Hochschule Luzern

Technik & Architektur

Identifikation der wesentlichen Diffuser-Design-Parameter und deren Einfluss auf das Betriebsverhalten eines Radialverdichters

Wissenschaftliche Arbeit zur Erlangung des akademischen Grades

Bachelor of Science (Bsc.)

Verfasser: Jerome Schmidiger

Betreuer: Dr. Sabri Deniz, hauptverantwortlicher Dozent
Armando Del Rio, fachliche Begleitung

Experte: Dr. Joel Schlienger

Abgabedatum: Horw, 10. Juni 2022

Bachelor-Thesis an der Hochschule Luzern - Technik & Architektur

Titel	**Identifikation der wesentlichen Diffusor-Design-Parameter und deren Einfluss auf das Betriebsverhalten eines Radialverdichters**
Diplomandin/Diplomand	**Schmidiger, Jerome**
Bachelor-Studiengang	**Bachelor Maschinentechnik**
Semester	**FS22**
Dozentin/Dozent	**Deniz, Sabri**
Expertin/Experte	**Schlienger, Joel**

Abstract Deutsch
Diffusoren erweisen sich als wichtige Komponenten in der Strömungsmechanik. Auch in Turbomaschinen - wie Radialverdichtern oder Gasturbinen - spielen diese eine wichtige Rolle, da sie einerseits den Gesamtwirkungsgrad verbessern und andererseits das Druckverhältnis erhöhen. Jedoch ist die Auslegung von Diffusoren in Turbomaschinen stets mit Schwierigkeiten verbunden. Die vorliegende Arbeit zeigt den Einfluss der wesentlichen Diffusor-Design-Parameter auf das Betriebsverhalten auf. Weiter wird eine numerisch optimierte Diffusorgeometrie (erzeugt durch eine gradienten-basierte Adjoint Methode) grob vereinfacht und nummerisch untersucht. Dabei wurde der Reynolds-Average-Navier-Stoke Ansatz, sowie ein Ω-RSM Turbulenzmodell verwendet und wurde mit einem von der Hochschule Luzern entwickelten druckbasierten Solver durchgeführt.

Es wurde gezeigt, dass die Wahl der wesentlichen Diffusor-Design-Parameter einen Kompromiss zwischen Betriebsbereichsgewinn und Druckerhöhung/Wirkungsgradgewinn darstellt. Nebst den mathematischen Abhängigkeiten der Parameter des Diffusorkanals (Öffnungswinkel, Diffusorlänge und Flächenverhältnis) haben sich weitere Zusammenhänge gezeigt. So ist beispielsweise der Diffusoreintrittsradius, die Eintrittsweite, der Anstellwinkel und die Schaufelzahl voneinander abhängig und müssen stets aufeinander abgestimmt sein. Zudem wurde gezeigt, dass sich die Theorie ebener Kanaldiffusoren nicht direkt an Turbomaschinen anwenden lässt und somit ausschliesslich zur groben Auslegung verwendet werden darf.

Weiter wurde gezeigt, dass die Vereinfachung eines nummerisch optimierten Keildiffusors einerseits höhere Druckverhältnisse und Wirkungsgrade erreicht anderseits aber zu früher eintretenden instabilen Verhalten führt (pumpengrenznaher Bereich). Trotz der sehenswerten Wirkungsgradsteigerung und Druckerhöhung der vereinfachten Geometrie (V2) - im mittleren und stopfgrenznahen Kennbereich (knapp 1.5 % höher, verglichen mit der Originalgeometrie) - und der starken Korrelation mit dem Betriebsverhalten der nummerisch optimierten Geometrie, scheint eine dreidimensionale Modifikation der Keilgeometrie als unverzichtbar.

Abstract Englisch
Diffusers are important technical components in fluid mechanical applications. They also play an important role in turbomachinery, such as centrifugal compressors or gas turbines. On one hand they improve the overall efficiency and on the other hand they increase the pressure ratio. However, the design of diffusers in turbomachinery is still challenging. The present work shows the influence of each diffuser design parameter on the operating behaviour. Furthermore, a numerically optimised

Alle Rechte vorbehalten. Die Arbeit oder Teile davon dürfen ohne schriftliche Genehmigung der Rechteinhaber weder in irgendeiner Form reproduziert noch elektronisch gespeichert, verarbeitet, vervielfältigt oder verbreitet werden.

Sofern die Arbeit auf der Website der Hochschule Luzern online veröffentlicht wird, können abweichende Nutzungsbedingungen unter Creative-Commons-Lizenzen gelten. Massgebend ist in diesem Fall die auf der Website angezeigte Creative-Commons-Lizenz.

diffuser geometry (generated by using the adjoint method) is simplified by the extraction of key features and numerically investigated. The Reynolds-Average-Navier-Stoke approach, as well as an Ω -RSM turbulence model, were used and was executed on an in-house coupled pressure based solver.

It was shown that the choice of the essential diffuser design parameters represents a trade-off between operating range and pressure/efficiency increase at design conditions. In addition to the mathematical dependencies of the diffuser channel parameters (opening angle, diffuser length and area ratio), other interrelationships have been shown. Especially, the diffuser inlet radius, the inlet width, the angle of attack as well as the number of diffuser blades are mathematically dependent on each other and should always be balanced. In addition, it was shown that the theory of straight channel diffusers cannot be applied directly to turbomachinery and may only be used for a first estimation.

Furthermore, it was shown that the applied simplifications of the numerically optimised wedge diffuser achieve on the one hand higher pressure ratios and efficiencies but on the other hand lead to an unstable behaviour near the surge condition. The conclusion is therefore, that a 3-dimensional modification of the guide vanes is necessary, despite the remarkable increase in efficiency and pressure through the simplification (V2) (almost 1.5 % higher for desing and near choke conditions compared to the used testcase) and the strong correlation with the behaviour of the numerically optimised geometry.

Ort, Datum Horw, 10.06.2022

© Jerome Schmidiger, Hochschule Luzern – Technik & Architektur

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen der Erlangung des akademischen Titels Bachelor of Science im Frühlingssemester 2022 an der Hochschule Luzern Technik & Architektur. Im Auftrag der Hochschule Luzern und des Kompetenz Zentrums Fluidmechanik und numerische Methoden wird eine nummerische Untersuchung der Diffusorgeometrie an einem Radialverdichter durchgeführt.

An dieser Stelle möchte ich mich bei der Hochschule Luzern - Technik & Architektur bedanken, welche mir die Möglichkeit geboten hat, ein solches Projekt durchzuführen. Speziell möchte ich Dr. Sabri Deniz und Armando Del Rio einen grossen Dank aussprechen, welche mich von Seiten der Hochschule Luzern während des Projekts begleitet und mir wertvolle Rückmeldungen und Inputs gegeben haben.

[redacted]

[redacted]

[redacted]

[redacted]

Abstract

Diffusers are important technical components in fluid mechanical applications. They also play an important role in turbomachinery, such as centrifugal compressors or gas turbines. On one hand they improve the overall efficiency and on the other hand they increase the pressure ratio. However, the design of diffusers in turbomachinery is still challenging. The present work shows the influence of each diffuser design parameter on the operating behaviour. Furthermore, a numerically optimised diffuser geometry (generated by using the adjoint method) is simplified by the extraction of key features and numerically investigated. The Reynolds-Average-Navier-Stoke approach, as well as an Ω-RSM turbulence model, were used and was executed on an in-house coupled pressure based solver.

It was shown that the choice of the essential diffuser design parameters represents a trade-off between operating range and pressure/efficiency increase at design conditions. In addition to the mathematical dependencies of the diffuser channel parameters (opening angle, diffuser length and area ratio), other interrelationships have been shown. Especially, the diffuser inlet radius, the inlet width, the angle of attack as well as the number of diffuser blades are mathematically dependent on each other and should always be balanced. In addition, it was shown that the theory of straight channel diffusers cannot be applied directly to turbomachinery and may only be used for a first estimation.

Furthermore, it was shown that the applied simplifications of the numerically optimised wedge diffuser achieve on the one hand higher pressure ratios and efficiencies but on the other hand lead to an unstable behaviour near the surge condition. The conclusion is therefore, that a 3-dimensional modification of the guide vanes is necessary, despite the remarkable increase in efficiency and pressure through the simplification (V2) (almost 1.5 % higher for desing and near choke conditions compared to the used testcase) and the strong correlation with the behaviour of the numerically optimised geometry.

Inhaltsverzeichnis

1 Einleitung **1**
- 1.1 Hintergrund & Motivation . . . 1
- 1.2 Aufgabenstellung & Zielsetzung . . . 2
- 1.3 Vorgehen . . . 3
  - 1.3.1 Literaturauswahl . . . 3
  - 1.3.2 CFD Simulationen . . . 3
- 1.4 Thesis Beitrag . . . 3

2 Diffusoren **5**
- 2.1 Diffusor Allgemein . . . 5
- 2.2 Ebene Kanaldiffusoren . . . 5
  - 2.2.1 Inkompressibler Bereich . . . 7
  - 2.2.2 Subsonischer und transonischer Bereich . . . 8
- 2.3 Unbeschaufelte Radialdiffusoren . . . 9
- 2.4 Beschaufelte Radialdiffusoren . . . 10
  - 2.4.1 Diffusortypen . . . 10
  - 2.4.2 Teilbereiche des beschaufelten Radialdiffusors . . . 11
  - 2.4.3 Qualitätsbetrachtung . . . 11

3 Diffusor-Design-Parameter **13**
- 3.1 Kategorisierung . . . 13
- 3.2 Einfach-geometrische Parameter . . . 13
  - 3.2.1 Flächenverhältnis, Längenweitenverhältnis und Öffnungswinkel . . . 13
  - 3.2.2 Seitenverhältnis . . . 15
- 3.3 Konstruktive Parameter . . . 16
  - 3.3.1 Diffusortyp . . . 16
  - 3.3.2 Radialspaltverhältnis . . . 16
  - 3.3.3 Wahl des engsten Querschnitts . . . 17
  - 3.3.4 Schaufelzahl, Anstellwinkel und Eintrittsweite . . . 18
  - 3.3.5 Formgebung der Eintrittskante . . . 20
- 3.4 Fluiddynamische Parameter . . . 20
  - 3.4.1 Strömungswinkel . . . 20
  - 3.4.2 Geschwindigkeitsprofil . . . 22
  - 3.4.3 Machzahl . . . 22
  - 3.4.4 Reynoldszahl . . . 23
  - 3.4.5 Versperrung . . . 24
  - 3.4.6 Interaktion zwischen Laufrad und Diffusor . . . 24
- 3.5 Zusammenfassung . . . 24

4 Vergleichsmodell **26**
4.1 Versuchsaufbau . . . 26
4.2 Messebenen . . . 27
4.3 Betriebspunkte . . . 28
4.4 Kennlinien des experimentellen Versuchs . . . 29

5 Simulationsmodell **30**
5.1 Netzgenerierung . . . 30
5.2 Randbedingungen . . . 31
5.3 CFD Setup . . . 32
5.4 Messgrößen . . . 33
5.5 Auswertung . . . 34
5.6 Validierung . . . 34

6 Vereinfachung eines nummerisch optimierten Keildiffusors und deren Einfluss auf das Betriebsverhalten **36**
6.1 Beschreibung . . . 36
6.2 Ansatz . . . 37
6.3 Vereinfachung V1 . . . 39
6.4 Vereinfachung V2 . . . 40
6.5 Vereinfachung V3 . . . 41
6.6 Ergebnisse . . . 43

7 Zusammenfassung und Ausblick **47**

A Diffusor-Design-Parameter **52**
A.1 Herleitung der Eintrittsweite . . . 52

B Testfall Radiver **54**
B.1 Versuchsaufbau . . . 54
B.2 Druckumsetzungsgrad und Totaldruckverlustkoeffizient . . . 54

C Vergleich weiterer Strömungsgrössen **56**
C.1 Absolutgeschwindigkeit . . . 57
C.2 Entropie . . . 58
C.3 Enthalpie . . . 59

D Simulationsmodell **60**
D.1 Netzstruktur . . . 60
D.2 Randbedingungen . . . 62

Abbildungsverzeichnis

1.1.1 Schematische Darstellung eines Radialverdichters seitlich (links) und frontal (rechts) [1, 2]. 1
1.1.2 Typische Kennlinien eines Radialverdichters bei verschiedenen Drehzahlen und deren Auswirkungen auf den Betriebsbereich, das Druckverhältnis und den Wirkungsgrad [3]. 2

2.1.1 Verlustfreie Umwandlung von dynamischen Druck in statischen Druck in einem Kanaldiffusor (links) und die Entstehung von Ablösegebieten bei zu grossen Öffnungswinkeln (rechts) [4]. 5
2.2.1 Einteilung der einzelnen Strömungsregime in Abhängigkeit der Machzahl [5]. . . . 6
2.2.2 Schematische Darstellung eines ebenen Kanaldiffusors. 7
2.2.3 Idealer (verlustfreier) Druckrückgewinnungsbeiwert in Abhängigkeit des Flächenverhältnisses AR und der Machzahl Ma nach Runstadler et al. [6]. 9
2.4.1 Zusammenstellung der meistverwendeten Diffusortypen [7]. 10
2.4.2 Definition der einzelnen Teilbereiche [1]. 11

3.1.1 Kategorisierung der wesentlichen Diffusor-Design-Parameter. 13
3.2.1 Strömungsverhalten bei unterschiedlichen Öffnungswinkeln (siehe Abbildung (a)) [8] und Wahl der optimalen Parameterkonfiguration zur Erlangung der höchsten Druckumsetzungsbeiwerte (siehe Abbildung (b)) [9]. 14
3.2.2 Druckumsetzungsgrade c_p in Abhängigkeit der Machzahl Ma gemäss Runstadler et al. [10]. 15
3.2.3 Druckumsetzungsgrad c_p in Abhängigkeit des Seitenverhältnisses AS laut Runstadler et al. [10] 16
3.3.1 Ideales Verhältnis der engsten Querschnitte (für gleichzeitiges Stopfen) in Abhängigkeit der Machzahl (am Laufradaustritt) bei unterschiedlichen Laufradeintrittsdurchmessern [11]. 18
3.3.2 Eintrittsweite in Abhängigkeit des Anstellwinkels bei einem Diffusereintrittsradius von 100 mm (siehe Abbildung (a)) und bei einem Diffusereintrittsradius von 153.9 mm (Werte des verwendeten Tesfalls Radiver [1]) (siehe Abbildung (b)). . . 19
3.3.3 Schematische Darstellung einer optimierten Eintrittskante der Diffusorschaufel [12, 13]. 20
3.4.1 Geschwindigkeitsdreiecke am Laufrad [14]. 21
3.4.2 Einfluss verschiedener Strömungswinkel auf den Druckumsetzungsgrad eines beschaufelten Radialverdichter (Abbildung (a)) und die untersuchten Strömungswinkelprofile am Eingang des Diffusors (siehe Abbildung (b)) [15]. 22
3.4.3 Gemessene Verteilung der Meridionalgeschwindigkeit am Laufradaustritt nach Eckardt [16]. 22

3.4.4 Einfluss der Machzahl Ma auf den Druckrückgewinnungsbeiwert c_p (siehe Abbildung (a)) und Verhalten des Druckrückgewinnungsbeiwertes bei tiefen Drehzahlen und unterschiedlichen Strömungswinkeln (die aufgeführten Anstellwinkel entsprechen im deutschsprachigen Raum einem Winkel von 90 ° - α) (siehe Abbildung (b)) [15]. 23
3.4.5 Einfluss der Versperrung auf den Druckrückgewinnungsgrad, mittellinien-gemittelt (siehe Abbildung (a)) und massenstrom-gemittelt (siehe Abbildung (a) und (b)) [6, 15, 17]. 24

4.1.1 Diffusor-Design-Parameter eines Keildiffusors [1]. 26
4.2.1 Messebenen des Testfalls Radiver [1]. 28
4.4.1 Druckverhältnis-Kennlinien (siehe Abbildung (a)) und Wirkungsgrad-Kennlinien (siehe Abbildung (b)) eines Radialverdichters bei verschiedenen Radialspaltweiten und einer reduzierten Drehzahl von $0.8 \cdot n_0$ [1]. 29

5.1.1 Aufbau des verwendeten Simulationsmodell und definierte Ebenen. 30
5.1.2 Netzstruktur am Eintrittsbereich des Diffusors (siehe Abbildung (a)) und resultierender dimensionslose Wandabstand y^+ bei Betriebspunkt M (siehe Abbildung (b)) 31
5.6.1 Vergleich der simulierten und gemessenen [1] Totaldruckverhältnisse π_{tot} (siehe Abbildung (a)) und Wirkungsgrade (siehe Abbildung (b)) in Abhängigkeit des reduzierten Massenstroms $\dot{m}_{red}$. 35

6.1.1 Deformation des Keildiffusors (siehe Abbildung (a)) und der Unter- und Oberseite (Hub & Shroud) des Diffusorkanals (siehe Abbildung (b)). 37
6.1.2 Vergleich der Totaldruckverhältnisse (siehe Abbildung (a)) und der Wirkungsgrade (siehe Abbildung (b)) zwischen der Originalgeometrie (Messung Ziegler (MZ)) und den optimierten Geometrien [18]. 37
6.2.1 Definition des verlängerten Diffusorbereichs laut Del Rio et al. [18] (siehe Abbildung (a)) und Flächenverlauf der originalen, optimierten und vereinfachten Geometrie (siehe Abbildung (b)). 38
6.2.2 Definition des ausgewerteten Bereichs (siehe Abbildung (a)) und Flächenverhältnis in entlang der x-Achse (siehe Abbildung (b)). 39
6.3.1 Vergleich zwischen der Keilgeometrie der Vereinfachung V1 und des Originaldiffusors (siehe Abbildung (a)) und die Wahl des Flächenverhältnisses, bezogen auf den engsten Querschnitt der Originalgeometrie (siehe Abbildung (b)). 40
6.4.1 Vergleich zwischen der Keilgeometrie der Vereinfachung V2 und des Originaldiffusors (siehe Abbildung (a)) und die Wahl des Flächenverhältnisses, bezogen auf den engsten Querschnitt der Originalgeometrie (siehe Abbildung (b)). 41
6.5.1 Vergleich zwischen der Keilgeometrie der Vereinfachung V3 und des Originaldiffusors (siehe Abbildung (a)) und die Wahl des Flächenverhältnisses, bezogen auf den engsten Querschnitt der Originalgeometrie (siehe Abbildung (b)). 42
6.5.2 Vergleich des Druckverhältnisses (siehe Abbildung (a)) und der Strömungslinien bei 50 % der Diffusorbreite und Betriebspunkt M (siehe Abbildung (b)). 43
6.6.1 Gegenüberstellung der Totaldruckverhältnisse (siehe Abbildung (a)) und der Wirkungsgrade (siehe Abbildung (b)) der original, MP-OPT und den vereinfachten Geometrien [18]. 44
6.6.2 Druckumsetzungsgrad (siehe Abbildung (a)) und Totaldruckverlustkoeffizient (siehe Abbildung (b)) entlang der Mittellinie des Diffusorkanals im Betriebspunkt M. . . 45

