelt es sich um ein *Wake*-Gebiet, weil es, angezeigt durch die weißen Stromlinien, einen flacheren Strömungswinkel aufweist. Umgekehrt dazu zeigt sich beim Zeitschritt *T08* das *Jet*-Gebiet mit niedrigerer Geschwindigkeit und steilerem Strömungswinkel. Anhand dieser Messungen konnte folglich das in der Literatur bekannte *Jet-Wake*-Modell bestätigt werden, das in vielen Messungen und numerischen Untersuchungen gefunden wurde (siehe hierzu Kap. 2.1.2).

Die *Wake*-Strömung, die von der Saugseite der *Splitter*-Schaufel kommt (2), wandert von Zeitschritt *T02* bis *T06* durch das vordere Messfenster. Im mittleren Fenster taucht die *Wake* im Zeitschritt *T09* auf und durchläuft dieses über *T16* bis zum rechten Rand in *T02*. Die *Wake* der Hauptschaufel verhält sich zu der *Wake* der *Splitter*-Schaufel

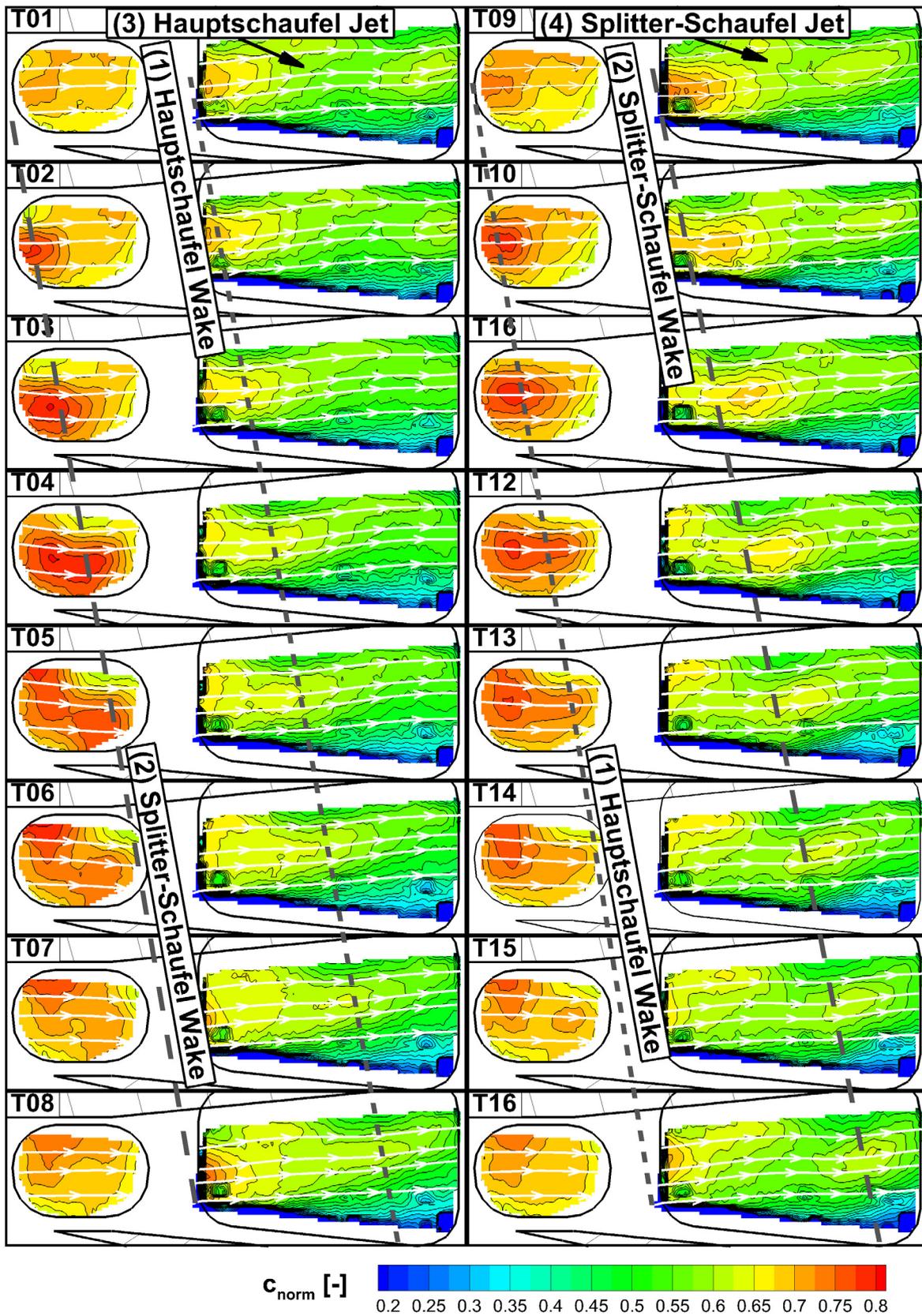


Abb. 6.9: Instationäres Geschwindigkeitsfeld in 90 % Kanalhöhe aus PIV-Messungen am Diffusoreintritt; eine Impellerschaufelteilung zeitlich aufgelöst in 16 quasi-stationären Zeitschritten

ähnlich, nur um eine halbe Impellerschaufelteilung, also 8 Zeitschritte, verschoben. So ist die Messung nicht nur über die 16 Zeitschritte periodisch, sondern annähernd auch im Vergleich der Zeitschritte von $T01 - 08$ zu $T09 - 16$. Die Periodizität der Strömung zwischen beiden Schaufelpassagen ist höher als deren Unterschiede.

Die *Jets* befinden sich zwischen den *Wake*-Strömungen. Der *Jet* erreicht bei 90 % Schaufelhöhe im Halsquerschnitt des gekürzten Diffusors eine Geschwindigkeit von 84 % der *Wake*; der Strömungswinkel variiert zwischen -5 und 2° Inzidenz. Die vornehmlich druckseitige Anströmung liegt an dem frontseitigen *Ridge*-Wirbel in der dargestellten Messebene bei 90 % Schaufelhöhe, wie er in Kap. 6.2.2 beschrieben wurde. In der Kanalmitte bei 50 % Schaufelhöhe beispielsweise strömt die *Wake* die Diffusorvorderkanten inzidenzfrei mit 0° , der *Jet* mit -7° an. Der Diffusor sieht demnach ein periodisch instationäres Anströmprofil. *Grates* (2009) beschreibt anhand von instationären numerischen Simulationen eine instationäre Ablösung, die durch den inzidenzbehafteten *Jet* ausgelöst wird. Diese Ablösung schwimmt durch die inzidenzfreie *Wake* periodisch in den Diffusor ab. Die vorliegenden Messungen bestätigen soweit die in *Zachau* (2007) und *Grates* (2009) gefundenen instationären Strömungsphänomene für den untersuchten Diffusor.

6.3.2 Vergleich der instationären Wanddruckverläufe

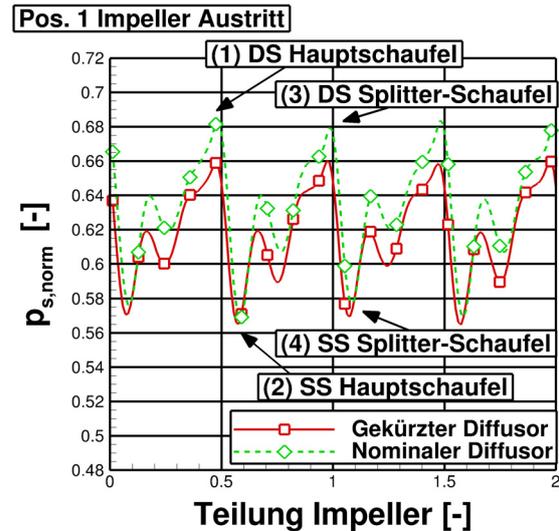
Es wurden instationäre Wanddruckmessungen an insgesamt 8 verschiedenen Positionen an der Frontwand der Radialverdichterstufe durchgeführt. Diese reichen vom Impelleraustritt über den Halsquerschnitt bis zum Austritt des Diffusors (siehe Anhang A.2.4). Die Messtechnik liefert Ergebnisse zum instationären statischen Druckverlauf an der Wandmessstelle, der eine Frequenzanalyse (FFT) erlaubt.

6.3.2.1 Instationärer Wanddruck am Impelleraustritt

In **Abb. 6.10** ist der instationäre Wanddruckverlauf am Impelleraustritt im Vergleich zwischen gekürzter (rot) und nominaler (grün) Diffusorkonfiguration dargestellt. Es werden 2 Impellerschaufelteilungen gezeigt, die periodisches Verhalten aufweisen.

Grundsätzlich findet über die Schaufeloberkante ein Druckabfall von Druckseite (1) zur Saugseite (2) statt. Weiterhin ist der Druckgradient im Schaufelkanal zwischen Saug- (2) und nächster Druckseite (3) zu erkennen; der statische Druck steigt zur Druckseite hin an. Die Verläufe über die Hauptschaufel (1-2) und über die *Splitter*-Schaufel (3-4) sind sehr ähnlich, lediglich die Amplitude über die Saug- und Druckseite der *Splitter*-Schaufel ist um -10% geringer. Die Messung in der nominalen Diffusorkonfiguration bestätigt diejenigen von *Zachau* (2007).

Der instationäre statische Druckverlauf im Fall der gekürzten Diffusorkonfiguration stimmt qualitativ mit dem Druckverlauf im nominalen Fall überein. Quantitativ sind die Messergebnisse im Rahmen der Messunsicherheit auf gleichem Niveau, jedoch zeigt sich eine um -10% geringere Amplitude. Dies deutet auf eine kleine instationäre Stromaufwirkung des geänderten Diffusors auf den Impeller hin.



6.3.2.2 Instationäre Wanddruckphänomene im Diffusorhals

Abb. 6.10: Instationärer Wanddruckverlauf am Impelleraustritt

Abb. 6.11 zeigt 3 instationäre Druckverläufe im Halsquerschnitt des Diffusors. Gekürzte und nominale Diffusorkonfiguration werden für die Zeit von 2 Impellerteilungen verglichen. Die Position 2a) befindet sich an der Druckseite direkt hinter der Diffusorvorderrante, während Position 2c) symmetrisch zur mittigen Position 2b) an der Saugseite des Diffusors zu finden ist.

Alle instationäre Druckverläufe in den 3 Positionen zeigen eine Periodizität, die von der Impellerabströmung, dem *Jet-Wake*-Gebiet, herrührt. Höhere statische Drücke entsprechen dabei kleineren Geschwindigkeiten, folglich dem *Jet*; umgekehrt verursacht die schnellere *Wake*-Strömung ein Tal im statischen Druckverlauf. Die in Kap. 6.3.1 bei den PIV-Messungen gefundene Periodizität im Diffusorhalsquerschnitt findet sich demzufolge auch hier. Zwischen gekürzter und nominaler Diffusorkonfiguration ergeben sich jedoch folgende Unterschiede in den Druckverläufen im Halsquerschnitt:

1. Die Periodizität zwischen Haupt- und *Splitter*-Schaufel ist für alle drei Positionen für die gekürzte Diffusorkonfiguration erhöht.
2. Besonders ausgeprägt ist dies in Pos 2a). Im nominalen Fall ist der Verlauf für den Hauptschaufel-*Jet* (1) ähnlich, während der *Splitter*-Schaufel-*Jet* beim gekürzten Diffusor vorhanden, beim nominalen Diffusor nicht zu erkennen ist.
3. Dafür ist im nominalen Fall die nächste *Wake* (3) wesentlich stärker und zeigt einen doppelt so großen Ausschlag zu kleinerem statischen Druck als im gekürzten Fall.
4. Dieser Effekt ist ebenfalls in der Mitte des Diffusorkanals zu erkennen (4), schwächt sich jedoch in Richtung Saugseite ab (5).

Der periodische statische Druckverlauf in Position 2a) an der Diffusordruckseite im Fall des gekürzten Diffusors entspricht der Erwartung, dass sich die in Kap. 6.3.2.1 beobachtete periodische Strömung am Impelleraustritt in den Diffusor fortsetzt. Die Störung im nominalen Fall muss folglich von der anderen Diffusorgeometrie verursacht werden. Dazu wird in der vorliegenden Studie folgende Theorie aufgestellt: Die Ablösung an der Diffusordruckseite ist im nominalen Fall sehr viel größer als beim gekürzten Diffusor. Folglich ist die Stromaufwirkung nominal größer. Es scheint so, dass diese Stromaufwirkung bis in den Diffusorhalsquerschnitt hineinreicht. *Grates* (2009) beschrieb anhand instationärer numerischer Simulationen, dass das *Wake*-Gebiet den Diffusor inzidenzfrei anströmt, während beim *Jet* eine saugseitige Inzidenz zur Diffusorvorderkante auftritt. Dadurch entsteht bei der *Jet*-Strömung eine kleine lokale Ablösung an der Druckseite im Diffusorhalsquerschnitt. Diese schwimmt durch die nachfolgende *Wake* fluktuierend nach hinten ab.

Im nominalen Fall scheint dieses Abschwimmen und damit Wiederanlegen der Strömung beim *Splitter-Schaufel-Jet* (siehe **Abb. 6.11** (2)) nicht zu gelingen. Die Ablösung an der Vorderkante ist so groß, dass die Geschwindigkeit nicht reduziert wird; der statische Druck bleibt niedrig. Die Blockage im Halsquerschnitt nimmt zu. Die nachfolgende *Wake* (3) schiebt schließlich das Ablöse- und Blockagegebiet in den Diffusor, durch die geringere Blockage sinkt der statische Druck. Sicherlich handelt es sich hierbei um einen stark instationären Effekt, der mit weitergehenden numerischen Simulationen untersucht werden könnte.

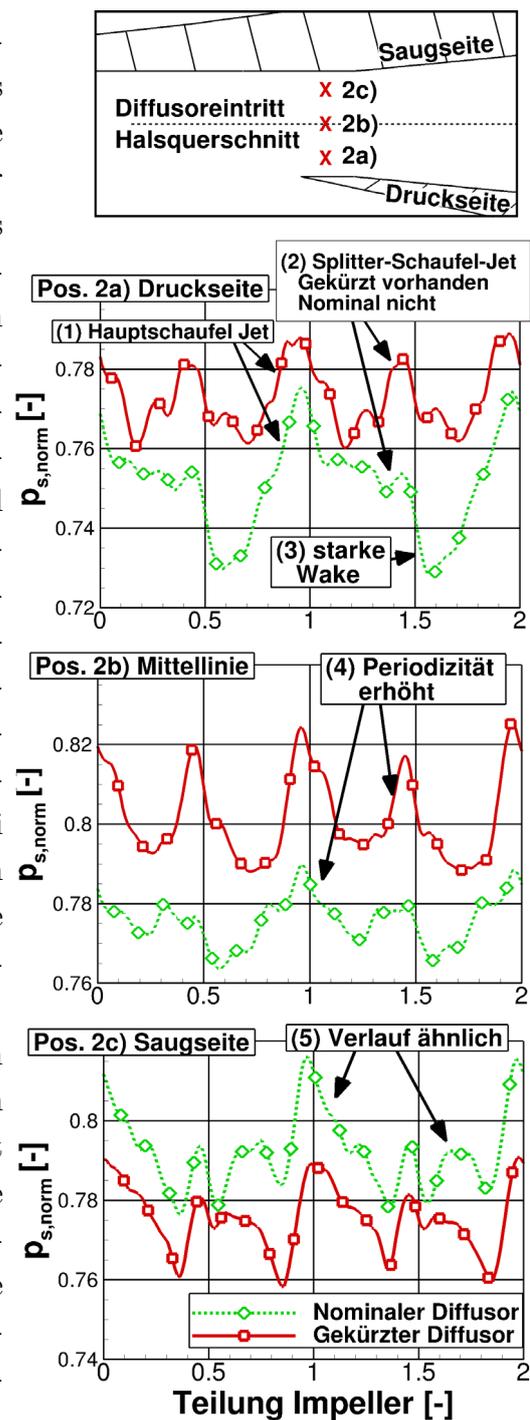


Abb. 6.11: Vergleich des instationären statischen Druckverlaufs im Diffusorhalsquerschnitt

Dieses beschriebene Phänomen konnte in der gekürzten Diffusorkonfiguration nicht beobachtet werden. Dadurch ergibt sich eine erhöhte Periodizität der Strömung. Die Instationarität im Diffusorhalsquerschnitt ist aufgrund der niedrigeren Störung aus dem hinteren Diffusorkanal geringer. Der untersuchte Betriebspunkt liegt im Diffusorkennfeld auf dem flachen Kennlinienast schon relativ weit Richtung Pumpgrenze (siehe **Abb. 6.1**). Es wird angenommen, dass dieses Phänomen auch weiter Richtung Pumpgrenze erhalten bleibt. Schließlich kann als Zwischenfazit folgende Aussage festgestellt werden:

Bei der gekürzten Diffusorkonfiguration ist die Strömung an der Druckseite direkt hinter der Diffusorvorderkante wesentlich periodischer. Es wird die These aufgestellt, dass dies eine Ursache für die beobachtete Pumpgrenzverschiebung zu kleineren reduzierten Massenströmen bei hohen Drehzahlen ist.

Es wird wiederum empfohlen, diese These mit weiteren Untersuchungen, beispielsweise instationärer numerischer Natur, zu prüfen und weiterzuentwickeln.

6.3.2.3 Instationäre Wanddruckphänomene im Diffusorkanal

Im hinteren Teil des Diffusorkanals wurden instationäre statische Wanddruckmessungen an 4 Positionen durchgeführt. **Abb. 6.12** zeigt den Vergleich der Verläufe für 2 Impellerschaufelteilungen zwischen der gekürzten und nominalen Diffusorkonfiguration. Position 3 befindet sich noch im vorderen Teil des Diffusorpassage, während Position 4 bis 6 auf konstantem Radius kurz vor dem Diffusoraustritt angeordnet sind.

In Position 3 sehen die instationären statischen Druckverläufe sehr ähnlich aus. Die *Jet-Wake*-Struktur aus dem Impeller setzt sich hier sehr periodisch fort. Es fällt auf, dass die Strömung im Fall des gekürzten Diffusors jedoch weniger periodisch ist als im nominalen Fall. Der 2. Peak aus dem *Jet* ist um -2.3% zu kleineren statischen Drücken gegenüber dem ersten verschoben, was im nominalen Fall nicht auftritt.

Weil ein niedrigerer statischer Druck auf höhere Strömungsgeschwindigkeiten hindeutet, bestätigt das gefundene Phänomen den Trend aus den PIV-Messungen (siehe **Abb. 6.5**), wo an der Diffusorfrontwand bei 90 % Kanalhöhe eine erhöhte Geschwindigkeit gemessen wurde. Am Austritt des Diffusors in den Positionen 4 – 6 lässt sich generell feststellen, dass die Strömung im gekürzten Diffusorfall mit kleinerer Amplitude schwankt und weniger periodisch ist. Die Ursache dafür ist die Ausmischung der Strömung bedingt durch das Fehlen der Diffusorschaufeln.

Nach den PIV-Messungen (siehe **Abb. 6.5**) liegt Position 4 bei der gekürzten Diffusorkonfiguration im Bereich des Nachlaufs der stumpfen Diffusorhinterkanten. Dies wird deutlich durch den relativ zu den anderen Positionen aperiodischen Verlauf mit unruhigen überlagerten Schwingungen. In Richtung Hauptströmung (Position 5 und 6) wird die Strömung immer periodischer. Es fällt auf, dass Position 6 auch im nominalen Fall die höchste Schwingungsamplitude zeigt. Weil Position 6 nominal im Ablösegebiet liegt, weist dies darauf hin, dass die Ablösung durch die *Jet-Wake*-Strömung getriggert ist und mit dieser mitschwingt. Dieses Verhalten scheint auch bei der gekürzten Diffusorkonfiguration der Fall zu sein, wenn auch in abgeschwächter Form.

6.3.2.4 FFT-Frequenzanalyse im Halsquerschnitt des Diffusors

Für die in in diesem Kapitel gezeigten instationären statischen Wanddruckverläufe wurde eine Frequenzanalyse nach der *Fast Fourier Transform* (FFT) durchgeführt. In **Abb. 6.13** ist ein Vergleich der Frequenzanalysen für die gekürzte (a) und nominale (b) Diffusorkonfiguration dargestellt. Es wurde die Position 2a) an der Druckseite im Diffusorhalsquerschnitt (**Abb. 6.11**) ausgewählt, weil dort die größten Unterschiede festgestellt wurden.

Bei beiden Diffusorkonfigurationen ist die Schaufelwechselfrequenz A zu finden, die bei 46 mal der Rotordrehfrequenz ($46n$) auftritt. Weiterhin sind die erste Harmonische A_1 und zweite Harmonische A_2 bei $92n$ bzw. $138n$ gleich. Der Unterschied zwischen der Hauptschaufel- und *Splitter*-Schaufelströmung D erscheint im Peak bei halber Schaufelwechselfrequenz, also $23n$. Die höheren Harmonischen sind ebenfalls bei beiden gemessenen Diffusorkonfigurationen

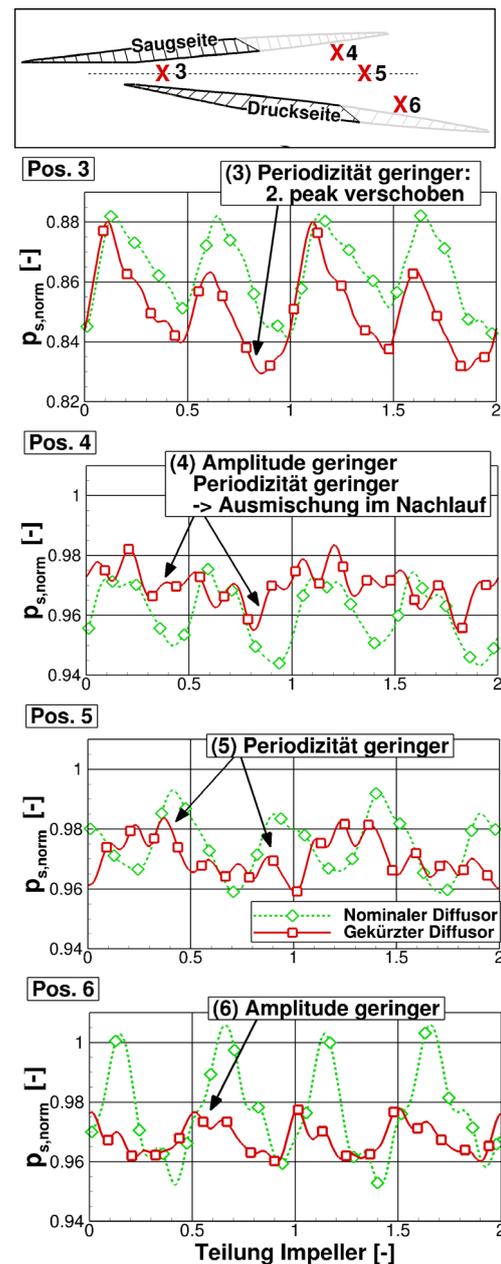


Abb. 6.12: Vergleich des instationären statischer Druckverlaufs im Diffusorkanal

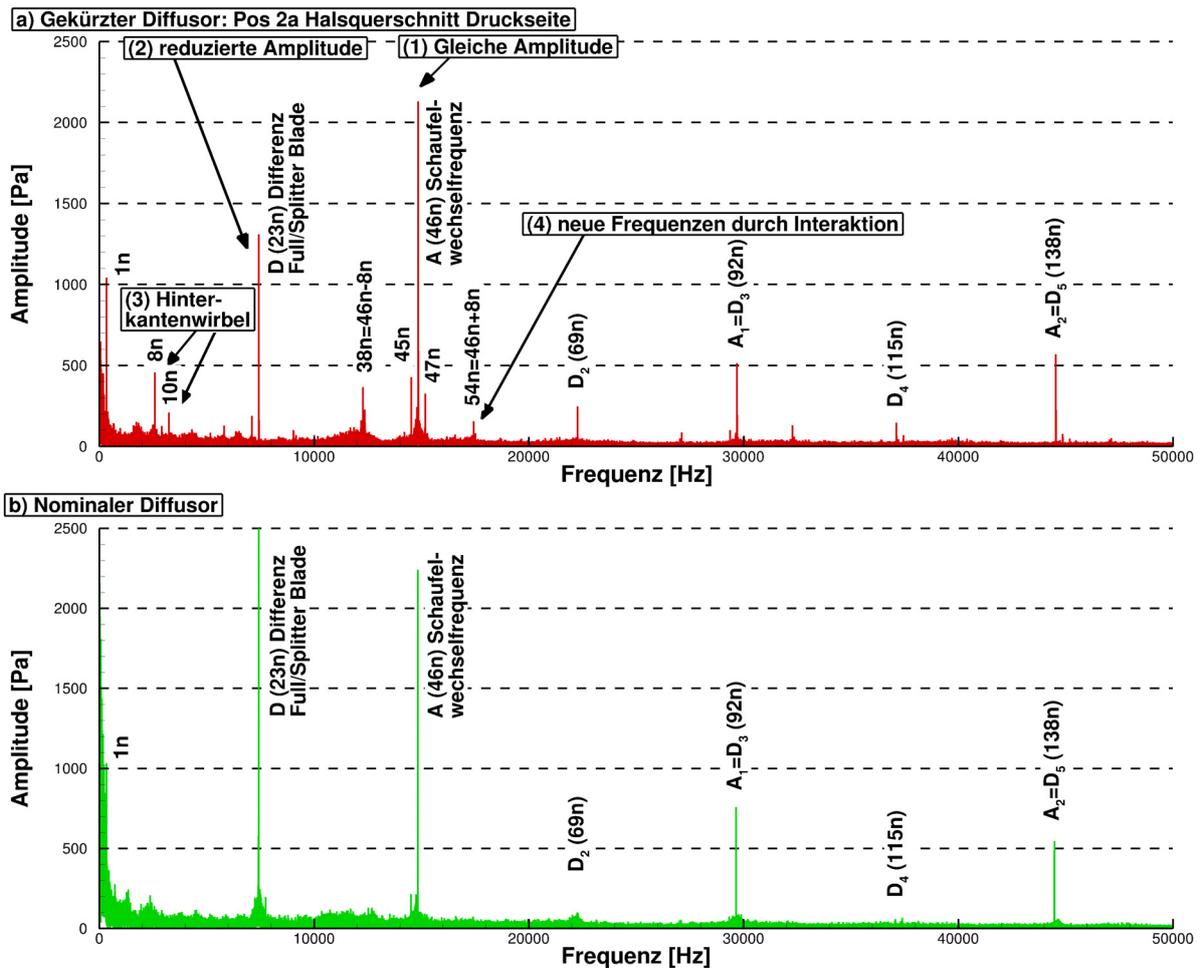


Abb. 6.13: Vergleich der FFT-Frequenzanalyse im Halsquerschnitt

nen zu erkennen, wobei beachtet werden muss, dass die erste Harmonische D_1 und alle weiteren ungeraden mit der entsprechenden Schaufelwechselfrequenz A zusammenfallen.

Während diese Frequenzen gleich sind, ergibt sich in den Amplituden ein Unterschied. Die Amplitude der Differenzfrequenz D ist im nominalen Fall doppelt so groß wie beim gekürzten Diffusor. Dies entspricht der Beobachtung aus den Druckverläufen (Abb. 6.11), die ebenfalls einen Unterschied und für den Nominalfall die Überlagerung der *Jet-Wake*-Strömung durch eine Schwingung der halben Frequenz zeigten.

Eine weitere Übereinstimmung in den Frequenzspektren der beiden Messungen findet sich im Peak der Rotordrehfrequenz $1n$. Letztere wird verursacht durch die über den Umfang ungleichförmige Strömung durch den Impeller. Diese kann durch z. B. Einlaufinhomogenitäten oder Fertigungsungenauigkeiten des Gehäuses und Rotors verursacht werden. Zachau (2007) wies nach, dass für den vorliegenden Impeller ein ungleichförmiger Schaufelspalt über den Impellerumfang vorliegt; dieser Sachverhalt verursacht die

beobachtete Schwingung mit.

Im Unterschied zum Nominalfall werden für die gekürzte Diffusorkonfiguration folgende neue Frequenzen im Spektrum beobachtet, die Vielfachen der Rotordrehfrequenz zugeordnet werden können:

1. Bei 2580 und 3220 Hz tauchen neue Frequenzen auf, die Vielfachen der Rotordrehfrequenz von $8n$ und $10n$ entsprechen.
2. Bei 12236 und 17390 Hz zeigen sich zwei Frequenzen, die hier aus folgendem Grund zusammen aufgeführt werden: Es handelt sich mit $38n$ und $54n$ um Peaks, die von der Schaufelwechselfrequenz $A = 46n$ einen Frequenzabstand von $-8n$ bzw. $8n$ aufweisen. Dieses Frequenzpaar findet sich auch bei höheren Harmonischen von A . Bei $A_1 = 92n$ sind dies $84n$ und $100n$; und für $A_2 = 138n$ sind es $130n$ und $146n$, wobei letztere Frequenzen fast im Rauschen untergehen.
3. Um die Schaufelwechselfrequenz von $46n$ finden sich im Abstand von $1n$ zwei Frequenzen von $45n$ und $47n$. Auch diese sind bei höheren Harmonischen zu finden.

Die Frequenzen bei $8n$ und $10n$ werden den Nachlaufwirbeln hinter den stumpfen Hinterkanten des gekürzten Diffusors zugeordnet. Aufgrund der relativ großen Dicke von 10 mm und der hohen Machzahl von bis zu $M = 0.5$ an der Saugseite des Diffusors im Abdrehradius treten die Schwingungen hier signifikant in Erscheinung. Anhand von Literatur wird diese Aussage im Folgenden erklärt.

Parker (1967) berichtete über die Wirbelfrequenzen des Nachlaufs von Verdichtergitterhinterkanten (Englisch *vortex shedding* genannt). Physikalisch kann dieses Phänomen auf die Ablösefrequenz von Wirbeln beschrieben durch *Strouhal* (1878) zurückgeführt werden. Die *Strouhal-Zahl*

$$Sr = \frac{f \cdot l}{c} \tag{6.1}$$

ist das Verhältnis aus dem Produkt der Frequenz der Wirbelablösung f mit der charakteristischen Länge des umströmten Körpers l und der Strömungsgeschwindigkeit c .

Zur Abschätzung der entstehenden Wirbelfrequenzen wird auf die mittlere *Strouhal-Zahl* $Sr = 0.2$ zurückgegriffen, die auch schon von *Parker* (1967) vorgeschlagen wurde. Die vorliegende *Reynolds-Zahl* von $1.5 \cdot 10^5$ liegt im anwendbaren Bereich. Für die charakteristische Weglänge wird die Dicke der Hinterkanten von 10 mm angenommen. Die Geschwindigkeiten werden aus den PIV-Messungen (**Abb. 6.5**) unterschiedlich jeweils

für Saug- und Druckseite gewonnen. Es ergeben sich mit diesen Annahmen Wirbelfrequenzen von 1600 Hz und 3400 Hz für Druck- bzw. Saugseite. Dies liegt durchaus im Bereich der beobachteten Frequenzen von 2580 Hz und 3220 Hz .

Weiterhin fand *Parker* (1967), dass die Hinterkantenwirbelfrequenzen in Resonanz mit der Rotordrehfrequenz stehen. Außerdem bestätigten *Göttlich et al.* (2006) für Turbinengitter, dass diese Ablösungen mit der Rotordrehfrequenz triggern. Somit spricht das Auftreten von Vielfachen der Rotordrehfrequenz im vorliegenden Fall für die Theorie der Hinterkantenwirbel. Berücksichtigt man schließlich die Ungenauigkeit der Annahmen hinsichtlich Hinterkantenströmung, unterschiedlichen Geschwindigkeiten und geometrischen Verhältnissen, so wird es in der vorliegenden Studie als wahrscheinlich angesehen, dass die Hinterkantenwirbel verantwortlich für die beobachteten Frequenzen bei $8n$ und $10n$ sind.

Bezüglich des gefunden Frequenzpaares unter Punkt 2 ($38n = 46n - 8n$ und $54n = 46n + 8n$) werden in der vorliegenden Studie zur Erklärung die Untersuchungen von *Mailach* (2001) herangezogen. *Mailach* beobachtete für Schwingungsfrequenzen von umlaufenden Ablösezellen bei hochbelasteten Axialverdichtergittern (*rotating stall*) das gleiche Phänomen der Frequenzmodulation. Auch bei *Mailach* (2001) trat das Frequenzpaar um die Schaufelwechselfrequenz (SWF) von $SWF - Xn$ und $SWF + Xn$ auf. Die anregende Frequenz Xn vom *rotating stall* liegt dabei ebenfalls unter 50% der SWF.

In Turbomaschinen treten im Allgemeinen Anregungen durch Wirbelfrequenzen an Hinterkanten auf. Nur sind diese Anregungen durch die dünnen Hinterkanten oft zu klein, um relevant zu sein. Im vorliegenden Fall werden diese Anregungen und Frequenzmodulationen aus zwei Gründen größer und damit messbar: Erstens werden die Diffusorhinterkanten durch das Abdrehen des Diffusors mit 10 mm wesentlich dicker. Zweitens liegen die Diffusorhinterkanten nun weiter stromauf und werden mit größeren Geschwindigkeiten umströmt. Dies führt zu einer größeren Wirbelintensität.

6.3.2.5 FFT-Frequenzanalyse für die Radialverdichterstufe

Abb. 6.14 zeigt einen Vergleich der FFT-Frequenzanalyse zwischen der gekürzten und nominalen Diffusorkonfiguration. Es sind auf der z -Achse die Positionen 1 bis 6 vom Impeller- bis zum Diffusoraustritt dargestellt (Positionen siehe Detailbild in **Abb. 6.14** und in Anhang A.2.4).