6.6.3 Vergleich des statischen Drucks (siehe Abbildung (a)) und Verlauf der Stromlinien (siehe Abbildung (b)) im Diffusorkanal bei Betriebspunkt P2 und 50 % der Diffusorbreite. 45
6.6.4 Ablöseverhalten der untersuchten Geometrien im stopfgrenznahen Bereich (Betriebspunkt S2). 46

A.1.1 Herleitung der Eintrittsweite. 52

B.1.1 Versuchsaufbau des Testfalls Radiver (seitlich). 54
B.2.1 Druckrückgewinnungsbeiwerte und Totaldruckverluste in Abhängigkeit des Massenstroms laut Ziegler [1]. 55

C.1.1 Vergleich der Absolutgeschwindigkeiten c bei 50 % der Diffusorhöhe im Betriebspunkt M. 57
C.2.1 Vergleich der Entropien S bei 50 % der Diffusorhöhe im Betriebspunkt M. 58
C.3.1 Vergleich der Enthalpien H bei 50 % der Diffusorhöhe im Betriebspunkt M. 59

D.1.1 Netz des Laufrades und des Diffusors. 60
D.1.2 Netz des Eintrittsbereichs des Laufrades. 61
D.1.3 Netz des Abströmungsbereichs des Diffusors. 61
D.1.4 Randschichtauflösung im Diffusorkanal. 62
D.1.5 Randschichtauflösung am Diffusoraustritt. 62

Tabellenverzeichnis

4.1.1 Technische Daten des Testfalls Radiver bei einer Radialspaltbreite von 1.14 und einem Anstellwinkel von 16.5 ° [1]. 27
4.2.1 Allgemeine Ebenendefinition und zugeordnete Messebenen (M) [1]. 27
4.3.1 Definition der gewählten Betriebspunkte nach Ziegler [1]. 28

5.2.1 Auflistung der gesetzten Randbedingungen bei fünf verschiedenen Betriebspunkten. 31
5.3.1 Auflistung der verwendeten Solvereinstellungen und Fluidparameter. 32

6.3.1 Geometrische Diffusordaten der Vereinfachung V1. 40
6.4.1 Geometrische Diffusordaten der Vereinfachung V2. 41
6.5.1 Geometrische Diffusordaten der Vereinfachung V3. 42

Symbolverzeichnis

Abkürzungen

AR	Area Ratio
AS	Aspect Ratio
BP	Betriebspunkt
CFD	Computational Fluid Dynamics
DS	Druckseite
FFD	Free Form Deformation
GR	Gap Ratio
HSLU	Hochschule Luzern
IDW	Inverse Distance Weighting
ISA	International Standard Atmosphere
LWR	Length Width Ratio
MP-OPT	Multipoint Optimization
MZ	Messung Ziegler
Radiver	Versuchsaufbau eines Radialverdichters
RANS	Reynolds Average Navier Stokes
RMSE	Root Mean Square Error
RSM	Reynolds Stress Modelling
RWTH	Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule
SP-OPT	Singlepoint Optimization
SS	Saugseite
SST	Shear Stress Transport
SVS	Semi Vaneless Space
V1	Vereinfachung 1
V2	Vereinfachung 2
V3	Vereinfachung 3
VS	Vaneless Space

Lateinische Buchstaben

A	Fläche	m^2
B	Versperrung (Blockage)	$-$
b	Diffusorbreite (Diffusorschaufelhöhe)	m
c	Absolutgeschwindigkeit	m/s
c_p	Druckrückgewinnungsbeiwert	$-$
c_p	spezifische Wärmekapazität	J/kgK
d	Dicke	m
D	Durchmesser	m
H	Enthalpie	J
h	Diffusorweite	m

I	turbulente Intensität	–
L	Länge	m
M	molare Masse	g/mol
Ma	Machzahl	–
$\dot{m}$	Massenstrom	kg/s
N	Anzahl beobachtete Werte	
n_{red}	reduzierte Drehzahl	1/s
n	Polytropenexponent	–
O	beobachteter Wert	
P	prognostizierter Wert	
Pr	Prantlzahl	–
p	Druck	Pa
R_m	spezifische Gaskonstante	J/kgK
Re	Reynoldszahl	–
R_{ij}	Reynolds Stress Tensor	–
r	Radius	m
S	Entropie	J/kgK
T	Temperatur	K
t	Zeit	s
u	Umfangsgeschwindigkeit	m/s
w	Relativgeschwindigkeit	m/s
x	x-Achse, beliebige Strömungsgrösse	
y^+	dimensionsloser Wandabstand	–
z'	Höhe	m
z	Schaufelzahl	

Griechische Buchstaben

α_{flow}	absoluter Strömungswinkel	°
α_{set}	Anstellwinkel	°
β	relativer Strömungswinkel	°
Δ	Differenz	–
η	Wirkungsgrad	–
Θ	Öffnungswinkel des Diffusorkanals	°
κ	Isentropenexponent	–
λ	Arbeitseinsatzkoeffizient	–
μ	dynamische Viskosität	$\mathrm{Pa} \cdot \mathrm{s}$
π	Druckverhältnis	–
ρ	Dichte	$\mathrm{kg/m^3}$
ϕ	Zentriwinkel	°
χ	Abgleichungskoeffizient	–
Ω	spezifische Dissipationsrate	1/s
ω	Totaldruckverlustkoeffizient	–
ω_i	Winkelgeschwindigkeit Rotor	1/s

Indizes

$\bar{x}$	gemittelte Grösse
$*$	Grösse am engsten Querschnitt
0	ausgelegte Grösse

aus	Austritt
char	charakteristische
d	Diffusor
flow	Strömung
g	geometrischer
i	Laufrad (impeller)
id	idealer
ISA	International Standard Atmosphere
m	molar, spezifische
max	maximaler
Orig	Original
r	radial, in radiale Richtung
red	reduzierter
Schall	Schallgeschwindigkeit
set	eingestellter, angestellter
s	isentrop
stat	statischer
step	Zeitschritt
tot	total
u	in Umfangsrichtung
Vk	Vorderkante, Eintrittskante

Ebenen

ein	Verdichtereintritt
1	Laufradeintritt
2	Laufradaustritt
4	Eintritt Diffusorbeschaufelung
5	Eintritt Diffusorkanal (engster Querschnitt)
6	Austritt Diffusorkanal
7	Austritt Diffusorbeschaufelung
8	Diffusorkanal
aus	Verdichteraustritt

Kapitel 1

Einleitung

1.1 Hintergrund & Motivation

Radialverdichter besitzen ein breites Anwendungsspektrum und werden vor allem bei mittleren und hohen Druckverhältnissen und in einem hohen Massenstrombereich eingesetzt. Zudem fördern sie, im Gegensatz zu Kolbenverdichter, die Fluide kontinuierlich. Moderne Verbrennungsmotoren nutzen einen Radialverdichter (Komponente des Turboladers), der die Luft vor dem Verbrennungsprozess verdichtet. Dadurch kann mehr Treibstoff pro Hub eingespritzt werden, ohne das Verhältnis zwischen Treibstoff und Luft zu verändern. Des Weiteren wird ein Teil des Abgases zurückgeführt, welches die Welle des Radialverdichters antreibt und somit zu einem höheren Gesamtwirkungsgrad führt. Abbildung 1.1.1 zeigt den Aufbau und die einzelnen Komponenten eines Radialverdichters.

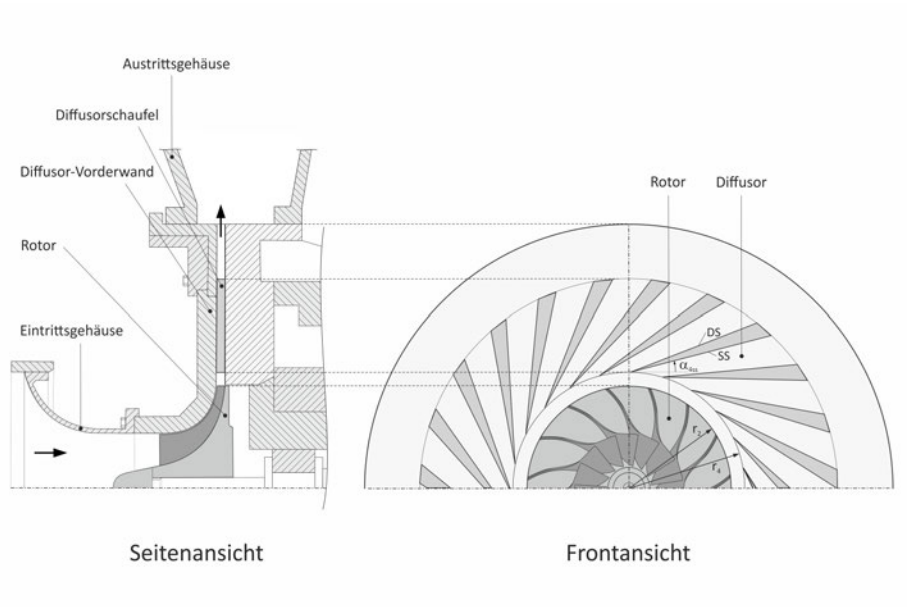


Abbildung 1.1.1: Schematische Darstellung eines Radialverdichters seitlich (links) und frontal (rechts) [1, 2].

Radialverdichter können bei unterschiedlichen Drehzahlen und Drosselungen betrieben werden, was ihr Betriebsbereich deutlich erweitert. Mit der Erhöhung der Drehzahl verschiebt sich die Pumpgrenze (Instabilitätsgrenze) nach rechts, was zu Einbussen im Betriebsbereich führt. In Abbildung 1.1.2 ist ein typisches Kennfeld eines Radialverdichters ersichtlich.

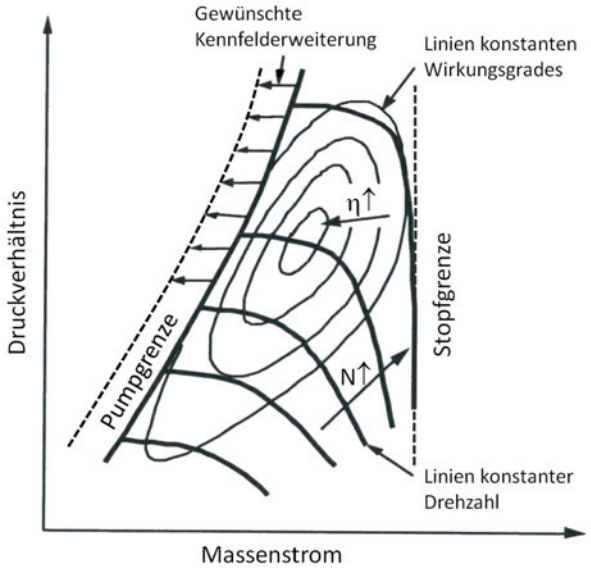


Abbildung 1.1.2: Typische Kennlinien eines Radialverdichters bei verschiedenen Drehzahlen und deren Auswirkungen auf den Betriebsbereich, das Druckverhältnis und den Wirkungsgrad [3].

Im Gegensatz zu Axialturbomaschinen nutzt das Laufrad des Radialverdichters die Flächenzunahme in radiale Richtung, um die Fließgeschwindigkeit zu verringern und folglich (aufgrund der Energieerhaltung) den Druck zu erhöhen. Zusammen mit der Zentrifugalwirkung führt dies zu knapp 40 % der Druckerhöhung, wobei die Verringerung der Relativgeschwindigkeit im Laufrad einen Anteil von 20 % beiträgt. Die restlichen 40 % werden der Geschwindigkeitsverzögerung im Diffusorbereich gutgeschrieben.

Obwohl die Geometrie des Radialverdichters einen eher simplen Anschein erweckt, verhält sich die Strömung äusserst komplex und ist durch dreidimensionale Geschwindigkeitsprofile, Wirbelbildung und Instabilitäten geprägt. Es existieren bereits zahlreiche Arbeiten in denen versucht wurde, Zusammenhänge zwischen geometrischen/fluiddynamischen Parametern, der Druckerhöhung und des Wirkungsgrades aufzuzeigen. Einige Parameter blieben jedoch unbeachtet und werden in dieser Arbeit analysiert.

1.2 Aufgabenstellung & Zielsetzung

Im Rahmen dieser Arbeit sollen die wesentlichen Diffuser-Design-Parameter identifiziert und deren Einfluss auf das Betriebsverhalten eines Radialverdichter aufgezeigt werden.

Grundsätzlich lässt sich die vorliegende Arbeit in folgende Arbeitsschritte unterteilen:

- Literaturrecherche und Erarbeitung der Diffusor-Gesetzmässigkeiten
- Bestimmung der wesentlichen Diffusor-Design-Parameter
- Wahl des Vergleichs- und Simulationsmodells
- Verifikation des Simulationsmodells mit Hilfe der experimentell gemessenen Daten
- Numerische Untersuchung eines Radialverdichters und der Einfluss verschiedener Diffusormodifikationen auf das Druckverhältnis, den Wirkungsgrad und das Strömungsverhalten

1.3 Vorgehen

Das Vorgehen gliedert sich grob in vier Schritte:
In einem ersten Schritt wird eine ausführliche Literaturrecherche durchgeführt, damit potentiell wichtige Parameter erkannt, verändert und anschliessend analysiert werden können. Zudem hilft die Literaturrecherche dabei, bereits behandelte Parameter zu identifizieren und doppelte Untersuchungen zu vermeiden.

In einem zweiten Schritt werden die wesentlichen Diffusor-Design-Parameter zusammengefasst und ausführlich beschrieben.

Da eine experimentelle Untersuchung den Umfang dieser Arbeit übersteigen würde, wurden alle Anpassungen nummerisch untersucht. Als Basis dient der Versuchsaufbau «Radiver» von Dr. Ing. Kai U. Ziegler [1, 2]. Um das Simulationsmodell zu verifizieren, wird die Originalgeometrie modelliert, berechnet und anschliessend mit den Messwerten von Ziegler verglichen.

Als Letztes werden Schlüsselparameter modifiziert, das Modell neu berechnet und deren Einfluss auf das Betriebsverhalten analysiert.

1.3.1 Literaturauswahl

Da bereits viele Untersuchungen an Radialverdichtern durchgeführt wurden, ist es zwingend notwendig, die daraus gewonnenen Erkenntnisse aufzugreifen, kritisch zu hinterfragen und in diese Arbeit einfließen zu lassen. Aufgrund der riesigen Anzahl an Forschungsarbeiten ist es jedoch nicht möglich, alle Arbeiten zu analysieren. Deshalb wurden die relevantesten identifiziert und bilden die Basis dieser Arbeit. Eine ausführliche Literaturzusammenstellung ist dem Kapitel 3 zu entnehmen.

1.3.2 CFD Simulationen

Das Simulationsmodell des Testfall Radiver wurde vom Kompetenzzentrum Fluidmechanik und Numerische Methoden der Hochschule Luzern (HSLU) zur Verfügung gestellt [19, 20]. Geometrische Anpassungen der Netzstruktur wurden mit Hilfe der lizenzpflichtigen Software Pointwise durchgeführt. Alle in dieser Arbeit beschriebenen Simulationen wurden mit der OpenSource CFD Software OpenFoam und des von Luca Mangani et al. [21] entwickelten Solvers durchgeführt. Das Post-Processing wurde mit Hilfe von Paraview und Python umgesetzt.

1.4 Thesis Beitrag

Der Beitrag dieser Arbeit lässt sich wie folgt zusammenfassen:

- Zusammenstellung der wesentlichen Diffusor-Design-Parameter und Verdeutlichung der Einflüsse auf das Betriebsverhalten.
- Dass die direkte Übertragung der Theorie von ebenen Kanaldiffusoren auf Radialverdichter nicht möglich ist.
- Ausarbeitung eines mathematischen Zusammenhangs zwischen Schaufelzahl, Radialspalt, Diffusorradius, Anstellwinkel und der Eintrittsweite des Kanals.

- Einführung eines neuartigen Ansatzes zur Auswertung von Strömungsgrössen entlang der Kanalmittellinie über den gesamten Diffusorbereich (von Laufradaustritt bis Verdichteraustritt).
- Aufzeigung der Wichtigkeit von nummerischen Optimierungsmethoden.

Kapitel 2

Diffusoren

2.1 Diffusor Allgemein

Grundsätzlich besteht die Aufgabe eines Diffusors darin, kinetische Energie in Druckenergie umzuwandeln. In der Praxis werden diese vor allem bei grossen Querschnittsänderungen oder Mündungen verwendet, um erstens die Ablösungsgefahr und die damit entstehenden Strömungsverluste und zweitens die Umwandlung von kinetischer Energie in Wärme zu minimieren (siehe Abbildung 2.1.1). Da bei einem Radialverdichter ein Großteil (knapp 40 %) des Druckanstiegs vom Diffusor verursacht wird, hat bereits eine geringe Anpassung einen grossen Einfluss auf das Betriebsverhalten des Verdichters. Wird jedoch der Diffusor zu aggressiv ausgelegt, kann dies zu Ablösegebieten, Instabilitäten und somit zur Verringerung des Betriebsbereiches führen (siehe Abbilung 2.1.1 rechts).

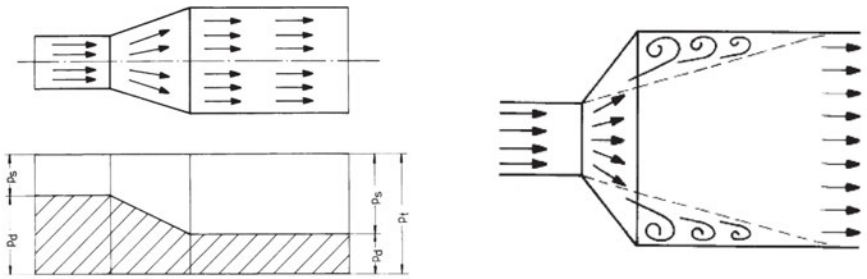


Abbildung 2.1.1: Verlustfreie Umwandlung von dynamischen Druck in statischen Druck in einem Kanaldiffusor (links) und die Entstehung von Ablösegebieten bei zu grossen Öffnungswinkeln (rechts) [4].

Die Aufgabe von Kapitel 2 besteht darin, den Zusammenhang zwischen der Theorie ebener Kanaldiffusoren und den Radialdiffusoren aufzuzeigen und basiert grösstenteils auf der Literatur von Hunziker und Deniz [15, 22].

2.2 Ebene Kanaldiffusoren

Ebene Kanaldiffusoren sind symmetrische Kanäle, welche in Strömungsrichtung eine Flächenzunahme aufweisen. Diese führt in inkompressibler und subsonischer Strömung zu einer Geschwindigkeitsreduzierung und somit zu einer Druckerhöhung, wobei eine Flächenerweiterung in supersonischer Strömung zu einer Geschwindigkeitszunahme und Druckabnahme führt. Deshalb ist

die Einteilung in verschiedene Strömungsregime essentiell. Dafür eignet sich die dimensionslose Machzahl Ma, welche das Verhältnis der Strömungsgeschwindigkeit zur Schallgeschwindigkeit beschreibt und ist gegeben durch:

$$Ma = \frac{c}{c_{Schall}} \tag{2.2.1}$$

bei Gas ist:

$$c_{Schall} = \sqrt{\kappa \cdot R_m \cdot T_{tot}} \tag{2.2.2}$$

wobei:

c	: Geschwindigkeit
c_{Schall}	: Schallgeschwindigkeit
κ	: Isentropenexponent
R_m	: spezifische Gaskonstante
T_{tot}	: Totaltemperatur

In Abbildung 2.2.1 sind die verschiedenen Strömungsregime in Abhängigkeit der Machzahl ersichtlich.

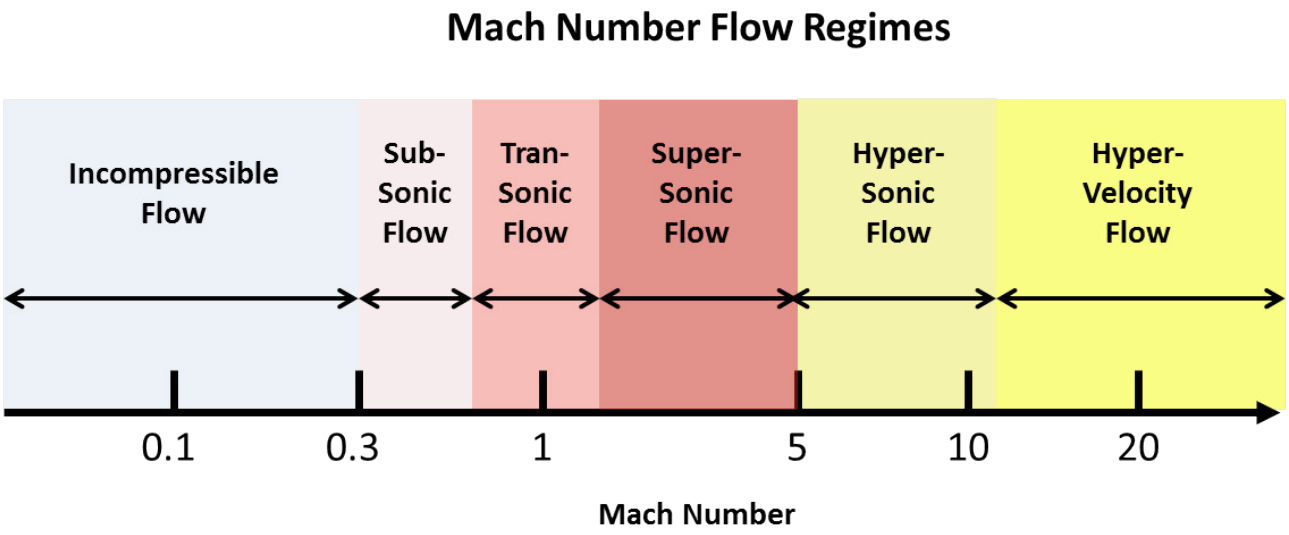


Abbildung 2.2.1: Einteilung der einzelnen Strömungsregime in Abhängigkeit der Machzahl [5].

Laut Kline und Fox [23] können Diffusoren bereits mit geometrischen Parameter wie, der Öffnungswinkel, das Verhältnis der Diffusorlänge zur Eintrittsweite (Length-width-Ratio, LWR), dem Verhältnis der Diffusorbreite zur Eintrittsweite (Aspect-Ration, AS) und dem Flächenverhältnis (Area-Ratio, AR) beschrieben werden und sind mit folgender Gleichung miteinander verknüpft:

$$AR = 1 + 2 \cdot LWR \cdot tan(\theta) \tag{2.2.3}$$

Wobei:

$$AR = \frac{A_{aus}}{A_{ein}} \tag{2.2.4}$$

$$LWR = \frac{L}{h_{ein}} \tag{2.2.5}$$

Der Aspect-Ratio (AS) ergibt sich zu:

$$AS = \frac{b}{h_{ein}} \tag{2.2.6}$$

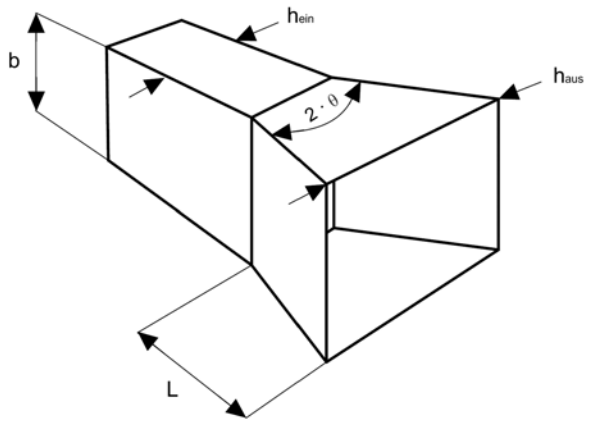


Abbildung 2.2.2: Schematische Darstellung eines ebenen Kanaldiffusors.

2.2.1 Inkompressibler Bereich

Da sich das Medium bei Machzahlen unter 0.3 kaum verdichtet, kann die Dichte als Konstant angenommen werden. Durch die Kombination der Massenerhaltung (Kontinuitätsgleichung) und der Energieerhaltung (Bernoulligleichung) wird die maximal mögliche Druckerhöhung ersichtlich:

Mit der Koninuitätsgleichung:

$$\rho A_{ein} c_{ein} = \rho A_{aus} c_{aus} \tag{2.2.7}$$

und der verlustfreien Bernoulligleichung:

$$\frac{p_{ein}}{\rho} + \frac{c_{ein}^2}{2} + g z'_{ein} = \frac{p_{aus}}{\rho} + \frac{c_{aus}^2}{2} + g z'_{aus} \tag{2.2.8}$$

ergibt sich bei gleichbleibender Höhe die maximal mögliche Druckerhöhung zu:

$$(p_{aus} - p_{ein})_{id} = \frac{\rho}{2}(c_{ein}^2 - c_{aus}^2) \tag{2.2.9}$$

Daraus wird ersichtlich, dass der maximal mögliche Druckanstieg erreicht wird, wenn die Austrittsgeschwindigkeit c_{aus} nahe zu Null wird. Dies kann jedoch nie erreicht werden, da aufgrund der Kontinuitätsgleichung, immer eine Restgeschwindigkeit am Austritt vorhanden sein muss.

Zur Beurteilung der Druckerhöhung im Diffusor wird häufig der dimensionslose Druckrückgewinnungsbeiwert/Druckumsetzungsgrad c_p verwendet, welcher das Verhältnis zwischen der statischen Druckdifferenz (zwischen Ein- und Ausgang) und dem dynamischen Druck am Eingang (die maximal verfügbare Energie in Druckeinheiten, die noch in statischen Druck umgewandelt werden kann) aufzeigt. Dieser ist wie folgt definiert:

$$c_p = \frac{p_{stat,aus} - p_{stat,ein}}{p_{tot,ein} - p_{stat,ein}} \tag{2.2.10}$$

wobei:

$$p_{tot} = p_{stat} + \rho \cdot \frac{c^2}{2} \tag{2.2.11}$$

Für inkompressible Medien (konstante Dichte) oder Strömungen mit einer Machzahl unter 0.3 kann folgende vereinfachte Gleichung verwendet werden:

$$c_p = \frac{p_{stat,aus} - p_{stat,ein}}{\rho \frac{c_{ein}^2}{2}} \tag{2.2.12}$$

Wie bereits erwähnt, wird am Austritt immer eine Restgeschwindigkeit vorhanden sein. Daraus resultiert der verlustfreie und damit ideale Druckrückgewinnungsbeiwert bei inkompressibler Strömung zu:

$$c_{p,id} = 1 - \frac{1}{AR^2} \tag{2.2.13}$$

Wie in Gleichung 2.2.13 zusehen ist, wird der ideal Druckrückgewinnungsbeiwert ausschließlich vom Flächenverhältnis bestimmt. Bei einer Vergrößerung des Flächenverhältnises nähert sich der ideale Druckrückgewinnungsbeiwert immer mehr dem Optimum von 1 an. Wird das Flächenverhältnis im Verhältnis zur Diffusorlänge jedoch zu gross gewählt, löst sich die Strömung ab und führt zu Rückströmungen. Deshalb ist die Wahl der Diffusorgeometrie immer ein Kompromiss zwischen dem Flächenverhältnis und der Diffusorlänge.

Da sich bei realen Strömungen eine Grenzschicht an der Wand ausbildet, verringert sich der tatsächliche Strömungsquerschnitt. Diese Querschnittverringerung kann durch die dimensionslose Kennzahl Versperrung B beschrieben werden und ist definiert durch:

$$B_{ein} = 1 - \frac{A_{flow}}{A_{geo}} \tag{2.2.14}$$

Wobei:

B_{ein} : Versperrung am Eintritt (Blockage)
A_{flow} : durchströmte Querschnittsfläche
A_{geo} : geometrische Querschnittsfläche

Runstadler et al. [24] fanden eine starke Abhängigkeit zwischen der Grenzschichtdicke und dem Druckrückgewinnungsbeiwert. Dong [17] und Deniz [15] zeigten jedoch, dass diese Abhängigkeit deutlich geringer ausfällt und auf einen Mittelungsfehler zurückzuführen ist.

2.2.2 Subsonischer und transonischer Bereich

Treten höhere Geschwindigkeiten auf, verändert sich die Dichte im Kanal und darf somit nicht mehr als Konstant angenommen werden. Da bei Radialverdichter häufig Machzahlen über 0.3 auftreten ist diese Kapitel von besonderer Bedeutung.

Der bei einer reibungsfreien, adiabaten Strömung maximal zu erreichende Druckrückgewinnungsbeiwert $c_{p,id}$, ist nun nicht nur vom Flächenverhältnis sondern auch von der Machzahl abhängig und ergibt sich zu:

$$c_{p,id} = \frac{(1 + \frac{\kappa-1}{2} Ma_{aus}^2)^{\frac{\kappa}{1-\kappa}} - (1 + \frac{\kappa-1}{2} Ma_{ein}^2)^{\frac{\kappa}{1-\kappa}}}{1 - (1 + \frac{\kappa-1}{2} Ma_{ein}^2)^{\frac{\kappa}{1-\kappa}}} \tag{2.2.15}$$

Wobei:

κ : Isentropenexponent
Ma_{ein} : Machzahl am Diffusoreintritt
Ma_{aus} : Machzahl am Diffusoraustritt

In Abbildung 2.2.3 sind die idealen Druckrückgewinnungsbeiwerte in Abhängigkeit der Machzahl und des Flächenverhältnisses zu sehen. Interessanterweise nimmt dieser nicht nur bei einer Erhöhung des Flächenverhältnisses sondern auch bei einer Erhöhung der Machzahl zu.

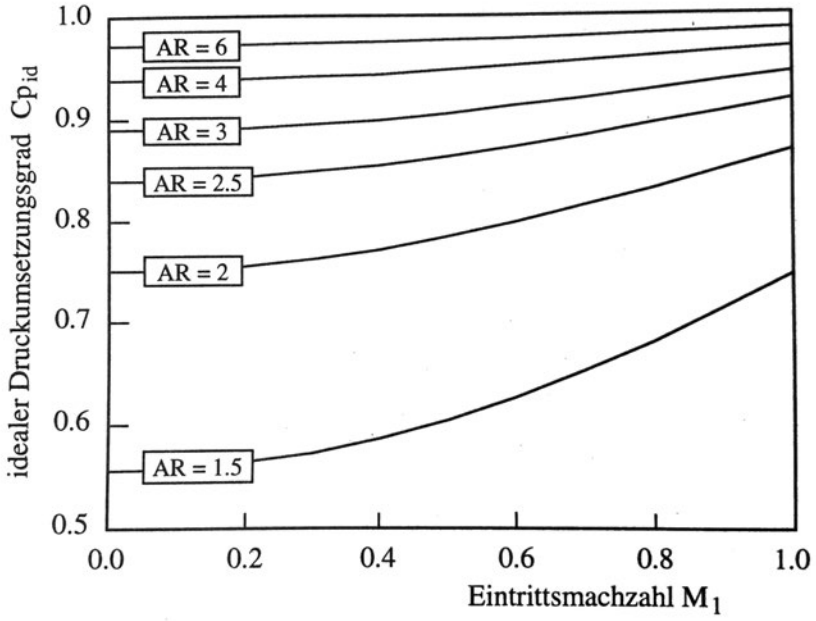


Abbildung 2.2.3: Idealer (verlustfreier) Druckrückgewinnungsbeiwert in Abhängigkeit des Flächenverhältnisses AR und der Machzahl Ma nach Runstadler et al. [6].

2.3 Unbeschaufelte Radialdiffusoren

Aufgrund der radialen Zunahme der Strömungsfläche (Querschnittserweiterung) und der Zentrifugalwirkung wird bereits ohne Beschaufelung eine Druckerhöhung erreicht. Unbeschaufelte Radialdiffusoren weisen einen breiten Betriebsbereich auf, erreichen aber deutlich tiefere Druckverhältnisse [1]. Die wichtigsten Einflussgrössen sind das Verhältnis des Außendurchmessers zum Innendurchmesser, das Verhältnis der Breite zum Innendurchmesser, der Strömungswinkel, die Machzahl und die Wandrauigkeit. Wird beispielsweise die Eintrittsmachzahl und somit der Strömungswinkel zu klein gewählt, vergrössert sich der Strömungsweg (bis die Fluidpartikel den Aussenradius erreichen) erheblich, was zu deutlich höheren Wandreibungsverlusten führt (Abbau des Dralls). Wird somit ein zu hoher Strömungswinkel angestrebt, werden nur sehr geringe Druckerhöhungen erreicht. Trotz des simplen Aufbaus und einer tiefen Anzahl an Design-Parametern sind die Strömungsverhältnisse äusserst komplex. Eine genauere Betrachtung von unbeschaufelten Diffusoren würde den Umfang dieser Arbeit übersteigen, könnte jedoch Gegenstand weiterführender Untersuchungen sein.

2.4 Beschaufelte Radialdiffusoren

Die Beschaufelung im Diffusorbereich führt zu einer Umlenkung der tangentialen Geschwindigkeitskomponente in radiale Richtung. Dies führt zu deutlich besseren Druckverhältnissen und Wirkungsgraden, kann aber zu Ablösegebieten (beispielsweise an der Eintrittskante) und somit zu instabilen Verhalten führen. Deshalb ist es von besonderer Bedeutung, den Einfluss aller Parameter zu kennen, um anschliessend den Diffusor optimal auslegen zu können. Genauere Informationen sind dem Kapitel 3 zu entnehmen.

2.4.1 Diffusortypen

Da bis heute kein konkretes Auslegekonzept für Radialdiffusoren existiert, ist es wenig verwunderlich, dass sich viele verschiedene Diffusortypen etabliert haben. Nachfolgend eine kurze Zusammenstellung der häufigst verwendeten Bauformen.

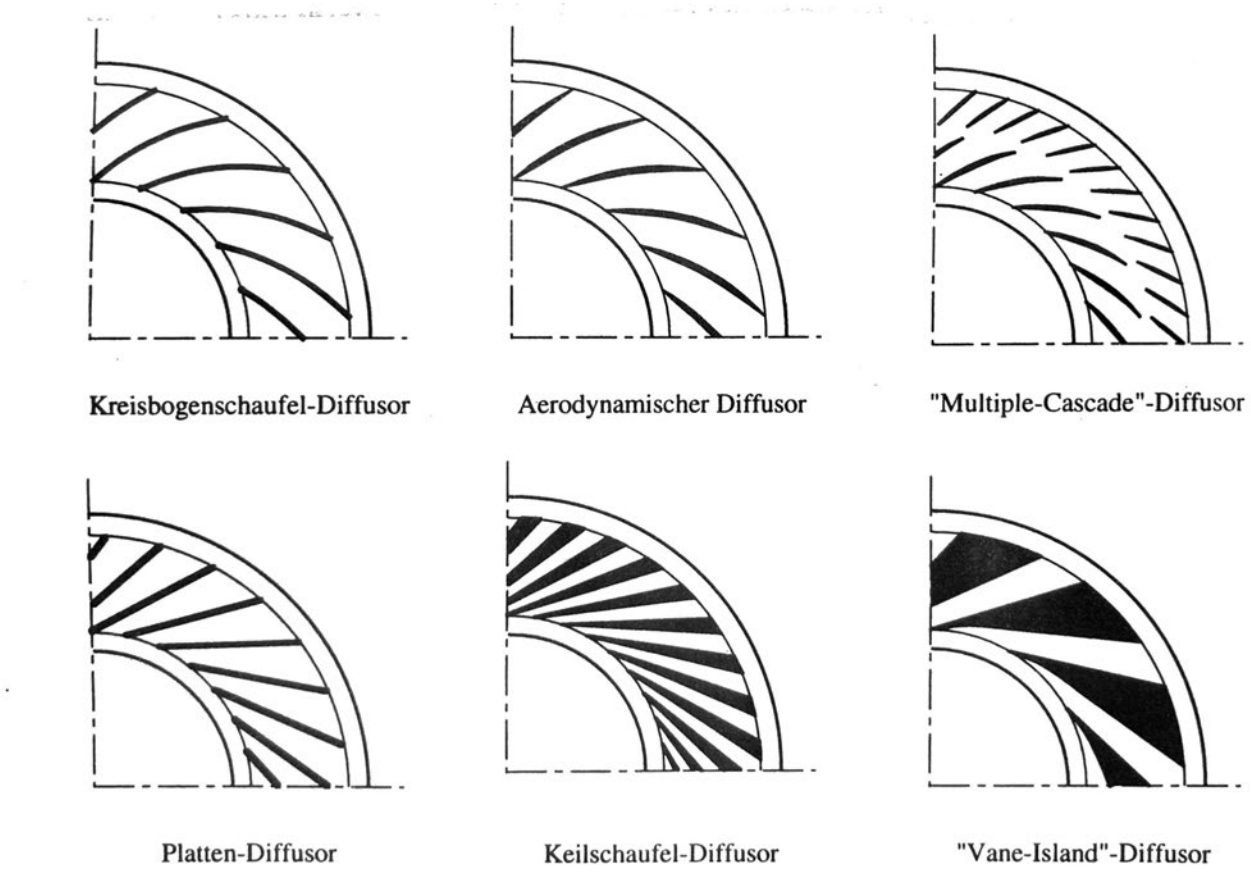


Abbildung 2.4.1: Zusammenstellung der meistverwendeten Diffusortypen [7].