Generell sind im Fall des gekürzten Diffusors in **Abb. 6.14a**) und in b) für den Nominalfall die gleichen Frequenzen von Schaufelwechselfrequenz A und Differenzfrequenz D sowie deren Harmonische zu finden. Die Amplituden sind vom Impelleraustritt (Position

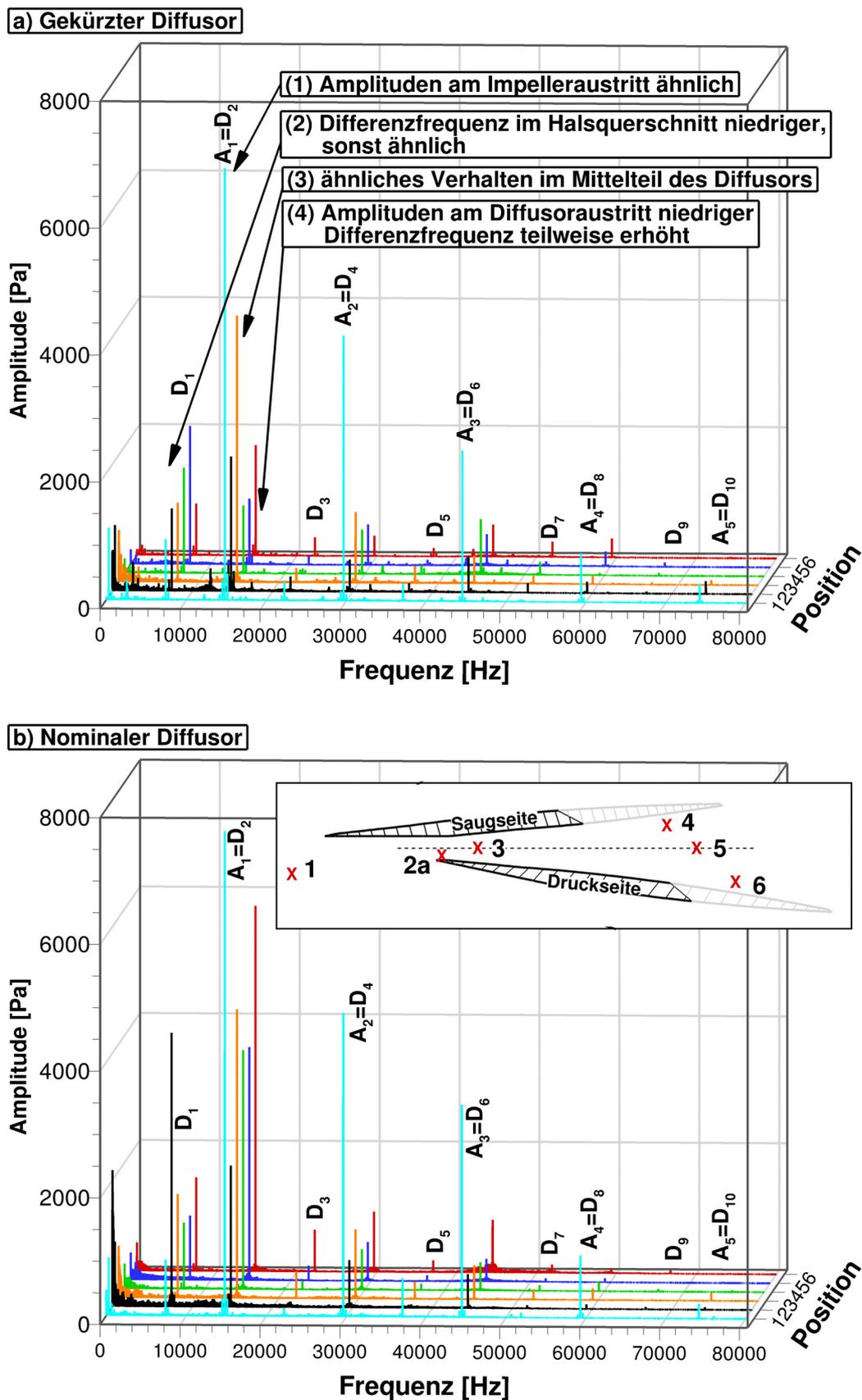


Abb. 6.14: Vergleich der FFT-Frequenzanalyse für die Radialverdichterstufe

1) bis zur vorderen Diffusorpassage (Position 3) sehr ähnlich ((1) und (3)), abgesehen von dem im Diffusorhals (Position 2a)) gefundenen Unterschied in der Differenzfrequenz ((2), beschrieben in Kap. 6.3.2.4). Am Austritt des Diffusors (Positionen 4-6) ist die Amplitude der Schaufelwechselfrequenz A dagegen nur noch ein Viertel der Amplitude im nominalen Fall. Dies kann auf die Ausmischung im schaufellosen Raum zurückgeführt werden. Allerdings ist die Differenzfrequenz D generell nicht reduziert. Während D bei Position 4 und 5 halbiert ist, ist diese Frequenz in Position 6 doppelt so groß. Folglich mischt sich D nicht so schnell aus wie A .

Bei der nominalen Diffusorkonfiguration berichtete *Zachau* (2007) in Position 6 von einem Frequenzrauschen um die zweite harmonische der Schaufelwechselfrequenz A_3 . Dieses Phänomen kann durch die vorliegenden Messungen bestätigt werden. *Zachau* (2007) erklärte es anhand von Schwingungsphänomenen im Ablösegebiet, in dem die Messstelle 6 liegt. In der vorliegenden Studie kann festgestellt werden, dass diese Schwingungen für die gekürzte Diffusorkonfiguration in Position 6 nicht mehr auftreten.

Die in Kap. 6.3.2.4 für die gekürzte Diffusorkonfiguration gefundenen Frequenzen $8n$ und $10n$ sowie deren Modulationen mit A finden sich in allen gemessenen Positionen über die Radialverdichterstufe. Es fällt auf, dass die Amplituden im Diffusorhalsquerschnitt auf der Druckseite (Position 2a)) am größten ist. Einerseits sind für den Diffusor dort die Geschwindigkeiten und damit die anregbare Energie der Strömung am größten. Andererseits spricht der Umstand der größten Amplituden der Modulationen dafür, dass deren Entstehungsgebiet in der Region des Diffusorhalsquerschnitts liegt. Daher wird in der vorliegenden Studie folgende These aufgestellt:

Bei der gekürzten Diffusorkonfiguration findet eine Interaktion zwischen zwei Ablösephänomenen statt: Erstens der von Grates (2009) gefundenen fluktuierenden Ablösung auf der Druckseite im Diffusorhals und zweitens den Hinterkantenwirbeln am Abdehrradius des Diffusors. Diese Interaktion äußert sich in einem Frequenzpaar mit gleichem Frequenzabstand additiv und subtraktiv um die Schaufelwechselfrequenz.

6.4 Diskussion und Schlussfolgerungen

6.4.1 Verlustmechanismen im Diffusor und Deswirler

Zur Bewertung der Strömungsverluste wurden für die gekürzte und nominale Diffusorkonfiguration die Totaldruckverlustbeiwerte ω nach Gl. (2.3) aus den vorliegenden Messungen berechnet. Zur Einschätzung wird in diesem Kapitel versucht, die gefundenen Tendenzen auf bekannte Verlustmechanismen aus der Literatur zurückzuführen.

In **Abb. 6.15** sind die Totaldruckverluste aufgeteilt für Diffusor und Deswirler dargestellt. Als Referenz ($p_t - p_s$) wurde für p_t der flächengemittelte Totaldruck aus den Pitotmessungen (Kap. 6.2.3) im pseudoschaufellosen Raum zwischen Impeller und Diffusor verwendet. Die Flächenmittelung ist notwendig, weil keine Informationen zu statischem Druck oder Temperatur in der Messebene vorliegen. Der statische Druck wurde den Messungen am Gehäuse am Impelleraustrittsradius entnommen. Die Bilanzebenen zwischen Diffusor und Deswirler wurden mit einer Dreilochsonde gemessen (Kap. 6.2.4). Die Werte aus diesen Messungen wurden massenstromgemittelt. Den Totaldruck am Austritt der Stufe lieferten Pitotrechen (Kap. 3.3.2).

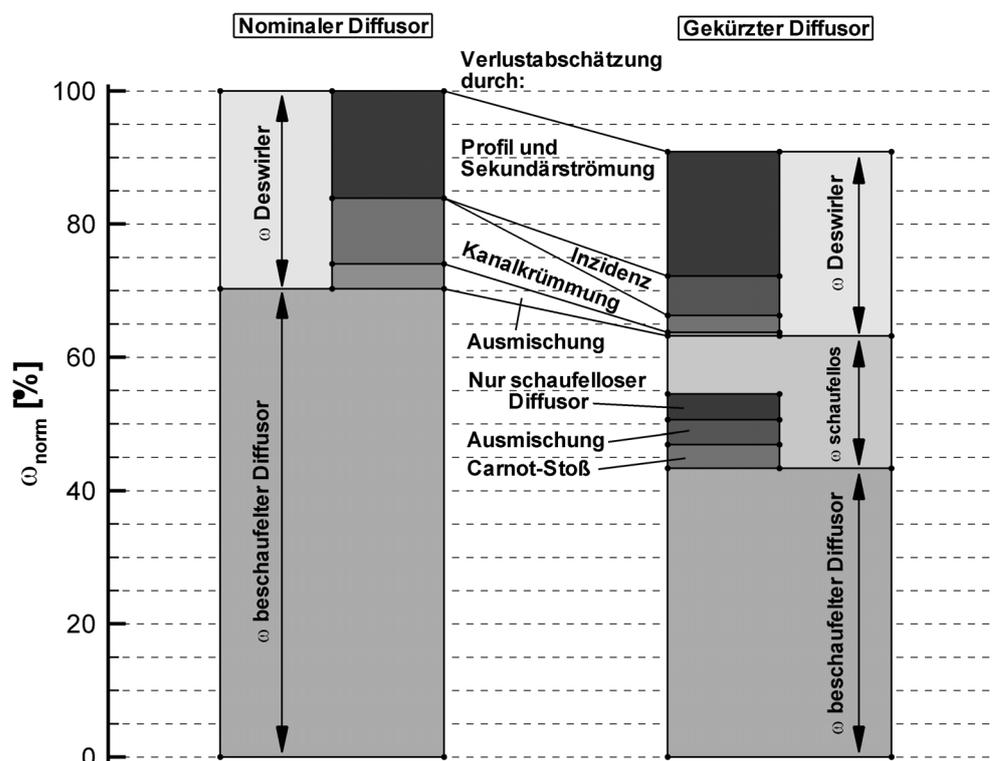


Abb. 6.15: Vergleich der Totaldruckverluste im Diffusor und Deswirler zwischen gekürzter und nominaler Diffusorkonfiguration

Zum Vergleich der Totaldruckverluste zwischen gekürzter und nominaler Diffusorkonfiguration lassen sich folgende Aussagen feststellen:

1. Der Totaldruckverlust des gesamten Diffusionssystems ist bei der gekürzten Diffusorkonfiguration um -9% kleiner als im nominalen Fall. Diese Reduzierung erklärt den erhöhten Wirkungsgrad der Radialverdichterstufe.
2. Der kleinere Totaldruckverlust ist in der vorliegenden Bilanzierung gleichmäßig auf Diffusor und Deswirler verteilt. Sowohl Diffusor als auch Deswirler werden in

der gekürzten Diffusorkonfiguration um 10 % besser.

3. Die Aufteilung der Totaldruckverluste zwischen Diffusor und Deswirler beträgt in beiden Fällen 70 % zu 30 %.

Dass sowohl Diffusor als auch Deswirler für den gekürzten Fall besser werden, ist zunächst erstaunlich, weil das Anströmprofil zum Deswirler um 20° flacher wird und die entsprechende Inzidenz höhere Verluste erwarten ließe. Allerdings spielt hier auch das wesentlich inhomogenere Anströmprofil im nominalen Fall eine Rolle, dessen Ausmischverluste hier dem Deswirler zugerechnet wurden. Außerdem ist die unterschiedliche Durchströmung der Kanalkrümmung zwischen Diffusor und Deswirler zu beachten, bei der ebenfalls der Anströmwinkel von Bedeutung ist. Zur Bewertung dieser Einflüsse wurden folgende Korrelationen aus der Literatur herangezogen:

Für die Totaldruckverluste durch die Entropieerzeugung bei der Ausmischung von zwei Strömungen 1a und 1b zu einer homogenen Austrittsströmung 2 geht *Denton* (1993) vom Impulserhaltungssatz aus. Weiterhin wird inkompressibles Fluid angenommen:

$$Ap_1 + \dot{m}_{1a}c_{1a} + \dot{m}_{1b}c_{1b} = Ap_2 + \dot{m}c_2 \quad (6.2)$$

Mit Hilfe des Kontinuitätssatzes und dem massenstromgemittelten Totaldruck ergibt sich nach Umwandlung der Totaldruckverlust:

$$\omega_{misch,2} = 1 - 2 \left(\frac{\dot{m}_{1a}}{c_{1a}} + \frac{\dot{m}_{1b}}{c_{1b}} \right) \left(\frac{\dot{m}_{1a}c_{1a} + \dot{m}_{1b}c_{1b}}{\dot{m}^2} \right) + \left(\frac{\dot{m}_{1a}}{c_{1a}} + \frac{\dot{m}_{1b}}{c_{1b}} \right)^2 \left(\frac{\dot{m}_{1a}c_{1a}^2 + \dot{m}_{1b}c_{1b}^2}{\dot{m}^3} \right) \quad (6.3)$$

Die Verluste an der dicken Hinterkante des gekürzten Diffusors werden nach der Formel für den Carnotschen Stoßverlust abgeschätzt, der von Gl. (6.3) abgeleitet werden kann. Für eine Querschnittserweiterung von A_1 auf A_2 gilt:

$$\omega_{Carnot,2} = \left(1 - \frac{A_1}{A_2} \right)^2 \quad (6.4)$$

Im Deswirler werden Totaldruckverluste durch die Fehlanströmung der Schaufelvorderkante mit der Inzidenz i verursacht. Diese Verluste können nach *Denton* (1993) durch folgende Gleichung abgeschätzt werden:

$$\omega_i = \sin^2 i \quad (6.5)$$

Die Strömungsverluste im schaufellosen Diffusor der gekürzten Diffusorvariante werden nach der Berechnung in *Eckert und Schnell* (1961) abgeschätzt. Für die Umlenkung der Strömung in axiale Richtung wird die Korrelation in *Japikse* (1988) verwendet, die nach Daten von *Rothstein* (1984) aufgestellt wurde (siehe Kap. 2.3.1). Danach wurde der Parameter ($r_{eq}/b = r_m/\cos(\alpha_u)/b$) mit dem mittleren Krümmungsradius r_m , dem Anströmwinkel α_u und der Kanalhöhe b zur Bewertung der Krümmung auf die Strömungsverluste erstellt. Es ist zu erwähnen, dass diese Korrelation für 180° Umlenkungen gilt und deshalb mit Vorsicht angewendet werden muss.

In der vorliegenden Studie errechnet sich für die nominale Diffusorkonfiguration für r_{eq}/b ein Wert von 1.3, was im Bereich nabenseitig gefährdeter Ablösung liegt. Im Fall des gekürzten Diffusors ergibt sich ein Verhältnis von 2.4. Dies liegt im gesunden Bereich. Der Grund dafür ist der um 20° flachere Anströmwinkel zur Kanalumlenkung. Es folgt aus dieser Abschätzung unter den genannten Annahmen, dass sich der Totaldruckverlust im gekürzten Diffusorfall von 9.8 auf 2.5 %-Punkte reduziert. Die Übertragung der absoluten ω -Werte aus der Korrelation ist sicherlich schwierig; dennoch kann die Aussage getroffen werden, dass tendenziell die Totaldruckverluste der Kanalumlenkung im nominalen Fall erhöht sind.

Die Ausmischverluste im Diffusoraustrittsradius berechnet nach Gl. (6.3) verringern sich bei der gekürzten Diffusorkonfiguration von 3.7 auf 0.5 %-Punkte. Die Ursache dafür ist das Fehlen des Ablösegebiets, das im nominalen Fall am Diffusoraustrittsradius die Hälfte der Fläche einnimmt. Im gekürzten Fall ist die Strömung durch den schaufellosen Diffusor schon sehr weit ausgemischt und homogen.

Diese Betrachtung wirft die Frage auf, ob die durch das Austrittsprofil des Diffusors verursachten Verluste anders als in der Auswertung in **Abb. 6.15** dem verursachenden Diffusor zugerechnet werden sollten. Folgt man diesem Ansatz, so addieren sich die Totaldruckverluste aus Ausmischung und Kanalkrümmung zum ω des Diffusors. Das hat Folgen für die Deswirlerverluste. Der Deswirler verhält sich bei dieser Auswertung dann tendenziell umgekehrt; er wird im gekürzten Fall aufgrund der erhöhten Inzidenz um -8.6 %-Punkte schlechter als in Kombination mit dem nominalen Diffusor. Die Verbesserung des Diffusors durch die Kürzung steigt auf +17.5 %-Punkte. Folglich reduziert das homogenere Austrittsprofil des gekürzten Diffusors die Verluste stromab in der Kanalkrümmung und im Deswirler.

Die Totaldruckverluste des Deswirlers durch die 20° Fehlanströmung werden nach Gl. (6.5) in der gekürzten Diffusorkonfiguration auf 6 %-Punkte abgeschätzt. Weiterhin treten dadurch Sekundärströmungsverluste auf, die zusammen mit Profilverlusten für 18.7 %-Punkte Totaldruckverlust führen. Im Deswirler entsteht ein umfangreiches

Ablösegebiet. Allerdings gibt es auch im nominalen Fall aufgrund des schlechten Anströmprofils eine Ablösung an der Nabe, die für 16.1 %-Punkte Totaldruckverlust verantwortlich ist. An dieser Stelle sei auf Kap. 7 verwiesen. Dort wird eine Neuauslegung des Dewirlers vorgestellt, welche die Totaldruckverluste durch Inzidenz und Sekundärströmung im Deswirler reduziert.

Im schaufellosen Diffusor der gekürzten Diffusorkonfiguration konnten 3 Verlustmechanismen durch Korrelationen bewertet werden. Die dicken Hinterkanten des gekürzten Diffusors bewirken eine plötzliche Kanalaufweitung von 26.6 %. Die Totaldruckverluste können mit dem Carnotschen Stoßverlust nach Gl. (6.4) mit 3.6 %-Punkten abgeschätzt werden. Dieser Verlust kann in einer neuen Diffusorvariante durch dünnere Hinterkanten reduziert werden.

Die Ausmischung der Ablösung kann nach Gl. (6.3) auf 3.7 %-Punkte beziffert werden. Es fällt auf, dass dies fast der gleiche Wert wie beim nominalen Diffusor ist, dort allerdings nicht im Abdrehradius, sondern an dessen Austrittsradius. Die Ausmischverluste können durch das Abdrehen des Diffusors folglich nicht reduziert werden. Die Verluste generiert durch die Rückströmung und die Ablösung selbst im nominalen Fall bleiben dadurch unberührt.

Abschließend werden die Verluste im schaufellosen Diffusor nach *Eckert und Schnell* (1961) auf 3.9 %-Punkte berechnet. Dies beinhaltet die Reibungsverluste im Kanal. Durch Reduzierung der Kanallänge könnten folglich die Verluste reduziert werden. Weiterhin würde durch eine Verringerung des Diffusorradius der Austrittsströmungswinkel verringert werden, der anschließend im Deswirler wieder umgelenkt werden muss. Bei dieser Betrachtung muss beachtet werden, dass die vorgeschlagenen Maßnahmen die Diffusion verringern; die Randbedingung von kleiner Machzahl und axialer Zuströmung zur Brennkammer muss erhalten bleiben.

6.4.2 Einfluss einer Diffusorkürzung auf das Triebwerk

In Kap. 5.5.1 wurde angenommen, dass der untersuchte Radialverdichter als letzte Stufe des Hochdruckverdichters in einem Zweikreis-Turbostrahltriebwerk eingebaut ist. Dieses Triebwerksmodell (Kap. 4.1) wird in der folgenden Untersuchung als Basis angenommen. Würde man nun in diesem Triebwerk den nominalen Diffusor durch die gekürzte Variante austauschen, so lassen sich die Einflüsse in folgende fünf Punkte zusammenfassen:

1. Der Wirkungsgrad der Radialverdichterstufe ist um +0.3 % erhöht. In Kap. 5.5.1 wurde für das Verhältnis aus Radialverdichterstufenwirkungsgrad und innerem Trieb-

werkswirkungsgrad ein Wert von 0.23 gefunden. Folglich bedeutet die gemessene Erhöhung des Radialverdichterwirkungsgrads bei gleichem Betriebspunkt eine Verbesserung des thermischen Wirkungsgrads des Kerntriebwerks von +0.07 %.

2. Die Pumpgrenze der Radialverdichterstufe ist bei hohen reduzierten Drehzahlen um +10 % erweitert. Die Betriebslinie im Radialverdichterkennfeld läuft nach **Abb. 4.5** in Richtung der Pumpgrenze. Aufgrund des erforderlichen Pumpgrenzabstands wurde die Betriebslinie nicht im Wirkungsgradmaximum angenommen, sondern in Richtung Schluckgrenze verschoben. Theoretisch ließe sich die Betriebslinie des Radialverdichters folglich weiter in Richtung Wirkungsgradmaximum schieben. Die Pumpgrenzerweiterung um +10 % entspricht näherungsweise einem kleineren möglichen Massenstrom von –5 %. Verschiebt man die Betriebslinie entsprechend, so erhöht sich der Radialverdichterwirkungsgrad nach dem Kennfeld in **Abb. 6.1** um +0.8 %. Es sei erwähnt, dass diese Maßnahme eine Neuauslegung des Radialverdichters und des Triebwerks erfordert.
3. Das Gewicht des Diffusors wird reduziert. Bei Annahme einer Ausführung des Bauteils aus Stahl oder Nickel ergibt sich durch das Weglassen des hinteren Teils der Diffusorschaukeln eine Gewichtseinsparung von 1 kg. Technologisch höherwertige Materialien wie z. B. Titanaluminide ergäben aufgrund ihrer geringeren Dichte ein geringeres Gewicht von 0.5 kg. Theoretisch könnte durch eine Reduzierung des entstandenen schaufellosen Raums und damit Verringerung des Diffusoraußendurchmessers eine weit höhere Gewichtsersparnis erreicht werden.
4. Der Diffusor ist ein Strukturelement des Triebwerks. Das Fehlen des hinteren Bereichs der Diffusorschaukeln muss bei einer Festigkeitsanalyse berücksichtigt werden.
5. Die Eintritts- und Austrittsrandbedingungen für das Triebwerk bleiben gleich. Die Mach-Zahl und der Strömungswinkel am Austritt des Deswirlers ändern sich nicht so stark, dass die stromab liegende Brennkammer fehlangeströmt wird.

Zur Bewertung des geringeren Gewichts und des verbesserten Radialverdichterwirkungsgrads wird auf die Studie von *Young* (2008) zurückgegriffen. *Young* (2008) stellte als Ansatz zu einer Sensitivitätsanalyse des Brennstoffverbrauchs $\delta W_f/W_f$ in Abhängigkeit der Änderung des Flugzeuggewichts (W_{Jet}), des spezifischen Brennstoffverbrauchs (*SFC*) und des Auftrieb-Widerstands-Verhältnisses (*lift-to-drag-ratio*) \bar{E} folgende Formel auf:

$$\frac{\delta W_f}{W_f} = \frac{\delta W_{Jet}}{W_{Jet}} + \left(\frac{e^\beta \cdot \beta}{e^\beta - 1} \right) \cdot \frac{\delta SFC}{SFC} - \left(\frac{e^\beta \cdot \beta}{e^\beta - 1} \right) \cdot \frac{\delta \bar{E}}{\bar{E}} \quad (6.6)$$

Hierbei ist $\beta = \frac{R \cdot SFC}{c_0 \cdot E}$ ein zusammenfassender Parameter zur Beschreibung der Flugmission mit der Reichweite R und der Fluggeschwindigkeit c_0 . Bei der Anwendung dieser Formel sind folgende Voraussetzungen zu beachten: Die Beziehung gilt für kleine Änderungen der Einflussgrößen und bei konstanten Flugbedingungen. Weiterhin sind die Einflussgrößen voneinander unabhängig.

Für die Abhängigkeit der Änderung des Treibstoffverbrauchs von der Änderung des Flugzeuggewicht bedeutet Gl. (6.6) einen direkten linearen Zusammenhang. Diese Aussage wird von *Upham et al.* (2003) bestätigt. *Upham et al.* geben an, dass 1 % Abnahme des Flugzeuggewichts in 0.25 bis 0.75 % Abnahme im Treibstoffverbrauch führen. Außerdem bringt eine Reduktion von 1 kg Triebwerksgewicht 1.5 bis 4 kg Reduktion des Flugzeuggewichts aufgrund von Struktur- und Treibstoffvolumeneinsparung. Die Kombination dieser beiden Aussagen entspricht näherungsweise der Aussage aus Gl. (6.6). Weiterhin findet *Young* (2008) für den Proportionalitätsfaktor für die Änderung des spezifischen Brennstoffverbrauchs $\delta SFC/SFC$ heraus, dass dieser annäherungsweise 1 ist. Dies konnte für einen Businessjet in der vorliegenden Studie bestätigt werden.

Zusammenfassend lässt sich für den Einfluss der Diffusorkürzung in der Radialverdichterstufe auf eine Brennstoffeinsparung des Triebwerks folgendes feststellen: Es wird im vorliegenden Fall für einen Businessjet ein Leergewicht von 10000 kg angenommen. Nach Gl. (6.6) bedeutet die Gewichtsreduzierung von 1 kg durch das Abdrehen des Diffusors eine Treibstoffeinsparung von 0.01 %. In Kap. 5.5.1 wurde gefunden, dass eine Änderung des Radialverdichterwirkungsgrades näherungsweise zu 1/4 mal der Änderung des spezifischen Treibstoffverbrauchs führt. Folglich bedeuten der verbesserte Wirkungsgrad von +0.3 % eine Treibstoffeinsparung von 0.075 %; und die Betriebslinienverschiebung ($\Delta\eta_{RV} = +0.8\%$) würden in einer Treibstoffreduktion von 0.2 % resultieren. Addiert ergibt sich ein theoretischer Wert von 0.285 % Treibstoffeinsparung. Es sei hier darauf hingewiesen, dass es sich um eine erste eindimensionale Abschätzung nach Literaturkorrelationen handelt, die im Fall einer Anwendung validiert werden muss.

6.4.3 Fazit der Analyse zur gekürzten Diffusorkonfiguration

Es wurden Messungen zu einer Radialverdichterstufe mit zwei Geometriekonfigurationen durchgeführt. Die Änderungen in den integralen Größen wurden auf detaillierte Strömungsphänomene zurückgeführt. Für den Vergleich von gekürzter zu nominaler Diffusorkonfiguration können folgende Punkte festgehalten werden:

1. Der isentrope Wirkungsgrad der Radialverdichterstufe erhöht sich um +0.3 %. Die Analyse ergab als Ursache:

- a) Der Totaldruckverlust des Diffusionssystems sinkt um -9% .
 - b) Das Ablösegebiet auf der Druckseite des Diffusors wird wesentlich kleiner. Es findet keine ausgeprägte Rückströmung mehr statt. Folglich reduzieren sich die Sekundärströmungsverluste.
 - c) Der Anströmwinkel zur Kanalumlenkung zwischen Diffusor und Deswirler ist 20° flacher. Dadurch verringert sich die Neigung zur nabenseitigen Ablösung.
2. Die Pumpgrenze erweitert sich für hohe reduzierte Drehzahlen um $+10\%$. Folgendes beeinflussendes Phänomen wurde zur potentiellen Erklärung gefunden:
- a) Die instationäre Strömung im Diffusorhals wird wesentlich homogener. Es findet keine Anregung durch die halbe Schaufelwechselfrequenz mehr statt. Folglich ist die Instationarität im Bereich zwischen Impeller und Diffusor reduziert.
3. Die Betrachtung der Auswirkung auf ein Turbostrahltriebwerk ergibt bei einer Kürzung des Radialverdichterdiffusors eine potentielle Brennstoffeinsparung von 0.085% . Berücksichtigt man bei einer Neuauslegung eine mögliche Verschiebung der Betriebslinie im Radialverdichterkennfeld, so erhöht sich die theoretisch mögliche Einsparung auf 0.285% .
4. Folgende potentiellen Verbesserungen für folgende Diffusorkonfigurationen werden detektiert und vorgeschlagen:
- a) Eine Reduktion der Dicke der Diffusorhinterkanten würde die Totaldruckverluste durch den Carnot-Stoß verringern.
 - b) Die Deswirler-schaufeln werden mit 20° Inzidenz angeströmt. Eine Neuauslegung würde Strömungsverluste verringern.
 - c) Bei dieser Neuauslegung wird eine Anpassung der momentan prismatischen Schaufeln an das Anströmprofil vorgeschlagen.
 - d) Der Radius der Kanalkrümmung zwischen Diffusor und Deswirler ist klein. Eine Untersuchung des Einflusses dieses Krümmungsradius' scheint lohnenswert.
 - e) Die Länge des schaufellosen Raums des Diffusors sollte aus zwei Gründen reduziert werden. Erstens findet eine Ausmischung statt, die den Strömungswinkel abflacht. Diese Abflachung muss durch eine stromab liegenden Deswirler wieder in axiale Richtung umgelenkt werden. Zweitens könnte der Durchmesser des Diffusors verringert werden, was die Radialverdichterstufe kompakter machen würde.

7 Analyse der Tandem-Deswirler Konfiguration

Die Ergebnisse zur Radialverdichterstufe mit gekürztem Diffusor (Kap. 6) zeigten, dass der Deswirler im Fall des gekürzten Diffusors mit 20° Inzidenz angeströmt wird. Diese Fehlanströmung wurde mit einem Potential zur Wirkungsgradsteigerung bewertet. Folglich wurde der Deswirler der Radialverdichterstufe neu ausgelegt, um den geänderten Anströmbedingungen zu entsprechen.

Der neue Deswirler ist als zweireihiges Statorgitter (*Tandem*) konstruiert. Die erste Schaufelreihe liegt in der Umlenkung von radialer in axiale Richtung. Sie hat mit 30 Schaufeln genauso viele wie der Diffusor. Die zweite Schaufelreihe umfasst mit 60 doppelt so viele Schaufeln. Der Krümmungsradius der Umlenkung ist gegenüber der nominalen und gekürzten Konfiguration erhöht. Der schaufellose Raum des Diffusors nach den Hinterkanten der abgedrehten Schaufeln ist reduziert, so dass die Umlenkung in axiale Richtung auf kleinerem Radius beginnt. Außerdem ist der Außenradius des gesamten Radialverdichters verkleinert. Der radiale Kanalaustrittswinkel (*spouting angle*) ist aufgrund der Forderung des Auftraggebers um 25° steiler in Richtung Mittelachse geneigt. Dies stellt eine geänderte Randbedingung dar, deren Einfluss im Folgenden numerisch betrachtet und bewertet wird. Die genaue Beschreibung der Geometrie ist in Kap. 3.2.3 zu finden.

Die nominale relative Position der beiden Schaufelreihen zueinander wurde nach der Literatur (vergleiche *McGlumphy* (2008)) für besten Wirkungsgrad gewählt. Nach Kap. 2.3.3 ist dies der Fall, wenn die Saugseite der 2. Schaufelreihe an der Druckseite der 1. Schaufelreihe liegt. Im Rahmen der vorliegenden Studie wird die Abhängigkeit der relativen Umfangsposition der beiden Schaufelreihen für die vorliegende Geometrie experimentell untersucht.

7.1 Kennfeld

In **Abb. 7.1** ist das Kennfeld der Radialverdichterstufe mit Tandem-Deswirler im Vergleich zu nominaler und gekürzter Diffusorkonfiguration dargestellt. Links ist das normierte Druckverhältnis π_{norm} mit Pumpgrenze, rechts der normierte isentrope adiabate totale Wirkungsgrad $\eta_{t-s,norm}$ nach Gl. (3.7) gezeigt. Folgende zwei Ergebnisse lassen sich festhalten:

1. Der Wirkungsgrad η_{norm} der Radialverdichterstufe mit Tandem-Deswirler ist gegenüber der nominalen Diffusorkonfiguration im Betriebspunkt des höchsten Wirkungsgrades um +1.3 %-Punkte erhöht (2). Er ist entsprechend +1 %-Punkt höher als im Fall des gekürzten Diffusors.
2. Die Pumpgrenze der Radialverdichterstufe mit Tandem-Deswirler ist um +10 % höher als im nominalen Fall. Die Pumpgrenze für den Tandem-Deswirler stimmt mit derjenigen im Fall des gekürzten Diffusors überein.

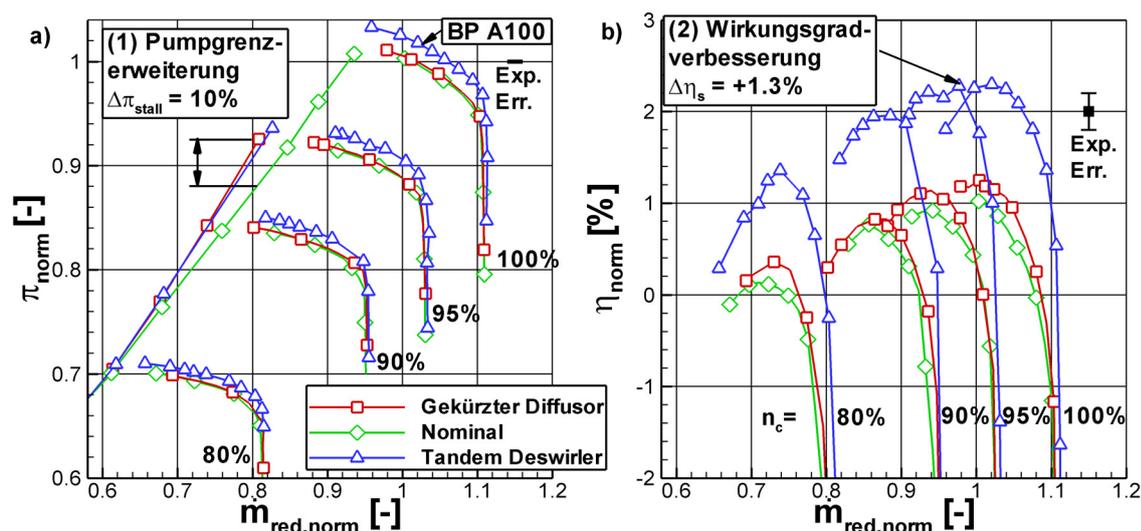


Abb. 7.1: Gemessenes normiertes Kennfeld der Radialverdichterstufe mit Tandem Deswirler; Vergleich zu Nominalbedingungen und gekürztem Diffusor

Die Wirkungsgraderhöhung von +1.3 %-Punkten ist konstant über eine Drehzahlbandbreite von 80 bis 100 %. Weiterhin bleibt die Form des Kennfelds erhalten. Die Kennlinien sind zu höheren Druckverhältnissen und Wirkungsgraden um einen konstanten Betrag verschoben. Dementsprechend bleibt die Steigung der Kennlinienverläufe gleich.

Die Pumpgrenze der Radialverdichterstufe ändert sich nicht gegenüber der gekürzten Diffusorkonfiguration. Das zeigt, dass der Tandem-Deswirler im Vergleich zum gekürzten Diffusor mit prismatischem Deswirler keinen negativen Einfluss auf die Lage der

Pumpgrenze hat. Der Effekt der Verschiebung der Pumpgrenze im Vergleich zum nominalen Fall resultiert aus dem Abdrehen des Diffusorschaufelns. Eine mögliche Erklärung zur Pumpgrenzerweiterung durch die Diffusorkürzung wurde in Kap. 6.3.2 beschrieben.

Die Schluckgrenze der Radialverdichterstufe ändert sich nicht. Die Ursache dafür ist die konstante Fläche des Halsquerschnitts, die in allen drei Diffusorkonfigurationen nicht geändert wird. Folglich ist auch die Stromaufwirkung der Diffusor- und Deswirleränderungen nicht so groß, als dass durch etwaige Strömungsfeldänderungen im Diffusorhals eine Verschiebung der Schluckgrenze messbar würde.

Exkurs zur Betrachtung der Wirkungsgradsteigerung aus messtechnischer Sicht

Es sei an dieser Stelle darauf hingewiesen, dass sich zeigen wird, dass die Wirkungsgradbestimmung abhängig vom Austrittsprofil ist. Das Austrittsprofil hinter dem Deswirler ist in der vorliegenden relativen Position der beiden Deswirler-Schaufelreihen mit höheren Gradienten behaftet, als es in der nominalen und gekürzten Konfiguration der Fall war. Folglich spielt die Position der Austrittsrechen eine Rolle, womit Totaldruck und -temperatur am Austritt bestimmt werden. Nach Kap. 3.3.2 existieren jeweils drei Rechen, die im Winkel äquidistant hinter der Deswirlerbeschaufelung angeordnet sind. Im vorliegenden Fall wird sich zeigen, dass zwei dieser Rechen in einem Hauptströmungsgebiet liegen. Aus diesem Grund ist es möglich, dass die Verbesserung des totalen Wirkungsgrads hier zu hoch gemessen wurde.