In letzter Zeit haben sich auch andere Bauformen etabliert. Vor allem Pipe-, und Low Solidity-Diffusoren haben an Bekanntheit gewonnen, werden hier aber nicht genauer beschrieben [25, 26]. Aufgrund der Vielzahl an Untersuchungen und den unzähligen Gemeinsamkeiten mit ebenen Kanaldiffusoren, werden in dieser Arbeit ausschliesslich Keilschaufel-Diffusoren untersucht.

2.4.2 Teilbereiche des beschaufelten Radialdiffusors

Der Diffusorbereich lässt sich in drei Teilbereiche unterteilen:

- unbeschaufelter Zwischenraum (Vaneless-Space, VS)
- halbbeschaufelter Raum (Semi-Vaneless-Space, SVS)
- Diffusorkanal

In Abbildung 2.4.2 werden die einzelnen Teilbereiche des Diffusorbereichs ersichtlich.

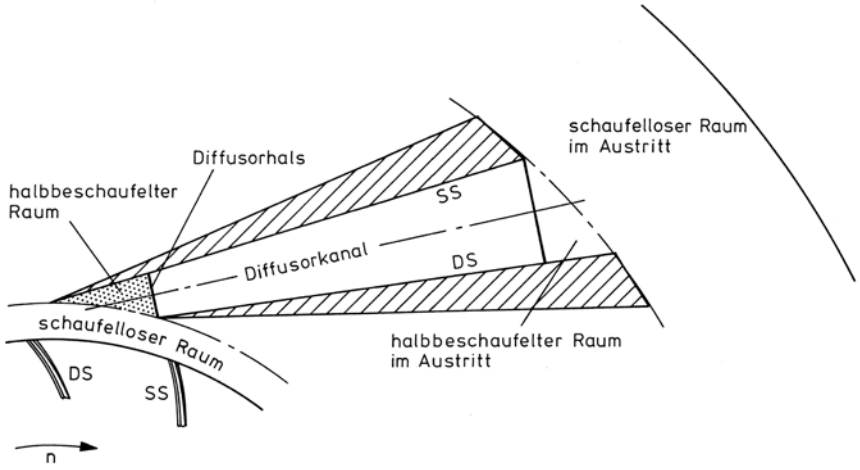


Abbildung 2.4.2: Definition der einzelnen Teilbereiche [1].

Vorallem im Bereich des Diffusorkanals wird eine starke Korrelation zwischen den ebenen Kanal- und Radialdiffusoren ersichtlich.

2.4.3 Qualitätsbetrachtung

Grundsätzlich existieren verschiedenste Methoden das Betriebsverhalten von Radialverdichter bewerten zu können. Einerseits kann bereits eine Betrachtung der Strömungslinien zielführend sein, anderseits hilft analytisches Vorgehen dabei, Ergebnisse besser vergleichen und Tendenzen aufzeigen zu können. Die in dieser Arbeit verwendete Methode basiert auf der strickten Auswertung von nummerischen Grössen, soll aber die visuelle Betrachtung der Strömungsverhalten nicht vernachlässigen.

Des Weiteren wird das Betriebsverhalten von Radialverdichtern häufig mit Hilfe eines Vergleichs der Kennlinien (Druckverhältnis/Wirkungsgrad in Abhängigkeit des Massenstroms) bewertet. Ein großer Vorteil dabei ist, dass nicht nur Wirkungsgrad/Druckverhältnis, sondern auch der Betriebsbereich gut ersichtlich wird. Eine typische Kennlinie ist in Abbildung 1.1.2 dargestellt.

Wie bei den ebenen Kanaldiffusoren hat sich auch hier der Druckrückgewinnungsbeiwert c_p als Gütegrad etabliert. Da bei Radialverdichtern meist Machzahlen über 0.3 auftreten, ist folgende Gleichung zu verwenden:

$$c_p = \frac{p_{stat,aus} - p_{stat,ein}}{p_{tot,ein} - p_{stat,ein}} \tag{2.4.1}$$

Als weiterer Gütewert wird der Totaldruckverlustkoeffizient eingeführt, welcher das Verhältnis

zwischen der totalen Druckdifferenz (Ein- zu Ausgang) und dem vorhandenen dynamischen Druck am Eingang beschreibt. Anders ausgedrückt beschreibt dieser der Anteil des dynamischen Drucks der in Wärme dissipiert und kann als "Verlustindikator" interpretiert werden. Dieser ist folgendermassen definiert:

$$\omega = \frac{p_{tot,ein} - p_{tot,aus}}{p_{tot,ein} - p_{stat,ein}} \tag{2.4.2}$$

Kapitel 3

Diffusor-Design-Parameter

3.1 Kategorisierung

Dieses Kapitel dient als Zusammenstellung der wesentlichen Diffusor-Design-Parameter und soll den Einfluss und das Zusammenspiel jedes Parameters aufzeigen. Aus der Literatur gewonnene Inhalte werden ausdrücklich vermerkt und kurz erläutert. Die wesentlichen Parameter wurden in drei Kategorien unterteilt und sind in Abbildung 3.1.1 ersichtlich.



Abbildung 3.1.1: Kategorisierung der wesentlichen Diffusor-Design-Parameter.

3.2 Einfach-geometrische Parameter

Einfach-geometrische Parameter beschreiben die geometrischen Zusammenhänge im Diffusorkanal und basieren auf der Theorie von ebenen Kanaldiffusoren. Da die Theorie nur beschränkt angewendet werden darf, sollen diese nur für Auslegungszwecke verwendet werden.

3.2.1 Flächenverhältnis, Längenweitenverhältnis und Öffnungswinkel

Da die Änderung der Diffusorlänge l und des Flächenverhältnises AR zu einer Änderung des Öffnungswinkels $2{\cdot}\Theta$ führt, sind diese Parameter stets voneinander abhängig und gegeben durch:

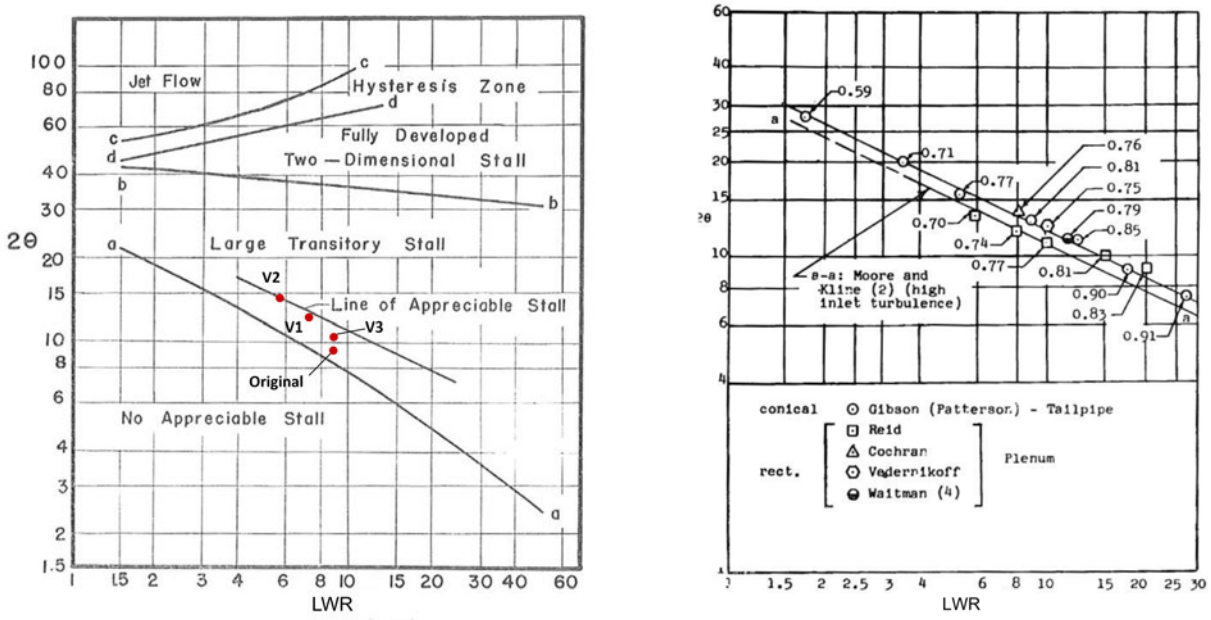
$$AR = 1 + 2 \cdot LWR \cdot tan(\theta) \tag{3.2.1}$$

wobei:

$$AR = \frac{A_{aus}}{A_{ein}} \tag{3.2.2}$$

$$LWR = \frac{L}{h_{ein}} \tag{3.2.3}$$

Fox und Kline [9] definieren Teilbereiche, die das Strömungsverhalten bei unterschiedlichen Parameterkombinationen beschreiben (siehe Abbildung 3.2.1). Jedoch ist zu erwähnen, dass diese Einteilung nur bei turbulenter ($Re > 10^5$) und subsonischer Strömung gilt. Auch die in Kapitel 6 untersuchte Vereinfachung V3 zeigte, dass obwohl eines geeigneten Flächenverhältnis und Längen-Weiten-Verhältnis (unter der "Line of Appreciable Stall") bereits Ablösegebiete und Rückströmungen auftreten.



(a) verschiedene Strömungsregime

(b) optimaler Druckumsetzungsgrad

Abbildung 3.2.1: Strömungsverhalten bei unterschiedlichen Öffnungswinkeln (siehe Abbildung (a)) [8] und Wahl der optimalen Parameterkonfiguration zur Erlangung der höchsten Druckumsetzungsbeiwerte (siehe Abbildung (b)) [9].

Außerdem untersuchten Runstadler et al. [6] die Einflüsse der Machzahl auf die Wahl des optimalen Flächenverhältnisses und Diffusorlänge eines ebenen Kanaldiffusors. Daraus wurde ersichtlich, dass sich der optimale Druckumsetzungskoeffizient bei einer Erhöhung der Machzahl zu grösseren Längen-Weiten-Verhältnissen verschiebt (siehe Abbildung 3.2.2).

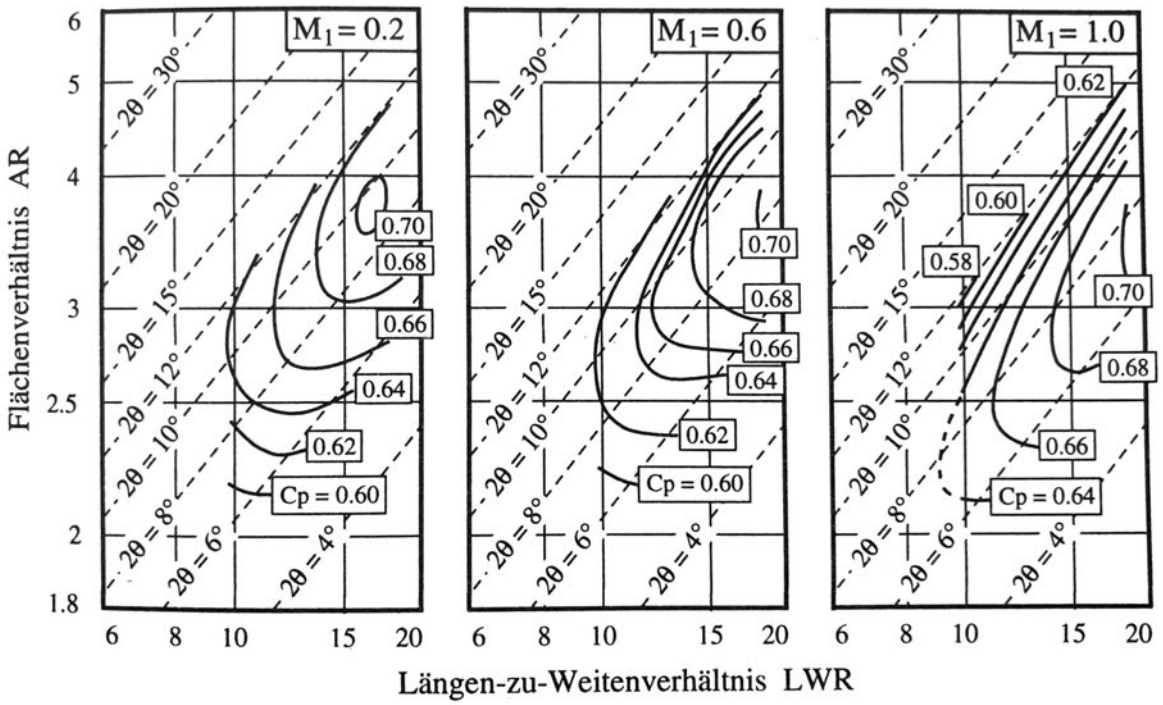


Abbildung 3.2.2: Druckumsetzungsgrade c_p in Abhängigkeit der Machzahl Ma gemäss Runstadler et al. [10].

Des Weiteren haben J. T. Mo et al. [27] gezeigt, dass bei einer Verkürzung der Diffusorschaufel in Radialverdichtern (bei gleichbleibenden Öffnungswinkel $2 \cdot \Theta$) ein stabileres Verhalten erreicht wird, aber zu einer Verringerung des Druckverhältnisses führt.

3.2.2 Seitenverhältnis

Das Seitenverhältnis beschreibt den Zusammenhang zwischen der Breite b und der Weite am engsten Querschnitt h^* des Diffusorkanals. Rundstalder et al. [10] zeigen in Abbildung 3.2.3 den Einfluss des Seitenverhältnisses auf den Druckumsetzungsgrad. Trotz des deutlich geringeren Einflusses der Versperrung, wird in Abbildung 3.2.3 ersichtlich, dass ein optimaler Druckumsetzungsgrad bei einem Seitenverhältnis AS von ≈ 1 erreicht wird. Der Einfluss der Versperrung auf das reale Strömungsverhalten fällt jedoch deutlich geringer aus und ist auf eine ungeeignete Wahl der Mittelungsmethode zurückzuführen [15, 17]. Genauere Angaben sind dem Kapitel 3.4.5 zu entnehmen.

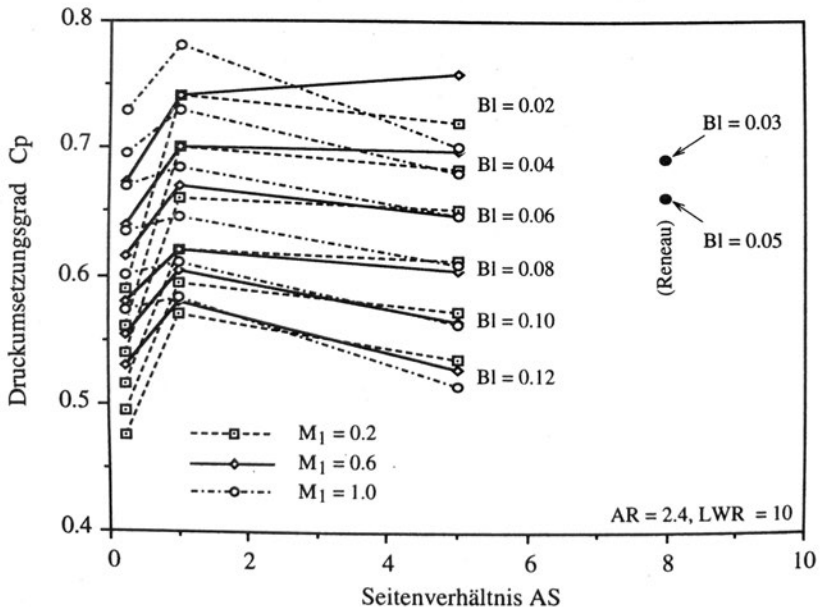


Abbildung 3.2.3: Druckumsetzungsgrad c_p in Abhängigkeit des Seitenverhältnisses AS laut Runstadler et al. [10]

3.3 Konstruktive Parameter

Konstruktive Parameter ergeben sich durch die Anordnung und Ausrichtung der Diffusorschaufeln in radialen Turbomaschinen und erweisen sich als deutlich komplexer als die einfach-geometrischen Parameter.

3.3.1 Diffusortyp

Da eine Vielzahl an Diffusortypen existieren (siehe Kapitel 2.4) ist immer noch unklar, welcher Typ das beste Betriebsverhalten mit sich bringt. Kürzlich durchgeführte Untersuchungen zeigen, dass der Area-Schedule Ansatz zielführend ist [18, 28]. Dabei wird das Flächenverhältnis eines Airfoils, Keil- oder eines Plattendiffusors über den Diffusorkanal visualisiert, verändert (Verdickung/Verdünnung) und der Einfluss an diversen Stellen analysiert. Gao et al. [28] haben beispielsweise gezeigt, dass Airfoils die vorne verdünnt und hinten verdickt werden das beste Betriebsverhalten aufweisen.

Del Rio et al. [18] verwendeten einen weiteren Ansatz und versuchten eine optimale Diffusorgeometrie mit einer nummerischen adjoint Methode [29] zu bestimmen. Daraus resultierte einerseits eine deutliche Erweiterung des Betriebsbereiches und anderseits eine leichte Erhöhung des Enddrucks führte aber zu schwer herstellbaren Geometrien. Deshalb wird in Kapitel 6 versucht die daraus entstandene Geometrie zu vereinfachen und deren Einfluss auf das Betriebsverhalten zu analysieren.

3.3.2 Radialspaltverhältnis

Der unbeschaufelte Zwischenraum beschreibt den Radialspalt zwischen Laufradaustritt und Diffusoreintritt und ist mit der dimensionslosen Kennzahl GR (Gap-Ratio) gegeben durch:

$$GR = \frac{r_{d,ein}}{r_{i,aus}} \tag{3.3.1}$$

Aufgrund der Signifikanz des Radialspaltes wurde dies bereits ausführlich untersucht.

Die Hauptaufgabe des unbeschaufelten Zwischenraums besteht darin, das inhomogene Strömungsprofil, wie auch die periodisch fluktuierende Strömung am Laufradaustritt (siehe Abbildung 3.4.3) zu entspannen und die Strömung bestmöglich in die Diffusorkanäle zu leiten.

Grundsätzlich führt eine Vergrösserung des Abstandes zwischen Laufradaustritt und Eintritt der Diffusorschaufel zu einem stabileren Verhalten und somit zu einer Bereichserweiterung. Wird hingegen der unbeschaufelte Raum verringert, führt dies - im Auslegepunkt - zu leicht höheren Druckverhältnissen, verkleinert aber den Betriebsbereich (siehe Abbildung 4.4.1) [1, 30]. Laut Hosseini [30] ergibt sich bei einem Radialspaltverhältnis von 1.08 und einer Umfangsmachzahl von 0.69 (am Laufradaustritt) der beste Druckumsetzungsgrad. Spezifische Werte sind aber mit Vorsicht zu genießen, da sich eine Änderung des unbeschaufelten Zwischenraumes sowohl auf die Laufrad-, wie auch auf die Diffusorströmung auswirken kann und somit das optimale Radialspaltverhältnis verschiebt.