Der statische Druck am Austritt ist wesentlich homogener als der Totaldruck. Weiterhin tritt im Triebwerk die Strömung in die Brennkammer mit einer sehr großen Querschnittserweiterung ein, so dass die kinetische Energie als *dump loss* dissipiert. Folglich wird hier zum Vergleich der Wirkungsgrad außer mit dem Totaldruck (*total-to-total*, siehe Gl. (3.7)) auch mit dem statischen Austrittsdruck (*total-to-static*) gebildet:

$$\eta_{t-s} = \frac{T_{t,25} \left(\left(\frac{p_{s,31}}{p_{t,25}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right)}{T_{t,31} - T_{t,25}} \quad (7.1)$$

Bei Anwendung dieser Definition reduziert sich die Wirkungsgradverbesserung der Radialverdichterstufe mit Tandem-Deswirler im Vergleich zum nominalen Fall auf $\Delta\eta_{t-s,Tandem} = +0.8\%$. Das bedeutet einen Unterschied von 0.5 %-Punkten gegenüber der *total-to-total* Wirkungsgradverbesserung von $\Delta\eta_{t-t,Tandem} = +1.3\%$. Im Kontrast dazu bleibt die Erhöhung von η_{t-s} zwischen dem gekürzten und nominalen Diffusor mit $\Delta\eta_{t-s,gekürzt} = \Delta\eta_{t-t,gekürzt} = +0.3\%$ konstant.

Die Diskrepanz im Verhalten der Wirkungsgraddeltas zwischen den Definition mit totalem und statischem Austrittsdruck wird in der vorliegenden Studie auf das unterschiedliche Deswirleraustrittsprofil zurückgeführt. Beim Tandem-Deswirler spielen die Positionen der Austrittsmessstellen aufgrund eines ausgeprägten Hauptströmungsprofils eine größere Rolle. Es sei an dieser Stelle auf Kap. 7.3 verwiesen, in dem bei der Verdrehung der 2. Schaufelreihe des Deswirlers näher auf dessen Austrittsprofil eingegangen wird.

7.2 Detaillierte Strömungsanalyse

7.2.1 Statischer Druckaufbau im Diffusorkanal

An der Diffusorfrontwand wurde entlang der Mittellinie der statische Druck aufgenommen. Für die Tandem-Deswirler-Konfiguration wurde daraus analog zu Kap. 6.2.1 ein normierter c_p -Wert gebildet. Letzterer ist in **Abb. 7.2** im Vergleich zur nominalen und gekürzten Diffusorkonfiguration dargestellt. Die Messkurve beim Tandem-Deswirler endet zwei Punkte früher, da die Umlenkung in axiale Richtung auf kleinerem Radius beginnt und demzufolge der Austrittsradius des Diffusors reduziert wurde.

Generell wurde auf der Mittellinie der Diffusorfrontwand für die Tandem-Deswirler-Konfiguration der gleiche qualitative c_p -Verlauf beobachtet wie im nominalen und gekürzten Fall. Bis zum Halsquerschnitt sind bereits 40 % des Druckrückgewinns des gesamten Diffusors erreicht. Im weiteren Verlauf des Diffusors nimmt der Gradient der Druckerhöhung kontinuierlich ab.

Allerdings wurde über den gesamten Verlauf eine Erhöhung des c_p -Werts festgestellt. So ist der statische Druck im pseudoschaufellosen Raum zwischen Impeller und Diffusor an der Frontwand um +0.7 %-Punkte erhöht. Zwischen Halsquerschnitt und Abdrehradius im beschaufelten Diffusorraum wurden c_p -Erhöhungen von +1.7 bis +1.3 %-Punkten gemessen.

Im Gegensatz dazu ist der hinterste Messpunkt der Kurve im Tandem-Deswirler Fall auf gleichem Niveau wie die beiden anderen. Das heißt aber auch, dass der Diffusor mit dem vorliegenden kleineren Austrittsradius einen um -1.1 % geringeren Druckaufbau vorweist als die beiden anderen Varianten mit dem größeren nominalen Austrittsradius. Die Verschiebung des c_p -Verlaufs zu höheren Werten für die Konfiguration mit Tandem-Deswirler kann nicht auf unterschiedliche Betriebspunkte der Radialverdichterstufe zurückgeführt werden. Die Massenströme sind jeweils annähernd gleich.

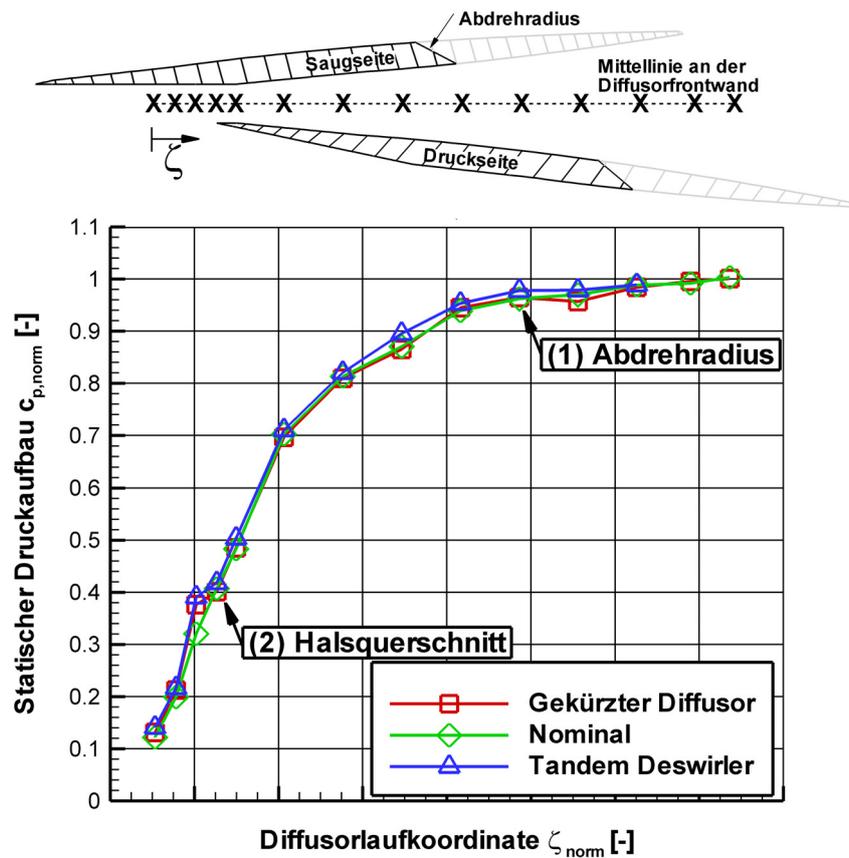


Abb. 7.2: Statischer Druckaufbau an der Diffusorfrontwand; Vergleich zwischen Tandem Deswirler, gekürztem und nominalem Diffusor

Anscheinend findet eine Stromaufwirkung des neuen Tandem-Deswirlers auf den gesamten Diffusor statt. Es wird in der vorliegenden Studie die These aufgestellt, dass die früher beginnende Umlenkung in axiale Richtung ein verändertes statisches Druckprofil auf den Austritt des Diffusors aufprägt. Generell bedeutet die frühere konvexe Krümmung eine Erhöhung des statischen Drucks an der Diffusorfrontwand durch die Stromaufwirkung, was die Beobachtung des lokal erhöhten c_p -Werts erklären könnte. Weiterhin darf aber nicht vergessen werden, dass sich die Schaufeln der ersten Deswirler-Reihe in der Umlenkung befinden. Folglich haben sie eine sehr viel höhere Stromaufwirkung auf den Diffusor als die Schaufeln im nominalen und gekürzten Fall. Weil diese Stromaufwirkung einen Gradienten vor allem in Umfangsrichtung aufprägt, ist nicht auszuschließen, dass das gefundene Phänomen des erhöhten Drucks Teil einer Umverteilung im Diffusor ist. Zur Untersuchung werden hierzu weitergehende numerische Stufenrechnungen empfohlen.

7.2.2 Statischer Druckaufbau im Deswirlerkanal

Im Strömungskanal des Tandem-Deswirlers wurden statische Wanddruckmessungen durchgeführt. **Abb. 7.3** zeigt eine grafische Übersicht der Druckbohrungsverteilung. Die genaue Aufstellung ist in Kap. A.2.1 zu finden. Die statischen Drücke wurden in $c_{p,norm}$ -Werte umgerechnet, wobei als Referenz die Differenz des Totaldrucks aus den Pitot-Messungen und dem statischen Austrittsdrucks des Impellers diente. Weiterhin wurde auf den c_p -Wert des gekürzten Diffusors mit Deswirler normiert, wodurch die Konfigurationen des Tandem-Deswirlers und des gekürzten Diffusors vergleichbar werden. Positive $c_{p,norm}$ -Werte zeigen so einen erhöhten Druckrückgewinn der Tandem Konfiguration an. Diese Vorgehensweise ergibt folgende Formel:

$$c_{p,norm} = c_p / c_{p,ref,gekürzt} - 1 = \frac{p_s - p_{s,Impeller Austritt}}{p_{t,Pitot} - p_{s,Impeller Austritt}} / c_{p,ref,gekürzt} - 1 \quad (7.2)$$

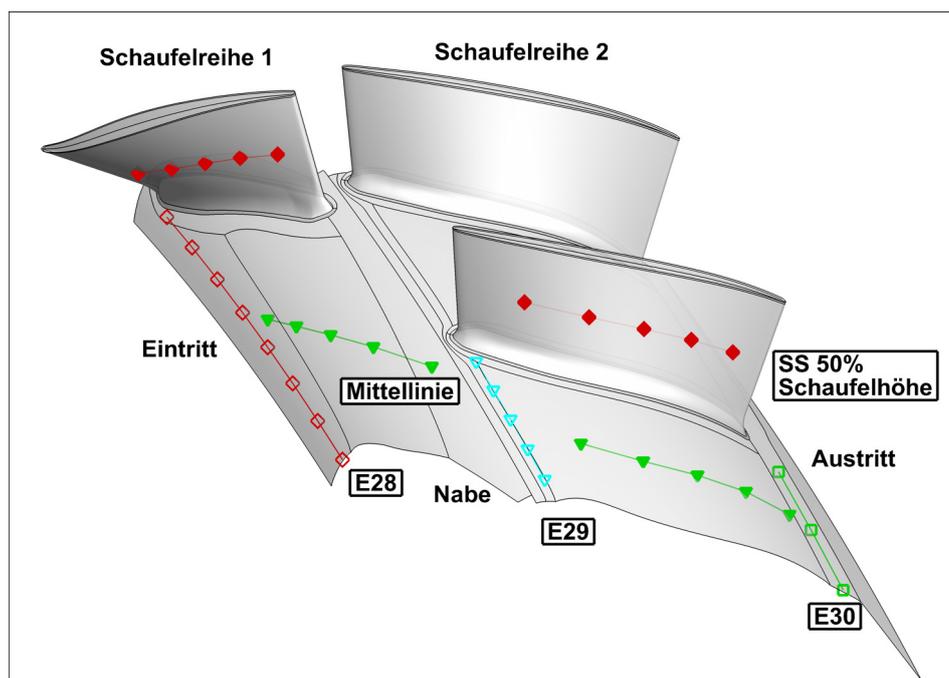


Abb. 7.3: Messebenen der statischen Druckbohrungen im Tandem Deswirler nabenseitig, Gehäuse analog

In **Abb. 7.4** sind die $c_{p,norm}$ -Verläufe in Abhängigkeit der normierten meridionalen Laufkoordinate m_{norm} für die erste und zweite Schaufelreihe des Tandem-Deswirlers dargestellt. Es werden jeweils die Messungen auf 50 % Kanalhöhe auf Saug- und Druckseite, als auch diejenigen auf den Mittellinien der Schaufelkanäle auf Nabe und Gehäuse

gezeigt. Generell lässt sich feststellen, dass die Strömung zwei Komponenten von Umlenkungen unterworfen wird. Folgende zwei Belastungen treten in beiden Schaufelreihen auf:

1. Die Strömungsumlenkung in Umfangsrichtung. Beide Schaufelreihen zeigen einen Druckgradienten zwischen Saug- und Druckseite. Die Anströmung mit einem Winkel von $\alpha = 65^\circ$ wird durch die beiden Schaufelreihen in eine nahezu drallfreie Abströmung umgelenkt und dabei verzögert.
2. Die Strömungsumlenkung in meridionaler Richtung. In beiden Schaufelkanälen zeigt sich ein Druckgradient zwischen Nabe und Gehäuse. Die Nabe fungiert als Saugseite, das Gehäuse als Druckseite des Kanals. Somit wird die Strömung von der radialen Richtung aus dem Diffusor über 137° zur Nabe hin umgelenkt.

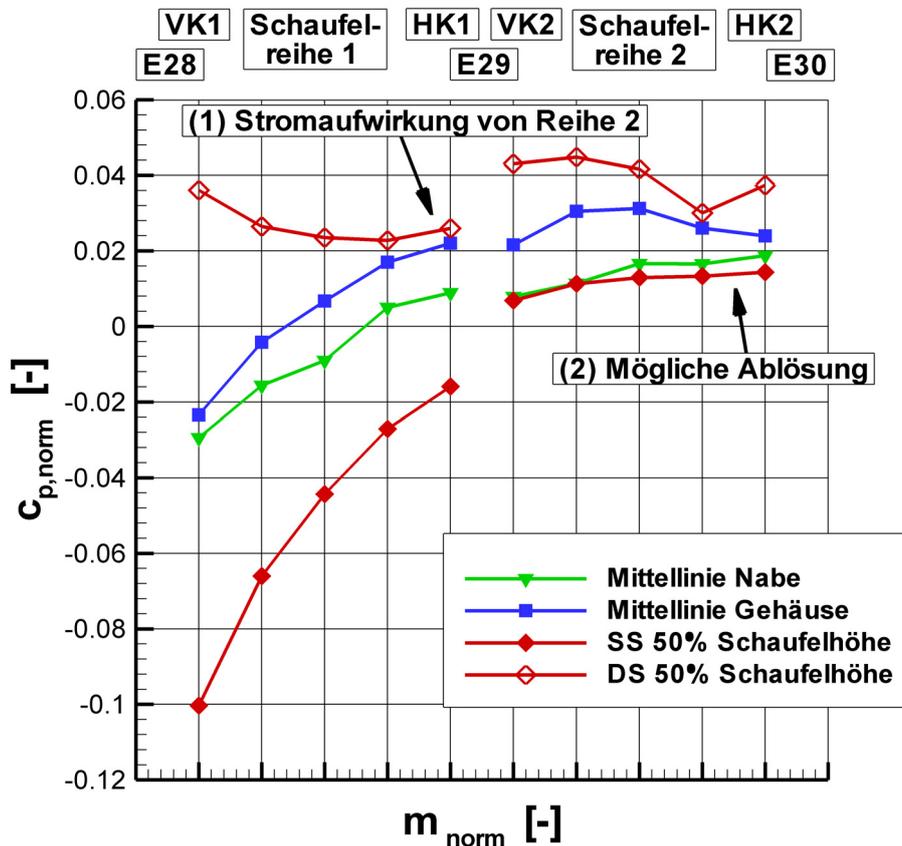


Abb. 7.4: Verteilung des statischen Druckbeiwerts $c_{p, norm}$ in 50% Schaufelhöhe and Druck- und Saugseite, sowie auf den Kanalmittellinien an Nabe und Gehäuse

Der Druckgradient zwischen Saug- und Druckseite der Schaufeln ist in beiden Reihen größer als der Gradient zwischen Nabe und Gehäuse. An der Vorderkante von Schaufelreihe 1 beträgt er $\Delta c_p = 0.1375$. Schaufelreihe 2 sieht eine kleinere Anströmmachzahl,

was zudem in einem kleineren $\Delta c_p = 0.036$ resultiert. Auf Höhe der Vorderkante von Schaufelreihe 1 ist der Druckunterschied zwischen Nabe und Gehäuse noch klein. Weiter in meridionaler Richtung stellt sich ein annähernd konstantes Δc_p von 0.016 ein. Nur im mittleren Teil von Schaufelkanal 2 steigt es auf 0.019, um am Kanalausstritt wieder abzunehmen.

Weiterhin zeigt sich im $c_{p,norm}$ -Verlauf an der Druckseite ein Ansteigen zur Hinterkante hin (**Abb. 7.4** (1)). Die Vorkante der zweiten Schaufelreihe ist sehr nah an der Druckseite von Schaufelreihe 1 positioniert. Deshalb wird in der vorliegenden Studie der erwähnte Druckanstieg als eine Stromaufwirkung der 2. auf die 1. Schaufelreihe interpretiert. An der Hinterkante der 2. Schaufelreihe zeigt sich auf der Saugseite und der Nabe ein flacher $c_{p,norm}$ -Verlauf. Dieses Abflachen ist ein Hinweis auf eine Ablösung in diesem Bereich des Schaufelgitters. Auffällig ist weiterhin die Beobachtung des hohen $c_{p,norm}$ -Werts in der letzten Messstelle an der Druckseite der Schaufelhinterkante, die einen Knick im Verlauf bedeutet. Zur Erklärung dieses Verhaltens werden weitergehende numerische Untersuchungen empfohlen, die die Struktur der Hinterkantenströmung- und -ablösung zeigen.

7.2.3 Statische Druckverteilung in den Zwischenebenen von Deswirler und Diffusor

In den Zwischenebenen der beiden Schaufelreihen der Tandem-Deswirler-Konfiguration wurden statische Druckmessungen durchgeführt. **Abb. 7.5** zeigt die $c_{p,norm}$ -Verläufe für Nabe und Gehäuseebenen. Ein relativer Umfangswinkel von $\alpha_{rel} = 0^\circ$ entspricht jeweils der Position auf der Kanalmittellinie. Im oberen Teil werden die Ebenen dargestellt, die über eine ganze Schaufelteilung (also 12°) der 1. Reihe reichen. Es handelt sich einerseits um die Ebene am Eintritt des Tandem-Deswirlers (E28) an Nabe und Gehäuse; andererseits sind für das Gehäuse die Zwischenebene E29 in der Mitte von Reihe 1 und 2 und die Austrittsebene E30 dargestellt. Der untere Teil von **Abb. 7.5** zeigt die Ebenen E29 und E30 auf der Nabe von Schaufelreihe 2. Die Verläufe reichen nur über 6° Umfang, weil dies einer Teilung von Schaufelreihe 2 entspricht. Schaufelreihe 2 ist drehbar zu Schaufelreihe 1 gelagert, was bei einer Verdrehung um 6° die Verläufe in **Abb. 7.5b** komplettieren würde. Diese Verdrehung von Schaufelreihe 2 um 6° wurde im Rahmen der vorliegenden Studie jedoch nicht durchgeführt.

In E28 vor der Vorderkante von Schaufelreihe 1 lässt sich sowohl am Gehäuse als auch an der Nabe ein Druckgradient von der Saug- zur Druckseite beobachten (**Abb. 7.5a** (1)). Dieser Gradient stimmt im mittleren Kanalteil weitestgehend überein. In Rich-

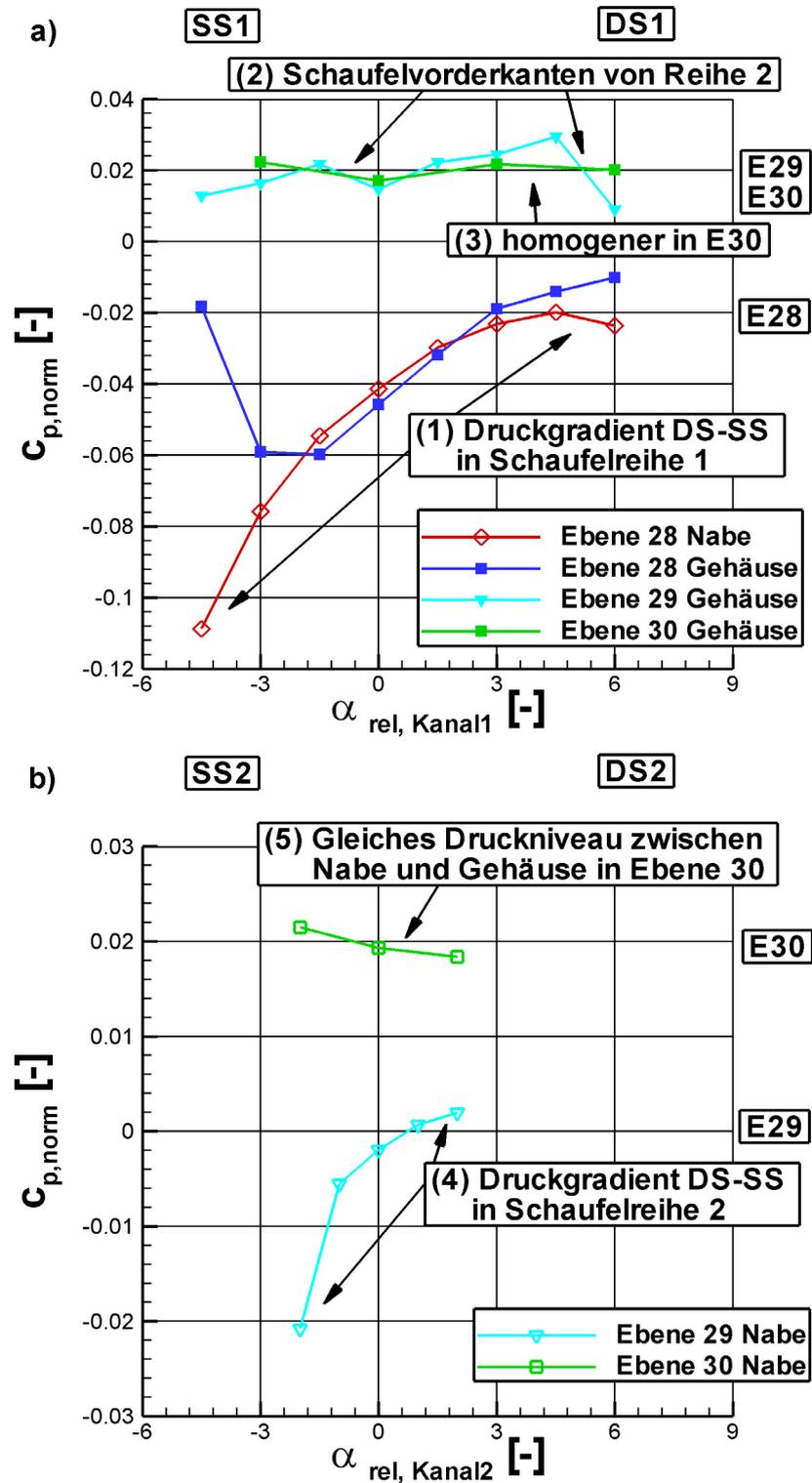


Abb. 7.5: $c_{p,norm}$ -Verteilung in den Bilanzebenen 28,29 und 30 an Nabe und Gehäuse des Deswirlers

tung Saug- und Druckseite steigt $c_{p,norm}$ am Gehäuse jedoch wieder an. Insgesamt ist folglich der statische Druck am Gehäuse des Diffusoraustritts höher. Das bestätigt die in Kap. 7.2.1 aufgestellte These, dass auf den Diffusor ein geändertes statisches Austrittsprofil aufgeprägt wird. Das Profil weist einen Gradienten mit höherem statischen Druck am Gehäuse auf.

In E29 an der Nabe ist der Druckgradient in der Schaufelpassage zwischen Saug- und Druckseite der 2. Schaufelreihe zu erkennen (**Abb. 7.5b** (4)). Es ergibt sich ein $\Delta c_{p,ref} = 0.023$. Die Messebene E29 am Gehäuse reicht über 2 Schaufelteilungen (**Abb. 7.5b** (2)). Dementsprechend ist der Gradient über das Schaufelprofil in der 2. Schaufelpassage zweimal zu erkennen. Die beiden Gradientenverläufe in den Passagen werden durch die beiden Schaufeln mit dem Übergang von Druck- zu Saugseite getrennt. Es fällt auf, dass der Druckunterschied über die erste Schaufel der 2. Reihe mit $\Delta c_{p,ref} = 0.008$ weniger als halb so groß ist wie über die 2. Schaufel mit $\Delta c_{p,ref} = 0.021$. Weiterhin liegt der Druckverlauf der 2. Schaufelpassage der 2. Reihe auf höherem Niveau als die 1. Schaufelpassage der 2. Reihe. Die Ursache liegt in einer Überlagerung der Druckgradienten am Austritt der 1. Reihe und am Eintritt der 2. Reihe. Weil die 1. Reihe halb so viele Schaufeln besitzt wie die 2. Reihe, sind entsprechend 2 Schaufelpassagengradienten der 2. Reihe gegenüber einem Schaufelpassagengradienten der 1. Reihe vorhanden.

Am Gitteraustritt des Tandem-Deswirlers in E30 herrscht an Nabe und Gehäuse aufgrund der fehlenden Kanalumlenkung das gleiche Druckniveau (**Abb. 7.5a** (3) und b (5)). Das c_p -Profil ist sehr homogen mit nur kleinen Schwankungen. Weil mit dem c_p -Wert der gekürzten Diffusorkonfiguration normiert wurde, lässt sich ein um +2% höherer $c_{p,norm}$ -Wert des Diffusors mit Tandem-Deswirler erkennen. Die Austrittsmachzahl zwischen Tandem-Deswirler und prismatischem Deswirler ist vergleichbar. Demzufolge ist auch der Totaldruckverlust des Diffusors mit Tandem-Deswirler kleiner als mit prismatischem Deswirler.

Zur aerodynamischen Bewertung der einzelnen Schaufelreihen des Tandem-Deswirlers wurden die statischen Drücke aus den Zwischenebenen in **Abb. 7.5** arithmetisch gemittelt und daraus die normierten $\Delta c_{p,ref}$ -Werte gebildet. Es ergibt sich für die 1. Schaufelreihe ein $\Delta c_{p,ref,1} = 0.047$ und für die 2. Schaufelreihe ein $\Delta c_{p,ref,1} = 0.013$. Folglich ist der Druckaufbau in der 1. Schaufelreihe um den Faktor 3.5 höher als in der 2. Schaufelreihe. Zusammen mit der Beobachtung eines flachen Verlaufs des Druckaufbaus im hinteren Bereich des 2. Schaufelkanals (**Abb. 7.4**) lässt sich feststellen, dass die 2. Schaufelreihe aerodynamisch nicht optimal arbeitet. Es wird eine Ablösung an der Nabe im Bereich der Saugseite vermutet. Im Folgenden wird untersucht, inwieweit die relative Position der beiden Schaufelreihen zueinander Einfluss auf die Aerodynamik hat.

7.3 Relative Position des Tandem-Deswirlers

In diesem Kapitel wird der Einfluss der relativen Umfangsposition der beiden Schaufelreihen des Tandem-Deswirlers zueinander auf die Leistungswerte des Radialverdichters untersucht. Des Weiteren werden Strömungseffekte im Deswirler durch die Interaktion der Schaufelreihen analysiert. Die Untersuchung wurde im Betriebspunkt A100 im Wirkungsgradmaximum der Radialverdichterstufe bei 100 % reduzierter Drehzahl durchgeführt (A100 siehe **Abb. 7.1**). Das Verdrehen der 2. Schaufelreihe war im Betrieb möglich (Konstruktion siehe Kap. 3.2.3), um Messunsicherheiten bezüglich Änderung des Betriebspunkts und der Randbedingungen des Prüfstands zu eliminieren.

Der Teilungswinkel der 2. Schaufelreihe beträgt 6° . In der vorliegenden Studie wurde die 2. Reihe um 7° in Umfangsrichtung im Bereich von -5° bis 2° verstellt und gemessen, um die Umfangssymmetrie zu überprüfen. Im Bereich von $\pm 1^\circ$ um die Nominalposition von $\alpha_{rel} = 0^\circ$ wurde in 0.1° -Schritten, im übrigen in 0.5° -Schritten verfahren.

7.3.1 Integrales Verhalten der Radialverdichterstufe

Abb. 7.6 zeigt drei Wirkungsgradverläufe der Radialverdichterstufe in Abhängigkeit des relativen Verdrehwinkels α_{rel} . Es sind folgende isentrope adiabate Wirkungsgrade dargestellt: der Wirkungsgrad gebildet mit den Totalgrößen η_{t-t} (*total-to-total*) nach Gl. (3.7), der Wirkungsgrad gebildet mit dem statischen Austrittsdruck η_{t-s} (*total-to-static*) nach Gl. (7.1) und der Wirkungsgrad gebildet mit dem Drehmoment des Torquemeters η_{torque} nach Gl. (3.8). Die Verdrehung der 2. Schaufelreihe des Tandem-Deswirlers gegenüber der 1. Schaufelreihe hat folgende Auswirkungen auf den Wirkungsgrad der Radialverdichterstufe:

1. Der maximale totale Wirkungsgrad η_{t-t} wurde bei einem relativen Verdrehwinkel $\alpha_{rel} = -0.2^\circ$ gemessen (**Abb. 7.6** (1)). Damit kann die aus der Literatur bekannte beste Relativposition nach *McGlumphy* (2008) bestätigt werden. Die Saugseite der 2. Schaufelreihe befindet sich an der Druckseite der ersten Schaufelreihe.
2. Der minimale η_{t-t} ergibt sich für $\alpha_{rel} = -1.5^\circ$. Die 2. Schaufelreihe wurde um -1.5° von der Druckseite der 1. Schaufelreihe weggedreht. Folglich ist die Interaktion geringer.
3. Die Wirkungsgradspanne zwischen bester und schlechtester relativer Position beträgt $\Delta\eta_{t-t} = 0.65\%$ (3). Damit ist die Winkelabhängigkeit messbar unter Berücksichtigung der η_{t-t} -Messunsicherheit von $\pm 0.2\%$ (nach Kap. 3.3.2).

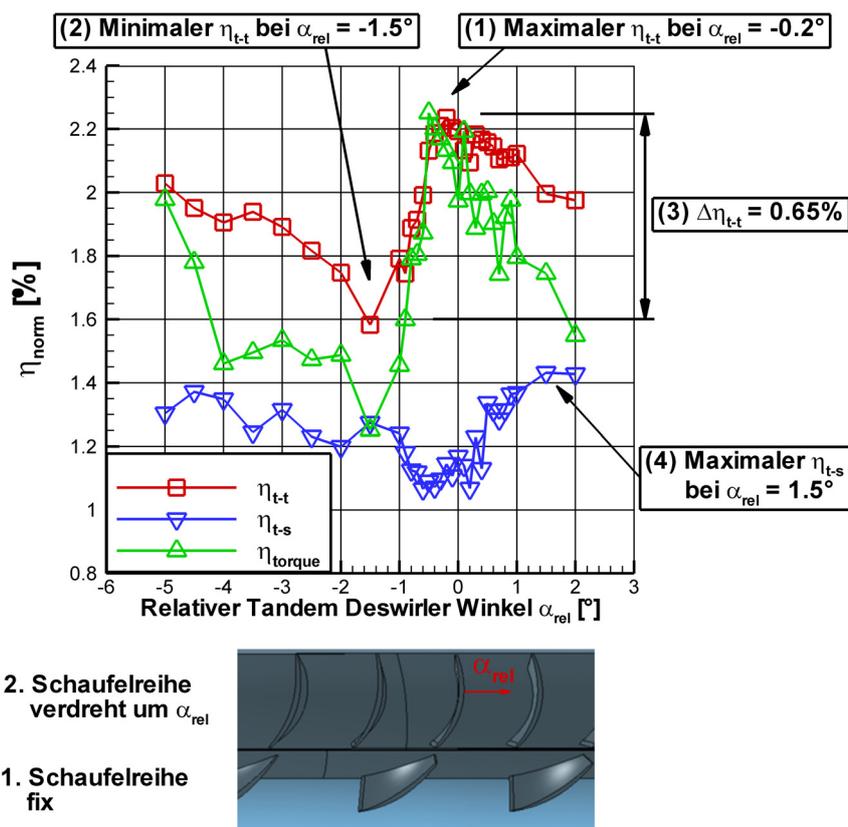


Abb. 7.6: Wirkungsgradverläufe für die Verdrehung von Schaufelreihe 2 zu 1 um den relativen Winkel α_{rel}

4. Der statische Wirkungsgrad η_{t-s} verhält sich anders in Abhängigkeit von α_{rel} . Es wurde das η_{t-s} -Maximum bei $\alpha_{\text{rel}} = 1.5^\circ$ gemessen (4). Bei dieser relativen Umfangsposition steht die 2. Schaufelreihe im Nachlauf der 1. Schaufelreihe. Das η_{t-s} -Minimum liegt bei $\alpha_{\text{rel}} = 0.5^\circ$. Die Spanne ist mit $\Delta\eta_{t-s} = 0.35\%$ halb so groß wie bei η_{t-t} .
5. Die Wirkungsgradverteilung η_{torque} bestätigt den η_{t-t} -Verlauf. Die Ursache liegt darin, dass auch hier der Austrittstotaldruck in die Berechnung eingeht (siehe Gl. (3.8)). Die unterschiedliche Berechnung der zugeführten Arbeit zwischen η_{torque} und η_{t-t} ist hier nicht relevant, weil die relative Verdrehung des Tandem-Deswirlers keinen Einfluss erster Größenordnung auf den Impeller hat.

Der Unterschied in η_{t-t} und η_{t-s} -Verlauf wird in der vorliegenden Studie auf 2 Effekte zurückgeführt. Erstens ändert sich das Austrittsprofil des Tandem-Deswirlers. Die einzelnen Messwerte der Totaldruckrechen zeigen an, dass die Gradienten in der Totaldruckverteilung am Austritt des Tandem-Deswirlers wesentlich höher sind als in der no-

minalen und gekürzten Diffusorkonfiguration. Weiterhin variiert die absolute Machzahl der Abströmung. *McGlumphy* (2008) beschrieb im Bestpunkt eine verstärkte Hauptströmung über die Saugseite der 2. Schaufelreihe. Dazu trägt bei, dass die Messebene viel näher an der Hinterkante der Beschaufelung liegt. Beim Tandem-Deswirler beträgt der Abstand 1 Kanalhöhe, während die Rechen im nominalen Fall 3 Kanalhöhen entfernt waren. Der kleinere Abstand bedeutet weniger Ausmischung der Strömung in der Austrittsmessebene des Tandem-Deswirlers.

Zweitens verursacht der stärkere Gradient des Austrittsprofils Messfehler bedingt durch die räumliche Diskretisierung der Messpunkte. Nach Kap. 3.3.2 stehen zur Totaldruckmessung 3 Messrechen mit jeweils 3 Pitot-Röhrchen verteilt über die Kanalhöhe zur Verfügung. Das ergibt ein Netz aus 9 Messstellen. Das sind zu wenige Messstellen, um bei sehr inhomogener Abströmung alle Strömungsphänomene gleichmäßig zu erfassen. Bei einer Verdrehung der 2. Schaufelreihe relativ zur fixen ersten Schaufelreihe und den ebenfalls fixen Totaldruckrechen erhöht sich der Diskretisierungseinfluss aus folgendem Grund: Die durch die 2. Schaufelreihe generierten Gradienten in der Strömung wie z. B. Nachlaufzellen und Spaltwirbel werden bei manchen relativen Winkeln erfasst, bei manchen nicht.