Generell kann folgender Ansatz zur Auslegung des Radialspaltes in Radialdiffusoren verwendet werden:

- Wird ein breiter Betriebsbereich gewünscht, ist ein Radialspaltverhältnis von $GR \geq 1.10$ zu wählen.
- Ist ein maximales Druckverhältnis im Auslegepunkt gewünscht (dafür früher eintretende Stopfgrenze), ist ein Radialspaltverhältnis von $GR \leq 1.10$ zu wählen.

3.3.3 Wahl des engsten Querschnitts

Grundsätzlich kann der engste Querschnitt des Diffusors beliebig gewählt werden. Wird dieser jedoch kleiner als der engste Querschnitt des Laufrades gewählt, ist dieser für den maximal möglichen Durchfluss und somit für die Stopfgrenze des Radialverdichters verantwortlich.

Dixon und Hall [31] stellten eindimensionale Gleichungen auf, welche die maximale Durchflusskapazität des Laufrads sowie des Diffusors beschreiben. Tamaki [32] stellte fest, dass der maximale Durchfluss und der grösste Betriebsbereich dann erreicht wird, wenn die Durchflusskapazität im Diffusor und Laufrad gleich gross ist (gleichzeitig auftretendes Stopfen von Laufrad und Diffusor). Casey [11] verwendete diese Erkenntnis, formte die Gleichung um und setzte die engsten Querschnitte des Laufrads und des beschaufelten Diffusor ins Verhältnis, was zum idealen Flächenverhältnis und folgender Gleichung führt:

$$\frac{A_d^*}{A_i^*} = \chi \frac{\left[1 + \frac{\kappa-1}{2}\left(\frac{D_{i,1}}{D_{i,2}}\right)^2 Ma_{i,u2}^2\right]^{\frac{\kappa+1}{2(\kappa-1)}}}{\left[1 + (\kappa-1)\lambda Ma_{i,u2}^2\right]^{\frac{n+1}{2(n-1)}}} \tag{3.3.2}$$

Wobei:

A_d^* : engster Querschnitt des Diffusors
A_i^* : engster Querschnitt des Laufrades
χ : Abgleichungskoeffizient (= 1)
$D_{i,1}$: Laufraddurchmesser am Eintritt
$D_{i,2}$: Laufraddurchmesser am Austritt
κ : Isentropenexponent (bei Luft =1.4)
n : Polytropenexponent (bei Luft = 1.5)
$Ma_{i,u2}$: Umfangsmachzahl am Laufradaustritt
λ : Arbeitseinsatzzahlkoeffizient
η : Wirkungsgrad

In Abbildung 3.3.1 wird das optimale Flächenverhältnis, in Abhängigkeit der Machzahl am Laufradaustritt ersichtlich.

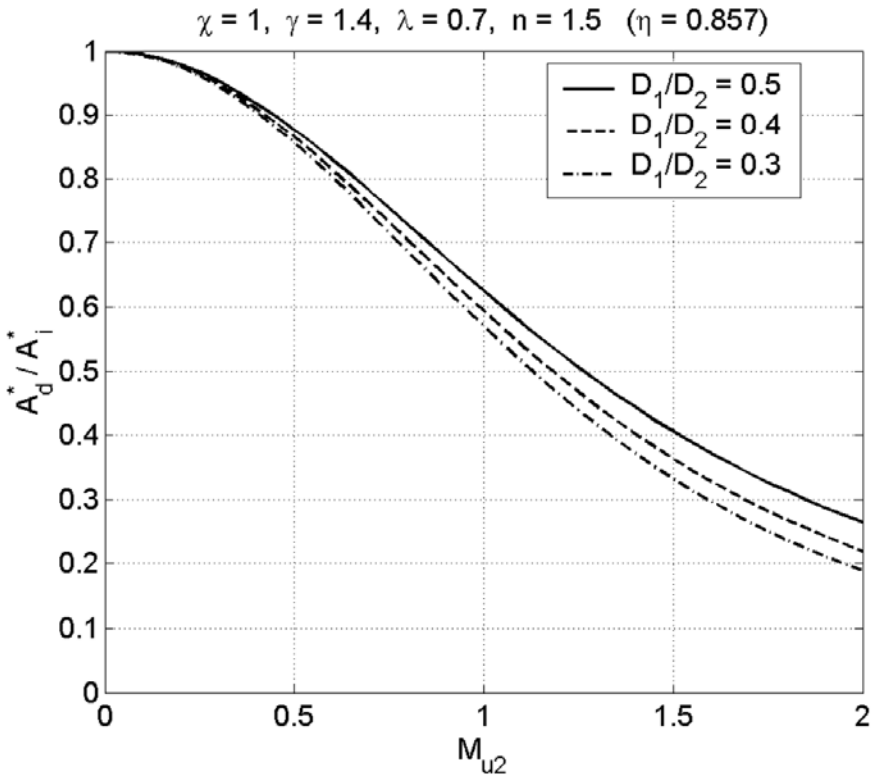


Abbildung 3.3.1: Ideales Verhältnis der engsten Querschnitte (für gleichzeitiges Stopfen) in Abhängigkeit der Machzahl (am Laufradaustritt) bei unterschiedlichen Laufradeintrittsdurchmessern [11].

3.3.4 Schaufelzahl, Anstellwinkel und Eintrittsweite

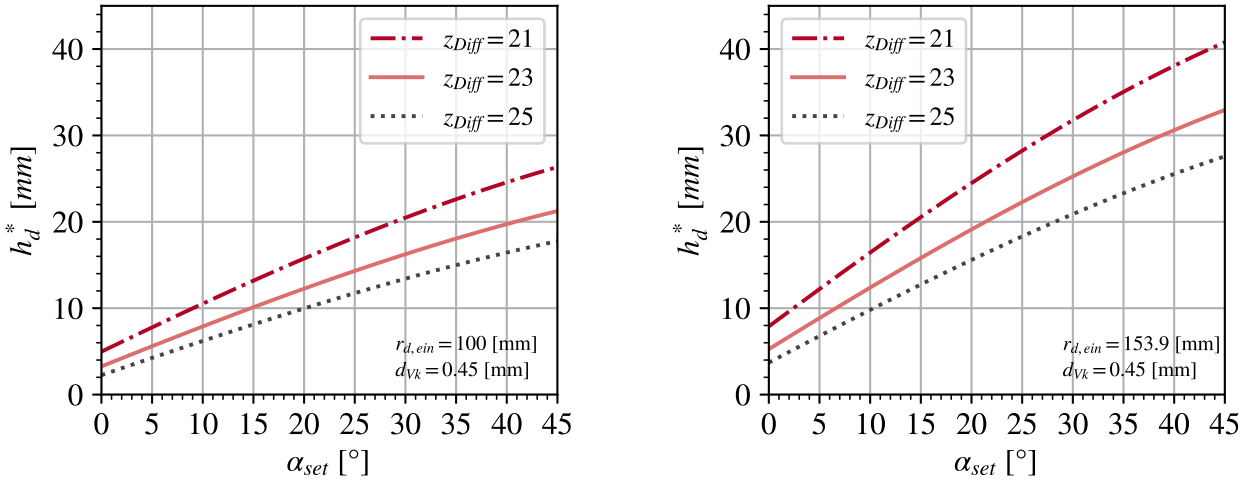
In dieser Arbeit konnte gezeigt werden, dass die Eintrittsweite (Weite am engsten Querschnitt im Diffusorkanal) - unabhängig vom Diffusortyp - eine Funktion der Schaufelzahl, des Anstellwinkels und des Durchmessers ist. Durch die Kombination einiger trigonometrischen Formeln ergab sich folgender Zusammenhang:

$$h_d^* = 2 \cdot r_{i,aus} \cdot GR \cdot \sin(\frac{180°}{z_d}) \cdot \sin(\alpha_{set} + \frac{180°}{z_d}) - d_{Vk} \tag{3.3.3}$$

Wobei:

h_d^* : Eintrittsweite (am engsten Querschnitt)
$r_{i,aus}$: Radius am Laufradaustritt
GR : Radialspaltverhältnis
z_d : Schaufelzahl des Diffusors
α_{set} : Anstellwinkel
d_{Vk} : Dicke der Vorderkante

Eine detaillierte Herleitung der Formel ist dem Anhang A.1 zu entnehmen. Des weiteren wurde die Formel mit der im Kapitel 4 beschriebenen Geometrie plausibilisiert. Abbildung 3.3.2 zeigt, dass der Einfluss des Anstellwinkels auf die Eintrittsweite bei grossen Durchmessern stärker ausfällt. Zudem verschiebt sich die Kurve bei einer Erhöhung der Schaufelzahl zu kleineren Eintrittsweiten. Auch die Verringerung des Radialspaltverhältnisses verkleinert den engsten Querschnitt und führt somit zu einem früher eintretenden Stopfen. Diese Erkenntnis wurde von allen bisher durchgeführten Untersuchungen (des Radialspaltverhältnisses) vernachlässigt und ist somit verantwortlich für die Verschiebung der Stopfgrenze (bei einer Erhöhung des Radialspaltes).



(a) $r_d = 100\,\text{mm}$ ***(b)*** $r_d = 153.9\,\text{mm}$

Abbildung 3.3.2: Eintrittsweite in Abhängigkeit des Anstellwinkels bei einem Diffusereintrittsradius von 100 mm (siehe Abbildung (a)) und bei einem Diffusereintrittsradius von 153.9 mm (Werte des verwendeten Tesfalls Radiver [1]) (siehe Abbildung (b)).

Aufgrund der verschiedenen Diffusortypen existiert keine allgemeingültige optimale Anzahl an Diffusorschaufeln. Die Schaufelzahl bei Keildiffusoren liegt aber meistens im Bereich von 20 bis 40. Des Weiteren kann die ideale Schaufelzahl bei Kreisbogenschaufeln- und Plattendiffusoren mit Hilfe des optimalen Flächenverhältnisses abgeschätzt werden, da diese einen mathematischen Zusammenhang aufweisen [33].

Der Anstellwinkel α_{set} beschreibt die Winkelstellung der einzelnen Diffusorschaufeln (Definition gemäss Abbildung 4.1.1) und hat einen zentralen Einfluss am Stabilitätsverhalten eines Radialverdichters. Wird der Anstellwinkel zu steil gewählt, kann sich die Strömung bei niedrigen Durchsätzen und somit flachen Strömungswinkeln ablösen, was zu einem instabilen Verhalten (Rotating Stall oder Pumpen) führen kann [15, 34]. Wird hingegen der Anstellwinkel zu flach gewählt, verschiebt sich die Kennlinie zu kleineren Durchsätzen (siehe 4.4.1) [1, 2, 34].

Des Weiteren lässt sich - aus den Untersuchungen von Hunziker [22] - ableiten, dass bei einer Übereinstimmung des Anstellwinkels α_{set} und des Strömungswinkels α_{flow} die höchsten Wirkungsgrade erreicht werden.

3.3.5 Formgebung der Eintrittskante

Aufgrund hoher Machzahlen, ungleichförmigen Geschwindigkeitsprofilen und starken Gradienten ist der Eintrittskante eine wichtige Rolle zu zuschreiben. Casartelli [13] zeigt, dass die Eintrittskante des Diffusors nicht nur die lokalen Strömungsverhältnisse, sondern auch die Stärke der Kanalwirbel, sowie die Grenzschichtdicke im Diffusorkanal beeinflusst.

Zudem untersuchte Casartelli die von Hunziker [22] erwähnte und von Sulzer [12] gemessene Eintrittskante und zeigte, dass eine saugseitige Verjüngung der Eintrittskante (siehe Abbildung 3.3.3) vor allem bei tiefen Massenströmen zu deutlich besseren Druckumsetzungsgraden und einem stabileren Verhalten führt. Sogar bei höheren Durchsätzen erwies sich die Anpassung der Eintrittskante als zielführend, da auch dort leicht höhere Druckumsetzungsgrade erreicht wurden.

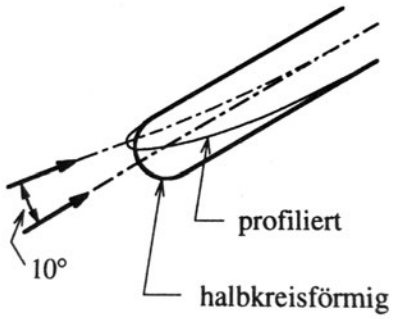


Abbildung 3.3.3: Schematische Darstellung einer optimierten Eintrittskante der Diffusorschaufel [12, 13].

Die Untersuchungen von Gao et al. [28] unterstützen diese Aussagen, basieren jedoch auf einem anderen Ansatz. Gao et al. haben gezeigt, dass bereits eine beidseitige Dickenreduktion der Vorderkante zu einem besseren Betriebsverhalten führt.

Grundsätzlich erwiesen sich folgende Zusammenhänge als allgemeingültig [13]:

- Saugseitige Anpassungen beeinflussen das Betriebsverhalten bei kleinen Massenströmen
- Druckseitige Anpassungen beinflussen das Betriebsverhalten bei grossen Massenströmen

3.4 Fluiddynamische Parameter

Fluiddynamische Parameter dienen dazu, das Strömungsverhalten des Fluids zu beschreiben.

3.4.1 Strömungswinkel

Der Strömungswinkel ergibt sich aus der radialen, sowie tangentialen Geschwindigkeitskomponente am Laufradaustritt (siehe Abbildung 3.4.1). Die radiale Komponente resultiert aus dem vorhandenen Massenstrom, wobei die tangentiale Komponente durch die Rotationsbewegung des

Laufrades zustande kommt. Aufgrund der stark inhomogenen Geschwindigkeitsprofile am Laufradaustritt werden Strömungswinkel normalerweise über den Drall gemittelt. Deniz [15] hat jedoch gezeigt, dass der Unterschied zwischen einer Mittelung über den Drall und einer Mittelung über den Massenstrom (siehe Kapitel 5.5) sehr gering ausfällt.

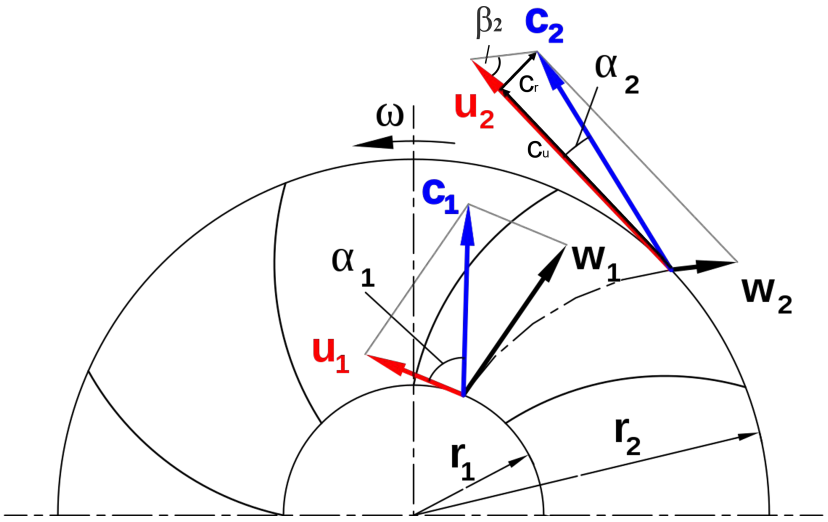


Abbildung 3.4.1: Geschwindigkeitsdreiecke am Laufrad [14].

Der gemittelte Strömungswinkel am Laufradaustritt $\bar{\alpha}_{i,aus,flow}$ kann entweder direkt über eine vektorielle Addition von w_2 und u_2 oder durch den radialen und tangentialen Anteil der Strömung bestimmt werden und ist gegeben durch:

$$\bar{\alpha}_{i,aus,flow} = \arctan\left(\frac{\bar{c}_r}{\bar{c}_u}\right) \tag{3.4.1}$$

Jedoch ist nicht der Strömungswinkel am Laufradaustritt sondern der Strömungswinkel am Diffusoreintritt verantwortlich für Ablösegebiete und somit instabiles Verhalten. Da aber das Strömungsverhalten im unbeschaufelten Zwischenraum äusserst komplex und von starken Gradienten geprägt ist, ist das exakte Strömungsverhalten noch unbekannt. Wird jedoch angenommen, dass der Drall über den unbeschaufelten Raum konstant bleibt ($c_r \cdot r = const.$), verläuft die Strömung entlang einer logarithmischen Spirale. Wird zudem noch das konstant rotierende System berücktsichtigt ergibt sich (bei einer verlustfreien Strömung) ein passierter Zentriwinkel $\Delta\varphi$ von [1]:

$$\Delta\bar{\varphi} = (\cot(\bar{\alpha}_{i,aus,flow}) - \cot(\beta_{i,aus})) \cdot \left[\left(\frac{r}{r_{i,aus}}\right)^2\right] - \cot(\bar{\alpha}_{i,aus,flow}) \cdot \ln\left(\frac{r}{r_{i,aus}}\right) \tag{3.4.2}$$

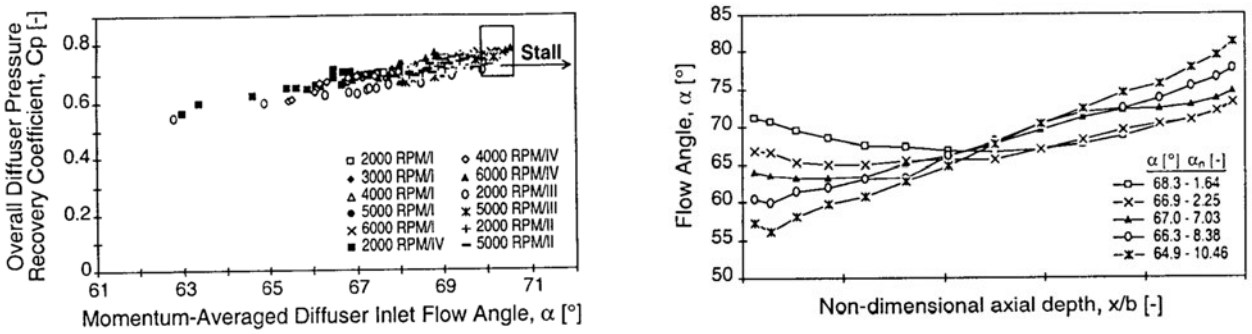
Wobei:

$\Delta\varphi$	: passierter Zentriwinkel
$\bar{\alpha}_{i,aus,flow}$	: Strömungswinkel am Laufradaustritt
$\beta_{i,aus}$	: Rückwärtskrümmung der Laufradschaufel
r	: aktueller Radius
$r_{i,aus}$	: Radius am Laufradaustritt

Daraus resultiert der Strömungswinkel am Diffusoreintritt zu:

$$\bar{\alpha}_{d,ein,flow} = \bar{\alpha}_{i,aus,flow} - \Delta\bar{\varphi} \tag{3.4.3}$$

Des Weiteren hat Deniz [15] gezeigt, dass bei einer Verringerung des Strömungswinkels leicht höhere Druckumsetzungsgrade erreicht wurden. Jedoch existiert ein kritischer Strömungswinkel (im untersuchten Fall $\approx 2^\circ$ kleiner als der Anstellwinkel), der zu Ablösegebieten und somit zu einem instabilen Verhalten führt (siehe Abbildung 3.4.2). Zudem belegte er, dass stark verzerrte, inhomogene Verteilung der Strömungswinkeln am Eingang einen vernachlässigbaren Einfluss auf den Druckumsetzungsgrad haben.