Betrachtung der Austrittsmessstellen

Zur Verdeutlichung der Strömungsgradienten und deren Einfluss auf die Messtechnik sind in **Abb. 7.7** die normierten Totaldrücke p_t und Totaltemperaturen T_t der Austrittsrechen in Abhängigkeit des relativen Verdrehwinkel α_{rel} dargestellt. Zur Vereinfachung wurden die 3 Messstellen für jeden Rechen gemittelt. Nach Kap. 3.3.2 ist

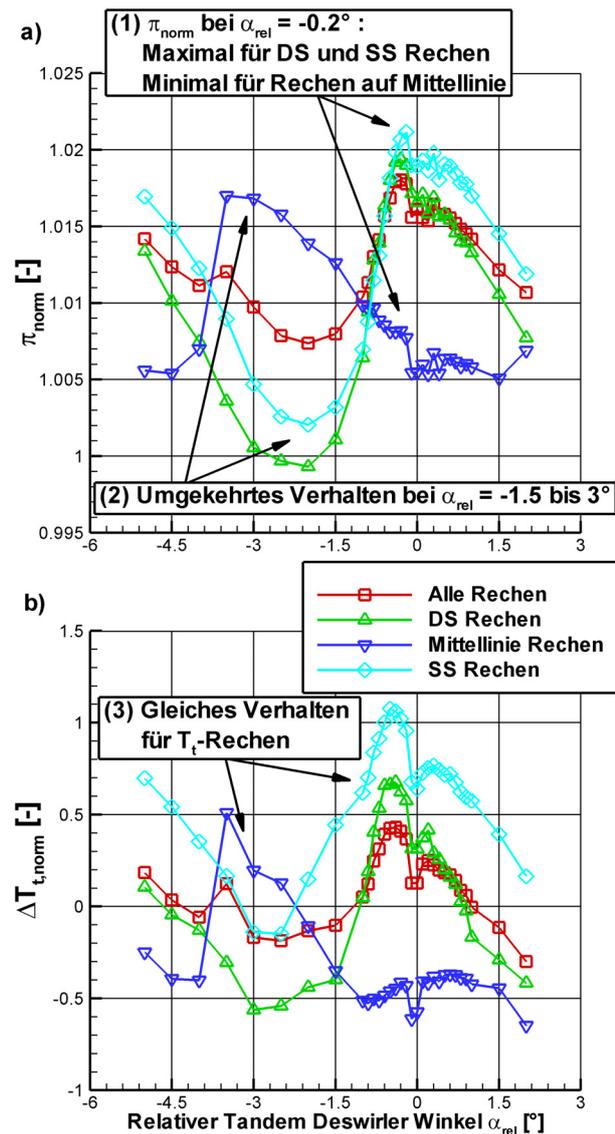


Abb. 7.7: p_t - und T_t -Verteilung der Austrittsrechen

zur Vereinfachung wurden die 3 Messstellen für jeden Rechen gemittelt. Nach Kap. 3.3.2 ist

ein Rechen auf die Mittellinie des Tandem-Deswirlers in der Nominalposition gestellt. Die beiden anderen Rechen sind jeweils in Richtung Druck- und Saugseite in Umfangsrichtung verdreht.

Der gemittelte Totaldruckverlauf für alle Rechen (**Abb. 7.7a**, rot) entspricht qualitativ dem η_{t-t} -Verlauf aus **Abb. 7.6**. Maximum und Minimum sind an den gleichen Stellen. Weiterhin zeigen auch die Einzelrechen an der Druck- und Saugseite das entsprechende Verhalten. Die Kurve des Rechens auf der Mittellinie jedoch ist gegenläufig und um $\alpha_{rel} = 3^\circ$ im Vergleich zu den anderen beiden Rechen verschoben. Die 3° entsprechen dem konstruktiven Umfangswinkelabstand der Rechen. Die Totaldruckmaxima und -minima können dabei Hauptströmungs- und Ablösegebieten zugeordnet werden. Schließlich wird in der vorliegenden Studie folgende These aufgestellt:

Die gefundene Abhängigkeit des totalen Stufenwirkungsgrads η_{t-t} vom relativen Verdrehwinkel α_{rel} des Tandem-Deswirlers mit einem $\Delta\eta_{t-t} = 0.65\%$ ist eine Überlagerung aus zwei Einflüssen. Einerseits einem aerodynamischen Effekt, der Totaldruckverlustcharakteristik des Tandem-Deswirlers. Andererseits einem messtechnischen Effekt, der durch die Diskretisierung des Messfeldes hervorgerufen wird. Das statische Wirkungsgraddelta mit $\Delta\eta_{t-s} = 0.35\%$ legt nahe, dass diese beiden Effekte von gleicher Größenordnung sind.

Die Totaltemperaturkurve in **Abb. 7.7b** bestätigt diese These. Die Verteilungen entsprechen qualitativ den Totaldruckverläufen. Für den Totaltemperaturverlauf gemittelt für alle Rechen wurde ein $\Delta T_t = 0.6\text{ K}$ gemessen. Das entspricht einem Einfluss auf den totalen Wirkungsgrad von 0.38% , was annähernd die Hälfte des gemessenen Wertes von $\Delta\eta_{t-t} = 0.65\%$ bedeutet. Es kann jedoch angenommen werden, dass die wahre Totaltemperatur im Austritt bei dieser Untersuchung konstanter ist. Der Impeller arbeitet immer im gleichen Betriebspunkt. Die Strömung hat sich bis zum Austritt der Radialverdichterstufe schon sehr weit ausgemischt. Somit sind die Verläufe ein messtechnischer Effekt: Höhere Machzahlen führen zu einer erhöhten Stautemperatur an der Temperaturmessstelle. Weil die Temperaturrechen nicht mit dem Recovery-Faktor korrigiert werden (siehe Kap. 3.3.2), ergibt sich bei höherer Anströmgeschwindigkeit eine höhere Messtemperatur.

Im vorliegenden Fall erniedrigt diese erhöhte Temperatur den Absolutwert des η_{t-t} -Maximums. Der Totaltemperaturverlauf ist gegenläufig zum η_{t-t} -Verlauf. Dieser Umstand ist die Ursache für das erhöhte $\Delta\eta_{torque} = 1\%$ (**Abb. 7.6**), bei dessen Berechnung die Austrittstotaltemperatur nicht eingeht. Das Drehmoment und der Massenstrom variieren um mindestens eine Größenordnung weniger. η_{torque} folgt dem π_t -Verlauf.

7.3.2 Statische Druckverteilung bei Variation der relativen Position der Schaufelreihen

Für die detaillierte Strömungsuntersuchung werden in der vorliegenden Studie die gemessenen $c_{p,norm}$ -Druckbeiwertverläufe im Deswirlerkanal analysiert. Ausgehend von der Nominalposition bei $\alpha_{rel} = 0^\circ$ (siehe Kap. 7.2.3) werden drei weitere Positionen gezeigt. Weil die Teilung der 2. Schaufelreihe einem Winkel von 6° entspricht, ergibt eine gleichmäßige Verteilung in 4 Schritten Werte von -1.5° , -3° und -4.5° (siehe **Abb. 7.8**). Diese relativen Positionen entsprechen nach Kap. 7.3.1 dem η_{t-t} -Maximum ($\alpha_{rel} = 0^\circ$), η_{t-t} -Minimum -1.5° und dem η_{t-s} -Maximum (-4.5°).

In **Abb. 7.9** sind die $c_{p,norm}$ -Verläufe in normierter meridionaler Richtung für 1. und 2. Schaufelreihe dargestellt. **Abb. 7.9a** zeigt die Werte für die Messpunkte auf jeweils der Saug- und Druckseite, während in **Abb. 7.9b** die Verläufe an der Mittellinie von Nabe und Gehäuse für beide Schaufelkanäle dargestellt sind.

Weiterhin werden die Vergleiche der $c_{p,norm}$ -Verläufe in der Ebene vor der 1. Schaufelvorderkante des Tandem-Deswirlers (*E28*), zwischen den beiden Schaufelreihen (*E29*) und am Austritt (*E30*) jeweils an Nabe und Gehäuse gezeigt. Die Ebenen sind aufgeteilt in zwei Abbildungen. In **Abb. 7.10** sind die Ebenen dargestellt, die sich bei einer Verdrehung von Schaufelreihe 1 nicht mitdrehen, sondern fix sind. Es handelt sich um *E28* and Nabe und Gehäuse, sowie *E29* am Gehäuse. In **Abb. 7.11** werden die Ebenen *E29* und *E30* an der Nabe gezeigt, deren Messbohrungen sich auf der Plattform der 2. Schaufelreihe befinden und folglich mitdrehen. Im Folgenden werden Vergleiche aus der Sicht der Nominalposition ($\alpha_{rel} = 0^\circ$) und der Position bei bestem statischen Druckaufbau ($\alpha_{rel} = -4.5^\circ$) aufgestellt.

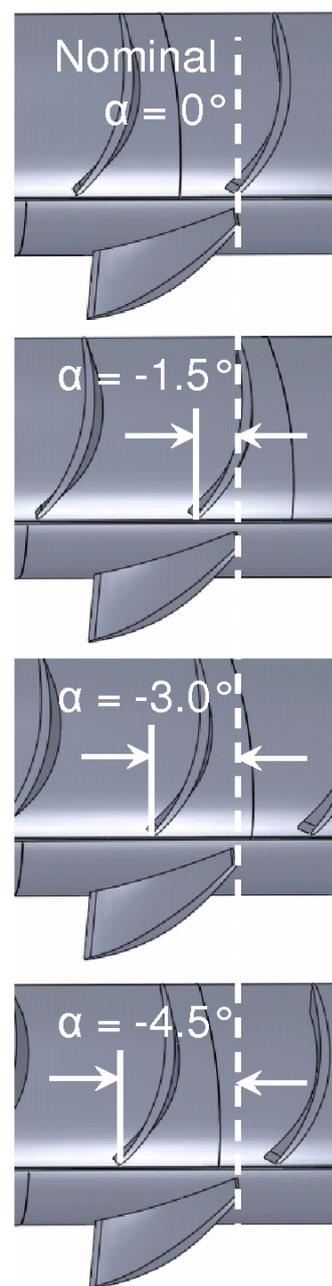


Abb. 7.8: Untersuchte α_{rel} -Positionen

Vergleich der $c_{p,norm}$ -Verläufe in Hinsicht auf die Nominalposition bei $\alpha_{rel} = 0^\circ$

Der $c_{p,norm}$ -Wert ist für die nominale Position von $\alpha_{rel} = 0^\circ$ an die Saugseite der 1. Schaufelreihe über die gesamte Länge um 0.5 %-Punkte geringer als für die anderen Positionen (**Abb. 7.9a** (2)). Bei allen anderen Umfangsrelativpositionen liegen die Kurven an der Saugseite aufeinander. Weiterhin ist $c_{p,norm}$ für 0° an der Druckseite am höchsten. Folglich ist die Schaufelbelastung im nominalen Fall am größten. Diese erhöhte Schaufelbelastung hat ihre Ursache in der Interaktion der beiden Schaufelreihen (1). Die Saugseite der 2. Schaufelreihe befindet sich in der Nähe der Druckseite der 1. Schaufelreihe. Der Stromaufeffekt erhöht den Druck an der 1. Druckseite. Anscheinend hat dies auch Wirkung auf die Saugseite und erhöht dort die Geschwindigkeit, was sich im niedrigeren Druck äußert.

Auch bei der 2. Schaufelreihe zeigt sich der Einfluss der Interaktion bei $\alpha_{rel} = 0^\circ$ (1). Die $c_{p,norm}$ -Werte an der 2. Druck- und Saugseite sind um 0.5 %-Punkte größer im Vergleich zu den anderen Positionen. Allerdings bleibt der statische Druckaufbau zur 2. Hinterkante hin hinter den anderen Positionen zurück, so dass sich der $c_{p,norm}$ -Wert dort den anderen Werten annähert. Der Verlauf wird an der Hinterkante der Saugseite sehr flach, was auf eine Ablösung hindeutet.

In den $c_{p,norm}$ -Verläufen an der Kanalmittellinie (**Abb. 7.9b**) fällt auf, dass die Eintrittswerte für $\alpha_{rel} = 0^\circ$ wieder geringer sind (4), sich allerdings im meridionalen Kanalverlauf den Verläufen der anderen Positionen annähern. An der Nabe kreuzen sich die Kurven von 0° und -1.5 bzw. -3.0° sowohl in der 1. als auch 2. Schaufelreihe.

Auch in den Eintrittsebenen $E28$ an Nabe und Gehäuse in **Abb. 7.10** kann der Effekt des niedrigsten Eintrittsdrucks beobachtet werden (1). Über den gesamten Umfang sind die $c_{p,norm}$ -Werte wiederum um 0.5 %-Punkte geringer. Allerdings gibt es eine Ausnahme: Am Gehäuse sind die $c_{p,norm}$ -Werte direkt vor der Vorderkante am Gehäuse sehr ähnlich. In Ebene $E29$ am Gehäuse ist das $c_{p,norm}$ -Niveau gleich den anderen Positionen. Der Gradient über die 2. Schaufelsaug- und -druckseite ist zweimal zu erkennen (2). Die Ursache liegt in der Umfangsüberdeckung von 12° dieser Ebene, was einer Teilung der 1. Schaufelreihe entspricht. Folglich werden zwei Teilungen der 2. Schaufelreihen überdeckt. Für die anderen Relativwinkel wandert der Übergang von Saug- zu Druckseite in der Ebene $E29$ am Gehäuse entsprechend ihrer Verdrehung weiter (2).

Schließlich kann festgestellt werden, dass in der Nominalposition $\alpha_{rel} = 0^\circ$ die erste Schaufelreihe von der Interaktion der beiden Schaufeln profitiert. Die Belastung kann erhöht werden. In der 2. Schaufelreihe jedoch wurde keine Verbesserung erkannt; das Abflachen der $c_{p,norm}$ -Werte an der Hinterkante deutet auf eine Ablösung hin.

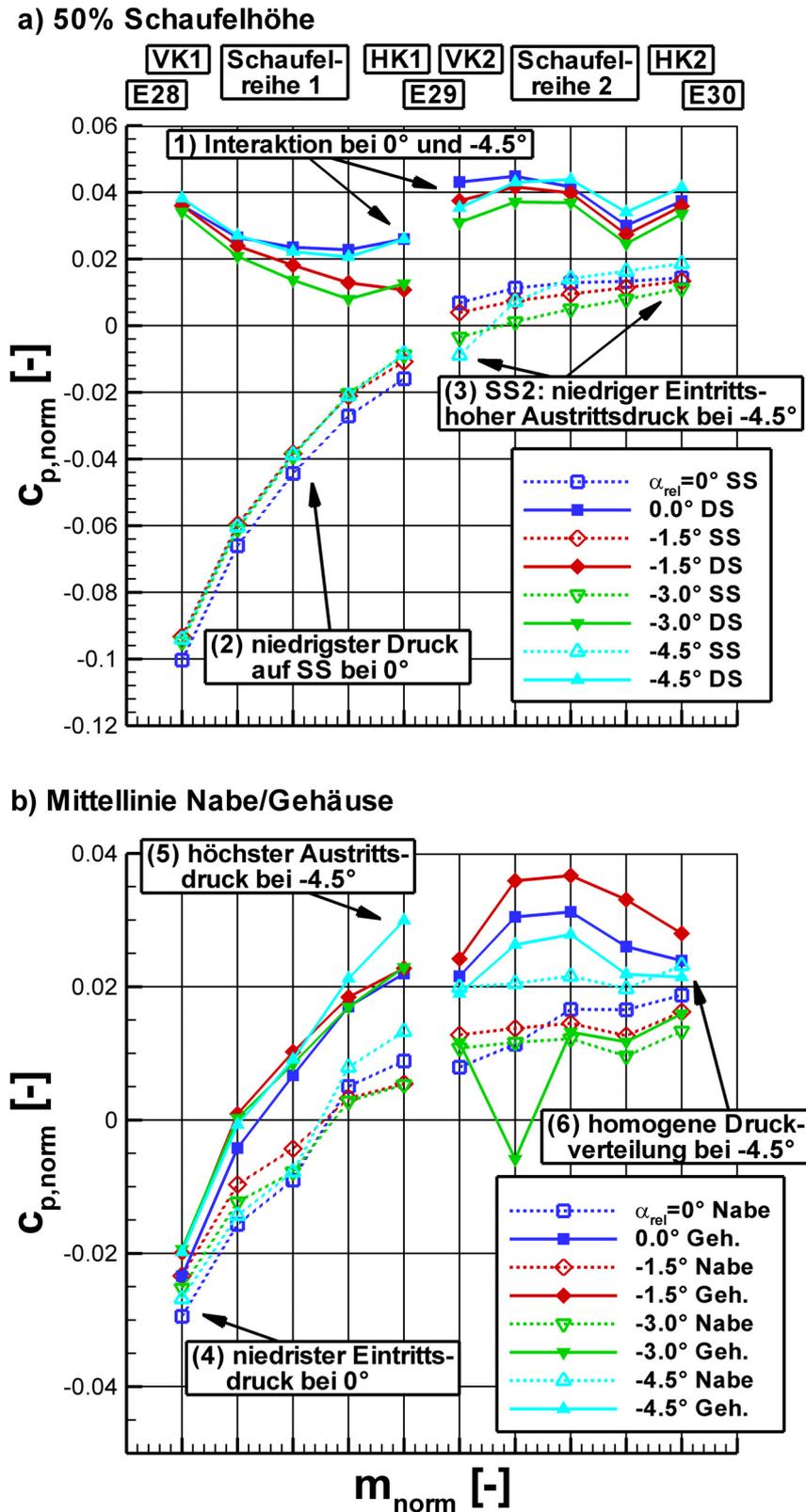


Abb. 7.9: $c_{p,norm}$ -Verteilung in 50% Schaufelhöhe DS/SS, sowie auf den Kanalmittellinien an Nabe und Gehäuse in Abhängigkeit von α_{rel}

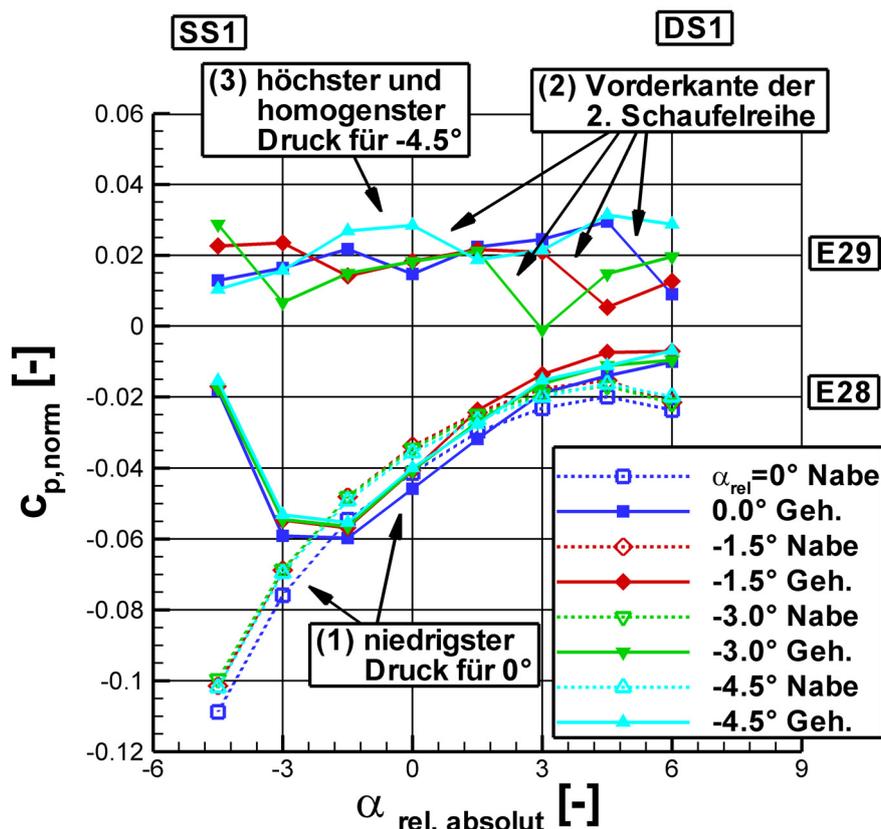


Abb. 7.10: $c_{p, norm}$ -Verteilung an Nabe und Gehäuse in Abhängigkeit von α_{rel} im Absolutsystem

Vergleich der $c_{p, norm}$ -Verläufe in Hinsicht auf $\alpha_{rel} = -4.5^\circ$

Die Relativposition $\alpha_{rel} = -4.5^\circ$ zeigt in **Abb. 7.6** den besten statischen Druckaufbau. Bei dieser Position steht jede zweite Schaufel der 2. Reihe direkt hinter der Hinterkante der 1. Schaufelreihe (siehe **Abb. 7.8**). Demnach befindet sie sich im Nachlauf.

In **Abb. 7.9a** (2) zeigt sich, dass die Interaktion zwischen der 1. und 2. Schaufelreihe erhalten bleibt. Der erhöhte $c_{p, norm}$ -Wert an der Hinterkante der Druckseite der 1. Schaufelkante ist auch in dieser Position zu beobachten. Die Belastung der 1. Schaufel ist etwas geringer als bei 0° , aber immer noch höher als bei den anderen beiden Positionen.

Für die 2. Schaufelreihe kann dagegen für $\alpha_{rel} = -4.5^\circ$ die höchste Schaufelbelastung festgestellt werden. Am Eintritt der 2. Saugseite herrscht noch ein um -0.5% -Punkte geringerer $c_{p, norm}$ -Wert (3). Die Kurve kreuzt jedoch alle anderen, so dass am Austritt sowohl an der 2. Saug- als auch Druckseite um $+0.5\%$ -Punkte höhere $c_{p, norm}$ -Werte gemessen wurden. Folglich ist die Verzögerung der 2. Schaufelreihe für $\alpha_{rel} = -4.5^\circ$ am besten.

Auf der Mittellinie an Nabe und Gehäuse wurden am Austritt der 1. Schaufelreihe bei $\alpha_{rel} = -4.5^\circ$ um 0.5 – 1 %-Punkt höhere $c_{p,norm}$ -Wert ermittelt (**Abb. 7.9b** (5)). Weiterhin ist der Verlauf an der Nabe der 2. Reihe fast konstant; der Austrittswert ist gleich dem am Gehäuse (6). Allerdings muss beachtet werden, dass in diesem Fall die relative Position der 2. Schaufelreihe eine Rolle spielt. So lässt sich der erhöhte Druckbeiwert am Austritt der 1. Reihe mit der Stromaufwirkung der 2. Schaufel erklären.

In **Abb. 7.10** zeigt sich in der Zwischenebene $E29$ an der Mittellinie (0°) ebenfalls der höchste Wert, weil sich dort die Vorderkante der 2. Schaufel befindet. Allerdings kann festgehalten werden, dass in $E29$ auch der umfangsgemittelte Wert um +0.4 %-Punkte höher liegt. Weiterhin ist die Verteilung homogener als bei den anderen Positionen, was einen niedrigeren Gradienten zwischen Saug- und Druckseite an der 2. Vorderkante bedeutet. Für $E28$ lassen sich die gleichen Eintrittsbedingungen wie bei den anderen Positionen erkennen.

Abb. 7.11 zeigt die gemessenen $c_{p,norm}$ -Werte für die Ebenen $E29$ und $E30$ auf der sich mitdrehenden Nabe. Deshalb sind die Verläufe in Abhängigkeit des relativen Umfangswinkels $\alpha_{rel,relativ}$ dargestellt. Nur für die Relativposition $\alpha_{rel} = -4.5^\circ$ wurden beide Schaufelpassagen gemessen.

Der $c_{p,norm}$ -Wert ist am Austritt der Tandem-Beschauflung ($E30$) um +0.4 % höher als im nominalen Fall (1). Das ist die gleiche Verbesserung wie bereits in der Zwischenebene $E29$ am Gehäuse (**Abb. 7.10** (3)). Die Verbesserung des Druckrückgewinns nach der 1. Schaufelreihe wird folglich bis hinter die 2. Reihe weitergeführt.

Weiterhin sind die $c_{p,norm}$ -Werte an der Nabe in Ebene $E29$ an der Vorderkante der 2. Schaufelreihe für die -4.5° -Position erhöht (2). Sie sind an der Saugseite SS_{22} um +3 %-Punkte und an der Druckseite DS_{21} um +1.7 %-Punkte höher als für die nominale 0° -Position. Auch die zweite Schaufelpassage zeigt höhere $c_{p,norm}$ -Werte als die erste Schaufelpassage der anderen Positionen, bei denen nur diese eine Schaufelpassage gemessen wurde.

Schließlich kann festgehalten werden, dass der Druckaufbau für die -4.5° -Position in der 1. Schaufelreihe erhöht ist. Die 2. Schaufelreihe verhält sich ähnlich wie bei den anderen Positionen. Als entscheidende Verbesserung wird der erhöhte Druckbeiwert an der Nabe in der Zwischenebene $E29$ identifiziert. Hier zeigen sich signifikant höhere Druckbeiwerte als bei den anderen Positionen. Dies lässt auf eine verbesserte Strömung an der Nabe schließen, was auch eine bessere Zuströmung zur nabenseitigen Vorderkante der 2. Schaufelreihe induziert.

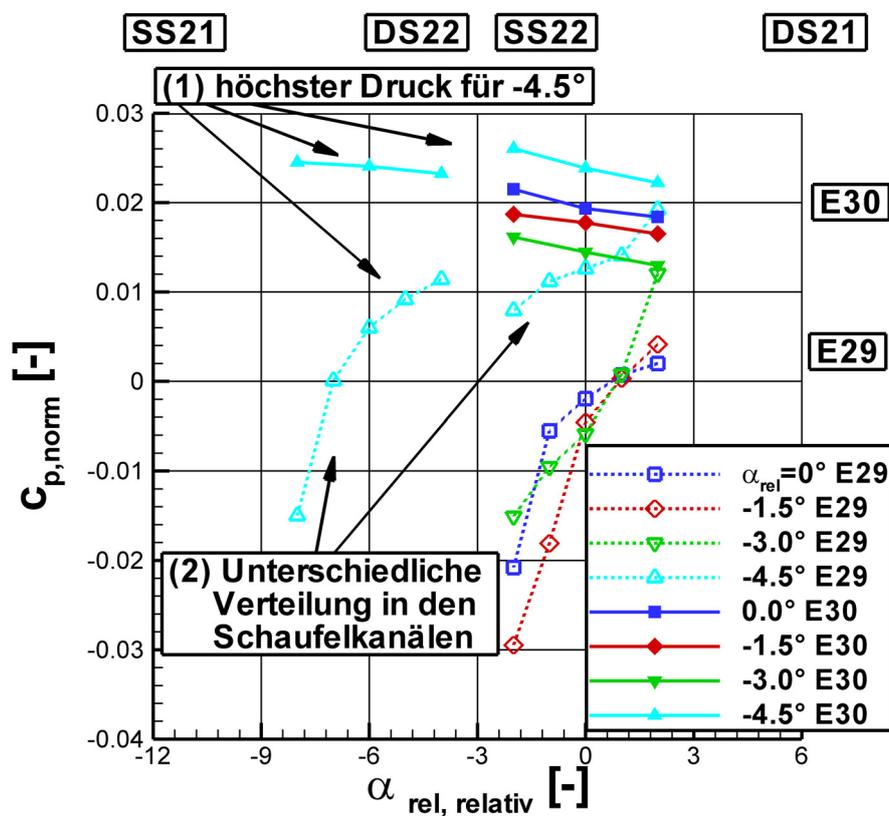


Abb. 7.11: $c_{p,norm}$ -Verteilung an der Nabe in Abhängigkeit von α_{rel} im Relativsystem

7.4 Diskussion und Schlussfolgerungen

7.4.1 Einfluss der Kanalgeometrie und des Austrittswinkels

Zur Bewertung der Kanalgeometrie wurden nach Kap. 4.2 numerische Parametervariationen durchgeführt. Ausgehend von der vorliegenden Geometrie wurden nach **Abb. 7.12** oben der Krümmungsradius r , die Länge des Radialdiffusors l und der Austrittswinkel α variiert, um deren Einfluss auf den Totaldruckverlust ω_{norm} aufzuzeigen. **Abb. 7.12a** zeigt eine Matrixvariation von der Länge des Radialdiffusors und dem Krümmungsradius bei konstantem Austrittswinkel $\alpha = 47^\circ$, was der vorliegenden Kanalgeometrie des Tandem-Deswirlers entspricht. In **Abb. 7.12b** ist die Variation von Austrittswinkel und Krümmungsradius bei konstanter Länge des radialen Diffusorteils dargestellt.

Grundsätzlich konnten die aus der Literatur bekannten Phänomene aus Kap. 2.3.1 validiert werden. Demnach steigt der Totaldruckverlust an bei kleinerem Krümmungsradius und größerer Umlenkung, ausgedrückt durch einen höheren Austrittswinkel. Weiterhin steigt bei größerem Austrittswinkel und damit mehr Umlenkung der Totaldruckverlust in Richtung kleinerer Krümmungsradien stärker an. *Japikse und Baines* (1998) beschrieben diese Abhängigkeit mit dem kombinierten Parameter r_{eq} nach Gl. (2.5). Aus aerodynamischer Sicht sind demnach große Krümmungsradien bei kleinen Austrittswinkeln anzustreben. Die Länge des Radialdiffusorteils sollte möglichst kurz sein, um Reibungsverluste zu vermeiden.

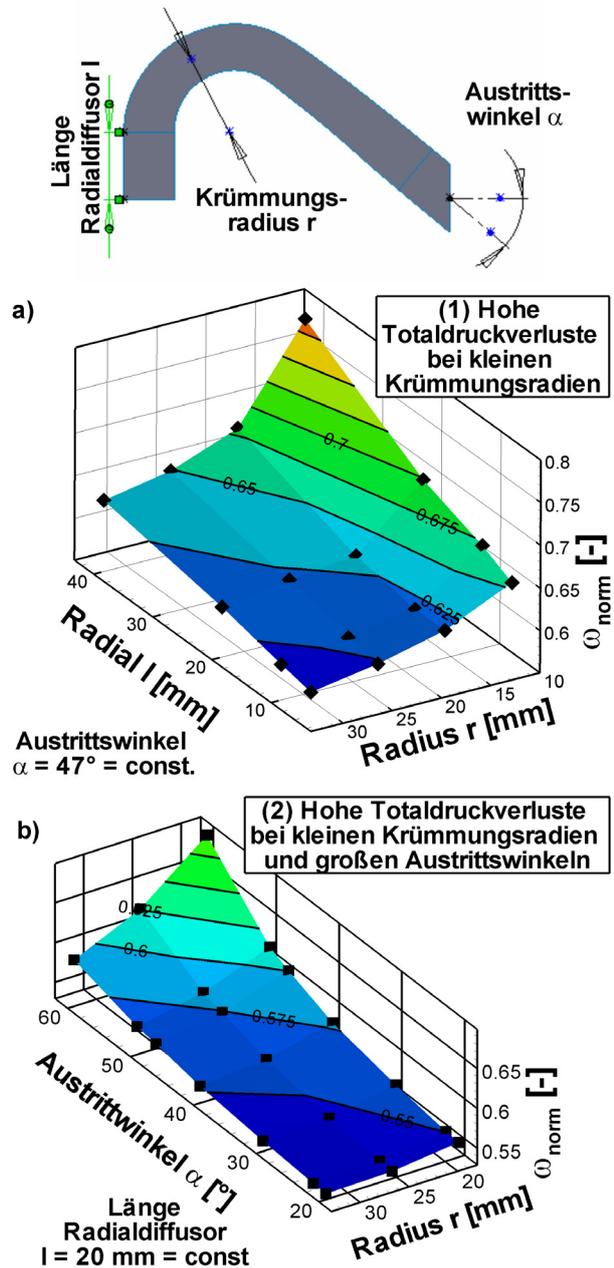


Abb. 7.12: Parametereinfluss im Kanal auf den Totaldruckverlust

Dem stehen Forderungen aus Sicht der Triebwerksauslegung gegenüber. So ist der Austrittswinkel α durch die Schnittstelle zur stromab liegenden Brennkammer festgelegt. Die Strömung in der Brennkammer selbst unterliegt z. B. Forderungen zur Anströmung und Kühlung. Weiterhin ist erstrebenswert, dass das Triebwerk möglichst kompakt ist. Das heißt einerseits, dass der Außendurchmesser des Diffusors, der auch den Außendurchmesser des Kerntriebwerks bestimmt, möglichst klein sein soll. Weiterhin soll die axiale Baulänge möglichst klein sein, um Material und die Länge der Welle zu reduzieren. Die Forderung nach Kompaktheit impliziert folglich einen möglichst kleinen Krümmungsradius.

Im vorliegenden Fall des Tandem-Deswirlers liegt der Auslegungspunkt mit einem Krümmungsradius von 25 mm , einem Austrittswinkel von 47° und einer Radialdiffusorlänge von 20 mm im flachen Bereich der untersuchten Parameterkurven. Im Vergleich des Austrittswinkels des Tandem-Deswirlers von 47° zum nominalen Austrittswinkel von 22° ergibt sich eine Erhöhung des Totaldruckverlustbeiwertes des Deswirlers von 2 %-Punkten. Umgerechnet auf den Radialverdichterwirkungsgrad bewegt sich der Einfluss eine Größenordnung unterhalb der Messunsicherheit von $\Delta\eta = \pm 0.2\%$. Es ist zu beachten, dass bei der Tandem-Konfiguration in die Kanalkrümmung zusätzlich eine Schaufel gesetzt wurde, die die Strömung belastet. Die 1. Schaufelreihe lenkt deswegen an der Nabe weniger um als im Gehäusebereich, um nabenseitige Ablösungen zu verhindern. Der Auslegungspunkt liegt in **Abb. 7.12** allerdings kurz vor einem Anstieg von ω_{norm} , was Ablösegefahr an der Nabe vermuten lässt. In der Tat wurde in den c_p -Verläufen in Kap. 7.3.2 eine Abflachung in der 2. Schaufelreihe festgestellt, was auf Ablösungsphänomene hindeutet. Die Ergebnisse dort zeigten, dass die nabenseitige Ablösung bei kleinster Störung (2. Schaufelreihe im Nachlauf der 1.) am weitesten nach hinten geschoben werden konnte und sich somit der höchste Druckaufbau ergab.

Aus der Forderung nach Kompaktheit folgt eine möglichst kleine Länge des Radialdiffusors. Beim Tandem-Deswirler wurde diese Länge des schaufellosen Raums gegenüber der gekürzten Diffusorkonfiguration nur geringfügig verkleinert. Die Ursache dafür ist in der nicht bekannten Stromaufwirkung der Deswirler Schaufeln auf den Diffusor zu finden. So könnte eine zu nahe Beschaukelung die Diffusorströmung bis in den Halsquerschnitt stören. Die Erweiterung der Pumpgrenze, die im Vergleich zur nominalen Diffusorkonfiguration gefunden wurde, könnte wieder verloren gehen. Zu diesem Thema sind weitergehende numerische und experimentelle Untersuchungen notwendig. Ausgehend von diesen Erkenntnissen stellt der schaufellose Raum des Tandem-Deswirlers ein Potential dar, den Gesamtdurchmesser der Radialverdichterstufe um weitere 8 %-Punkte zu reduzieren.

7.4.2 Fazit der Analyse zur Tandem-Deswirler Konfiguration

1. Der isentrope totale Wirkungsgrad η_{t-t} der Radialverdichterstufe mit Tandem-Deswirler erhöhte sich im Vergleich zur gekürzten Diffusorkonfiguration um +1 %-Punkt. Der isentrope Wirkungsgrad gebildet mit dem statischen Stufenaustrittsdruck η_{t-s} vergrößerte sich um +0.5 %-Punkte. Als Ursache für die Diskrepanz wurde festgestellt:
 - a) Die Austrittsmachzahl und damit der *dumb loss* sind beim Tandem-Deswirler größer als beim nominalen Deswirler.
 - b) Durch die Diskretisierung der Totaldruckmesspunkte am Austritt der Radialverdichterstufe ergeben sich Abweichungen, die auf die Strömungsgradienten am Austritt zurückzuführen sind.
2. Die Erweiterung der Pumpgrenze um +10 % im Vergleich zur nominalen Diffusorkonfiguration bleibt erhalten. Folglich hat der Tandem-Deswirler im Vergleich zum nominalen Deswirler keinen Einfluss auf die Pumpgrenze der Radialverdichterstufe.
3. Die Untersuchung zur relativen Umfangsposition der beiden Schaufelreihen zueinander ergab eine messbare Abhängigkeit:
 - a) Das Delta im totalen Wirkungsgrad liegt unter Berücksichtigung der unter 1. genannten Abweichungen bei $\Delta\eta_{t-t} = 0.65 \%$. Die beste Position ergibt sich bei $\alpha_{rel} = -0.2^\circ$. Das entspricht der bekannten Position aus der Literatur (z. B. *McGlumphy* (2008)), bei der die Saugseite der 2. Schaufelreihe an der Druckseite der 1. Schaufelreihe liegt.
 - b) Bei der Betrachtung des statischen Austrittsdrucks ergibt sich ein $\Delta\eta_{t-s} = 0.35 \%$. Die beste Position liegt bei $\alpha_{rel} = -4.5^\circ$. Jeweils eine Schaufel der 2. Schaufelreihe liegt im Nachlauf der 1. Schaufelreihe. Als Ursache dafür wurde ein wesentlich besserer nabenseitiger Druckaufbau in der 1. Reihe detektiert.
4. Die Untersuchungen zur Kanalgeometrie ergaben, dass die vorliegende Auslegung des Tandem-Deswirlers hinsichtlich schaufellosem Raum und Austrittswinkel im vernünftigen Bereich liegt. Der Einfluss der Erhöhung des Austrittswinkels des Tandem-Deswirler Kanals von 22° auf 47° wurde auf 2 %-Punkte des Deswirlerdruckverlustbeiwerts beziffert.
5. Folgende weitergehende Untersuchung für potentielle Verbesserungen werden vorgeschlagen:

- a) Die vorliegende Untersuchung stellt erstmals eine experimentelle Basis für Deswirler-Schaufeln in der Rückkrümmung einer Radialverdichterstufe dar. Die Daten können als Validierung für numerische Rechnungen dienen, um das Auslegungsverfahren hinsichtlich der Aufteilung der Strömungsbelastung durch Kanal- und Schaufelkrümmung zu verbessern.
- b) Es zeigt sich ein Einfluss der relativen Umfangsposition der zwei Tandem Schaufelreihen auf den nabenseitigen Druckaufbau. Eine Untersuchung dieser Beobachtung könnte zu besseren Auslegungsverfahren führen.
- c) Eine weitere Reduzierung des schaufellosen Raums scheint nach den Ausführung in Kap. 6.4.3 lohnenswert in Hinsicht auf weitere Kompaktheit der Radialverdichterstufe.
- d) Der schaufellose Raum wurde bei der vorliegenden Auslegung beibehalten, um eine Stromaufwirkung des Deswirlers auf den Diffusor zu vermeiden. Numerische Rechnungen könnten diesen Einfluss untersuchen. So wären Konfiguration mit direkt aufeinander folgendem Diffusor und Deswirler oder sogar Überlappung denkbar, bei der die Deswirler-Schaufeln in den Diffusorausstritt eingetaucht werden.

8 Zusammenfassung und Ausblick

Gegenstand dieser Studie ist die experimentelle und numerische Untersuchung von drei verschiedenen Geometrien des Diffusionssystems einer Radialverdichterstufe. Das Diffusionssystem bestand aus einem Pipe Diffusor, einer Kanalkrümmung zur Rückführung in die axiale Richtung und einer stromab liegenden Umlenkbeschaufelung, dem Deswirler. Ausgehend von der nominalen Diffusorkonfiguration wurde eine radiale Kürzung des Pipe Diffusors analysiert. Die dritte Konfiguration umfasste einen neu ausgelegten Deswirler. Die prismatischen Schaufeln im nominalen Fall wurden durch einen Tandem Deswirler ersetzt, der verwundene Schaufeln in der Kanalkrümmung aufwies.

Die vorliegende Arbeit verfolgte drei Ziele. Erstens wurden die integralen Auswirkungen auf das Betriebsverhalten und die Effizienz der Radialverdichterstufe aufgezeigt. Zweitens wurden diese Beobachtungen auf detaillierte Strömungsphänomene im Diffusorkanal und Deswirler zurückgeführt. Drittens wurde der Einfluss des geänderten Verhaltens der Radialverdichterstufe auf das Gesamtsystem Triebwerk untersucht. Folgende zwei Haupteffekte wurden im Rahmen dieser Studie beobachtet und analysiert:

1. Durch die Kürzung des Pipe Diffusors stieg der isentrope adiabate totale Wirkungsgrad der Radialverdichterstufe um +0.3 %-Punkte. Weiterhin wurde eine Erweiterung der Pumpgrenze von 10 % bei hohen reduzierten Drehzahlen gemessen.
2. Die Neuauslegung des Deswirlers zu einer Tandem Bauweise brachte weitere +1 %-Punkte im Wirkungsgrad. Dies bedeutet eine Wirkungsgradverbesserung von +1.3 %-Punkten im Vergleich zur nominalen Konfiguration. Die Pumpgrenzerweiterung von 10 % blieb dabei erhalten.

Der untersuchte Radialverdichter ist die letzte Stufe eines Hochdruckverdichters in einem Turbostrahltriebwerk. Er stammt von der *CFE Company*, die eine Kooperation von *General Electric Aviation* und *Allied Signal Inc.* (heute *Honeywell Aerospace*) ist. Im Triebwerk wird die Radialverdichterstufe nach einem auf der gleichen Welle sitzenden Axialverdichter eingesetzt. Nach dem Radialverdichter folgt die Brennkammer, was die Kanalarückführung und einen Deswirler erforderlich macht. Zur Untersuchung der Radialverdichterstufe wurde am Institut für Strahlantriebe und Turboarbeitsmaschinen der

RWTH Aachen ein Prüfstand von *Büscher* (2006, nicht publiziert) und *Zachau* (2007) aufgebaut. Dieser Prüfstand ermöglichte die integrale und detaillierte Vermessung der drei beschriebenen Radialverdichtergeometrien.

Die vorliegende Studie baut auf den Arbeiten von *Büscher* und *Zachau* zur nominalen Diffusorkonfiguration auf. Es wurde das Betriebsverhalten mit den Parametern Impellerschaufelspalt, Zapfluft und Reynoldszahl untersucht. Die Auswirkungen einer Impellerschaufelspaltvariation von 0.25 bis 0.65 mm auf die integralen Leistungswerte und die detaillierte Strömung wurden gemessen. Es wurde eine lineare Abhängigkeit der Wirkungsgradänderung zum relativen Schaufelspalt λ_2 von $\partial\eta/\partial\lambda_2 = 0.22$ ermittelt. Weiterhin wurde die Pumpgrenze der untersuchten Radialverdichterstufe bei relativen Schaufelspalten von 5.7 % und 19.3 % gemessen. Es wurde gefunden, dass sich die Pumpgrenze bei größerem Impellerschaufelspalt nur um -2% zu kleineren Totaldruckverhältnissen verschiebt. Die Reynoldszahl wurde mittels einer Eintrittsdruckveränderung der Radialverdichterstufe von 0.5 bis 1.5 bar um den Faktor 3 variiert. Es wurde bei Anwendung des *m-scaling*-Verfahrens ein Exponent von $m = 0.1$ ermittelt.

Im nominalen Diffusor wurden detaillierte Messungen mittels *Particle Image Velocimetry* (PIV) und Cobra-Dreilochsonden durchgeführt. Es konnte gezeigt werden, dass im hinteren Teil des Diffusors auf dessen Druckseite ein Ablösungsgebiet mit Rückströmung vorhanden ist. Statische Wanddruckmessungen zeigten, dass in diesem hinteren Bereich demzufolge kein signifikanter statischer Druckaufbau erfolgt. Diese Erkenntnis führte zur radialen Kürzung des Pipe Diffusors um 46 %, was die zweite untersuchte Geometrievariation darstellt.

Für die Radialverdichterstufe mit gekürztem Diffusor wurde eine isentrope adiabate totale Wirkungsgradverbesserung von $+0.3\%$ -Punkten gemessen. Diese Differenz liegt im Bereich der Messunsicherheit von $\pm 0.2\%$. Es wurde gezeigt, dass das Totaltemperaturverhältnis τ der Radialverdichterstufe konstant bleibt. Das Totaldruckverhältnis π steigt demzufolge um 0.4 % bei einer Messunsicherheit von $\pm 0.1\%$. Diese Erhöhung von π konnte mit einem kleineren Totaldruckverlust des Diffusionssystems von -9% erklärt werden. Detaillierte PIV-Messungen zeigten, dass die Ablösung auf der Diffusordruckseite signifikant kleiner geworden ist.

Die Pumpgrenze der Radialverdichterstufe wurde durch die Kürzung des Pipe Diffusors bei hohen reduzierten Drehzahlen um 10 % erweitert gemessen. Ein Ansatz zur Erklärung dieses Phänomens wurde in dieser Studie in den instationären Wanddruckmessungen gefunden. Im Halsbereich des Diffusors ist die Strömung an der Druckseite kurz hinter der Vorderkante bei gekürztem Diffusor wesentlich homogener. Es findet keine Anregung durch die halbe Schaufelwechselfrequenz wie im nominalen Fall statt.

Folglich ist die Instationarität im Bereich zwischen Impeller und Diffusor reduziert. Weil die Strömung an der Diffusorvorderkante bei der untersuchten Radialverdichterstufe pumpauslösend ist, kann eine verringerte Störung hier zum späteren Auslösen des Pumpvorgangs führen.

Durch die Kürzung des Pipe Diffusors wurde dessen Abströmung geändert, so dass der nachfolgende Deswirler mit einer Fehlanströmung von 20° beaufschlagt wurde. Deshalb wurde der Deswirler neu ausgelegt. Aufgrund der größeren Umlenkung wurde ein Tandem-Gitter ausgewählt. Die erste Schaufelreihe reichte bis in die Kanalkrümmung hinein. Folglich ist der Tandem Deswirler kompakter als die nominale und gekürzte Diffusorkonfiguration.

Die Radialverdichterstufe mit Tandem-Deswirler wies einen um $+1\%$ -Punkt höheren isentropen adiabaten totalen Wirkungsgrad auf als die Konfiguration mit gekürztem Diffusor und prismatischen Deswirlerschaufeln. Der Vergleich des *total-to-static* Wirkungsgrads ergab allerdings nur eine Steigerung von $+0.5\%$ -Punkten. Diese Diskrepanz wurde auf eine höhere Austrittsmachzahl und die Diskretisierung der Austrittsmessstellen zurückgeführt. Die Totaldruckrechen am Austritt der Radialverdichterstufe standen in Gebieten erhöhter Machzahl, was zu einer zu hohen Gewichtung der Hauptströmung führte.

Eine detaillierte Untersuchung der relativen Umfangsposition der beiden Schaufelreihen des Tandem-Deswirlers zueinander wurde durchgeführt. Zwischen der nominalen und der um -1.5° verdrehten Position wurde eine Differenz von 0.65% -Punkten im totalen Wirkungsgrad gemessen. Die nominale Position wies den höchsten totalen Wirkungsgrad auf. Hierbei steht die Saugseite der zweiten Schaufelreihe nahe der Druckseite der ersten Schaufelreihe. Analog zur Literatur wird so die Anströmung zur zweiten Schaufelreihe verbessert; die Strömung löst an der 2. Saugseite später ab. Statische Druckmessungen auf den Saug- und Druckseiten bei 50% Schaufelhöhe konnten die Interaktion zwischen 1. und 2. Schaufelreihe nachweisen.

Bei Betrachtung des *total-to-static* Wirkungsgrads wurde jedoch bei einer relativen Position von -4.5° der höchste Wert gemessen. Die zweite Schaufelreihe steht hier im Nachlauf der ersten. Statische Druckmessungen zeigten, dass in diesem Fall der statischen Druckaufbau an der Nabe verbessert war.

Ausblick

Die vorliegende Untersuchung zu den drei Geometrievariationen stellt eine Basis für weitergehende Untersuchungen zur Radialverdichterstufe mit Pipe Diffusor und Deswirler

dar. Die Messungen bieten die Möglichkeit zur umfassenden Validierung von Strömungslösungen. Mit Hilfe der Numerik können weitere Diffusorkonfigurationen entwickelt werden, die anschließend auf dem Prüfstand gemessen werden können.

In der vorliegenden Studie werden zwei Ansätze zur Geometrieverbesserung vorgestellt, die im Rahmen des Projektes diskutiert wurden. Zunächst weist der gekürzte Diffusor sehr dicke Hinterkanten auf. Diese Hinterkanten führen zu Totaldruckverlusten durch die plötzliche Kanalaufweitung, dem Carnot-Stoß. Bei einer Neuauslegung ist hier eine dünnere Ausführung zu empfehlen. Weiterhin stellt der immer noch vorhandene schaufellose Raum zwischen gekürztem Diffusor und Tandem Deswirler ein Potential dar, die Radialverdichterstufe kompakter zu gestalten. Würde beispielsweise der schaufellose Raum eliminiert und der Tandem Deswirler direkt am Kürzungsradius beginnen, so bedeutete dies eine Reduktion des Außendurchmessers der Radialverdichterstufe von -8% .

Es ist darauf zu achten, dass die gefundene Pumpgrenzerweiterung von $+10\%$ erhalten bleibt. Zunächst wird empfohlen, die Mechanismen der Pumpauslösung weiter zu untersuchen. Die vorliegende Studie konnte nur einen Ansatz zur Erklärung des Phänomens der Pumpgrenzerweiterung bieten. Es könnte sich um ein instationäres Strömungsphänomen handeln. Der Vergleich von stationären und instationären numerischen Simulationen verspricht hier Hinweise auf die Phänomenologie. Weiterhin können die vorliegenden Daten als Validierungsfall dienen, um die Forschung bei der numerischen Vorhersage der Pumpgrenze voranzutreiben.

Direkt gekoppelte Pipe Diffusor und Deswirler Komponenten versprechen eine sehr kompakte Bauweise des Diffusionsystems der Radialverdichterstufe. Es sind überlappende Konstruktionen mit eingetauchter Deswirlerbeschaufelung denkbar. Die Interaktion zwischen Pipe-Diffusor Austritt und Deswirler beinhaltet eine Herausforderung der aerodynamischen Auslegung. Eine Vermessung der Variation der relativen Umfangsposition wird aufgrund der komplizierten Phänomenologie empfohlen. Letztendlich hat die Kopplung Stromaufeffekte bis in den Diffusorhalsbereich zur Folge und kann die Impeller-Diffusor Interaktion beeinflussen.

Literaturverzeichnis

Ansys (2006), ANSYS CFX Release 11.0 User Manual.

ASME (1965), "ASME Power Test Codes - Compressors and Exhausters", ASME, PTC - 10.

Aungier, R. H. (2000), Centrifugal Compressors. A Strategy for Aerodynamic Design and Analysis, ASME PRESS.

Bansod, P., Rhie, C.M. (1990), "Computation of Flow through a Centrifugal Impeller with Tip Leakage", AIAA 90-2021.

Barton, M. T., Gentile, D. P. (2005), "The Use of a Circumferentially Nonuniform Stator to Attenuate Harmful Aerodynamic and Mechanical Interactions in an Advanced Mixed Flow Splittered Rotor/Tandem Variable Stator LP Compressor", *ASME GT2005-68178*.

Bennett, I. (1997), "The Design and Analysis of Pipe Diffusers for Centrifugal Compressors", Dissertation, Cranfield University.

Benra, F.-K., Klapdor, V., Schulten, M. (2006), "Sensitivity Study on the Impact of Surface Roughness Due to Milling on the Efficiency of Shrouded Centrifugal Compressor Impellers", *ASME GT2006-90499*.

Brasz, J.J. (1988), "Investigation into the Effect of Tip Clearance on Centrifugal Compressor Performance", ASME 88-GT-190.

Brent, J. A., Clemmons, D. R. (1974), "Single-Stage Experimental Evaluation of Tandem-Airfoil Rotor and Stator Blading for Compressors", *NASA Report No. CR-134713*.

Bräunling, W. J. G. (2009), Flugzeugtriebwerke: Grundlagen, Aero-Thermodynamik, ideale und reale Kreisprozesse, Thermische Turbomaschinen, Komponenten, Emissionen und Systeme, Springer, Berlin.

- Bryans, A.C.** (1986), “Diffuser For A Centrifugal Compressor”, *US Patent Number 4,576,550*.
- Büscher, C.** (2006, nicht publiziert), “Konzeption eines Prüfstands zur experimentellen Untersuchung einer hochbelasteten Radialverdichterstufe mit Pipe Diffusor”, Dissertation, RWTH Aachen.
- Carrotte, J. F., Young, K. F., Stevens, S. J.** (1995), “Measurements of the Flow Field Within a Compressor Outlet Guide Vane Passage”, *ASME Journal of Turbomachinery*, 117, S. 29–37.
- Casey, M. V.** (1985), “The Effects of Reynolds Number on the Efficiency of Centrifugal Compressor Stages”, *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 107, S. 541–548.
- Casey, M. V., Wintergerste, T.** (2000), Best Practise Guidelines: Special Interest Group on Quality and Trust in Industrial CFD, ERCOFTAC.
- Cornell, W.G.** (1975), “Experimental quiet engine program - Summary report”, General Electric Company, nASA CR-2519.
- Cousins, W. T.** (1997), “The Dynamics of Stall and Surge Behavior in Axial-Centrifugal Compressors”, Dissertation, Virginia Polytechnic Institute and State University.
- Cukurel, B., Lawless, P. B., Fleeter, S.** (2010), “Particle Image Velocity Investigation of a High Speed Centrifugal Compressor Diffuser: Spanwise and Loading Variations”, *ASME Journal of Turbomachinery*, 132.
- Cumpsty, N. A** (2004), Compressor aerodynamics, Krieger Pub.
- Dawes, W.N.** (1994), “A Simulation of the Unsteady Interaction of a Centrifugal Impeller with its Vaned Diffuser: Flows Analysis”, ASME 94-GT-105.
- Dean, R. C. Jr.** (1976), “The Fluid Dynamic Design of Advanced Centrifugal Compressors”, *Lecture Notes, Fluid Dynamics Institute, Hanover, New Hampshire*.
- Dean, R. C. Jr., Senoo, Y.** (1960), “Rotating Wakes in Vaneless Diffusers”, *ASME Journal of Basic Engineering*, D 86, S. 563 – 574.
- Denton, J.D.** (1993), “Loss mechanisms in turbomachines”, *ASME Journal of Turbomachinery*, 115, S. 621–656.

- Eckardt, D.** (1975), “Instantaneous Measurements in the Jet-Wake Discharge Flow of a Centrifugal Compressor Impeller”, *ASME Journal of Engineering Power*, 97, S. 337–345.
- Eckert, B., Schnell, E.** (1961), Axial- und Radialkompressoren: Anwendung, Theorie, Berechnung, Springer.
- Elder, R. L., Gill, M. E.** (1984), “A Discussion of the Factors affecting Surge in Centrifugal Compressors”, *ASME 84-GT-194*.
- Elliott, K., Exley, T.** (1990), “Correlation of Radial to Axial Vaneless Turns for Centrifugal Compressors”, AIAA-90-1917.
- Falla, G. A. C.** (2004), “Numerical Investigation of the Flow in Tandem Compressor Cascades”, Diplomarbeit, Institute of Thermal Power Plants, Vienna University of Technology.
- Fister, W.** (1986), Fluidenergiemaschinen / Auslegung, Gestaltung, Betriebsverhalten ausgewählter Verdichter- und Pumpenbauarten, Springer.
- Fradin, C.** (1988), “Detailed Measurements of the Flow in the vaned Diffuser of a backswept transonic Centrifugal Impeller”, ICAS-88-2.6.2.
- Gostelow, J. P.** (1984), Cascade Aerodynamics, Pergamon, New York, Chap. 9.
- Gould, K. A., Tan, C. S., Macrorie, M.** (2007), “Characterization of Unsteady Impeller-Blade Loading in a Centrifugal Compressor With a Discrete-Passage Diffuser”, *ASME GT2007-28002*.
- Grates, D. R.** (2009), “Numerische Simulation der instationären Strömung in einem Radialverdichter mit Pipe-Diffusor”, Dissertation, RWTH Aachen.
- Groh, F.G., Wood, G.M., Kulp, R.S., Kenny, D.P.** (1969), “Evaluation of a High Hub/Tip Ratio Centrifugal Compressor”, *ASME Journal of Basic Engineering*, 69-WA/FE-28.
- Göttlich, E., Woisetschläger, J., Pieringer, P., Hampel, B., Heitmeir, F.** (2006), “Investigation of Vortex Shedding and Wake-Wake Interaction in a Transonic Turbine Stage Using Laser-Doppler-Velocimetry and Particle-Image-Velocimetry”, *ASME Journal of Turbomachinery*, 128, S. 178–188.
- Haidar, N.** (1995), “Prediction of Compressible Flow Pressure Losses in 30-150 Deg Sharp Cornered Bends”, *ASME Journal of Fluids Engineering*, 117, S. 589–593.

- Hathaway, M.D., Chriss, R.M., Wood, J.R., Strazisar, A.J.** (1993), “Experimental and computational results from a large low-speed centrifugal impeller”, *ASME 92-GT-213*.
- Hoenen, H., Kunte, R., Waniczek, P., Jeschke, P.** (2012), “Measuring Failures and Correction Methods for Pneumatic Multi-Hole Probes”, *ASME GT2012-68113*.
- Hoynacki, A.** (2000), Experimentelle Untersuchung instationärer Strömungsvorgänge in einem dreistufigen Axialverdichter mit CDA-Beschaufelung, Berichte aus der Strömungstechnik, Aachen, Aachen: Shaker.
- Ibaraki, S., Matsuo, T., Yokoyama, T.** (2007), “Investigation of Unsteady Flow Field in a Vaned Diffuser of a Transonic Centrifugal Compressor”, *ASME Journal of Turbomachinery*, 129, S. 686–691.
- Inoue, M., Cumpsty, N.A.** (1984), “Experimental Study of Centrifugal Impeller Discharge Flow in Vaneless and Vaned Diffusers”, *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 106, S. 455 – 467.
- Japikse, D.** (1996), Centrifugal Compressor Design and Performance, Concepts ETI, Inc.
- Japikse, D.** (2000), “The Performance of Annular Diffusers Subject to Inlet Flow Field Variations and Exit Distortion”, Proceedings of the 8th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery.
- Japikse, D., Baines, N. C.** (1998), Diffuser Design Technology, Concepts ETI, Inc.
- Japikse, David** (1988), Centrifugal compressor design and performance. Course held at Wilder, Vermont, 19.9.-23.9.1988, Norwich, Vt., Norwich, Vt.: Concepts ETI, 9. Aufl.
- Jeschke, P.** (2010), Luftfahrtantriebe I/II - Skript, Institut für Strahlantriebe und Turboarbeitsmaschinen RWTH Aachen.
- Kenny, D.P.** (1969), “A Novel Low-Cost Diffuser for High-Performance Centrifugal Compressors”, *ASME Journal of Engineering Power*, 37, S. 37–47.
- Kenny, D.P.** (1970), “Supersonic Radial Diffusers”, in: *AGARD Lecture Series No.39, Advanced Compressors, VKI, Brussels, Belgium*.
- Kenny, D.P.** (1972), “Comparison of the Predicted and Measured Performance of High Pressure Ratio Centrifugal Compressor Duties”, *VKI Lecture Series No.50, Advanced Radial Compressors*.

- Kim, S. D., Song, D.J., Chung, I. K.** (1999), “A Computational Analysis of Three-Dimensional Transonic Flow in Centrifugal Compressor Diffusers With Turbulence Closure”, School of Mechanical Engineering, Yeungnam University.
- Kirtley, K.R., Beach, T.A.** (1991), “Deterministic Blade Row Interactions in a Centrifugal Compressor Stage”, ASME 91-GT-273.
- Klassen, H. A** (1973), Performance of a low-pressure-ratio centrifugal compressor with four diffuser designs, NASA technical note. D. 7237, National Aeronautics and Space Administration.
- Kline, S. J.** (1959), “On the Nature of Stall”, *ASME Journal of Basic Engineering*, 81.
- Krain, H.** (1981), “A Study on Centrifugal Impeller and Diffuser Flow”, *ASME Journal of Engineering for Power*, 103, S. 688 – 697.
- Krain, H.** (1987), “Secondary Flow Measurements with L2F-Technique in Centrifugal Compressors”, in: *AGARD*, Nr. 429, S. 34.1 – 34.9.
- Krain, H.** (1999), “High Pressure Ratio Centrifugal Compressor with Transonic Flow”, FEDSM99-7801.
- Krain, H.** (2000), “Unsteady Diffuser Flow in a Transonic Centrifugal Compressor”, in: *Proceedings of the 8th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery*.
- Krain, H.** (2003), “Review of Centrifugal Compressor’s Application and Development”, *ASME GT2003-38971*.
- Kunte, R., Schwarz, P., Wilkosz, B., Smythe, C., Jeschke, P.** (2013), “Experimental and Numerical Investigation of Tip Clearance and Bleed Effects in a Centrifugal Compressor Stage With Pipe Diffuser”, *ASME Journal of Turbomachinery*, 135.
- Kunte, R., Smythe, C., Jeschke, P.** (2012), “Experimental Investigation of a Truncated Pipe Diffuser With a Tandem Deswirlor in a Centrifugal Compressor Stage”, *ASME GT2012-68449*.
- Kurzke, J.** (2007), GasTurb 11 - Design and Off-Design Performance of Gas Turbines, manual.

- Kurzke, J.** (2008), “The importance of component maps for gas turbine performance simulations”, The 12th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery, Honolulu, Hawaii.
- Linnemann, H.** (1964), “Untersuchungen Eines Einstufigen Axialgelblases mit Tandemgittern”, *Konstruktion, Heft 4, S 128*.
- Liu, Z., Hill, D.L.** (2000), “Issues Surrounding Multiple Frames of Reference Models for Turbo Compressor”, Proceedings of the 15th International Compressor Engineering Conference at Purdue University, USA.
- Mailach, R.** (2001), “Experimentelle Untersuchung von Strömungsinstabilitäten im Betriebsbereich zwischen Auslegungspunkt und Stabilitätsgrenze eines vierstufigen Niedergeschwindigkeits-Axialverdichters”, in: *Fortschrittberichte VDI Reihe 7: Strömungstechnik*.
- McGlumphy, J., Wing-Fai, Ng, Wellborn, S. R., Kempf, S.** (2009), “Numerical Investigation of Tandem Airfoils for Subsonic Axial-Flow Compressor Blades”, *ASME Journal of Turbomachinery, 131*.
- McGlumphy, J., Wing-Fai, Ng, Wellborn, S. R., Kempf, S.** (2010), “3D Numerical Investigation of Tandem Airfoils for a Core Compressor Rotor”, *ASME Journal of Turbomachinery, 132*.
- McGlumphy, Jonathan** (2008), “Numerical Investigation of Subsonic Axial-Flow Tandem Airfoils for a Core Compressor Rotor”, Dissertation, Virginia Polytechnic Institute and State University.
- Menter, F. R., Kuntz, M., Langtry, R.** (2003), “Ten years of Industrial Experience with the SST-Turbulence Model”, *Turbulence, Heat and Mass Transfer 4*, Begell House Inc.
- Münzberg, H. G., Kurzke, J.** (1977), *Gasturbinen - Betriebsverhalten und Optimierung*, Springer.
- Nippert, H.** (1929), “Über den Strömungsverlust in gekrümmten Kanälen”, Dissertation, Technische Hochschule der Freien Stadt Danzig.
- Oh, J. M., Engeda, A., Chung, M. K.** (2005), “A Numerical Study of the U-Turn Bend in Return Channel Systems for Multistage Centrifugal Compressors”, *IMechE Journal Mechanical Engineering Science, 219*.

- Orth, U., Ebbing, H., Krain, H., Hoffmann, A. Weber B.** (2002), “Improved Compressor Exit Diffuser for an Industrial Gas Turbine”, *ASME Journal of Turbomachinery*, 124, S. 19–26.
- Parker, R.** (1967), “Resonance Effects in Wake Shedding From Compressor Blading”, *Journal of Sound and Vibration*, 6, S. 302–309.
- Peeters, M., Sleiman, M.** (2000), “A Numerical Investigation of the Unsteady Flow in Centrifugal Stages”, ASME 2000-GT-0462.
- Pfleiderer, C.** (1961), *Die Kreiselpumpen für Flüssigkeiten und Gase : Wasserpumpen, Ventilatoren, Turbogebläse, Turbokompressoren*, Springer.
- Raffel, M., Willert, C. E., Wereley, S. T., Kompenhans, J.** (2007), *Particle image velocimetry. a practical guide*, Springer.
- Reeves, G. B.** (1977), “Design and Performance of Selected Pipe-Type Diffusers”, *ASME 77-GT-104*.
- Roberts, D. A., Steed, R.** (2004), “A Comparison of Steady-State Centrifugal Stage CFD Analysis to Experimental Rig Data”, Pratt & Whitney Canada and ANSYS/CFX Canada.
- Rodgers, C.** (1982), “The Performance of Centrifugal Compressor Channel Diffusers”, ASME 82-GT-10.
- Roduner, C., Kupferschmied, P., Köppel, P., Gyarmathy, G.** (1999), “On the Development and Application of the FRAP (Fast-Response Aerodynamic Probe) System in Turbomachines Part 2: Flow, Surge and Stall in Centrifugal Compressor”, ASME 99-GT-153.
- Rothstein, E.** (1984), “Experimentelle und theoretische Untersuchung der Strömungsvorgänge in Rückführkanälen von Radialverdichterstufen, insbesondere solcher mit geringen Kanalbreiten”, Dissertation, RWTH Aachen.
- Rothstein, M.** (1992), “Entwicklung und Experimentelle Untersuchung eines Radialverdichters mit Beschaukeltem Diffusor variabler Geometrie”, Dissertation, RWTH Aachen.
- Roy, B., Saha, U. K.** (1995), “Experimental Analysis of Controlled Diffusion Compressor Cascades With Single and Tandem Airfoils”, *ASME 95-CTP-41*.
- Runstadler, P. W., Dolan, F. X.** (1975), *Diffuser Data Book*, Creare Incorporated.

- Runstadler, P.W., Dean, R.C.** (1963), "Straight Channel Diffuser Performance at High Inlet Mach Numbers", *ASME 63-WA/FE-19*.
- SAE** (2004), Aircraft Propulsion System Performance Station Designation and Nomenclature, Society of Automotive Engineers, aS755 D.
- Sanger, N.** (1971), "Analytical Study of the Effects of Geometric Changes on the Flow Characteristics of Tandem-Bladed Compressor Stators", *NASA Report No. TN-D-6264*.
- Senoo, Y., Ishida, M.** (1987), "Deterioration of Compressor Performance Due to Tip Clearance of Centrifugal Impellers", *ASME Journal of Turbomachinery*, 109, S. 55–61.
- Shum, Y.K.P., Tan, C.S., Cumpsty, N.A.** (2000), "Impeller-Diffuser Interaction in a Centrifugal Compressor", ASME 2000-GT-0428.
- Smythe, C.** (2004), "Forced Response Predictions in Modern Centrifugal Compressor Design", Diplomarbeit, Massachusetts Institute of Technology.
- Sonoda, T., Schreiber, H.-A.** (2007), "Aerodynamic Characteristics of Supercritical Outlet Guide Vanes at Low Reynolds Number Conditions", *ASME Journal of Turbomachinery*, 129, S. 694–704.
- Srivastava, B. N., Macrorie, M., Machnaim, J.** (2004), "Stage Analysis of Centrifugal Compressors for Design: CFD Validation", in: *22nd Applied Aerodynamics Conference and Exhibit*.
- Stahlecker, D., Gyarmathy, G.** (1998), "Investigations of Turbulent Flow in a Centrifugal Compressor Vaned Diffuser by 3-Component Laser Velocimetry", ASME 98-GT-300.
- Stein, W., Rautenberg, M.** (1988), "Analysis of Measurements in Vaned Diffusers of Centrifugal Compressors", *ASME Journal of Turbomachinery*, 110.
- Strouhal, V.** (1878), "Ueber eine besondere Art der Tonerregung", *physikalisch-medicinische Gesellschaft Würzburg*.
- Strub, R.A., Bonciani, L., Borer, C.J., Casey, M.V., Cole, S. L., Cook, B. B., Kotzur, J., Simon, H., Strite, M. A.** (1987), "Influence of the Reynolds Number on the Performance of Centrifugal Compressors", *ASME 87-GT-10*.

- Tamaki, H.** (1999), “Application of Low Solidity Diffuser for High Pressure Ratio Centrifugal Compressor”, in: *International Gas Turbine Congress, Kobe, 1999*.
- Tamaki, H., Nakao, H.** (1999), “Improvement of Flow Field in Vaned Diffuser for Centrifugal Compressor through Flow Field Calculation”, ASME 99-GT-435.
- Teermann, A.** (1996), “Experimentelle und theoretische Untersuchung zum Einfluss der Umfangs-Reynoldszahl und der Wandrauheit auf das Betriebsverhalten von Radialverdichterstufen”, Dissertation, Ruhr-Universität Bochum.
- Tesch, W.A., Pase, R.L.** (1983), “Design and performance of a low aspect ratio, high tip speed multi-stage compressor”, *AIAA 83-1 116*.
- Traupel, W.** (1962), Die Theorie der Strömung durch Radialmaschinen, Wissenschaftliche Bücherei. Reihe Strömungstechnik, Braun.
- Traupel, W.** (1982), “Thermische Turbomaschinen”, in: *Zweiter Band: Geänderte Betriebsbedingungen, Regelung, mechanische Probleme, Temperaturprobleme*, Springer.
- Traupel, W.** (1988), Thermische Turbomaschinen, Erster Band, Springer.
- Upham, P., Maugham, J., Raper, D., Thomas, G.** (2003), Towards Sustainable Aviation, Earthscan.
- Veress, A.** (2003), “Computational Investigation on Deswirl Vanes for Multistage Centrifugal Compressors”, *Periodica Polytechnica Ser. Transp. Eng.*, 31, S. 53–75.
- Veress, A., van den Braembussche, R.** (2004), “Inverse Design and Optimization of a Return Channel for a Multistage Centrifugal Compressor”, *ASME Journal of Fluids Engineering*, 126.
- Vrana, J.C.** (1967), “Diffuser for Centrifugal Compressors”, *U.S. Patent No. 3,333,762*.
- Wallis, C.V., Moussa, Z.M., Srivastava, B.N.** (2002), “A Stage Calculation in a Centrifugal Compressor”, in: *ICAS2002 CONGRESS*.
- Walsh, P. P., Fletcher, P.** (1998), Gas Turbine Performance, Blackwell Science.
- Wernet, M. P., Bright, M. M., Skoch, G. J.** (2001), “An Investigation of Surge in a High-Speed Centrifugal Compressor Using Digital PIV”, *ASME Journal of Turbomachinery*, 123, S. 418–428.
- Westerweel, J.** (1997), “Fundamentals of Digital Particle Image Velocimetry”, *Journal of Measurement Science and Technology*, 8, S. 1379–1392.