(a) *(b)*

Abbildung 3.4.2: Einfluss verschiedener Strömungswinkel auf den Druckumsetzungsgrad eines beschaufelten Radialverdichter (Abbildung (a)) und die untersuchten Strömungswinkelprofile am Eingang des Diffusors (siehe Abbildung (b)) [15].

3.4.2 Geschwindigkeitsprofil

Da die Strömung im Laufrad stark beschleunigt wird, entsteht am Laufradaustritt ein mehrdimensionales und inhomogenes Geschwindigkeitsprofil. Deniz [15] zeigte, dass eine Änderung des Geschwindigkeitsprofils am Eingang (durch seitliches einspritzen oder absaugen von Luft) keinen wesentlichen Einfluss auf das Betriebsverhalten eines Radialverdichters hat.

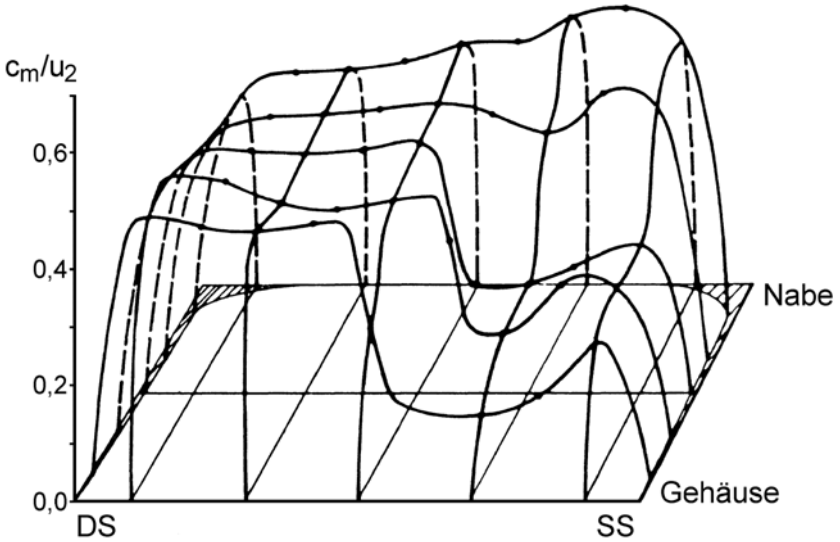


Abbildung 3.4.3: Gemessene Verteilung der Meridionalgeschwindigkeit am Laufradaustritt nach Eckardt [16].

3.4.3 Machzahl

Die Machzahl beschreibt das Verhältnis der Strömungsgeschwindigkeit zur Schallgeschwindigkeit und ist bei Gasen definiert durch:

$$Ma = \frac{c}{\sqrt{\kappa \cdot T_{tot} \cdot R_m}} \tag{3.4.4}$$

Wie bereits in Kapitel 2.2 gezeigt, führt eine Flächenerweiterung im supersonischen Bereich, nicht zu einer Druckerhöhung, sondern zu einer Druckreduzierung. Wie aber in Kapitel 2.2 und Gleichung 2.2.15 gezeigt, ergeben sich bei hohen Geschwindigkeiten deutlich höhere ideale Druckrückgewinnungsbeiwerte [24]. Wird jedoch die Schallgeschwindigkeit überschritten, treten Druckstösse und grössere Verwirbelungen auf. Deshalb werden Radialverdichter häufig so ausgelegt, dass die maximale Strömungsgeschwindigkeit knapp unter der Schallgeschwindigkeit liegt ($Ma < 1$).

Auch Deniz [15] untersuchte den Einfluss der Machzahl auf den Druckrückgewinnungsbeiwert in beschaufelten Radialverdichtern und kam zu folgender Erkenntnis: Der Druckumsetzungsgrad steigt bei einer Erhöhung der Machzahl an, jedoch nur sehr geringfügig. Trotz des schwachen Einflusses zeigt sich eine gewisse Parallelität mit der in Abbildung 3.2.2 gemachten Erkenntnis von Runstadler et al. [24], bei welcher der Druckrückgewinnungsgrad im ebenen Kanaldiffusor in Abhängigkeit der Machzahl untersucht wurde. Beide zeigen, dass bei einer Vergrösserung der Machzahl von 0.2 auf 1 eine Erhöhung des Druckrückgewinnungsbeiwerts um 0.04 Einheiten erreicht wird, was einer Verbesserung von knapp 7 % entspricht.

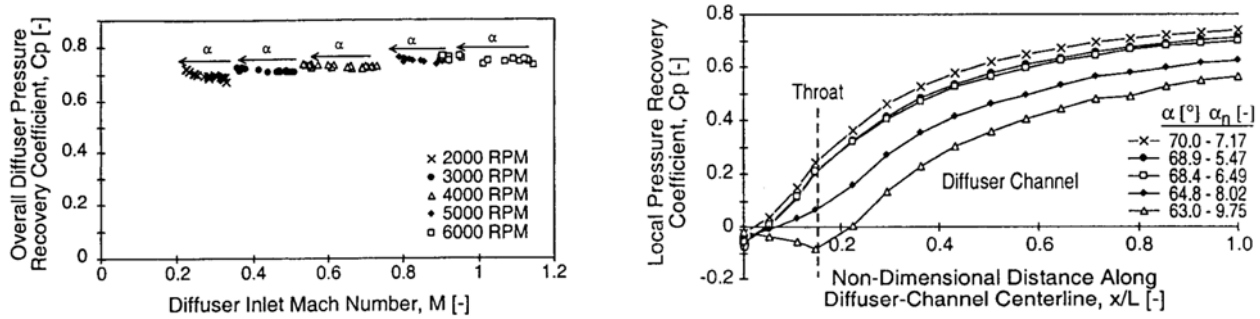


Abbildung 3.4.4: Einfluss der Machzahl Ma auf den Druckrückgewinnungsbeiwert c_p (siehe Abbildung (a)) und Verhalten des Druckrückgewinnungsbeiwertes bei tiefen Drehzahlen und unterschiedlichen Strömungswinkeln (die aufgeführten Anstellwinkel entsprechen im deutschsprachigen Raum einem Winkel von 90 ° - α) (siehe Abbildung (b)) [15].

3.4.4 Reynoldszahl

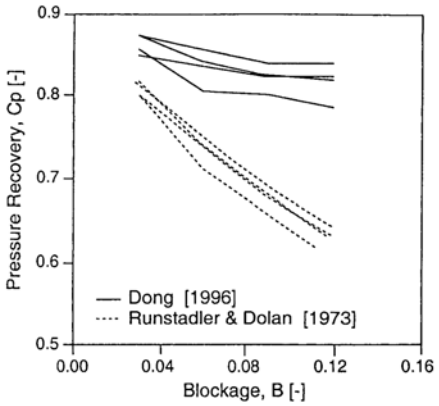
Die Reynolds-Zahl beschreibt das Verhältnis zwischen Trägheitskräften und den Zähigkeitskräften und gibt Auskunft, ob sich die Strömung laminar oder turbulent verhält. Die Reynoldszahl ist eine der wichtigsten Kontrollparameter bei viskosen Strömungen und gegeben durch:

$$Re = \frac{\rho \cdot c \cdot L_{char}}{\mu} \tag{3.4.5}$$

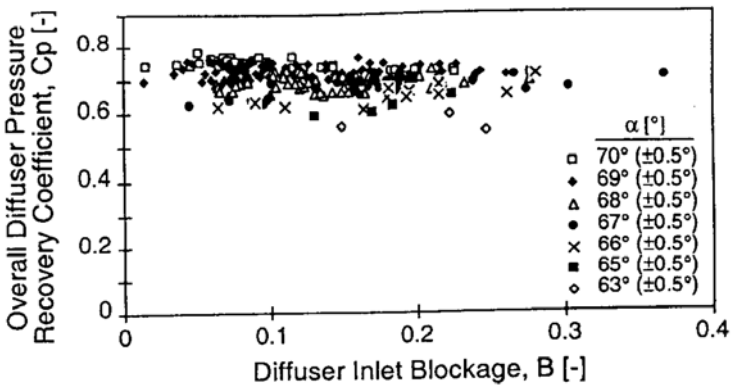
Da die dynamische Viskosität μ und die Dichte ρ vom Fluid gegeben ist, kann sich die Reynoldszahl nur durch eine Änderung der Eingangsgeschwindigkeit oder der charakteristischen Länge verändern. Ni et al. [35] haben gezeigt, dass mit abnehmender Reynoldszahl die Reibungsverluste steigen und sich somit negativ auf das Druckverhältnis und den Wirkungsgrad auswirkt. Zudem erhöht sich die Ablösegefahr, was zu einem früher eintretendem instabilen Verhalten und somit zu einer Verkleinerung des Betriebsbereiches führt.

3.4.5 Versperrung

Wie bereits in Kapitel 2.2 erwähnt, erweist sich bei ebenen Kanaldiffusoren die Versperrung als wichtiger Parameter. Renau [8], Runstadler et al. [6, 24] haben gezeigt, dass die Druckrückgewinnung des Diffusors mit zunehmender Versperrung des Einlasses deutlich abnimmt. Dies wurde jedoch einige Jahre später von Dong [17] widerlegt. Während Runstadler sein Druckrückgewinnungskoeffizient aus dem dynamischen Druck im Mittelpunkt des Einlassbereichs berechnete (Mittelung über die Mittellinie), verwendete Dong eine Massenstrommittelung. Auch Deniz [15] untersuchte den Einfluss des Strömungswinkels und der Versperrung auf den Druckrückgewinnungsbeiwert und erzielte ähnliche Ergebnisse. Daraus wird ersichtlich, dass der Einfluss der Versperrung auf den Druckrückgewinnungsgrad deutlich geringer ausfällt als bisher angenommen. In Abbildung 3.4.5 sind die Druckrückgewinnungskoeffizienten in Abhängigkeit der Versperrung und der Mittelungs-Methode ersichtlich.



(a) Mittellinien-gemittelt, Runstadler et al. [6], Massenstrom-gemittelt, Dong [17]



(b) Massenstrom-gemittelt, Deniz [15]

Abbildung 3.4.5: Einfluss der Versperrung auf den Druckrückgewinnungsgrad, mittellinien-gemittelt (siehe Abbildung (a)) und massenstrom-gemittelt (siehe Abbildung (a) und (b)) [6, 15, 17].

3.4.6 Interaktion zwischen Laufrad und Diffusor

Vor der Jahrtausendwende wurde angenommen, dass die Interaktion zwischen Laufrad und Diffusor einen erheblichen Einfluss auf das Verhalten und das Strömungsfeld von Radialverdichtern hat. Boncinelli [36] hat gezeigt, dass sich die Ungleichförmigkeit der Strömung nur geringfügig auf das Betriebsverhalten des Radialverdichters auswirkt, dafür aber einen erheblichen Einfluss auf das Strömungsfeld hat. In der von Bardelli [37] durchgeführten Untersuchung resultierten ähnliche Erkenntnisse. Der direkte Zusammenhang zwischen Wechselwirkung und Stabiliätsverhalten ist jedoch unklar.

3.5 Zusammenfassung

Aufgrund komplexer Strömungsverhältnisse, starken Gradienten und dem Vorhandensein von zahlreichen Einflussgrößen erscheint es fast unmöglich den Radialverdichter so zu gestalten, dass er die in jeder Hinsicht besten Eigenschaften aufweist. Deshalb erweist sich die Wahl jedes Diffusor-Design-Parameters als Kompromiss zwischen Betriebsbereichsgewinn und Wirkungsgradsteigerung.

Trotzdem ist es entscheidend, dass Diffusor-Design-Parameter bereits bei der Auslegung möglichst aufeinander abgestimmt werden. Aus der oben erarbeiteten Parameterzusammenstellung erwies sich folgende Schrittabfolge als zielführend:

- Wahl eines Laufrades und Bestimmung der Umfangsmachzahl am Laufradaustritt gemäss Kapitel 3.4.3
- Bestimmung des idealen engsten Diffusorquerschnitts gemäss Kapitel 3.3.3
- Wahl eines geeigneten Seitenverhältnises (z.B. $AS \approx 1$ siehe Kapitel 3.2.2) und anschließende Bestimmung der Eintrittsweite h_d^*
- Wahl des Radialspaltes und Berechnung des Diffusoreintrittdurchmessers $2 \cdot r_{d,ein}$ gemäss Kapitel 3.3.2
- Berechnung des Strömungswinkels α_{flow} am Laufradaustritt und Schätzung der des Strömungswinkels am Diffusoreintritt gemäss Kapitel 3.4.1
- Wahl des Anstellwinkels (idealerweise gleich gross wie der mittlere Strömungswinkel des Auslegepunktes) gemässee Kapitel 3.4.1
- Bestimmung der optimalen Schaufelzahl gemäss Kapitel 3.3.4
- Wahl der Diffusorgeometrie gemäss Kapitel 3.2.1 und/oder Kapitel 3.3.1
- Anpassung der Eintrittskante gemäss Kapitel 3.3.5

Kapitel 4

Vergleichsmodell

Um später durchgeführte Simulationen validieren zu können, werden häufig Vergleichswerte einer experimentellen Untersuchung verwendet. Da eine experimentelle Untersuchung eines Radialverdichters äusserst aufwändig und zeitintensiv ist, wurde der Testfall Radiver - eine experimentelle Untersuchung eines Radialverdichters von Dr. Ing. Kai U. Ziegler an der Universität RWTH Aachen im Jahre 2003 [1, 2] - verwendet. In dieser wurde in erster Linie versucht, den Einfluss des Radialspalts zu analysieren, wird aber häufig als Vergleichsobjekt für nummerische Optimierungsversuche von Radialverdichtern verwendet. In folgendem Kapitel werden wichtigste Grössen tabellarisch aufgelistet und Definitionen graphisch dargestellt.

4.1 Versuchsaufbau

Das Laufrad besitzt einen Außenradius von 135 mm und weist 15 Schaufeln auf. Der verwendete Radialspalt zwischen Laufradaußendurchmesser und Diffusoreintritt beträgt 18.9 mm. Daraus ergibt sich eine Radialspaltbreite von 14 % des Laufradaußendurchmessers. Der Diffusorbereich besitzt 23 Keile, welche mit zunehmendem Radius eine kontinuierlich größer werdende Querschnittsfläche aufweisen. Der Anstellwinkel der Diffusorschaufeln beträgt 16.5 °. Weitere Angaben sind der Tabelle 4.1.1, der Abbildung 4.1.1 und dem Anhang B zu entnehmen.

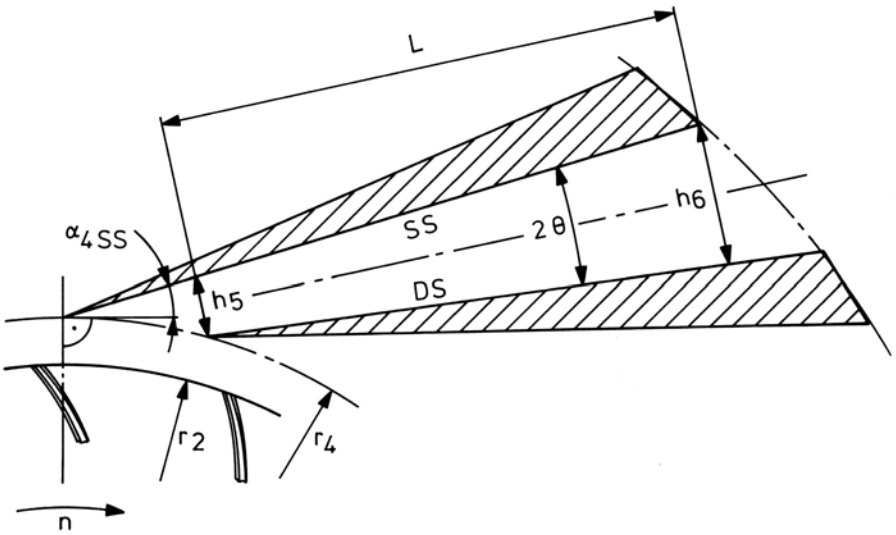


Abbildung 4.1.1: Diffusor-Design-Parameter eines Keildiffusors [1].

Tabelle 4.1.1: Technische Daten des Testfalls Radiver bei einer Radialspaltbreite von 1.14 und einem Anstellwinkel von 16.5 ° [1].

Laufrad			
maximale Drehzahl	n_0	=	35'200 [1/min]
Umfanggeschwindigkeit Laufradaustritt	$u_{2,max}$	=	498 [m/s]
80 % der reduzierten Drehzahl	$\omega_{i,red}$	=	2'988.81 [1/s]
Schaufelanzahl Laufrad	z_i	=	15 [stk.]
Aussenradius	r_2	=	135 [mm]
Rückwärtskrümmung am Austritt	β_2	=	38 [°]
Diffusor			
Schaufelzahl Diffusor	z_{Diff}	=	23 [stk.]
Innenradius	r_4	=	153.9 [mm]
Aussenradius	r_7	=	276.615 [mm]
meridionale Diffusorbreite	b	=	11.1 [mm]
Diffusorkanallänge	L	=	149.984 [mm]
Eintrittsweite	h_5	=	16.873 [mm]
Dicke der Schaufelvorderkante (eckig)	d_{Vk}	=	0.45 [mm]
Radialspaltweite	r_4/r_2	=	1.14 [-]
Anstellwinkel	$\alpha_{4SS} = \alpha_{set}$	=	16.5 [°]
Öffnungswinkel	$2 \cdot \theta$	=	9.037 [°]
Length-Width-Ratio	$LWR = L/h_5$	=	8.889 [-]
Area-Ratio	$AR = h_6/h_5$	=	2.405 [-]
Aspect-Ratio	$AS = b/h_5$	=	0.658 [-]

4.2 Messebenen

Die im Testfall Radiver verwendeten Messebenen wurden unverändert übernommen und sind der Tabelle 4.2.1 und der Abbildung 4.2.1 zu entnehmen.

Tabelle 4.2.1: Allgemeine Ebenendefinition und zugeordnete Messebenen (M) [1].