- Whitfield, A.** (2000), “Review of Variable Geometry Techniques Applied to Enhance the Performance of Centrifugal Compressors”, Proceedings of the 15th International Compressor Engineering Conference at Purdue University, USA.
- Wöhrl, B.** (1980), “Analyse der hydraulischen Verluste in einer Radialverdichterstufe und Abschätzung des Reynoldszahleinflusses auf die Wirkungsgradkennlinien”, Dissertation, Universität Stuttgart.
- Wiesner, F. J.** (1979), “A New Appraisal of Reynolds Number Effects on Centrifugal Compressor Performance”, *ASME Journal of Engineering for Power*, 101, S. 384–396.
- Wright, T.** (1989), “Comments on Compressor Efficiency Scaling with Reynolds Number and Relative Roughness”, *ASME 89-GT-31*.
- Wuest, W.** (1969), Strömungsmesstechnik, Verlag Friedr. Vieweg & Sohn, Braunschweig.
- Young, T. M.** (2008), “Fuel-Sensitivity Analyses for Jet and Piston-Propeller Airplanes”, *AIAA Journal of Aircraft*, 45, S. 715–719.
- Zachau, U.** (2007), “Experimental Investigation on the Diffuser Flow of a Centrifugal Compressor Stage with Pipe Diffuser”, Dissertation, RWTH Aachen.
- Zachau, U., Buescher, C., Niehuis, R., Hoenen, H., Wisler, D.C., Moussa, Z. M.** (2008), “Experimental Investigation of a Centrifugal Compressor Stage with Focus on the flow in the pipe diffuser supported by Particle Image Velocimetry (PIV) Measurements”, *ASME GT2008-51538*.
- Ziegler, K. U.** (2003), “Experimentelle Untersuchung der Laufrad-Diffusor-Interaktion in einem Radialverdichter variabler Geometrie”, Dissertation, RWTH Aachen.
- Ziegler, K. U., Gallus, H. E., Niehuis, R.** (2003a), “A Study on Impeller-Diffuser Interaction-Part I: Influence on the Performance”, *ASME Journal of Turbomachinery*, 125, S. 173–182.
- Ziegler, K. U., Gallus, H. E., Niehuis, R.** (2003b), “A Study on Impeller-Diffuser Interaction-Part II: Detailed Flow Analysis”, *ASME Journal of Turbomachinery*, 125, S. 183–192.

Tabellenverzeichnis

2.1	Geometrische Kennzahlen eines Kanaldiffusors	7
3.1	Spezifikationen des Radialverdichterprüfstands	26
3.2	Nominalbedingungen und mögliche Parametervariationen des Prüfstands	29
3.3	Messunsicherheit der integralen Messgrößen	37
4.1	Definition des Triebwerks-Auslegungspunktes unter Höhenflugfall Bedingungen ($M = 0.8 / 40000 \text{ Fuß}$)	44
4.2	Kühlluftmassenströme und sekundäres Luftsystem	46
4.3	Einstellungen des sekundären Luftsystems und Werte der <i>capacity modifiers</i> $\Delta\dot{m}$ und <i>efficiency modifiers</i> $\Delta\eta$ der radialen Verdichterstufe in <i>GasTurb</i> bei verschiedenen Rotorspalten	50
4.4	Einstellungen des sekundären Luftsystems und Werte der <i>capacity modifiers</i> $\Delta\dot{m}$ und <i>efficiency modifiers</i> $\Delta\eta$ der radialen Verdichterstufe in <i>GasTurb</i> für <i>aft bleed</i> und <i>fore bleed</i> Variation	51
5.1	Abweichungen der Spalt- und Zapfluftkorrelation von den Messwerten . .	66
A.1	Messstellen zur Kennfeldmessung	171
A.2	Messstellen zur statischen Wanddruckmessung (nominale Konfiguration)	173
A.3	Messstellen zur statischen Wanddruckmessung (Tandem Konfiguration)	173
A.4	Dokumentation der Messtage	185
A.5	Messmatrix	186
B.1	Ebenenbezeichnung im Triebwerk <i>Geared Mixed Flow Turbofan Axial/Radial Compressor</i>	189
B.2	Modellierung der isentropen Wirkungsgrade der Turbokomponenten im Auslegungspunkt	194
B.3	Werte zur Modellierung der Brennkammer	195
B.4	Werte zur Modellierung des Mischers	197
B.5	Modellierung der Totaldruckverluste der Strömungskanäle im Auslegungspunkt	197

B.6 Auslegungsgrößen der Schubdüse 198

Abbildungsverzeichnis

1.1	Radialverdichter im Turboproptriebwerk TPE331 (<i>Krain</i> (2003))	2
1.2	Untersuchte Geometrien der Radialverdichterstufe	3
2.1	Geschwindigkeitsdreiecke in den Zwischenebenen eines Radialverdichters mit beschaukeltem Diffusor, Deswirler und 90°-Krümmer	6
2.2	Schematische Darstellung der Austrittsströmung des Impellers (<i>Ziegler</i> (2003))	11
2.3	Geometrie im Einlaufbereich eine Keilschaufel und Pipe-Diffusors (<i>Grates</i> (2009))	13
2.4	Wirbelpaargenerierung an der Vorderkante eines Pipe-Diffusors	14
2.5	Parametrisierung eines Umlenkkanals	18
2.6	Nomenklatur einer Tandem-Beschaufelung nach <i>McGlumphy</i> (2008)	20
3.1	Schematischer Aufbau des Radialverdichterprüfstands	26
3.2	Schnittbild durch den Radialverdichterprüfstand	27
3.3	Mögliche Parametervariationen der Geometrie und der Betriebsbedingungen des Prüfstands	28
3.4	Untersuchte Diffusor- und Deswirlergeometriekonfigurationen	30
3.5	Kürzung des Pipe Diffusors	31
3.6	Tandem Deswirler	32
3.7	Schematisches Schnittbild der Tandem Deswirler Konstruktion	33
3.8	Ebenendefinition nach <i>Zachau et al.</i> (2008)	34
4.1	Konfiguration des Triebwerks mit der untersuchten Radialverdichterstufe	42
4.2	<i>GasTurb</i> -Konfigurationsschaltbild des modellierten Triebwerks	43
4.3	Normiertes Kennfeld des Axialverdichters mit den Betriebslinien aus Bodenstand- und Höhenflugfall (skaliert aus <i>Tesch und Pase</i> (1983))	45
4.4	β -Linien im Kennfeld der zu implementierenden Radialverdichterstufe	48
4.5	Normiertes Kennfeld der implementierten Radialverdichterstufe mit den Betriebslinien aus Bodenstand- und Höhenflugfall	49
4.6	Parametrisierung des Umlenkkanals in CAD	52

5.1	Gemessenes normiertes Kennfeld der untersuchten Radialverdichterstufe unter Nominalbedingungen mit den untersuchten Betriebspunkten	56
5.2	Normierte 100 %-Drehzahllinien des Radialverdichters bei Impellerschaufelspalten von 0.25 bis 0.65 mm (links Druckverhältnis, rechts Wirkungsgrad)	58
5.3	Normiertes Radialverdichterkennfeld bei 1.7 mm Impellerschaufelspalt im Vergleich zur Nominalkonfiguration	59
5.4	Normierte 100 %-Drehzahllinien des Radialverdichters bei Zapfluftentnahme (<i>FBL</i> 0 – 2.6 %, <i>ABL</i> 0 – 1.4 %) (links Druckverhältnis, rechts Wirkungsgrad über Impeller Massenstrom)	61
5.5	Normierte 100 %-Drehzahllinien des Radialverdichters bei Zapfluftentnahme (<i>FBL</i> 0 – 2.6 %, <i>ABL</i> 0 – 1.4 %) (links Druckverhältnis, rechts korrigierter Wirkungsgrad über Diffusor Massenstrom)	62
5.6	Abhängigkeit von $\eta_{max,t,s}$ zu λ_2	63
5.7	Abhängigkeit des maximalen Wirkungsgrades der Radialverdichterstufe von den Zapfluftmassenströmen <i>FBL</i> und <i>ABL</i>	65
5.8	$p_{t,norm}$ Messebene 27	67
5.9	PIV-Messungen in der Messebene M des Diffusors; Spalt und Zapfluft einfluss	68
5.10	Machzahl-Verteilung in der Austrittsebene 28b des Diffusors; Spalt und Zapfluft einfluss	72
5.11	Diffusor c_p und ω	75
5.12	Reynoldszahl-Abhängigkeit durch Eintrittsdruckvariation bei 100 %-Drehzahllinien, links Druckverhältnis, rechts isentroper Wirkungsgrad . .	76
5.13	Impellerschaufelspalt Einfluss auf die Leistungsparameter eines generischen Turbofanstrahltriebwerks für den Bodenstandfall	79
5.14	Wirkungsgradabhängigkeit Delta Kerntriebwerk zu Radialverdichter . . .	80
5.15	<i>ABL</i> -Zapfluft Einfluss auf die Leistungsparameter eines generischen Turbofanstrahltriebwerks für den Bodenstandfall	81
5.16	<i>FBL</i> -Zapfluft Einfluss auf die Leistungsparameter eines generischen Turbofanstrahltriebwerks für den Bodenstandfall	82
6.1	Gemessenes normiertes Kennfeld der Radialverdichterstufe mit gekürztem Diffusor; Vergleich zu Nominalbedingungen	87
6.2	Temperaturverhältnis τ Vergleich bei 100 % Drehzahl	88
6.3	Statischer Druckaufbau an der Diffusorfrontwand; Vergleich zwischen gekürztem und nominalem Diffusor	90

6.4	Farbeinspritzung an der Diffusorfrontwand; Vergleich zwischen gekürztem und nominalem Diffusor	92
6.5	Zeitlich gemittelttes Geschwindigkeitsfeld aus PIV-Messungen im gekürzten Diffusorkanal	94
6.6	Zeitlich gemittelttes Geschwindigkeitsfeld aus PIV-Messungen im nominalen Diffusorkanal	95
6.7	$P_{t,norm}$ Messebene 27: Pseudo-schaufelloser Raum	98
6.8	Machzahl und α -Winkel Verteilung in den Messebenen 28a und 28b; Vergleich zwischen gekürztem und nominalem Diffusor	100
6.9	Instationäres Geschwindigkeitsfeld in 90 % Kanalhöhe aus PIV-Messungen am Diffusoreintritt; eine Impellerschaufelteilung zeitlich aufgelöst in 16 quasistationären Zeitschritten	105
6.10	Instationärer Wanddruckverlauf am Impelleraustritt	107
6.11	Vergleich des instationären statischen Druckverlaufs im Diffusorhalsquerschnitt	108
6.12	Vergleich des instationären statischer Druckverlaufs im Diffusorkanal	110
6.13	Vergleich der FFT-Frequenzanalyse im Halsquerschnitt	111
6.14	Vergleich der FFT-Frequenzanalyse für die Radialverdichterstufe	114
6.15	Vergleich der Totaldruckverluste im Diffusor und Deswirler zwischen gekürzter und nominaler Diffusorkonfiguration	116
7.1	Gemessenes normiertes Kennfeld der Radialverdichterstufe mit Tandem Deswirler; Vergleich zu Nominalbedingungen und gekürztem Diffusor	124
7.2	Statischer Druckaufbau an der Diffusorfrontwand; Vergleich zwischen Tandem Deswirler, gekürztem und nominalem Diffusor	127
7.3	Messebenen der statischen Druckbohrungen im Tandem Deswirler nabenseitig, Gehäuse analog	128
7.4	Verteilung des statischen Druckbeiwerts $c_{p,norm}$ in 50 % Schaufelhöhe and Druck- und Saugseite, sowie auf den Kanalmittellinien an Nabe und Gehäuse	129
7.5	$c_{p,norm}$ -Verteilung in den Bilanzebenen 28,29 und 30 an Nabe und Gehäuse des Deswirlers	131
7.6	Wirkungsgradverläufe für die Verdrehung von Schaufelreihe 2 zu 1 um den relativen Winkel α_{rel}	134
7.7	p_t - und T_t -Verteilung der Austrittsrechen	135
7.8	Untersuchte α_{rel} -Positionen	137
7.9	$c_{p,norm}$ -Verteilung in 50 % Schaufelhöhe DS/SS, sowie auf den Kanalmittellinien an Nabe und Gehäuse in Abhängigkeit von α_{rel}	139

7.10	$c_{p,norm}$ -Verteilung an Nabe und Gehäuse in Abhängigkeit von α_{rel} im Absolutsystem	140
7.11	$c_{p,norm}$ -Verteilung an der Nabe in Abhängigkeit von α_{rel} im Relativsystem	142
7.12	Parametereinfluss im Kanal auf den Totaldruckverlust	143
A.1	Radialverdichterprüfstand am IST, Detailbild mit demontiertem Gehäuse	169
A.2	Nominaler Diffusor schematisch nach <i>Zachau</i> (2007)	170
A.3	Koordinatendefinition (links Impeller, rechts Diffusor) nach <i>Zachau et al.</i> (2008)	172
A.4	Pneumatische Sondenmessebenen im Diffusor	174
A.5	Pitot-Einsätze im Detail und eingebaut nach <i>Zachau</i> (2007)	174
A.6	Cobra Sonde	175
A.7	Schematischer Aufbau von PIV nach <i>Zachau</i> (2007)	176
A.8	Adaption des PIV-Systems am Prüfstand nach <i>Zachau</i> (2007)	177
A.9	PIV-Laserendoskop nach <i>Zachau</i> (2007)	178
A.10	PIV-Fenster nach <i>Zachau</i> (2007)	179
A.11	PIV-Messung im Freistrahlfeld des Kalbrierkanals am IST	180
A.12	Kulite-Messstellen	181
A.13	Kulite Sensoren adaptiert an die Diffusorfrontwand nach <i>Zachau</i> (2007) .	181
A.14	Instationäre Geschwindigkeitsfeld in 50 % Kanalhöhe aus PIV-Messungen am Diffusoreintritt; Eine Impellerschaufelteilung in 16 quasistationären Zeitschritten	187
A.15	Instationäre Geschwindigkeitsfeld in 10 % Kanalhöhe aus PIV-Messungen am Diffusoreintritt; Eine Impellerschaufelteilung in 16 quasistationären Zeitschritten	188
B.1	Iterationsschema der Triebwerkskonfiguration <i>Mixed Flow Geared Turbofan Axial-Radial Compressor</i> nach <i>Kurzke</i> (2007)	190
B.2	Fankennfelder mit Betriebslinien für Bodenstand- und Höhenflugfall (oben äußeres, unten inneres Kennfeld skaliert aus <i>Cornell</i> (1975))	191
B.3	Kennfelder der Niederdruckturbine mit Betriebslinien für Bodenstand- und Höhenflugfall (oben: Totaldruckverhältnis über korr. Massentrom, unten: Totaldruckverhältnis über korr. Massenstrom multipliziert mit korr. Drehzahl skaliert aus <i>Kurzke</i> (2007))	192
B.4	Kennfelder der Hochdruckturbine mit Betriebslinien für Bodenstand- und Höhenflugfall (oben: Totaldruckverhältnis über korr. Massentrom, unten: Totaldruckverhältnis über korr. Massenstrom multipliziert mit korr. Drehzahl skaliert aus <i>Kurzke</i> (2007))	193

B.5	Modellierung des Totaldruckverhältnisses eines subsonischen Einlaufs nach <i>Kurzke</i> (2007)	194
B.6	Modellierung des Brennkammerwirkungsgrads unter Teillastbedingungen nach <i>Kurzke</i> (2007)	195
B.7	Modellierung des Zwangsmischers nach <i>Kurzke</i> (2007)	196
B.8	Modellierung der Schubdüse nach <i>Kurzke</i> (2007)	198

A Prüfstandsdocumentation

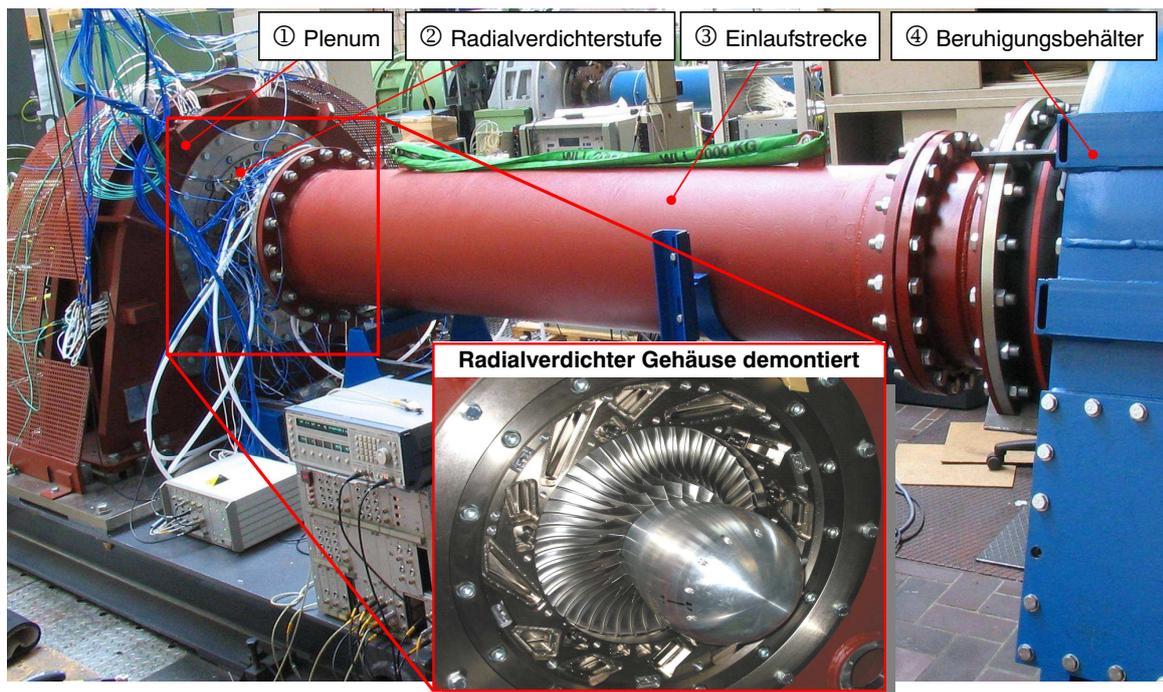


Abb. A.1: Radialverdichterprüfstand am IST, Detailbild mit demontiertem Gehäuse

Dieses Kapitel baut auf den Grundlagen der Prüfstandsbeschreibung in Kap. 3 auf. Es werden die Messtechniken mit Bildern beschrieben, deren Ergebnisse in dieser Studie präsentiert werden. Dabei handelt es sich einerseits um Messtechnik, die von *Büscher* (2006, nicht publiziert) und *Zachau* (2007) aufgebaut wurde, andererseits um Weiter- und Neuentwicklungen. Es werden sowohl Bilder der verwendeten Sonden und Sensoren, deren Aufbau als auch die Messpositionen gezeigt.

In **Abb. A.1** ist ein Foto des Radialverdichterprüfstand dargestellt, wie er in der Prüfstandshalle des Instituts für Strahlantriebe und Turboarbeitsmaschinen (IST) der RWTH Aachen steht. Das Bild ist als Erweiterung zu der Beschreibung des schematischen Aufbaus in **Abb. 3.1** zu sehen. Das Detailbild zeigt die Radialverdichterstufe mit demontierter Einlaufstrecke ③ und Impellergehäuse. Somit liegt der Impeller mit dem

Spinner frei. Der Diffusor wurde aus einem Bauteil gefertigt und weist mehrere Stopfen (Plugs) auf, die in dieser Abb. demontiert sind.

Abb. A.2 zeigt eine schematische Aufsicht (links) und ein Schnittbild (rechts) des nominalen Diffusorbauteils, wie es für alle Messungen in dieser Studie verwendet wurde. Der Diffusor selbst hat einen einen Innenradius von 202.74 mm und einen Außenradius von 280.5 mm . Die Pipes wurden mit einem elektrochemischen Verfahren (EDM) aus dem Vollring gefertigt. Der Diffusorring dient im Prüfstand auch als Strukturbauteil. Erstens wird die Magnetlagerung (AMB) und damit der Rotor mit dem Impeller relativ zum Gehäuse über Unterlegscheiben (Shims) positioniert. Zweitens werden die axialen Schubkräfte des Rotors über den Diffusor auf das Gehäuse und damit das Fundament übertragen. Drittens sind am Diffusorring der nachgelagerte Deswirler mit seinen Naben- und Gehäuseringen montiert.

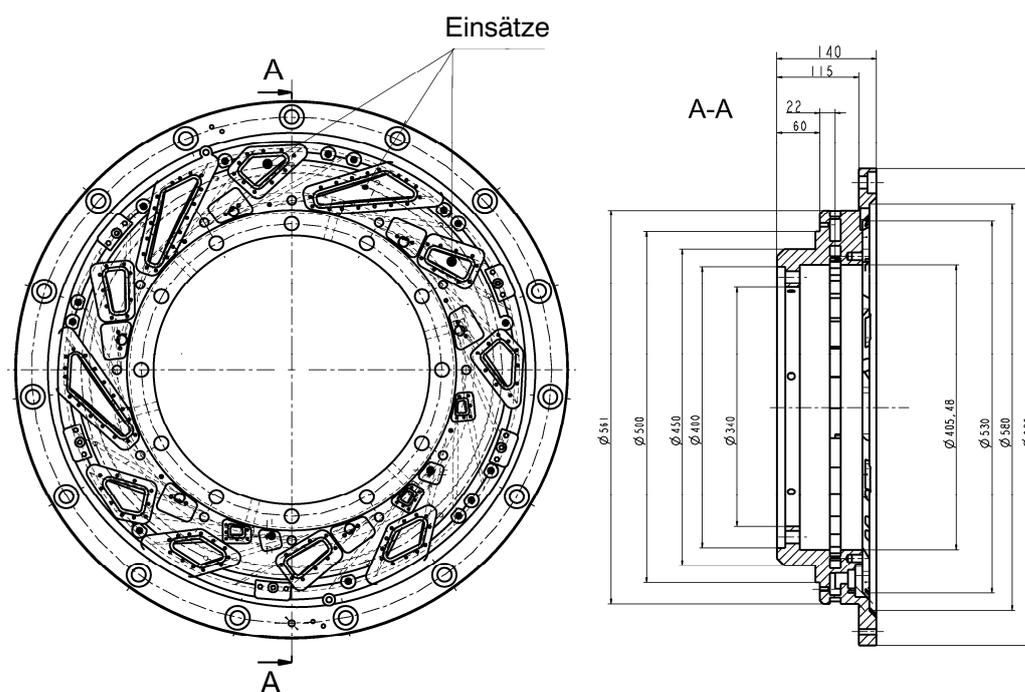


Abb. A.2: Nominaler Diffusor schematisch nach *Zachau* (2007)

Das Diffusorbauteil selbst ist mit verschiedenen Plugs ausgestattet (**Abb. A.2** links), die messtechnischen Zugang zum gesamten Diffusorkanal ermöglichen. In diese Plugs wird Messtechnik eingebracht. Dieses Verfahren vermeidet eine notwendige Bearbeitung des gesamten Diffusorbauteils bei Einbringung einer neuen Messtechnik oder -position. Es muss jeweils nur der entsprechende Plug angepasst werden. Im Folgenden wird beschrieben, wie die Messtechnik im Diffusor und Deswirler instrumentiert ist.

Ebene	Bezeichnung	#	Positionen
22	p_s Eintritt/Beruhigungsbehälter	5	
22	T_s Eintritt/Beruhigungsbehälter	5	
31	p_t Rechen Austritt Stufe	9	$3 \times \frac{r}{r_2} = 1.363 1.342 1.321$
31	T_t Rechen Austritt Stufe	9	$3 \times \frac{r}{r_2} = 1.363 1.342 1.321$

Tab. A.1: Messstellen zur Kennfeldmessung

A.1 Globale Instrumentierung Positionen

Die Messtechnik zur Kennfeldmessung ist in Kap. 3.3.2 beschrieben. Die Messpositionen zur Aufnahme der Totaldrücke und -temperaturen am Ein- und Austritt sind in Tab. A.1 gegeben. Im Beruhigungsbehälter sind 5 Druckbohrungen eingebracht. Weiterhin wird die Eintrittstemperatur über 5 PT100-Stabthermometer aufgenommen. Die Eintrittstemperaturen werden mit dem Messgerät *HP34970A* von *Hewlett-Packard* gemessen. Sie sind im Bereich $10 - 30^\circ\text{C}$ am IST mit einen DKD kalibrierten Referenzthermometer kalibriert worden, was eine Messunsicherheit von $\pm 0.11\%$ ergibt. Am Stufenaustritt sind für Totaldruck und -temperatur jeweils drei am IST gefertigte Messrechen mit 3 Messstellen angebracht. Die Austrittstemperaturen werden mit Thermopaaren vom Typ K und dem Messgerät *Black Stack 1560* von *Fluke-Hart Scientific* gemessen, was eine Messunsicherheit von $\pm 0.3\text{ K}$ aufweist.

Der Schaufelspalt am Austritt des Impellers ist eine sicherheitsrelevante Größe für den Betrieb des Radialverdichterprüfstands, weil er die Überprüfung der axialen Rotorposition ermöglicht. Es sind kapazitive Spaltsensoren installiert, mit denen der Schaufelspalt instationär gemessen werden kann. *Zachau* (2007) präsentiert dazu Ergebnisse. Zur Betriebsüberwachung wird das instationäre Signal gemittelt (mit einer *staircase unit*) und permanent angezeigt und aufgezeichnet. Weiterhin dient die Spaltemessung bei der Spaltvariation in Kap. 5.2.1 zur genauen Positionierung. Das Spaltemesssystem hat eine Auflösung von 0.005 mm bei einer Messunsicherheit von $\pm 1\%$.

A.2 Instrumentierung zur Detailmessung

Der Überblick der Messebenen und der Messmethoden ist in Kap. 3.3.1 und Abb. 3.2 gegeben. Diese Kapitel beschreibt die in dieser Studie Messtechniken, deren Messunsicherheiten und Messpositionen.

A.2.1 Pneumatische Wanddruckmessungen

Der Radialverdichterprüfstand ist in allen Messebenen in **Abb. 3.2** mit statischen Druckbohrungen im Gehäuse versehen. Dieses Kapitel gibt einen Überblick über die genauen Messpositionen. Als Koordinaten wird die Definition aus **Abb. A.3** verwendet.

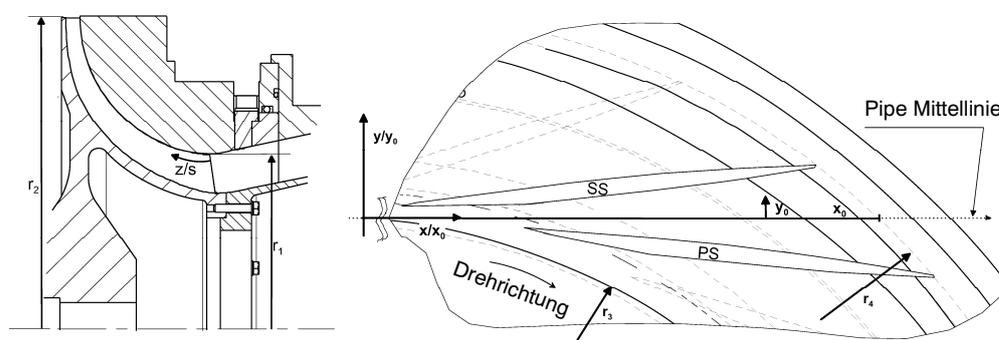


Abb. A.3: Koordinatendefinition (links Impeller, rechts Diffusor) nach *Zachau et al.* (2008)

Die Drücke werden mit dem Messgerät *Netscanner 9816* von *Pressure Systems* aufgenommen. Es stehen 8 Module mit jeweils 16 Messstellen zur Verfügung. Der Messbereich der Module reicht je nach Druckaufbau über die Radialverdichterstufe von 5 psi (0.345 bar) bis 45 psi (3.103 bar). Die Messunsicherheit beträgt $\pm 0.05 \%$. Die Bohrungen haben je nach Position und Anwendung einen Durchmesser von 0.6 mm oder 0.4 mm z. B. im Tandem Deswirler. In **Tab. A.2** und **Tab. A.2** sind die genauen Positionen und Messebenen für die Konfigurationen der Radialverdichterstufe gegeben.

Ebene	Bezeichnung	#	Positionen
24	Vor IGV	1	
25	Impeller Eintritt	3	$\frac{z}{s} = 0.042$ umfangversetzt
26	Impeller Gehäuse	6	$\frac{z}{s} = 0.081 0.196 0.293 0.396 0.701 0.909$
26	Impeller Austritt	6	$\frac{r}{r_2} = 0.937$ umfangversetzt
27	Schaufelloser Raum	5	$\frac{r}{r_2} = 1.037 1.044 1.050$ umfangversetzt
28	Diffusor Gehäuse	13	$\frac{r}{r_2} = 1.057 1.065 1.085 1.112 1.142 1.178$ $\frac{r}{r_2} = 1.215 1.255 1.298 1.312 1.365$
28	Diffusor Austritt	12	$\frac{r}{r_2} = 1.370$ umfangversetzt
29	Deswirler Eintritt Nabe	8	$\frac{r}{r_2} = 1.436$ umfangversetzt
29	Deswirler Eintritt Gehäuse	8	$\frac{r}{r_2} = 1.532$ umfangversetzt
30	Deswirler Austritt Nabe	4	$\frac{r}{r_2} = 1.405$ umfangversetzt
30	Deswirler Austritt Gehäuse	8	$\frac{r}{r_2} = 1.473$ umfangversetzt
31	Stufe Austritt Nabe	8	$\frac{r}{r_2} = 1.318$ umfangversetzt
31	Stufe Austritt Gehäuse	8	$\frac{r}{r_2} = 1.414$ umfangversetzt

Tab. A.2: Messstellen zur statischen Wanddruckmessung (nominale Konfiguration)

Ebene	Bezeichnung	#	Positionen
24-27	analog Tab. A.2		
28	Deswirler Eintritt LE1 Nabe	8	$\frac{r}{r_2} = 1.351$ 1.5° umfangversetzt
28	Deswirler Eintritt LE1 Gehäuse	8	$\frac{r}{r_2} = 1.365$ 1.5° umfangversetzt
29	Deswirler Eintritt LE2 Nabe	5	$\frac{r}{r_2} = 1.422$ 1.0° umfangversetzt
29	Deswirler Eintritt LE2 Gehäuse	8	$\frac{r}{r_2} = 1.488$ 1.5° umfangversetzt
30	Deswirler Austritt Nabe	4	$\frac{r}{r_2} = 1.358$ 2.0° umfangversetzt
30	Deswirler Austritt Gehäuse	4	$\frac{r}{r_2} = 1.400$ 3.0° umfangversetzt
SS1	Saugseite 1	5	$\frac{r}{r_2} = 1.392 1.407 1.420 1.432 1.442$
DS1	Druckseite 1	5	$\frac{r}{r_2} = 1.392 1.407 1.420 1.432 1.442$
SS2	Saugseite 2	5	$\frac{r}{r_2} = 1.460 1.458 1.451 1.484 1.424$
DS2	Druckseite 2	5	$\frac{r}{r_2} = 1.460 1.458 1.451 1.484 1.424$

Tab. A.3: Messstellen zur statischen Wanddruckmessung (Tandem Konfiguration)

A.2.2 Pneumatische Sondenmessungen

In der vorliegenden Studie wurden stationäre pneumatische Sondentraversen in drei Messebenen durchgeführt, die in **Abb. A.4** dargestellt sind. Im schaufellosen, pseudoschaufellosen bzw. halb-schaufelten Raum zwischen Impeller-austritt und Diffusorvorderkanten werden Pitot-Messungen durchgeführt. Die Messebene liegt dabei parallel zum Halsquerschnitt des Diffusors. Das Messfeld besteht aus 6 Positionen in Richtung der Kanalbreite und 13 Messpunkten in Richtung der Kanalhöhe, was ein Netz von 72 Punkten aufspannt.

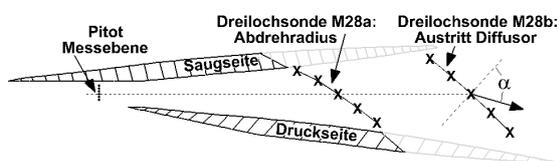


Abb. A.4: Pneumatische Sondenmessebenen im Diffusor

In **Abb. A.5** sind Fotos der Ausführung des Pitot-Plugs im Radialverdichterprüfstand gezeigt. Im unteren Teil ist der eingebauten Zustand im Diffusorring zu sehen. Im oberen Teil wird der Pitot-Plug dargestellt. Letzterer verfügt über eine manuelle Verstelleinrichtung in longitudinaler Richtung, die eine Positionierunsicherheit von $\pm 0.5 \text{ mm}$ bedeutet. Der Plug bildet dabei genau die Strömungskanalkrümmung der Pipes nach.

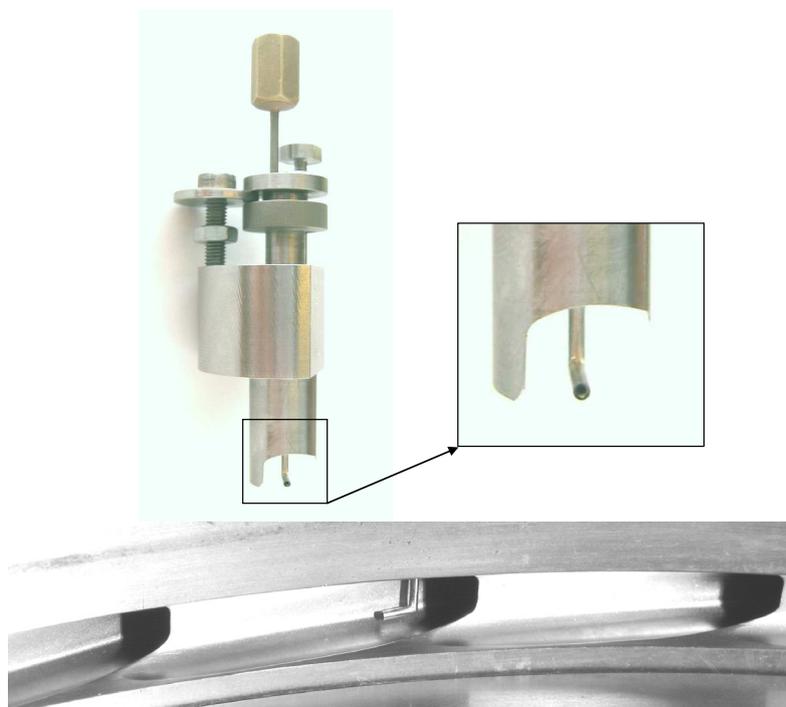


Abb. A.5: Pitot-Einsätze im Detail und eingebaut nach *Zachau* (2007)

Die Pitot-Röhrchen haben einen Außendurchmesser von 1.2 mm und einen Innendurchmesser von 0.4 mm . Bei voll ausgefahrener Sonde in der untersten Messposition bedeutet das eine Blockage von 15% für den stromab liegenden Halsquerschnitt und eine Blockage von 0.5% für den gesamten Diffusor. Weil bei der Messung drei Pitot-Plugs gleichzeitig eingesetzt werden, verschiebt sich der Betriebspunkt des Radialverdichters merklich zu kleineren Druckverhältnissen und Massenströmen entlang einer Drossellinie. Diese Verschiebung muss bei der Analyse beachtet werden.