Ebene	Beschreibung
ein	Verdichtereintritt
1 (1M)	Laufradeintritt
2 (2M, 2M')	Laufradaustritt/Diffusoreintritt
4 (4M)	Eintritt Diffusorbeschaufelung
5	Eintritt Diffusorkanal (engster Querschnitt)
6	Austritt Diffusorkanal
7 (7M)	Austritt Diffusorbeschaufelung
8 (8M)	Diffusoraustritt
aus	Verdichteraustritt

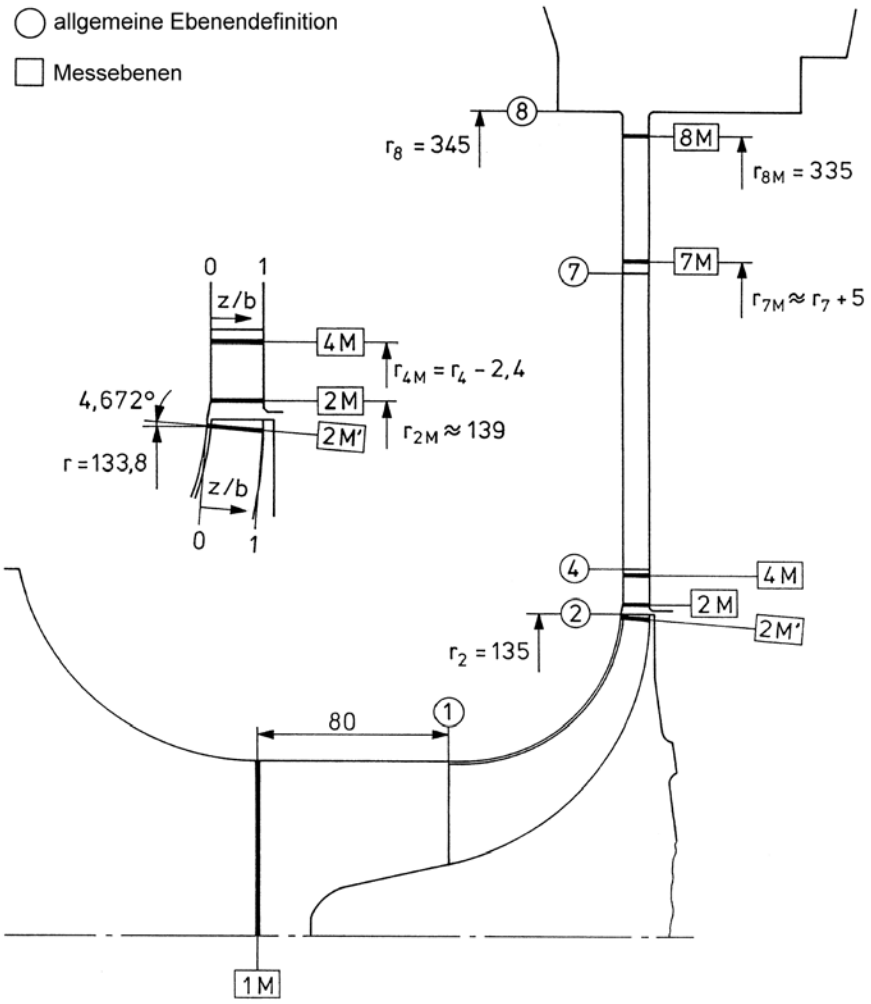


Abbildung 4.2.1: Messebenen des Testfalls Radiver [1].

4.3 Betriebspunkte

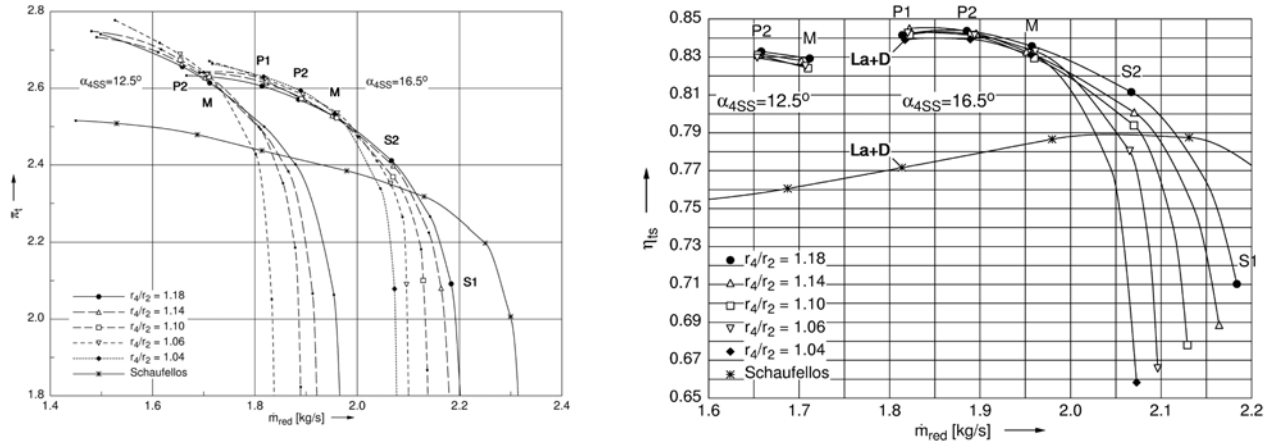
Da sich das Betriebsverhalten bei gedrosseltem/erhöhtem Massenstrom (trotz gleichbleibender Drehzahl) stark verändert, ist es von zentraler Bedeutung, Radialverdichter in verschieden Betriebspunkten zu untersuchen. Ziegler definierte fünf Betriebspunkte, die den ganzen Betriebsbereich abdecken. Er untersuchte jeweils zwei Punkte nah an der Pumpengrenze, zwei Punkte nah an der Stopfgrenze und ein Punkt im mittleren Betriebsbereich. Die Definitionen sind der Tabelle 4.3.1 zu entnehmen.

Tabelle 4.3.1: Definition der gewählten Betriebspunkte nach Ziegler [1].

Betriebspunkt	Beschreibung
P1	pumpengrenznaher Betriebspunkt
P2	pumpengrenznaher Betriebspunkt
M	Betriebspunkt im mittleren Kennfeldbereich
S2	schluckgrenznaher Betriebspunkt
S1	Schluckgrenze

4.4 Kennlinien des experimentellen Versuchs

Die von Ziegler gemessene Kennlinien (bei einer Drehzahl von 80 % n_0) sind der Abbildung 4.4.1 zu entnehmen und werden als Vergleichsgröße aller Simulationen verwendet.



(a) Druckverhältnis ***(b)*** Wirkungsgrad

Abbildung 4.4.1: Druckverhältnis-Kennlinien (siehe Abbildung (a)) und Wirkungsgrad-Kennlinien (siehe Abbildung (b)) eines Radialverdichters bei verschiedenen Radialspaltweiten und einer reduzierten Drehzahl von $0.8 \cdot n_0$ [1].

Kapitel 5

Simulationsmodell

Die vorangehenden Kapitel dienen zur Veranschaulichung der theoretischen Grundlagen, der wesentlichen Diffusor-Design-Parameter sowie des Versuchsaufbaus eines beschaufelten Radialverdichters. Das Ziel dieses Kapitel ist es, das nummerische Setup eines Radialverdichters zur Analyse der Strömungsmechanik darzulegen und soll Aufschluss über die Wahl wichtiger CFD Parameter geben.

5.1 Netzgenerierung

Das Netz des Simulationsmodells basiert auf dem experimentellen Versuchsaufbau aus Kapitel 4 und ist in Abbildung 5.1.1 zu sehen. Durch die periodische Bauweise des Radialverdichters wird nur eine Einzelpassage simuliert. Dies führt zu deutlich tieferen Netzgrössen und somit einer starken Verringerung der Rechenzeit. Jedoch ist zu erwähnen, dass eine derartige Idealisierung die Interaktion zwischen Rotor und Stator nicht erfasst und somit Abweichungen zum realen Strömungsverhalten aufweisen kann. Deshalb sind die in dieser Arbeit generierten Aussagen mit Vorsicht zu genießen und gegebenenfalls mit einem 360 ° Modell und transienten Rechnungen zu plausibilisieren.

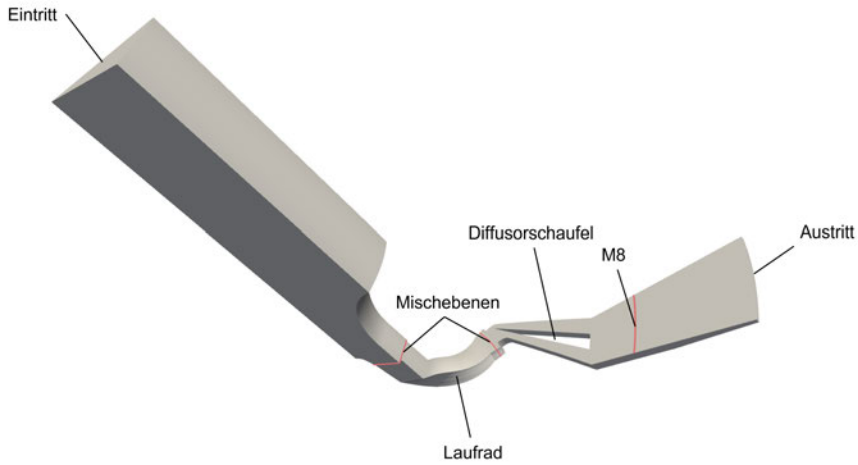
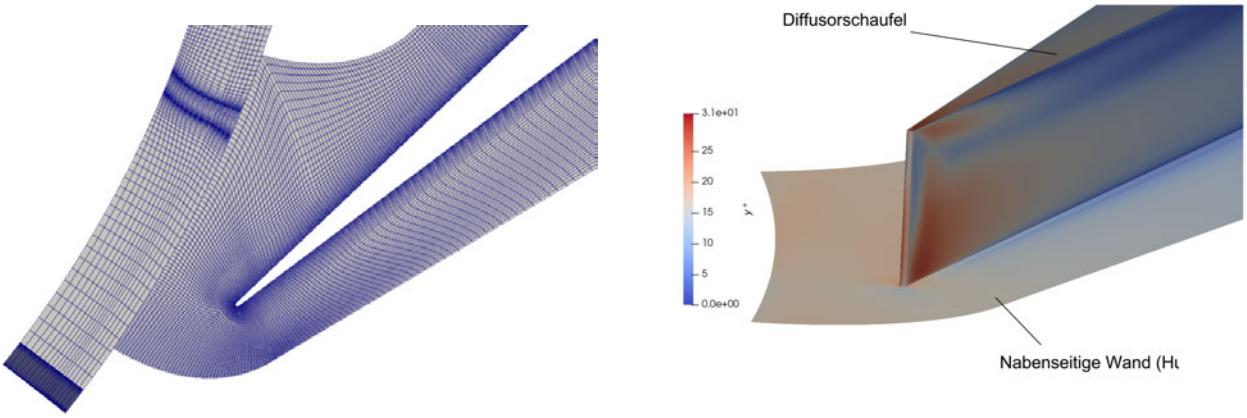


Abbildung 5.1.1: Aufbau des verwendeten Simulationsmodell und definierte Ebenen.

Jedes Simulationsmodell wird im steady-state (stationärer Zustand) simuliert und weist, aufgrund der unterschiedlichen Anzahl an Laufrad- und Diffusorschaufeln, Mischebenen (Mixing Planes) auf.

Der Abströmungsbereich (Netzstruktur nach der Messebene M8) weist zum Einen reibungsfreie Wände und zum Anderen einen Pinch auf, welche das Konvergenzverhalten verbessern sollen (siehe Abbildung 5.1.1). Das Eintrittsgehäuse, der Rotor und die Messebenen wurden unverändert übernommen. Das Netz weist ein strukturiertes Gitter auf und ist somit mit hexaederische Zellen aufgebaut. Zudem wurden alle Wände mit einer Randschichtauflösung versehen. Das Netz weist 2.4 Mio. Zellen auf und wurde so gestaltet, dass jedes Modell eine ähnliche Zellenzahl aufweist. Bei der Betrachtung der Randschichtauflösung ergab sich an der Eintrittskante des Diffusors ein maximales $y+$ von 31. Da das Simulationsmodell auf früheren Untersuchungen basiert [20, 38] und die daraus resultierenden Ergebnisse mit der Messung von Ziegler [1] (siehe Kapiel 4) übereinstimmen, wurde auf eine Netzstudie verzichtet. In Abbildung 5.1.2 ist die allgemeine Netzstruktur, die Randschichtauflösung, sowie das y^+ zu sehen. Der detaillierte Netzaufbau ist dem Anhang D.1 zu entnehmen.



(a) Netzstruktur ***(b)*** y^+

Abbildung 5.1.2: Netzstruktur am Eintrittsbereich des Diffusors (siehe Abbildung (a)) und resultierender dimensionslose Wandabstand y^+ bei Betriebspunkt M (siehe Abbildung (b)) .

5.2 Randbedingungen

Da das Netz viele Grenzebenen (Boundary Planes) aufweist, wird in diesem Kapitel nur auf die wichtigsten Randbedingungen eingegangen. Detailierte Randbedingungen sind dem Anhang D.2 zu entnehmen.

Der Eingangsdruck, die Eingangstemperatur und der Massenstrom am Ausgang ergeben sich aus dem Versuchsaufbau Radiver und sind der Tabelle 5.2.1 zu entnehmen.

Tabelle 5.2.1: Auflistung der gesetzten Randbedingungen bei fünf verschiedenen Betriebspunkten.

Betriebspunkt (BP)	Eingang	Ausgang
P1	$p_{tot,ein} = 0.6$ [bar], $T_{tot,ein} = 296$ [K]	$\dot{m}_{aus} = 4.629 \cdot 10^{-2}$ [kg/s]
P2	$p_{tot,ein} = 0.6$ [bar], $T_{tot,ein} = 296$ [K]	$\dot{m}_{aus} = 4.817 \cdot 10^{-2}$ [kg/s]
M	$p_{tot,ein} = 0.6$ [bar], $T_{tot,ein} = 296$ [K]	$\dot{m}_{aus} = 4.958 \cdot 10^{-2}$ [kg/s]
S2	$p_{tot,ein} = 0.6$ [bar], $T_{tot,ein} = 296$ [K]	$\dot{m}_{aus} = 5.260 \cdot 10^{-2}$ [kg/s]
S1*	$p_{tot,ein} = 0.6$ [bar], $T_{tot,ein} = 296$ [K]	$p_{tot,aus} = 1.3$ [bar]

*Wird ein Enddruck als Randbedingung gesetzt und die Geometrie angepasst, kann sich der Massenstrom deutlich verändern und entspricht nicht mehr dem gewünschten Betriebspunkt.

Des Weiteren ergeben sich durch die Ausnutzung einer periodischen Bedingung (Simulation einer Einzelpassage) Symmetrieebenen, die mit einer zyklischen Randbedingung zu versehen sind. Da der Diffusor eine andere Schaufelzahl als das Laufrad aufweist, muss das durchströmte Fluid des 15 schaufeligen Laufrads auf die 23 Diffusorkanäle aufgeteilt werden. Aufgrund dessen wurde eine Schnittebene (im unbeschaufelten Zwischenraum) definiert und mit einer Mischebene-Randbedingung versehen. Ausserdem wurden alle Wände (ausser Pinch) mit einer noSlip (reibungsbehafteten Oberfläche), adiabatsichen (temperaturundurchlässigen) und zeroGradient (keine Druckveränderung) Bedingung versehen.

Für die Parameter des Turbulenzmodells wurden folgende Randbedingungen am Eingang des Radialverdichters gesetzt (Erfahrungswerte der Hochschule Luzern):

- Reynolds Stress TensorR_{ij} : turbulente Intensität = 5 %
- spezifische Dissipationsrate Ω : turbulente Viskositätsrate $I = 5$

Zusätzlich wurde für alle Wände (ausser Pinch) eine Wallfunction (gültig für y^+ von $0 - 500$) verwendet.

5.3 CFD Setup

Alle in dieser Arbeit behandelten Simulationen basieren auf dem Reynolds Average Navier Stokes (RANS) Ansatz und wurden mit der im Kapitel 1.3.2 beschriebenen Software coupledNummerics (basierend auf Openfoam) durchgeführt. Ausser der Modifikation der Diffusorgeometrie und der Drosselung blieben die meisten Parameter jedoch konstant, was einen konsistenten Vergleich der einzelnen Simulationen gewährleistet. Es wurden folgende Solvereinstellungen und Fluidparameter verwendet:

Tabelle 5.3.1: Auflistung der verwendeten Solvereinstellungen und Fluidparameter.

Parameter	Bezeichnung
Iterationen	1200 [-]
Zeitschritt t_{step}	$1/\omega \approx 0.00033$
Winkelgeschwindigkeit ω_i	2988.81 [rad/s]
Fluidmodell	perfektes Gas (kompressibel)
Fluid	Luft
Molare Masse M	28.96 [g/mol]
Viskosität μ	$1.831 \cdot 10^{-5}$ [Pa s]
Wärmekapazität c_p	1004.4 [kJ/kg K]
Leitfähigkeit, Prantlzahl Pr	0.7 [-]
Turbulenzmodell	Ω-RSM

Als physikalischer Zeitschritt wurde 0.33 ms beziehungsweise $1/\omega$ gewählt, was einem sinnvollen Wert bei Turbomaschinen entspricht. Obwohl die Residuen (RMS-Werte) bereits bei einer Iterationszahl von 200 konvergieren wurden 1200 Iterationsschritte durchgeführt. Dies basiert vor allem auf vorherigen Untersuchungen [20, 38], welche gezeigt haben, dass gewisse physikalischen Grössen deutlich mehr Iterationsschritte benötigen, um ein stabiles Plateau zu erreichen. Alle Simulationen wurden bei einer reduzierten Winkelgeschwindigkeit von 2988.81 rad/s durchgeführt, was 80 % der Maximaldrehzahl entspricht. Das Fluid wurde als perfektes Gas simuliert und besitzt die in Tabelle 5.3.1 aufgeführten Eigenschaften. Als Turbulenzmodell wurde das Ω-RSM gewählt, welches sich

aufgrund vorheriger Untersuchungen als das Aussagenkräftigste erwies [38]. Das Ω-RSM Modell basiert auf 7 Gleichungen und kann anisotropisches Verhalten auflösen. Dieses Modell ist deutlich genauer als beispielsweise das Shear Stress Transport Turbulenzmodell (SST), da die Transportgleichungen durch ein direktes Lösen des Reynolds stresses bestimmt werden.

Für die Lösung des Simulationsmodells wird ein druckbasierter, blockgekoppelter Solver verwendet, welcher auf einer impliziten Kopplung der Navier-Stokes-Gleichungen basiert [21].