Der Eintritt der Pitot-Röhrchen weist einen $\pm 30^\circ$ Konus auf. Dieser Konus bedeutet eine Winkelunabhängigkeit zur Anströmung von mindestens $\pm 20^\circ$. Die PIV-Messungen beweisen (**Abb. 6.9**), dass der Anströmwinkel sowohl stationär als auch instationär in diesem Bereich ist.

Nach **Abb. A.4** wurden Cobra-Dreilochsonden-Traversen in zwei Messebenen durchgeführt. **Abb. A.6** zeigt die verwendete Dreilochsonde. Sie ist 0.7 mm dick, 2 mm breit und weist drei Druckbohrungen von 0.4 mm Durchmesser auf. In der nominalen Diffusorkonfiguration wurde das Strömungsfeld an 5 Umfangspositionen und 14 Positionen in Richtung Kanalhöhe kurz auf einem Radius von 276 mm kurz vor dem Diffusoraustrittsradius gemessen. Dies ergibt ein Messfeld von 70 Punkten. Nach der Kürzung des Diffusors wurde eine weitere Messebene am Kürzungsradius bei $r = 245\text{ mm}$ eingeführt, wo ebenfalls die 70 Messpunkte aufgenommen wurden.



Abb. A.6: Cobra Sonde

Die Dreilochsonde wurde im hauseigenen Freistrahler am IST kalibriert. Der Kalibrierbereich umfasste Machzahlen von 0.05 bis 0.65 . Als Kennzahlen wurde der Kalibrieransatz nach *Wuest* (1969) verwendet. Die Kalibrierkennfelder wurden durch Polynome bis 6. Grades approximiert. Die mittlere Abweichung durch das Kalibrierpolynom betrug bei der Machzahl 0.15% , die maximale Abweichung 0.3% . Die Druckmessung erfolgt mit den *PSI9016* Modulen mit einer Messunsicherheit von $\pm 0.05\%$. Zusammenfassend wurde die absolute Messunsicherheit der Machzahl auf $\pm 0.5\%$ berechnet. Die Messunsicherheit des Strömungswinkels liegt bei $\pm 1^\circ$.

A.2.3 Particle Image Velocimetry

Das Particle Image Velocimetry (PIV) System wurde von *Zachau* (2007) an dem untersuchten Radialverdichterprüfstand adaptiert und aufgebaut. Auslegung und Messauf-

nahme wurden nach der einschlägigen Literatur nach *Raffel et al. (2007)* und *Westerweel (1997)* durchgeführt. Vergleichbare Aufbauten für PIV-Systeme für Messungen in Radialverdichtern sind in *Wernet et al. (2001)* und *Cukurel et al. (2010)* zu finden.

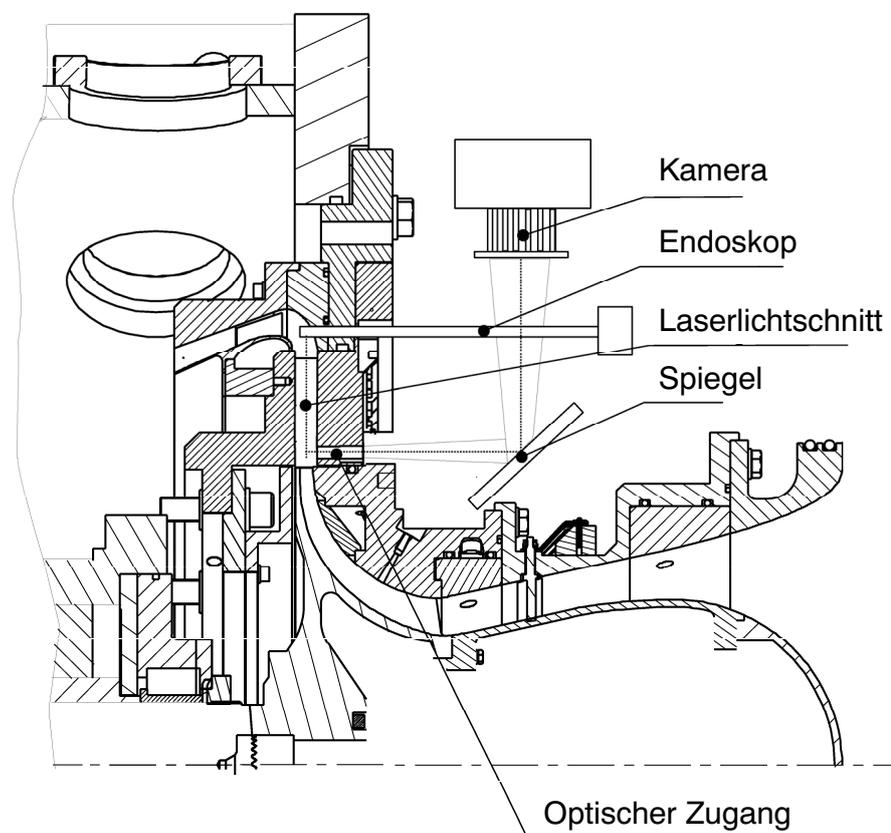


Abb. A.7: Schematischer Aufbau von PIV nach *Zachau (2007)*

Es wurde ein 2D-PIV-System der Firma *LaVision* verwendet. Die Adaption an den untersuchten Radialverdichterprüfstand ist in **Abb. A.7** dargestellt. Aufgrund der engen geometrischen Verhältnisse war eine Umlenkung sowohl des Lasers als auch des Kamerastrahlengangs notwendig. Der Laserlichtschnitt wurde über ein Laserendoskop in den Diffusorkanal eingebracht, das an seinem Ende den Laser um 90° umlenkte. Die illuminierten Ölpartikel wurden von einer Kamera über einen Umlenkspiegel durch ein Quarzglasfenster aufgenommen. **Abb. A.8** zeigt die Ausführung am Radialverdichterprüfstand.

Es wurde eine CCD-Kamera von der Firma *LaVision* verwendet. Es handelte sich um eine 12bit-Kamera mit *Dual-Frame-Technologie*. Es konnten zwei Bilder mit einem minimalen zeitlichen Abstand von 200 ns aufgenommen werden. Die Auflösung betrug $1376 \times 1040\text{ pixel}$, was 1.4 Megapixel entspricht. Ein Pixel hatte die Größe von

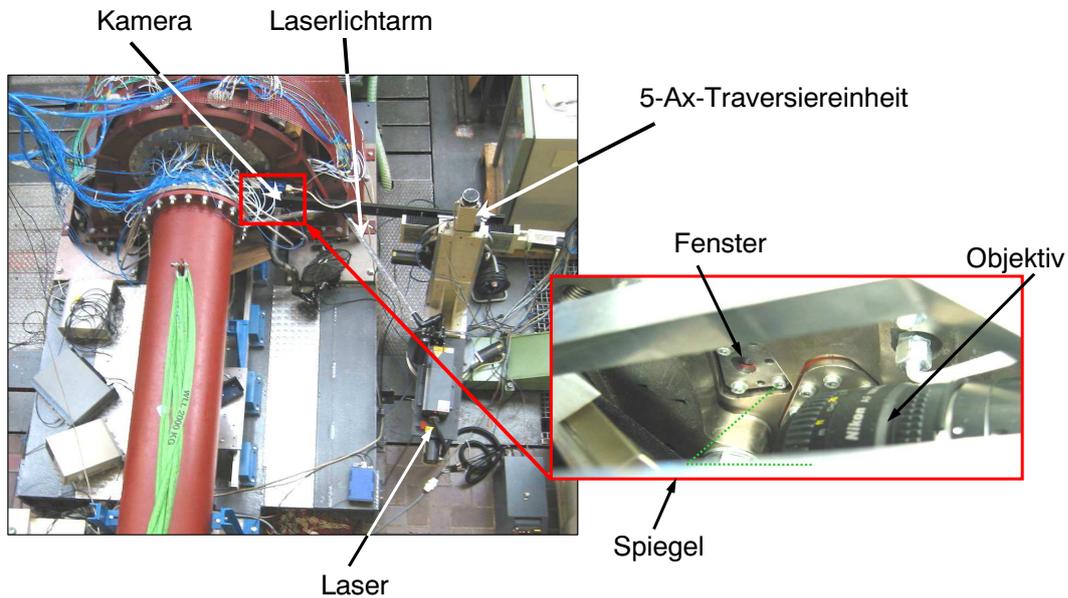


Abb. A.8: Adaption des PIV-Systems am Prüfstand nach *Zachau* (2007)

$6.45 \times 6.45 \mu\text{m}$ auf dem CCD-Chip. Die maximale Ausleserate betrug 16 MHz . Die Kamera war auf einer 5-Achs-Traverse montiert, die eine Verfah- und Einstellgenauigkeit von $\pm 0.01 \text{ mm}$ erlaubte. Dadurch wurde die notwendige Positions- und Wiederholgenauigkeit erreicht.

Es wurde ein *New Wave Solo 120* ND:YAG Doppelpuls-Laser verwendet. Der Laser hatte eine Wellenlänge von 532 nm und sendete folglich grünes Licht aus. Die Pulsenergie betrug 120 mJ . Die maximale Wiederholfrequenz war 15 Hz . Der Durchmesser des Laserstrahls betrug 4.5 mm . Der Laserstrahl wurde durch einen Laserlichtarm zum Laserendoskop geführt.

Das Laserendoskop wurde von der Firma *La Vision* konstruiert und gefertigt. Es ist in **Abb. A.9** gezeigt. Ziel war dabei Kompaktheit und Resistenz gegen die Umgebungsbedingungen im Prüfstand von maximal 3 bar und 160°C . Die dünne Spitze hatte einen Durchmesser von 8 mm . In der Spitze war ein Quarzglasprisma eingebracht, das den Laserstrahl um 90° umlenkt und weiterhin die Endoskopröhre abdichtete. In der Endoskopspitze konnten verschiedenen Aufweitungs-Zylinderlinsen eingebracht werden, mit denen der gewünschte Aufweitungswinkel des Laserlichtschnitts eingestellt werden konnte. Weiterhin befand sich im hinteren Teil mit größerem Durchmesser die Linsenkonfi-

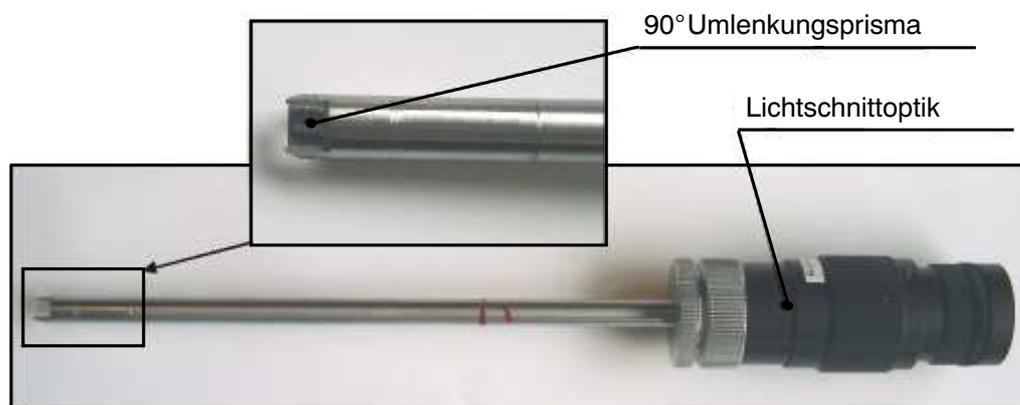


Abb. A.9: PIV-Laserendoskop nach *Zachau* (2007)

guration zur Fokussierung des Laserlichtschnitts. Der Fokus wurde dabei stets auf die Mitte des Messfeldes eingestellt. Die Dicke des Lichtschnitts im relevanten Messbereich betrug 1 mm .

Im Diffusor wurden drei Quarzglasfenster eingebracht, die in **Abb. A.10** dargestellt sind. Es handelt sich um gefräste Einzelstücke, die der Pipe-Kontur angepasst sind. Die Oberflächen sind poliert und weisen eine Ebenheit von $\lambda/4$ auf. Teilweise wurden die Fenster geschwärzt, um Reflexionen des Lasers in die Kamera zu vermeiden.

Als Seeding-Generator wurde der *ATM 242* von *Topas* verwendet. Dieser generierte Tröpfchen von einem Durchmesser kleiner $1\mu\text{m}$ aus dem Öl DEHS. Nach *Raffel et al.* (2007) garantiert dies gutes Folgeverhalten und kleine Strömungsbeeinflussung. Folglich ist es für den vorhanden subsonischen Anwendungsfall geeignet. Die Seeding-partikel werden im Beruhigungsbehälter über ein Lochgitter in die Strömung eingebracht. Es konnte eine sehr homogene Verteilung erreicht werden.

Es wurde die Software *Davis 7.1* von *LaVision* verwendet. Die Datenaufnahme und Auswertung wurde von *Zachau* (2007) validiert. Für jeden Zeitschritt wurden 100 Doppelbilder aufgenommen. Die Berechnung der Vektoren geschieht nach der *cross-correlation*-Methode (siehe dazu *Raffel et al.* (2007)). Die Kalibrierung erfolgte über sogenannte *targets*, die ein Punkteraster mit 1 mm Abstand aufwiesen. Diese wurden in die Pipe in die Messebene eingebracht. In voll montierter Konfiguration mit Fenstern wurde das Kalibrierbild aufgenommen. Die Umrechnung des verzerrten Punktbilds auf die Realität wurde nach der sogenannten *pinhole-calibration*-Methode (*Raffel et al.* (2007))

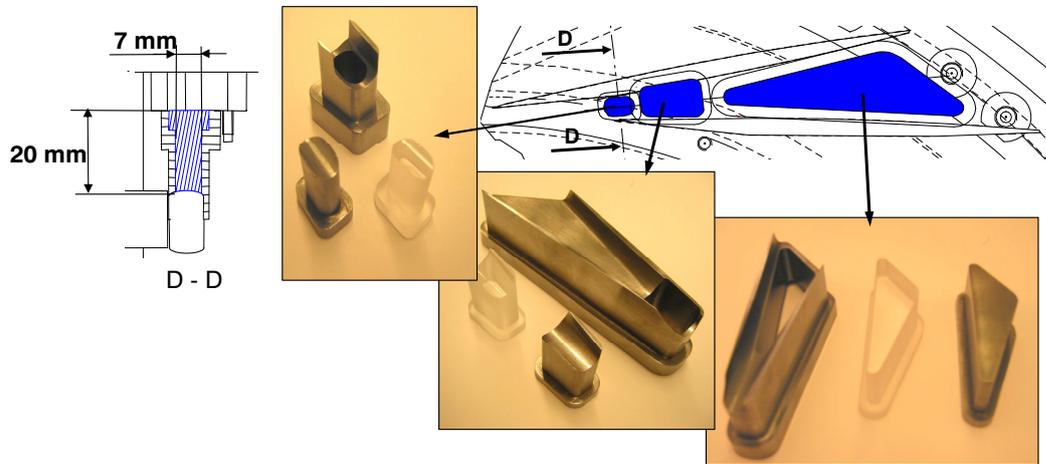


Abb. A.10: PIV-Fenster nach Zachau (2007)

durchgeführt. Die Abweichung bei der Kalibrierung durch die unterschiedlichen thermodynamischen Bedingungen im Betrieb des Prüfstands von 3 bar und 160°C beziffert Zachau (2007) auf 0.03% .

Es wurden die Kriterien der Durchführung und Auswertung bei PIV nach Raffel *et al.* (2007) eingehalten. So sprangen die Partikelabbilder auf der CCD-Chip der Kamera immer mindestens 6 bis 10 Pixel weit. Das Abbild des Partikels bedeckte mindestens 2 bis 3 Pixel. So kann die sogenannte *sub-pixel*-Genauigkeit von $\pm 0.05\text{ pixel}$ erreicht werden. Weiterhin wurde die Zeitdifferenz zwischen beiden Aufnahmebildern so gewählt, dass zurückgelegte Weglänge senkrecht zum Laserlichtschnitt höchstens $1/4$ der Lichtschnittdicke betrug.

Die Auswertefenster wurden so gewählt, dass die Partikel sich von einem Bild zum nächsten höchstens um $1/4$ der Fensterbreite bewegten. Weiterhin war die Partikeldichte so hoch, dass sich mindestens immer vier Partikelpaare im Auswertefenster befanden. Bei Einhaltung dieser Kriterien kann eine Messunsicherheit des Messsystems nach Raffel *et al.* (2007) von $\pm 1\%$ erreicht werden. Zur Abschätzung der absoluten Messunsicherheit wurden das Kalibrierverfahren bei den gekrümmten Fensterflächen, Positioniergenauigkeiten, die Betriebsbedingung mit dem thermischen und Druckeinfluss sowie Vibrationen berücksichtigt. Es ergibt sich eine absolute Messunsicherheit der PIV-Ergebnisse von $\pm 3\%$

A.2.3.1 Validierung der PIV-Messtechnik im Kalibrierkanal

Im Kalibrierkanal des IST wurde der Freistrahel mit dem verwendeten PIV-System gemessen. Dies diente einerseits zur Validierung des PIV-Systems selbst als auch der Validierung des für die Sondenkalibrierungen verwendeten Freistrahls. **Abb. A.11** zeigt beispielhaft ein Messergebnis der Freistrahelströmung bei einer Machzahl von 0.5. Es ist links die Machzahl und rechts die Turbulenz dargestellt. Die Messunsicherheit des PIV-Systems von $\pm 1\%$ konnte bestätigt werden. Der Freistrahel ist zur Kalibrierung von pneumatischen Mehrlochsonden geeignet.

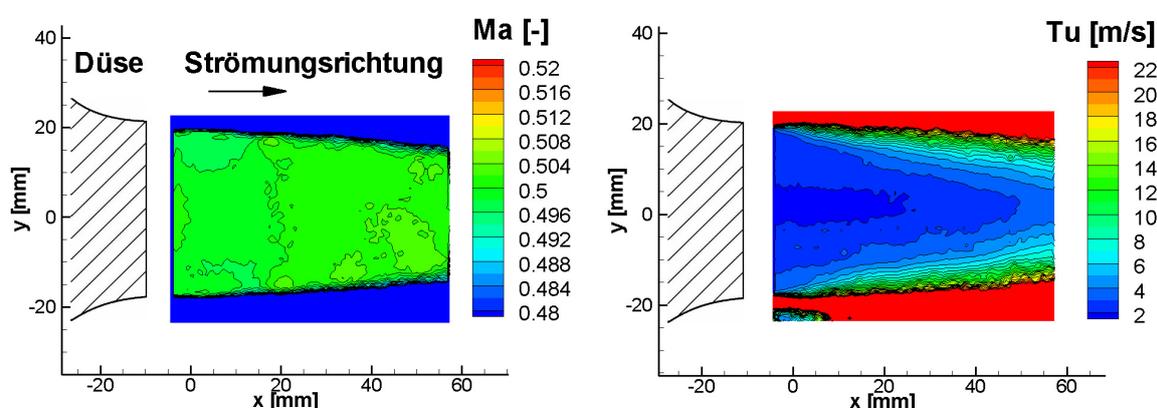


Abb. A.11: PIV-Messung im Freistrahel des Kalibrierkanals am IST

A.2.4 Instationäre Druckaufnehmer

In dieser Studie wurden instationäre Druckaufnehmer vom Typ *XCE-062* der Firma *Kulite* verwendet. Der Aufbau erfolgte analog zu *Zachau* (2007) und *Hoynacki* (2000). Es wurde an insgesamt 6 Positionen der instationäre Wanddruck gemessen. **Abb. A.12** zeigt die Messstellen. Die erste liegt noch über dem Impeller an dessen Austritt. Die zweite Position wurde im Halsquerschnitt des Pipe-Diffusors angeordnet. Die Positionen 3-6 befinden sich auf konstantem Radius am Austritt des Diffusors.

Die Sensoren wurden wandbündig in das Radialverdichtergehäuse eingebracht, um den instationären Wanddruck zu gemessen. **Abb. A.13** zeigt die Plugs mit den eingeschraubten Sensoren. Es handelt sich um 1.7 bar Differenzdruckaufnehmer. Der Kopf hat einen Durchmesser von 1.6 mm und ist als Membran geschützt durch eine Lochblende ausgeführt. Auf der Membran befindet sich die *Wheatstone*'sche Brücke. Mit Dehnungsmessstreifen wird die Verbiegung der Membran gemessen.

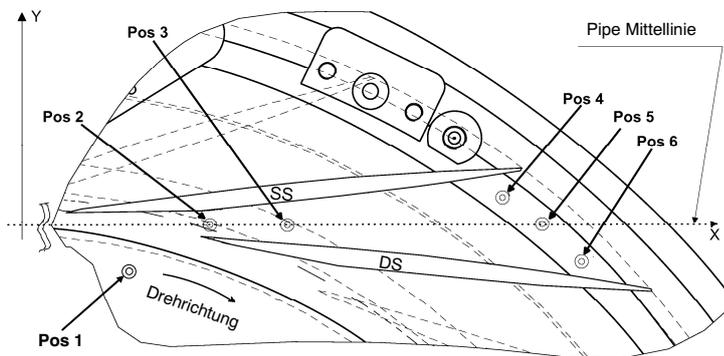
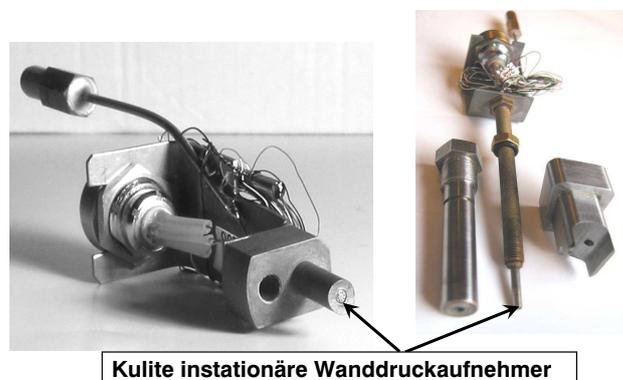


Abb. A.12: Kulite-Messstellen

Der Sensor hat eine Eigenfrequenz von 240 kHz . Die angestrebte höchste Messfrequenz von 80 kHz liegt demnach bei einem Drittel dieser Eigenfrequenz und kann gemessen werden. Die Abtastfrequenz des Transientenrecorders wurde auf 640 kHz gesetzt; der Faktor 8 zwischen Mess- und Aufnahme­frequenz stellt sicher, dass auch die Amplitude richtig gemessen wird. Zur Messung der Frequenz wäre nach Nyquist nur die doppelte Abtastfrequenz notwendig. Der Sensor wird im Konstantstrommodus betrieben. Ein interner Tiefpassfilter von 125 kHz stellt sicher, dass kein Aliasing auftritt.

Die Sensoren weisen ein Temperaturkompensationsmodul auf. Dennoch werden die Sonden nach Druck von -1.5 bis 1.5 bar und nach Temperatur von 30 bis 160°C kalibriert. Der mittlere Fehler des Kalibrierpolynoms beträgt 250 Pa . Durch weitere Fehlereinflüsse wie unterschiedliche Einbaubedingungen, Temperatur- und Altersdrift und das Aufnahmesystem wird die absolute Messunsicherheit auf $\pm 1000\text{ Pa}$ abgeschätzt.



Kulite instationäre Wanddruckaufnehmer

Abb. A.13: Kulite Sensoren adaptiert an die Diffusorfrontwand nach Zachau (2007)

A.3 Durchgeführte Messungen

Run	Datum	Durchführung	Beschreibung
1-24		Büscher/Zachau	Inbetriebnahme
25	03.08.2005	Büscher/Zachau	PIV test
26	05.08.2005	Büscher/Zachau	PIV test
27	09.08.2005	Büscher/Zachau	clearance derivative
28	15.08.2005	Büscher/Zachau	PIV test
29	18.08.2005	Büscher/Zachau	clearance derivative, bleed derivative
30	19.09.2005	Büscher/Zachau	PIV test
31	21.09.2005	Büscher/Zachau	PIV test, clearance derivative
32	28.09.2005	Büscher/Zachau	PIV test, backwall pressure test
33	30.09.2005	Büscher/Zachau	performance map
34	06.10.2005	Büscher/Zachau	performance map
35	07.10.2005	Büscher/Zachau	performance map
36	10.10.2005	Büscher/Zachau	performance map, clearance derivative
37	13.10.2005	Büscher/Zachau	health points, backwall pressure
38	18.10.2005	Büscher/Zachau	performance map
39	24.10.2005	Büscher/Zachau	PIV
40/41	28.10.2005	Büscher/Zachau	PIV
42	04.11.2005	Büscher/Zachau	bleed derivative, peak efficiency points
43	10.11.2005	Büscher/Zachau	Pitot
44	18.11.2005	Büscher/Zachau	kulite test
45	15.11.2005	Büscher/Zachau	Pitot
46	22.11.2005	Büscher/Zachau	Pitot
47	26.11.2005	Büscher/Zachau	Pitot
48	29.11.2005	Büscher/Zachau	Pitot
49		Büscher/Zachau	
50	02.02.2006	Büscher/Zachau	performance map
51	07.02.2006	Büscher/Zachau	performance map shimmed aft 0.4mm
52-61		Büscher/Zachau	kulite and PIV measurements
62	28.04.2006	Kunte	performance map shimmed aft 0.4mm
	04.05.2006	Kunte	bleed derivative test
	09.05.2006	Kunte	performance map
	12.05.2005	Kunte	test
	15.05.2005	Kunte	test
	16.05.2005	Kunte	test

Run	Datum	Durchführung	Beschreibung
63	23.05.2006	Kunte	Cobra pos1
	29.05.2006	Kunte	Cobra pos2
	30.05.2006	Kunte	Cobra pos2
	07.06.2006	Kunte	Cobra pos3
	26.07.2006	Kunte	Cobra pos1
	01.08.2006	Kunte	Cobra pos4
	03.08.2006	Kunte	Cobra pos5
	07.08.2006	Kunte	Cobra pos2, performance map test
64	16.08.2006	Kunte	performance map shimmed fwd 0.6mm
	22.08.2006	Kunte	performance map shimmed fwd 0.6mm
	23.08.2006	Kunte	performance map shimmed fwd 0.6mm
	25.08.2006	Kunte	performance map shimmed fwd 0.6mm
	04.09.2006	Kunte	test AMB
	07.09.2006	Kunte	Pitot
	12.09.2006	Kunte	Pitot
	14.09.2006	Kunte	Cobra pos5
	19.09.2006	Kunte	Cobra pos1/2, Pitot pos1
	20.09.2006	Kunte	Cobra pos4, Pitot pos2
65	26.09.2006	Kunte	clearance derivative
66	28.09.2006	Kunte	clearance derivative, bleed derivative
	05.10.2006	Kunte	bleed derivative
67	11.10.2006	Kunte	bleed derivative
68	16.10.2006	Kunte	bleed derivative
69	19.10.2006	Kunte	Reynolds Number Investigation
70	24.10.2006	Kunte	RNI
71	26.10.2006	Kunte	RNI
	02.11.2006	Kunte	RNI
72	16.11.2006	Kunte	performance map new thermocouples
73	21.11.2006	Kunte	total temperature probe pos3
74	23.11.2006	Kunte	total temperature probe pos4/5
75	18.12.2006	Kunte	PIV test
76	20.12.2006	Kunte	PIV mid/mid
77	03.01.2007	Kunte	PIV mid/fwd
78	08.01.2007	Kunte	PIV large/mid
79	09.01.2007	Kunte	PIV large/fwd
80	11.01.2007	Kunte	PIV large/aft

Run	Datum	Durchführung	Beschreibung
81	16.01.2007	Kunte	PIV larbe/perp1
82	18.01.2007	Kunte	PIV large/perp2
83	22.01.2007	Kunte	PIV mid/perp3
84	25.01.2007	Kunte	PIV mid/aft
85	01.02.2007	Kunte	PIV throat/mid
86	12.02.2006	Kunte	total temperature probe pos1
87	06.03.2007	Kunte	PIV throat/fwd kulite pos3/5
88	08.03.2007	Kunte	PIV throat/aft kulite pos4/6
89	14.03.2007	Kunte	PIV throat/aft kulite pos1/2a
90	20.03.2007	Kunte	PIV throat/perp4/5 kulite pos 2b/2d
91	26.03.2007	Kunte	kulite pos 2c/2e
92	28.03.2007	Kunte	total temperature probe pos1
93	02.04.2007	Kunte	total temperature probe pos2/3
94	12.04.2007	Kunte	total temperature probe pos4/5
95	31.05.2007	Kunte	performance map diffuser cut
96	04.06.2007	Kunte	performance map diffuser cut
97	09.06.2007	Kunte	clearance derivative cut
98	11.06.2007	Kunte	bleed derivative cut
99	18.06.2007	Kunte	Pitot
100	21.06.2007	Kunte	Cobra pos5, kulite pos2a/3
101	25.06.2007	Kunte	Pitot
102	27.06.2007	Kunte	Cobra pos4, kulite pos1/2b
103	02.07.2007	Kunte	Cobra pos3, kulite pos2a/5
104	06.07.2007	Kunte	Cobra pos2, kulite pos2c/6
105	09.07.2007	Kunte	Cobra pos1, kulite pos 2b/2d/4
106	17.07.2007	Kunte	PIV large/mid, kulite pos 2b/2c
107	19.07.2007	Kunte	PIV large/fwd, kulite pos 2d
108	23.07.2007	Kunte	PIV large/aft, kulite pos 2e
109	26.07.2007	Kunte	PIV mid/fwd
110	31.07.2007	Kunte	PIV mid/mid
111	02.08.2007	Kunte	PIV mid/aft
112	08.08.2007	Kunte	PIV large/perp1
113	11.09.2007	Kunte	PIV large/perp2/2a
114	21.09.2007	Kunte	clean air bleed test
115	28.09.2007	Kunte	PIV large/perp2
116	01.10.2007	Kunte	PIV mid/perp3

Run	Datum	Durchführung	Beschreibung
117	14.11.2007	Kunte	PIV throat/mid
118	26.11.2007	Kunte	PIV throat/fwd
119	03.12.2007	Kunte	PIV throat/mid kulite pos 2a/3
120	05.12.2007	Kunte	PIV throat/aft kulite pos 2a/3
121	07.01.2008	Kunte	clean air bleed performance map
122	14.01.2008	Kunte	clean air bleed performance map
123	18.01.2008	Kunte	clean air bleed performance map
124	18.02.2008	Kunte	cobra probe clean air
125	30.04.2008	Kunte	PIV test
126	17.12.2008	Kunte	cobra probe cut radius
127	06.01.2009	Kunte	cobra probe cut radius
128	08.01.2009	Kunte	cobra probe cut radius
129	13.01.2009	Kunte	cobra probe cut radius
130	01.06.2010	Kunte	redundance performance map
131	29.06.2010	Kunte	big exducer clearance
132	12.08.2010	Kunte	Tandem performance map
133	19.08.2010	Kunte	Tandem performance map
134	23.08.2010	Kunte	Tandem clocking
135	24.08.2010	Kunte	Tandem clocking
136	21.09.2010	Kunte	Tandem clocking

Tab. A.4: Dokumentation der Messtage

A.4 Messmatrix und weitere Messergebnisse

Messtechnik	Position	Konfiguration	Shimming	Spaltvar.	Zapfluftvar.	Durchführung
Kennfeld		Nominal	+0.6 mm	ja	ja	Kunte
			0 mm	ja	ja	Büscher/Kunte
			-0.3 mm	-	-	Zachau/Kunte
		Gekürzt	+0.6 mm	ja	ja	Kunte
		Tandem	+0.6 mm	-	-	Kunte
Statische Wanddrücke		Nominal	+0.6 mm	ja	ja	Kunte
			0 mm	ja	ja	Büscher/Kunte
			-0.3 mm	-	-	Zachau/Kunte
		Gekürzt	+0.6 mm	ja	ja	Kunte
		Tandem	+0.6 mm	-	-	Kunte
Pitotsonden	Schaufelloser Raum	Nominal	+0.6 mm	-	-	Kunte
			0 mm	ja	ja	Büscher
			Gekürzt	+0.6 mm	ja	ja
Cobra-Sonde	Diffusoraustritt $r = 276 \text{ mm}$	Nominal	+0.6 mm	-	-	Kunte
			0 mm	ja	ja	Kunte
			-0.3 mm	-	-	Kunte
		Gekürzt	+0.6 mm	ja	ja	Kunte
		Kürzungsradius $r = 245 \text{ mm}$	Gekürzt	+0.6 mm	ja	ja
PIV	Diffusorkanal	Nominal	+0.6 mm	ja	ja	Kunte
			0 mm	ja	ja	Zachau
			-0.3 mm	-	-	Zachau
		Gekürzt	+0.6 mm	ja	ja	Kunte
Kulite	Diffusorkanal	Nominal	+0.6 mm	ja	ja	Kunte
			0 mm	ja	ja	Zachau
			-0.3 mm	-	-	Zachau
		Gekürzt	+0.6 mm	ja	ja	Kunte

Tab. A.5: Messmatrix

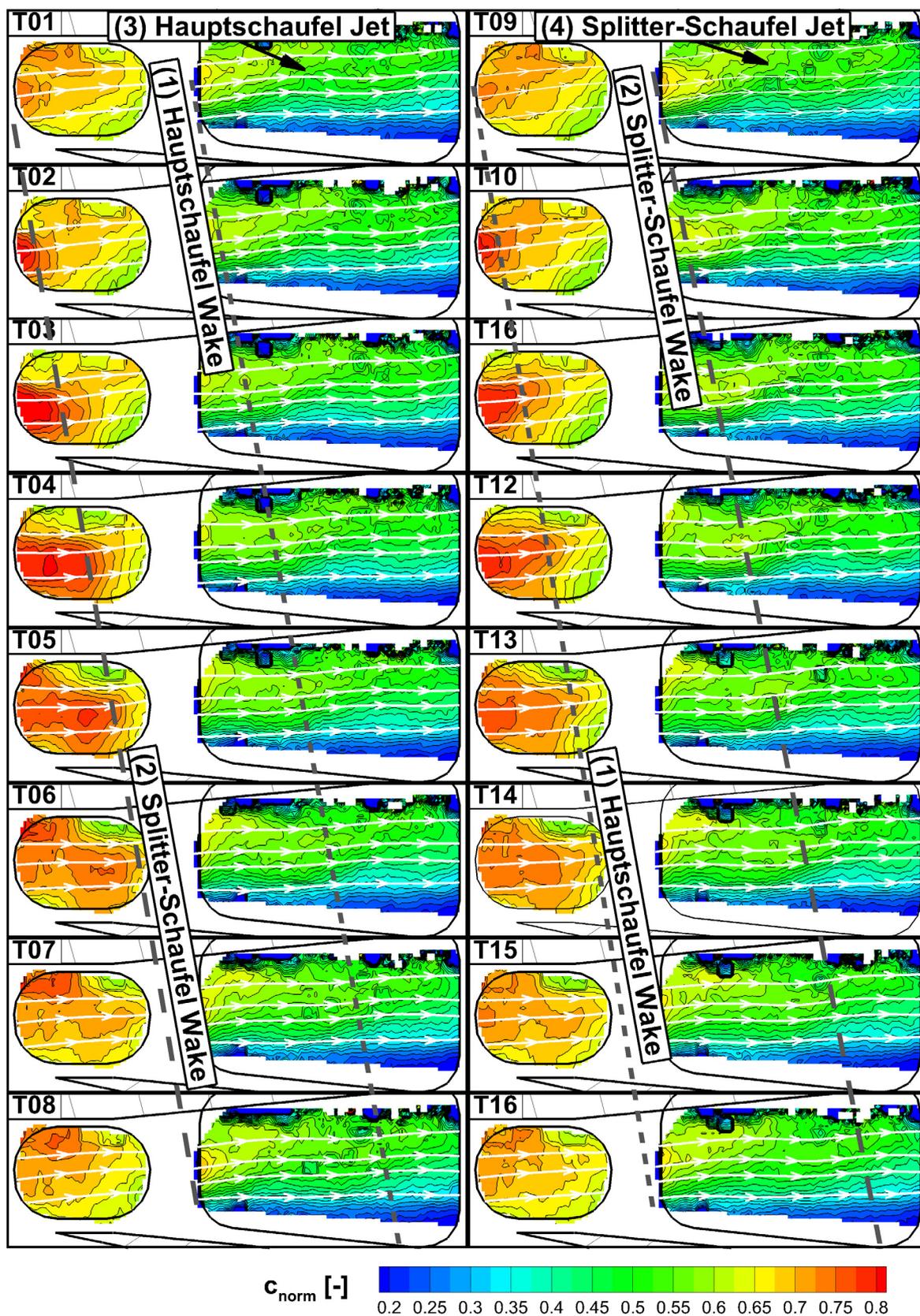


Abb. A.14: Instationäre Geschwindigkeitsfeld in 50% Kanalhöhe aus PIV-Messungen am Diffusoreintritt; Eine Impellerschaufelteilung in 16 quasistationären Zeitschritten

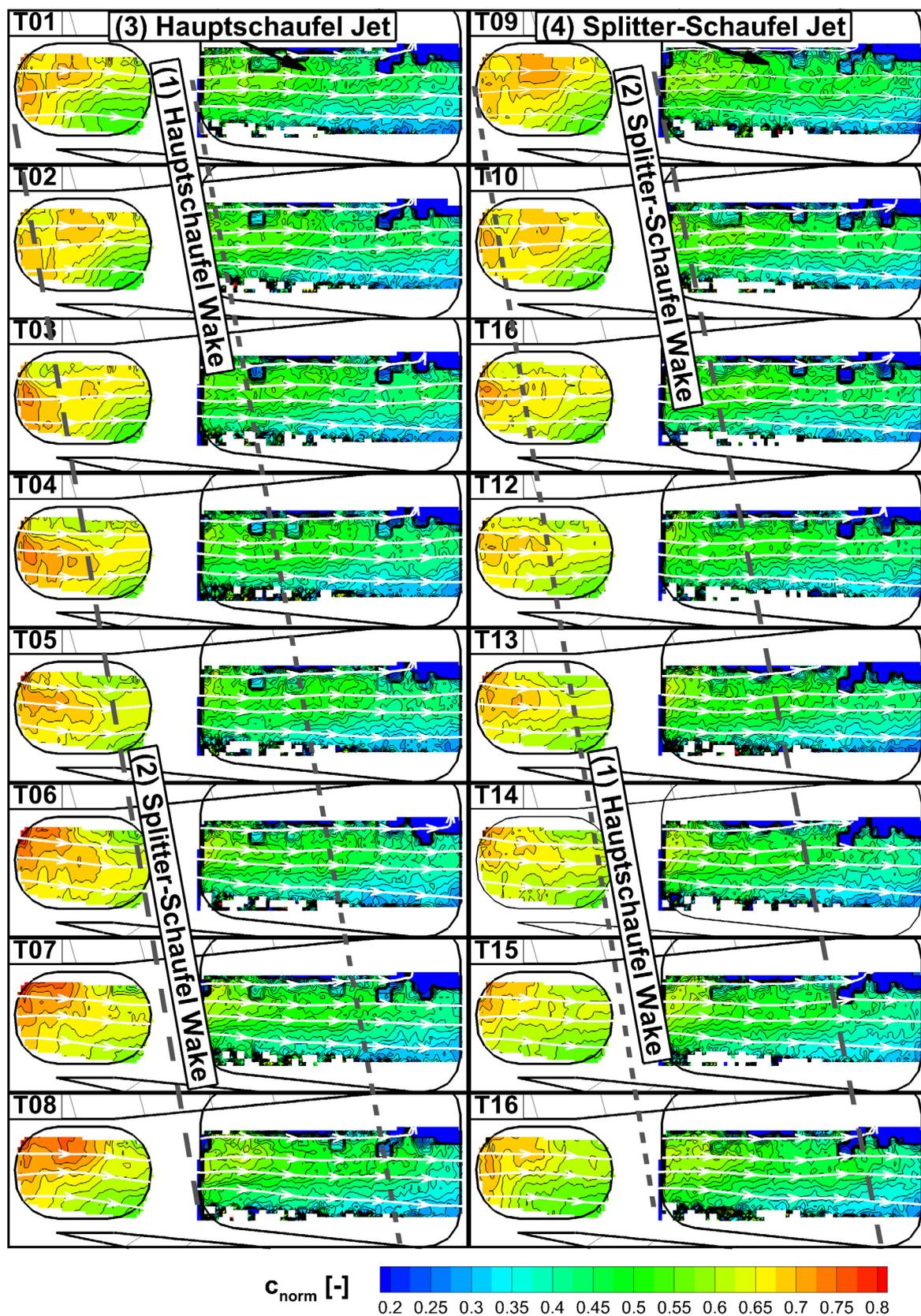


Abb. A.15: Instationäre Geschwindigkeitsfeld in 10% Kanalhöhe aus PIV-Messungen am Diffusoreintritt; Eine Impellerschaufelteilung in 16 quasistationären Zeitschritten

B GasTurb Dokumentation

B.1 Ebenenbezeichnung

Ebenenbezeichnung	<i>GasTurb stations</i>
Umgebungsbedingungen	0
engster Einlaufquerschnitt	1
Eintritt Fan	2
Austritt äußerer Fan	13
Austritt Bypass	16
Mischerebene Bypass	163
Austritt innerer Fan	21
Eintritt Mitteldruckverdichter	22
Austritt Mitteldruckverdichter	24
Eintritt axialer Hochdruckverdichter	25
Austritt axialer Hochdruckverdichter	27
Eintritt radialer Hochdruckverdichter	28
Austritt radialer Hochdruckverdichter	3
Eintritt Brennkammer	31
Austritt Brennkammer	4
Austritt erster Stator der Hochdruckturbinen	41
Austritt Hochdruckturbinen nach Kühlluftzufuhr	44
Eintritt Niederdruckturbinen	45
Austritt Niederdruckturbinen nach Kühlluftzufuhr	5
Eintritt Strahlrohr	6
Mischerebene Kernstrom	63
Mischstrom	64
Düsenhals	8

Tab. B.1: Ebenenbezeichnung im Triebwerk *Geared Mixed Flow Turbofan Axial/Radial Compressor*

B.2 Iterationsschema

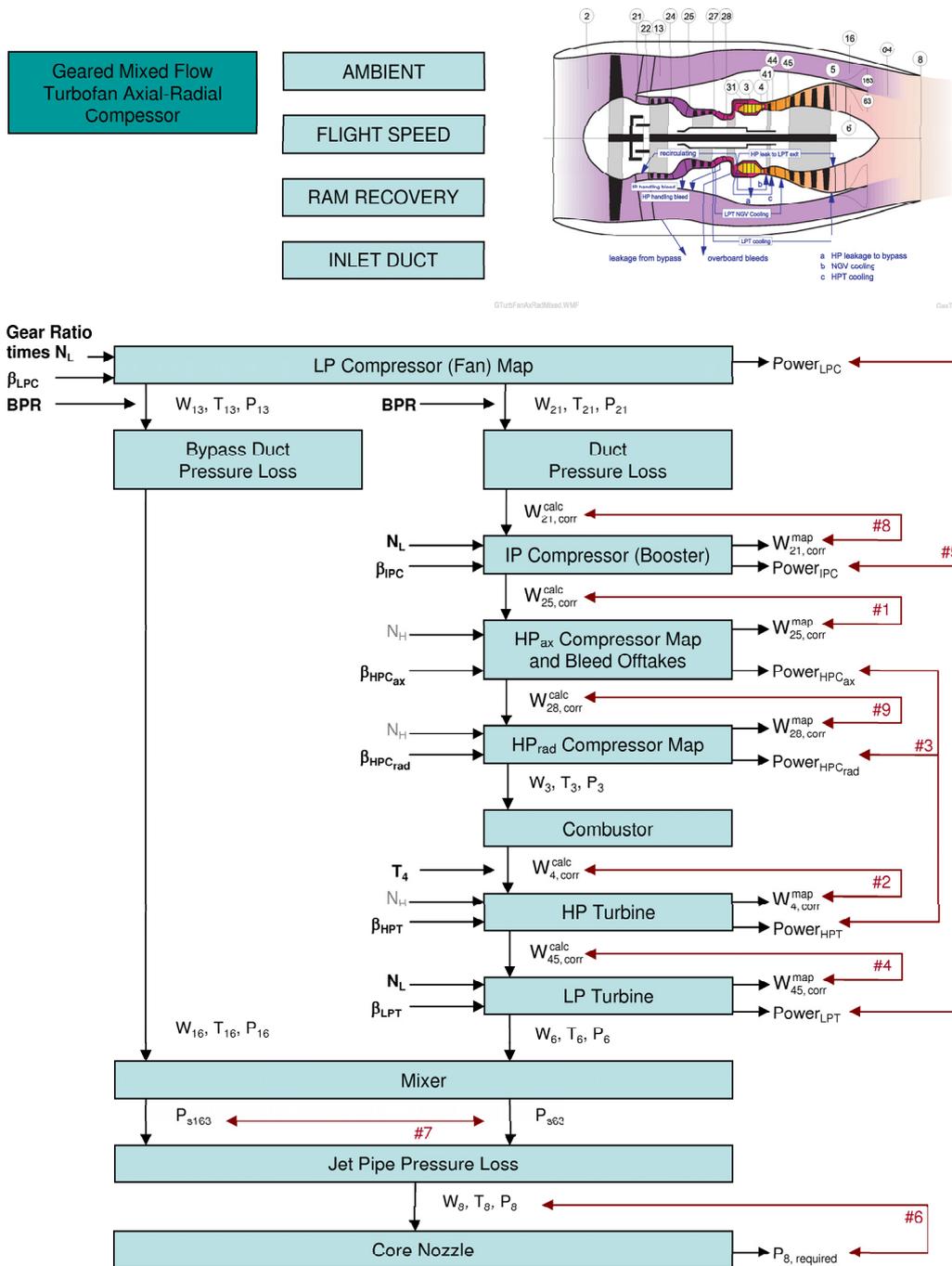


Abb. B.1: Iterationsschema der Triebwerkskonfiguration *Mixed Flow Geared Turbofan Axial-Radial Compressor* nach Kurzke (2007)

B.3 Kennfelder der Komponenten

B.3.0.1 Fankennfelder

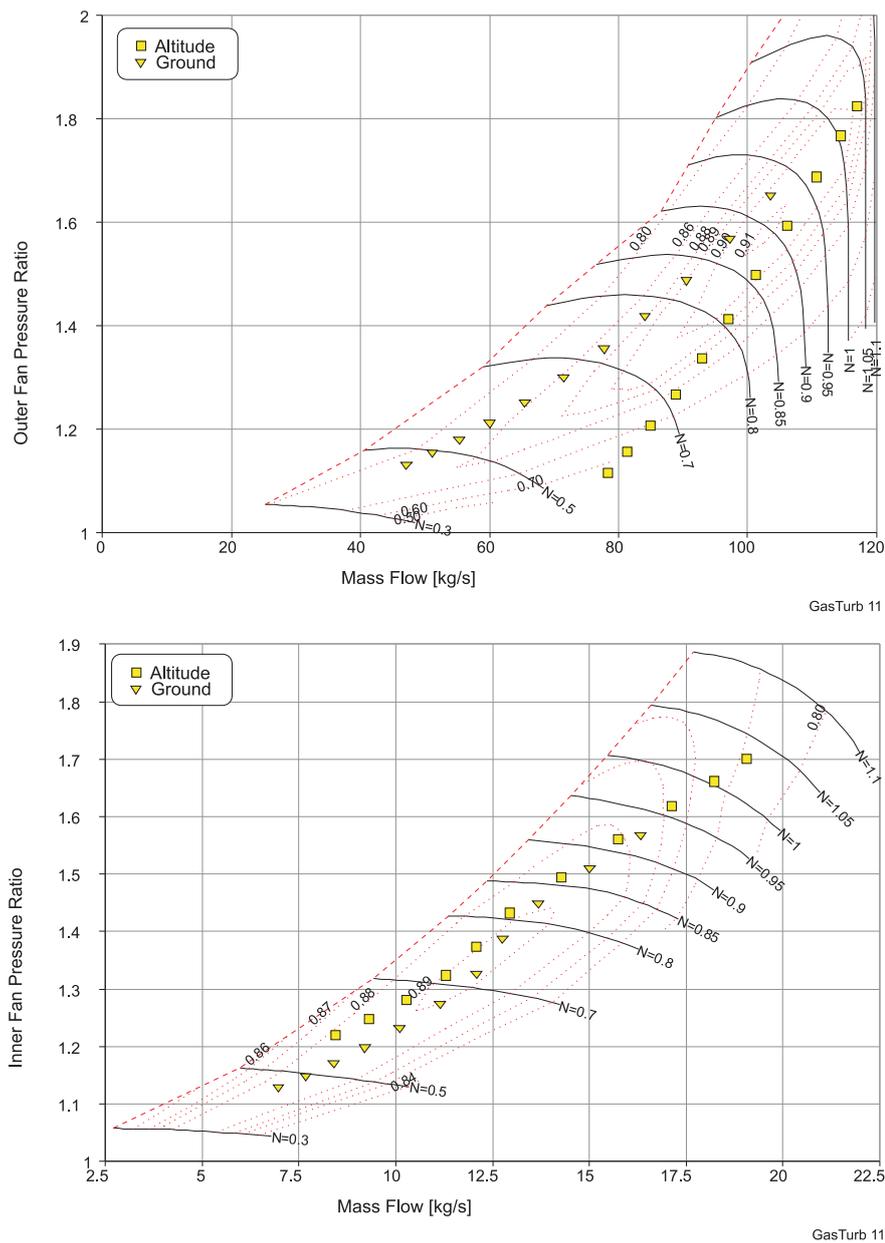


Abb. B.2: Fankennfelder mit Betriebslinien für Bodenstand- und Höhenflugfall (oben äußeres, unten inneres Kennfeld skaliert aus *Cornell* (1975))

B.3.0.2 Turbinenkennfelder

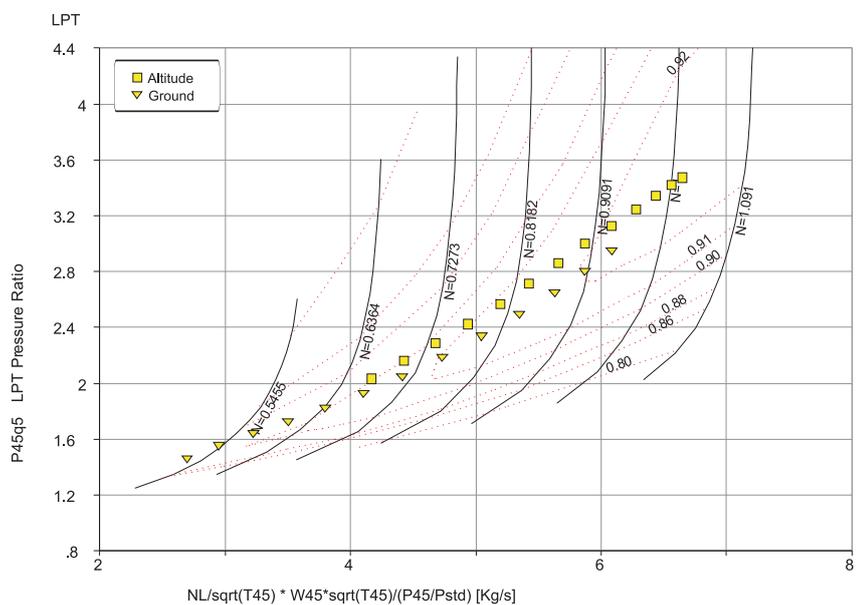
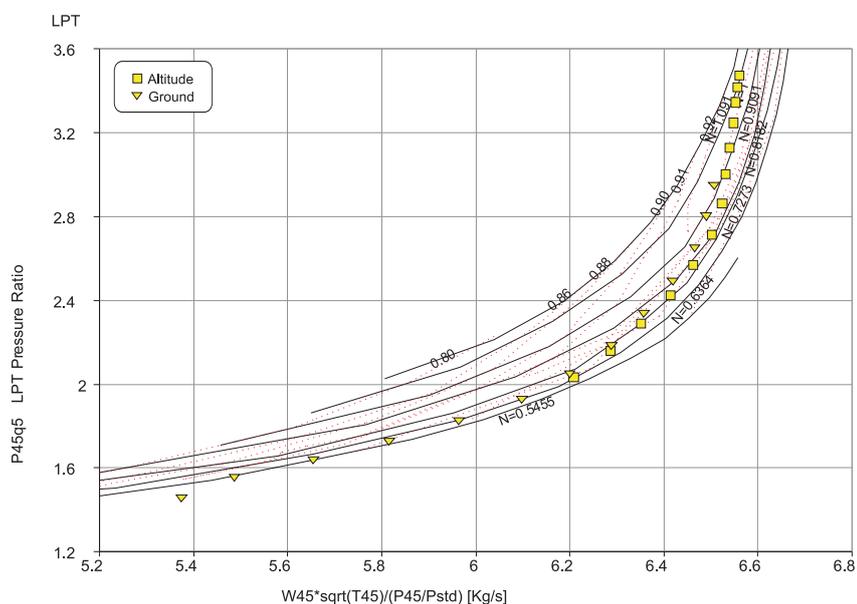


Abb. B.3: Kennfelder der Niederdruckturbinen mit Betriebslinien für Bodenstand- und Höhenflugfall (oben: Totaldruckverhältnis über korrig. Massentrom, unten: Totaldruckverhältnis über korrig. Massenstrom multipliziert mit korrig. Drehzahl skaliert aus *Kurzke* (2007))

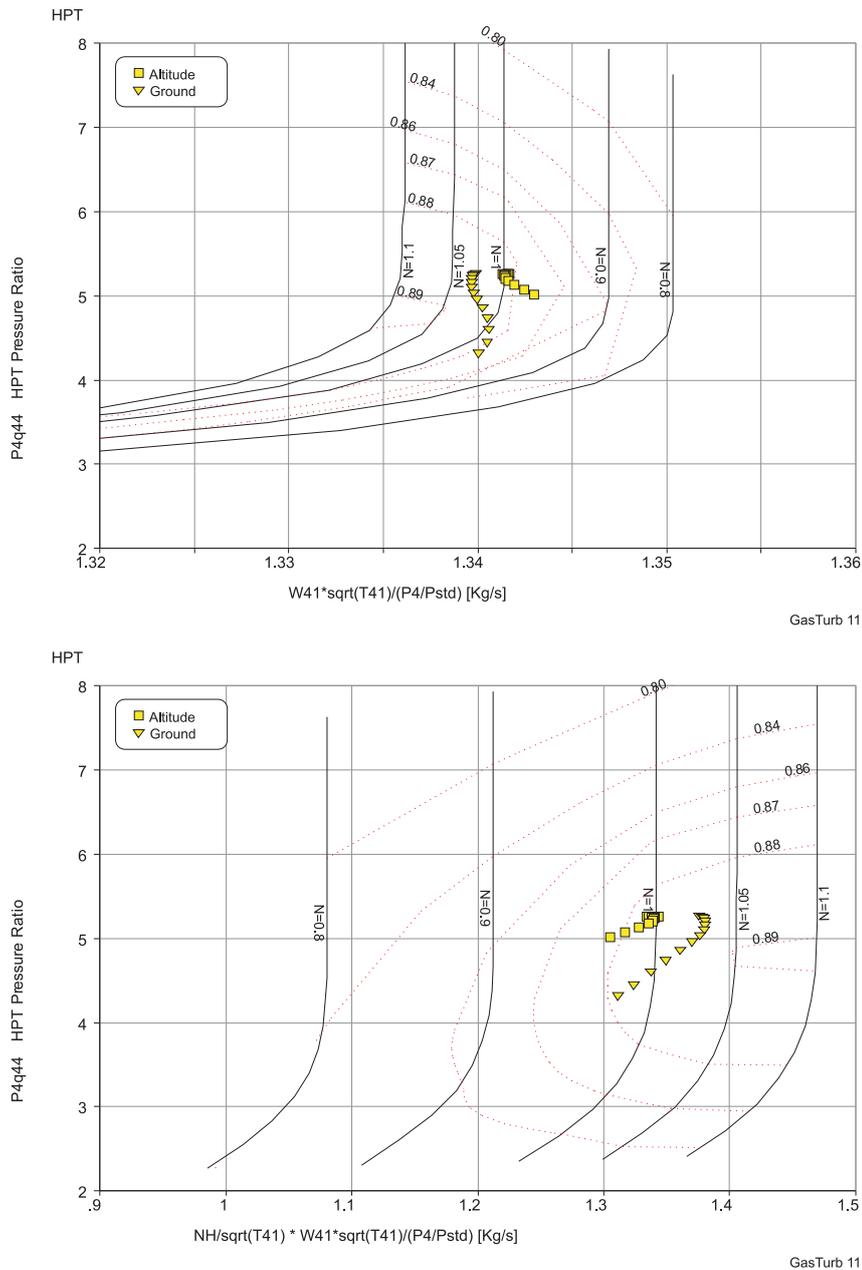


Abb. B.4: Kennfelder der Hochdruckturbinen mit Betriebslinien für Bodenstand- und Höhenflugfall (oben: Totaldruckverhältnis über korr. Massentrom, unten: Totaldruckverhältnis über korr. Massenstrom multipliziert mit korr. Drehzahl skaliert aus *Kurzke* (2007))

B.3.0.3 Wirkungsgrade der Turbokomponenten

Die Wirkungsgrade der rotierenden Komponenten werden nach der Literatur (*Bräunling* (2009), *Walsh und Fletcher* (1998) und *Kurzke* (2007)) gewählt. Der Wirkungsgrad des Axialverdichters ist der Originalquelle nach *Cornell* (1975) entnommen. Die Werte der isentropen Wirkungsgrade sind in **Tab. B.2** zusammengefasst.

Die mechanischen Wirkungsgrade umfassen die Lagerreibungsverluste sowie die Luftreibungsverluste des Rotors abgesehen von der Beschau felung. Nach *Walsh und Fletcher* (1998) werden je nach Triebwerksgröße Werte über 99 % erreicht.

Parameter	Wert
outer LPC (Fan)	0.886
inner LPC (Fan)	0.830
HP axial Comp.	0.840
HP Turbine	0.885
LP Turbine	0.905

Tab. B.2: Modellierung der isentropen Wirkungsgrade der Turbokomponenten im Auslegungspunkt

B.3.0.4 Einlauf

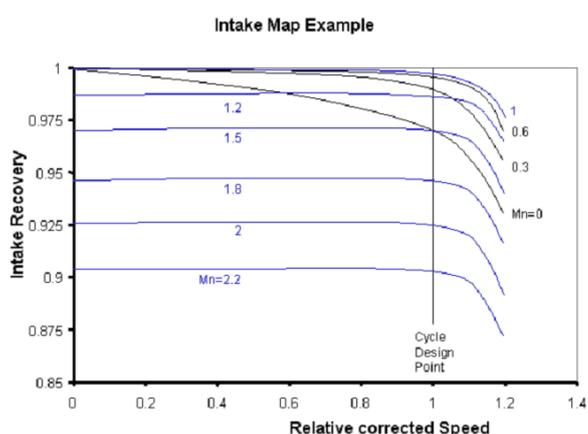


Abb. B.5: Modellierung des Totaldruckverhältnisses eines subsonischen Einlaufs nach *Kurzke* (2007)

Für die Modellierung des Einlaufs in *GasTurb* wird in dieser Arbeit die empirische Korrelation nach **Abb. B.5** verwendet. Diese ist der Standard in *Kurzke* (2007) für

subsonische Einläufe. In **Abb. B.5** ist das Totaldruckverhältnis des Einlaufs über der normierten korrigierten Drehzahl des Fans dargestellt. Die Flugmachzahl fungiert als Parameter.

B.3.0.5 Brennkammer

In dieser Studie wird die Brennkammer in *GasTurb* durch folgende Parameter modelliert: Brennkammerwirkungsgrad (*Burner Design Efficiency*), Brennkammerdruckverhältnis (*Burner Pressure Ratio*), *Burner Partload Constant*, Brennkammeraustrittstemperatur (*Burner Exit Temperature*) und spezifischer Heizwert (*Fuel Heating Value*). Die in dieser Studie verwendeten Werte sind in **Tab. B.3** zusammengestellt.

Parameter	Wert
Burner Design Efficiency	0.9995
Burner Pressure Ratio	0.95
Burner Partload Constant	1.6
Burner Exit Temperature	1590 K
Fuel Heating Value	43.124 MJ/kg

Tab. B.3: Werte zur Modellierung der Brennkammer

Der Brennkammerwirkungsgrad erreicht im Auslegungspunkt nach *Walsh und Fletcher* (1998) Werte von über 99.9%, so dass hier 99.95% angenommen wurde. Unter Teillastbedingungen sinkt der Brennkammerwirkungsgrad nach *Kurzke* (2007) entsprechend der Korrelation, die in Anhang B.6 dargestellt ist. Es ist die Angabe des Parameters *Burner Partload Constant* notwendig, deren Standardwert 1.6 nicht geändert wurde.

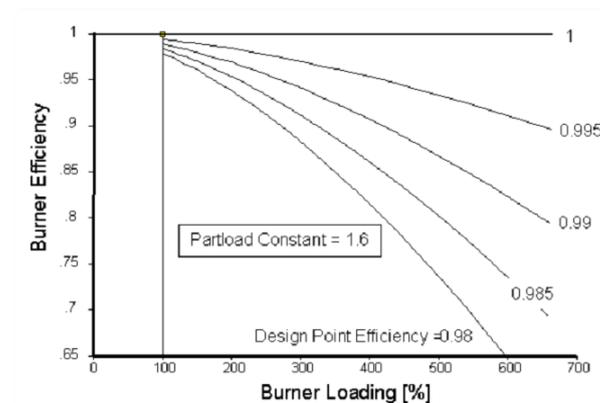


Abb. B.6: Modellierung des Brennkammerwirkungsgrads unter Teillastbedingungen nach *Kurzke* (2007)

Die Totaldruckverluste der Brennkammer werden über das Brennkammerdruckverhältnis modelliert. Dabei treten nach *Walsh und Fletcher* (1998) einerseits kalte Verluste durch viskose Effekte auf, die mit 2 bis 4% angegeben werden. Weiterhin kommt es zu heißen bzw. thermischen Druckverlusten zwischen 0.05 und 0.15%, die in der Verbrennungszone des Flammrohrs entstehen. Folglich wird hier ein Brennkammerdruckverhältnis von 0.95 angenommen.

Die Brennkammeraustrittstemperatur wurde nach *Walsh und Fletcher* (1998) auf 1590 K abgeschätzt. Durch iterative Prozesse wurde hierzu auch die Zwischenturbinentemperatur hinzugezogen. Der spez. Heizwert wird nach dem Standardwert für den in der Luftfahrt eingesetzten Kerosinbrennstoff gewählt.

B.3.0.6 Zwangsmischer

In dieser Studie wird das Triebwerk mit einem Zwangsmischer modelliert. Die Nomenklatur zur thermodynamischen Berechnung ist in Anhang B.7 dargestellt. Die Verlust können in viskose Totaldruckverluste und Verluste durch die Mischung vom heißen und kalten Strahl aufgeteilt werden. Die eingestellten Werte in *GasTurb* finden sich in **Tab. B.4**. Für den viskosen Anteil werden das Totaldruckverhältnis des heißen Strom (*Hot Stream Mixer Pressure Ratio*), des kalten Stroms (*Cold Stream Mixer Pressure Ratio*) sowie des gemischten Stroms (*Mixed Stream Pressure Ratio*) auf jeweils 0.99 angenommen.

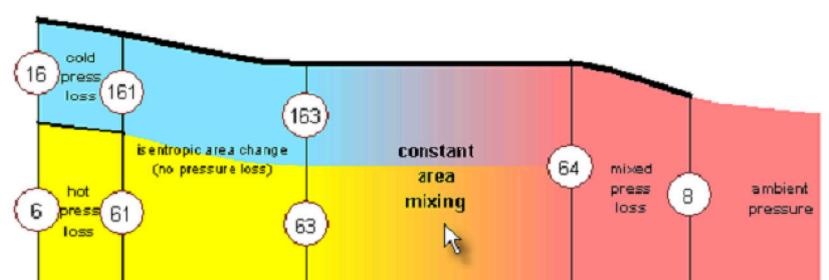


Abb. B.7: Modellierung des Zwangsmischers nach *Kurzke* (2007)

In *Walsh und Fletcher* (1998) sind sinnvolle Werte der Machzahl für den Mischungsprozess von 0.35 bis 0.5 angegeben, so dass hier $Ma_{64} = 0.4$ gesetzt wurde. Der Wirkungsgrad des Mischungsprozesses (*Mixer Efficiency*) wird nach der Empfehlung von *Kurzke* (2007) auf dem Standard von 0.6 belassen.

Parameter	Wert
Design Mixer Mach Number	0.4
Hot Stream Mixer Pressure Ratio	0.99
Cold Stream Mixer Pressure Ratio	0.99
Mixed Stream Pressure Ratio	0.99
Mixer Efficiency	0.6

Tab. B.4: Werte zur Modellierung des Mischers

B.3.0.7 Druckverluste in den Strömungskanälen

In *GasTurb* werden alle Totaldruckverluste in den Strömungskanälen zwischen den einzelnen Komponenten modelliert. Dabei sind die Druckverluste abhängig von der Geometrie und dem Strömungszustand am Eintritt, beschrieben durch den Drall und die Eintrittsmachzahl. Die Werte für die Totaldruckverhältnisse werden nach *Kurzke* (2007) und *Walsh und Fletcher* (1998) gewählt und sind in **Tab. B.5** für den Auslegungspunkt zusammengefasst. In *GasTurb* werden die Totaldruckverluste unter Teillastbedingungen in Abhängigkeit des reduzierten Massenstroms am Eintritt der jeweiligen Komponente angepasst.

Parameter	Wert in <i>GasTurb</i>	Literaturangaben (<i>Walsh und Fletcher</i> (1998))
Intake Pressure Ratio $\frac{p_{t2}}{p_{t1}}$	0.995 ^(a)	0.990...0.995
Core Inlet Duct Pressure Ratio $\frac{p_{t22}}{p_{t21}}$	1.0	—
Comp. Inerduct Pressure Ratio $\frac{p_{t25}}{p_{t24}}$	0.98	0.98...0.99
Ax-Rad Interduct Pressure Ratio $\frac{p_{t28}}{p_{t27}}$	0.98	0.98...0.99
Bypass Duct Pressure Ratio $\frac{p_{t16}}{p_{t13}}$	0.975	0.96...0.975
Turbine Interduct Pressure Ratio $\frac{p_{t45}}{p_{t44}}$	0.98	0.975...0.995
Turbine Exit Duct Pressure Ratio $\frac{p_{t6}}{p_{t5}}$	0.99	0.985...0.995

^(a) tabelliert nach Betriebs- und Flugzustand

Tab. B.5: Modellierung der Totaldruckverluste der Strömungskanäle im Auslegungspunkt

Der Wert für das Totaldruckverhältnis zwischen Fan und Niederdruckverdichter (*Booster*) $\frac{p_{t22}}{p_{t21}}$ wird auf 1 gesetzt, da der Niederdruckverdichter in der untersuchten Konfiguration nicht vorhanden ist. Das innere Fan-Kennfeld wird durch den Booster modelliert. Somit ist der Totaldruckverlust schon durch das Einlaufdruckverhältnis $\frac{p_{t2}}{p_{t1}}$ abgedeckt.

B.3.0.8 Schubdüse

Die Schubdüse wird in dieser Studie konvergent modelliert. *GasTurb* nimmt eine isentrope Expansion auf Umgebungsdruck an und legt danach den Düsenquerschnitt $A_{eff,8}$ nach Gleichung (B.1) aus. Aufgrund von Blockageeffekten wird der effektive Strömungsquerschnitt mit dem *Nozzle Discharge Coefficient* $CD8$ korrigiert. Dessen Wert ist abhängig vom Düsenkonstruktionswinkel (*Design Nozzle Angle*), der in *GasTurb* nach der Korrelation in **Abb. B.8** bestimmt wird.

$$A_{eff,8} = \frac{\dot{m}_8 RT_8}{p_8 V_8} = A_8 \cdot CD8 \quad (B.1)$$

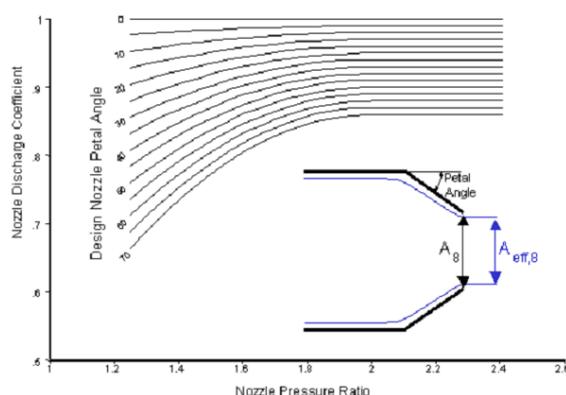


Abb. B.8: Modellierung der Schubdüse nach *Kurzke* (2007)

Die Modellierungswerte der Düse sind **Tab. B.6** zu entnehmen. Durch den *Nozzle Thrust Coefficient* werden die Reibungsverluste der Düsenströmung modelliert, wobei nach *Walsh und Fletcher* (1998) Werte von größer 0.98 angenommen werden können.

Parameter	Wert
Nozzle Thrust Coefficient	0.99
Design Nozzle Angle	10°

Tab. B.6: Auslegungsgrößen der Schubdüse

Lebenslauf

Persönliche Daten

Name Robert Alexander Kunte
Geburtsdatum 19. Juni 1980
Geburtsort Geldern

Schulbildung

1986 - 1990 Grundschule St. Antonius in Kevelaer
1990 - 1999 Gymnasium Kardinal-von-Galen in Kevelaer
Allgemeine Hochschulreife

Wehrdienst

1999 - 2000 Grundwehrdienst, 3./Instantsetzungsbataillon 7, Wesel

Hochschulstudium

2000 - 2006 Studium des Maschinenbaus an der RWTH Aachen
Schwerpunkt: Energietechnik, Turbomaschinen

Berufstätigkeit

2004 - 2006 Studentische Hilfskraft am Institut für Strahlantriebe
und Turboarbeitsmaschinen der RWTH Aachen
2006 - 2011 Wissenschaftlicher Angestellter am Institut für Strahlantriebe
und Turboarbeitsmaschinen der RWTH Aachen
seit 2011 Projektingenieur für die Entwicklung stationärer
Gasturbinen bei der Siemens AG