5.4 Messgrößen

Da der Massenstrom, wie auch die Drehzahl von den Umgebungsbedingungen abhängen werden diese mithilfe der International Standard Atmosphere (ISA) reduziert:

reduzierter Massenstrom:

$$\dot{m}_{red} = \frac{\dot{m} \cdot \sqrt{T_{tot,ein}/T_{ISA}}}{p_{tot,ein}/p_{ISA}} \tag{5.4.1}$$

reduzierte Drehzahl:

$$n_{red} = \frac{n}{\sqrt{T_{tot,ein}/T_{ISA}}} \tag{5.4.2}$$

reduzierter Totaldruck:

$$p_{tot,red} = \frac{p_{tot}}{\sqrt{p_{tot,ein}/p_{ISA}}} \tag{5.4.3}$$

Wobei der Standarddruck p_{ISA} und die Standardtemperatur gegeben ist durch:

$$p_{ISA} = 101'325[Pa] \tag{5.4.4}$$

$$T_{ISA} = 288.15[K] \tag{5.4.5}$$

Zudem ist die reduzierte Drehzahl n_{red} definiert druch:

$$\frac{n_{red}}{n_0} = 0.8 \tag{5.4.6}$$

Des Weiteren ergeben sich Druckverhältnis und Wirkungsgrad zu:

Druckverhältnis:

$$\pi_{tot} = \frac{p_{tot,aus}}{p_{tot,ein}} \approx \frac{p_8}{p_{tot,ein}} \tag{5.4.7}$$

Wirkungsgrad:

$$\eta_{tot,s} = \frac{\Delta h_{tot,s}}{\Delta h_{tot}} \approx T_{tot,ein} \cdot \frac{(\frac{p_8}{p_{tot,ein}})^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{T_8 - T_{tot,ein}} \tag{5.4.8}$$

Da das Netz des Simulationsmodells nur von Verdichtereintritt bis zur Ebene M8 modelliert wurde, kann der Totaldruck am Verdichterausgang nicht ausgewertet werden. Deshalb wurde angenommen, dass der übriggebliebene dynamische Druck zwischen Messebene M8 und Verdichteraustritt in Wärme dissipiert.

5.5 Auswertung

Die komplette Auswertung wird mit den in Kapitel 1.3 beschriebenen Programmen durchgeführt. Das Konvergenzverhalten wird einerseits mittels Root-Mean-Square Error (RMSE) und anderseits mit Hilfe der Aufzeichnung des Drucks und der Temperatur in Ebene M8 ausgewertet. Der RMSE ist definiert durch:

$$RMSE = \sqrt{\frac{1}{N}\sum_{i=1}^{N}(P_i - O_i)^2} \tag{5.5.1}$$

Wobei:

O : beobachteter Wert
P : prognostizierter Wert
N : Anzahl beobachteter Werte

Die Mittelung von fluiddynamischen Größen stellt bei experimentellen Untersuchungen eine große Schwierigkeit dar, weshalb häufig eine Mittelung über die Centerline gewählt wird. Dies wird durch die Verwendung von nummerischen Methoden deutlich vereinfacht. Der verwendete Solver [21] ist so ausgelegt, dass Druck, Totaldruck, Temperatur und Totaltemperatur Massenstrom- sowie Flächengemittelt zur Verfügung gestellt werden. Des Weiteren werden Größen wie Wandschubspannungen, Machzahl, Enthalpie und Geschwindigkeit direkt während des Lösevorgangs berechnet. Trotzdem müssen einige Größen, wie z.B. der Druckrückgewinnungsbeiwert, nachträglich Massenstrom- oder Flächengemittelt werden. Dies kann direkt im Postprocessing Tool (Paraview oder Python) durchgeführt werden und basiert auf folgendem Ansatz:

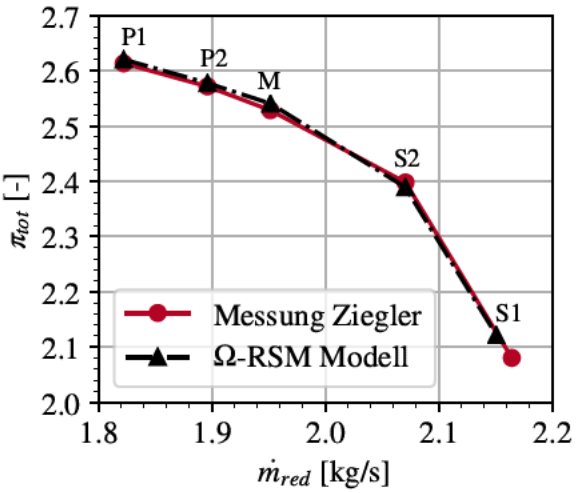
$$\bar{x} = \frac{1}{A}\int x\, dA \tag{5.5.2}$$

$$\bar{x} = \frac{1}{\dot{m}}\int x\, d\dot{m} \tag{5.5.3}$$

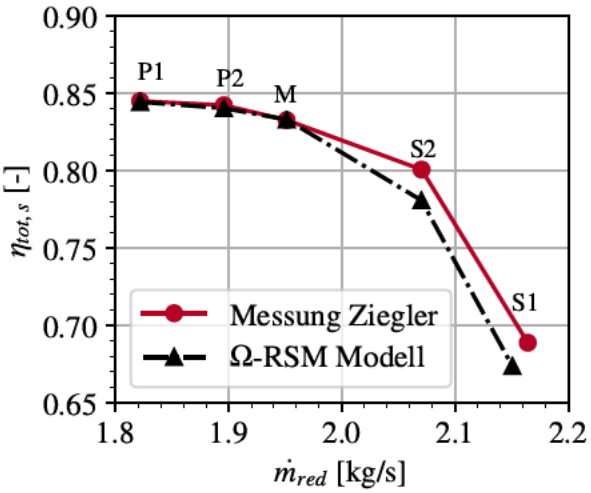
Wobei für x beliebige Grössen eingesetzt werden können.

5.6 Validierung

Um die Plausibilität des Simulationsmodells zu gewährleisten, wird das Druckverhältnis und der Wirkungsgrad des Simulationsmodells mit den gemessenen Werten von Ziegler [1] (siehe Kapitel 4) verglichen. In Abbildung 5.6.1 wurde gezeigt, dass die Druckverhältnisse im ganzen Betriebsbereich und die Wirkungsgrade vorallem im pumpengrenznahen Bereich mit den von Ziegler bereitgestellten Messdaten übereinstimmen. Die Wirkungsgrade im stopfgrenznahen Bereich sind leicht tiefer als die von Ziegler gemessenen Wirkungsgrade. Dies kann von zahlreichen Faktoren abhängig sein. Einerseits kann die Wahl der Netzstruktur, des Turbulenzmodells oder die in Kapitel 5.4 gemachten Annahmen zu einer Abweichung führen, Anderseits können die experimentell bestimmten und von Ziegler bereitgestellten Daten leichte Ungenauigkeiten aufweisen. Trotz der leichten Abweichung im stopfgrenzennahem Bereich wird das Modell als verifiziert betrachtet und für nachfolgende Untersuchen weiterverwendet.



(a) Druckverhältnis π_{tot}



(b) isentroper Wirkungsgrad $\eta_{tot,s}$

Abbildung 5.6.1: Vergleich der simulierten und gemessenen [1] Totaldruckverhältnisse π_{tot} (siehe Abbildung (a)) und Wirkungsgrade (siehe Abbildung (b)) in Abhängigkeit des reduzierten Massenstroms $\dot{m}_{red}$.

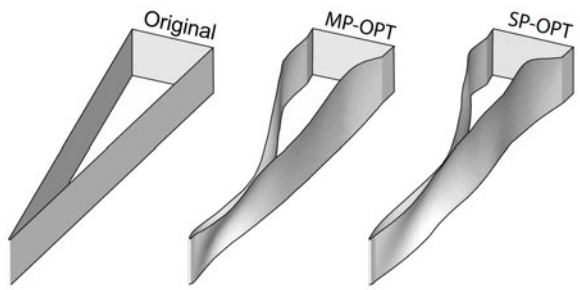
Kapitel 6

Vereinfachung eines nummerisch optimierten Keildiffusors und deren Einfluss auf das Betriebsverhalten

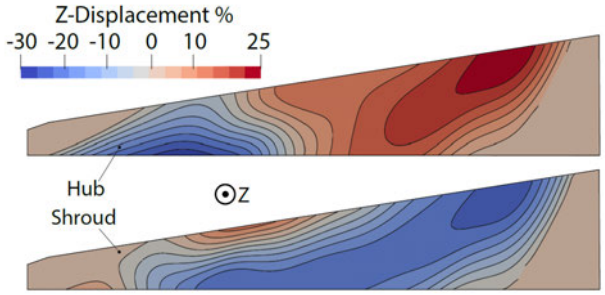
In vorherigen Kapiteln wurde versucht die Wirkung der wesentlichen Diffusor-Design-Parameter auf das Betriebsverhalten eines Radialverdichters aufzuzeigen. Daraus wurde ersichtlich, dass die Wahl der optimalen Diffusorgeometrie stets mit Schwierigkeiten verbunden ist. Aufgrund dessen, wird in diesem Kapitel versucht, die von Del Rio et al. [18] erzeugte und mit einer Adjoint Methode optimierte Keilgeometrie zu vereinfachen und deren Einfluss auf das Betriebsverhalten zu bestimmen. Da diese Keilgeometrie ebenfalls auf dem in Kapitel 4 beschriebenen Testfall Radiver basiert, wird das in Kapitel 5 beschriebene Simulationsmodell verwendet.

6.1 Beschreibung

Als Basis dieses Kapitels dient die von Del Rio. et al. [18] durchgeführten Simulation zur Optimierung einer Keilgeometrie mit Hilfe einer Adjoint Methode [29]. Die Deformation der Diffusorgeometrie, der Unter- und Oberseite (Hub & Shroud) des Kanals wurde mit einer Free Form Deformation (FFD) Methode umgesetzt. Zudem wurde das Netz mit Hilfe einer Inverse Distance Weighting (IDW) Methode laufend angepasst. Weiter wurden fixe Start- und Endbedingungen (Lage und Form der Eintritts- und Austrittskante) gesetzt, was zu einem gleichbleibenden Radialspalt, Anstellwinkel, Austrittsquerschnittsfläche und einer konstanten Länge führt. Die daraus entstandenen Deformationen sind der Abbildung 6.1.1 zu entnehmen.



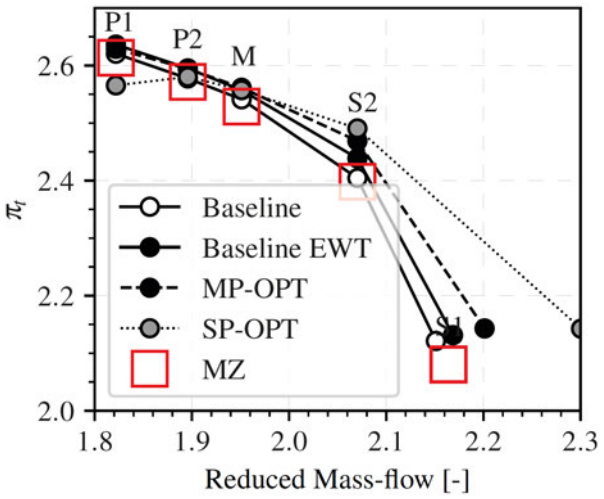
(a) Deformation des Keildiffusors



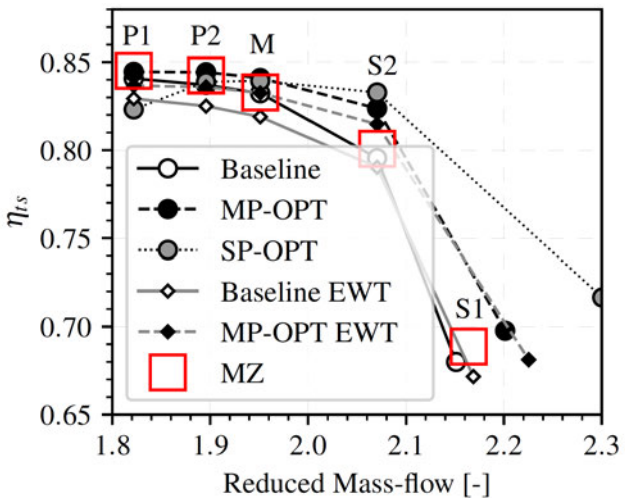
(b) Deformation der Unter- und Oberseite des Kanals (MP-OPT)

Abbildung 6.1.1: Deformation des Keildiffusors (siehe Abbildung (a)) und der Unter- und Oberseite (Hub & Shroud) des Diffusorkanals (siehe Abbildung (b)).

Die von Rio et al. [18] durchgeführte Single Point Optimization (SP-OPT) führte im schluckgrenznahen Bereich zu einem leicht früher eintretendem instabilen Verhalten (verglichen mit der Orginalgeometrie, siehe Abbildung 6.1.2). Die Multi Point Optimization (MP-OPT) hingegen, zeigte keine Anzeichen auf derartiges Verhalten. Zudem führten beide Optimierungen zu einer Erweiterung des Betriebsbereiches (Stopfgrenze verschiebt sich zu grösseren Massenströmen), was vor allem der Zunahme des engsten Querschnitts zu verdanken ist (siehe Abbildung 6.2.1). Weiter wurde an allen untersuchten Betriebspunkten (der MP-OPT) eine leichte Druckerhöhung und Wirkungsgradsteigerung erreicht.



(a) Druckverhältnis π_{tot}



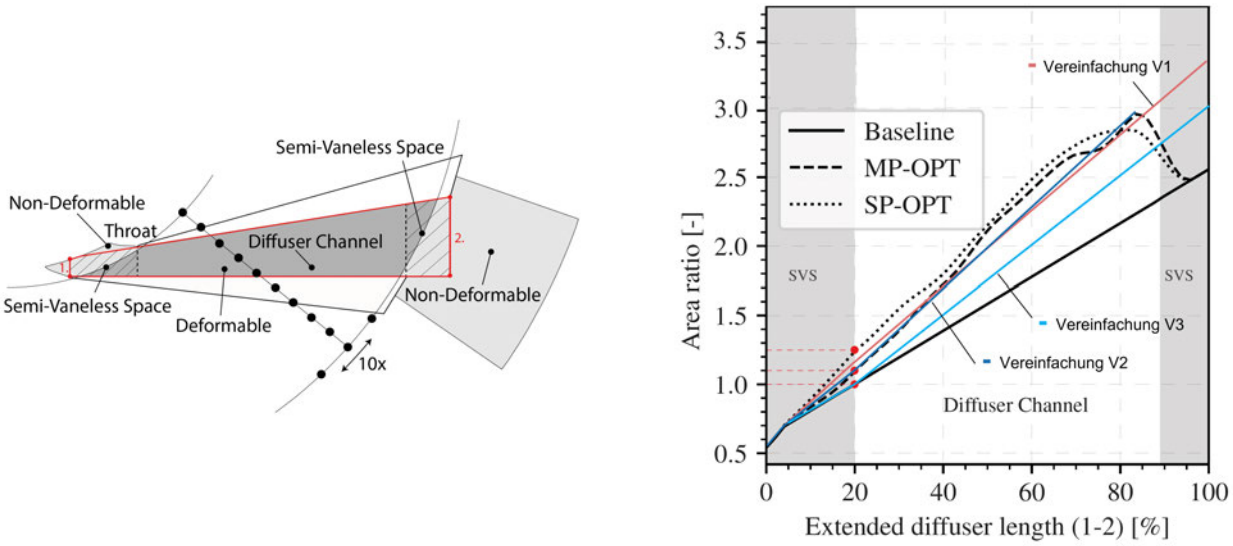
(b) isentroper Wirkungsgrad $\eta_{tot,s}$

Abbildung 6.1.2: Vergleich der Totaldruckverhältnisse (siehe Abbildung (a)) und der Wirkungsgrade (siehe Abbildung (b)) zwischen der Originalgeometrie (Messung Ziegler (MZ)) und den optimierten Geometrien [18].

6.2 Ansatz

Trotz der dreidimensionalen Verformung des Diffusorkanals wurde bei der MP-, wie auch bei der SP-OPT eine relativ konstante Flächenzunahme erreicht (siehe Abbildung 6.2.1). Anfang- und Endpunkt blieben jedoch konstant, da dies vom verwendeten Adjoint Solver vorausgesetzt wurde. Des Weiteren zeigte sich, dass die Optimierung zu deutlich grösseren Flächenverhältnissen führte, was zum einen die Fläche des engsten Querschnitts erhöht und zum anderen eine Zunahme des

Anstellwinkels verursacht. Obwohl - mit den von Del Rio et al. erzeugten Geometrien - ein deutlich besseres Betriebsverhalten erzielt wurde, stellt deren Herstellung eine grosse Herausforderung dar. Deshalb wurde versucht die Keilgeometrie so zu vereinfachen, dass der Verlauf des Flächenverhältnisses mit dem der MP-OPT erzeugten Geometrie übereinstimmt, trotzdem aber den Aufbau eines gewöhnlichen Keildiffusors besitzt. Dafür wurden mehrere Varianten erstellt, simuliert und ausgewertet, wobei sich nur zwei als zielführend erwiesen (siehe Abbildung 6.2.1 (b)).

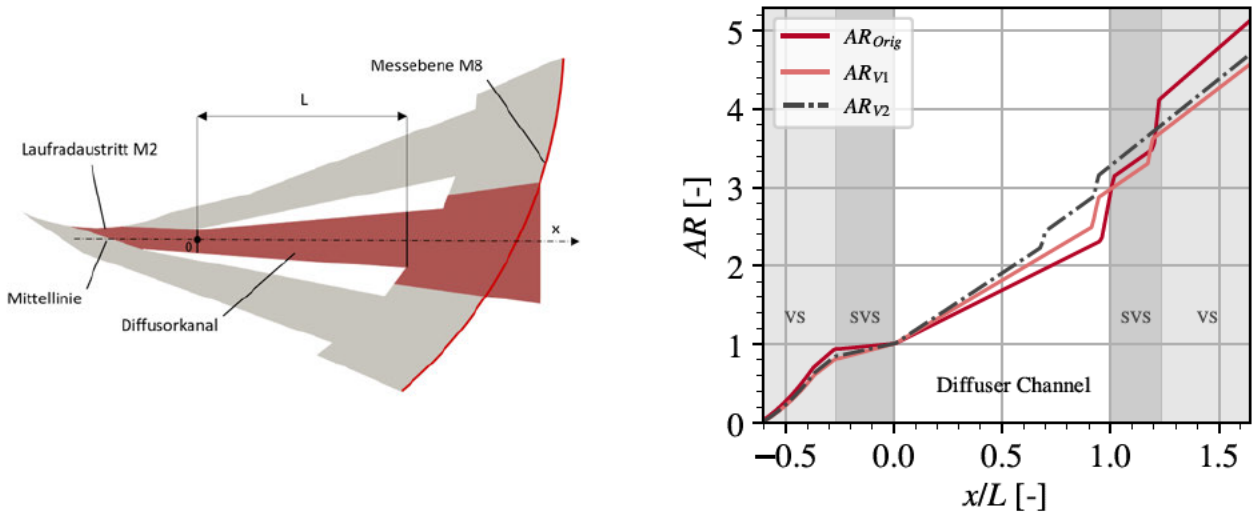


(a) verlängerter Diffusorbereich

(b) Flächenverhältnis

Abbildung 6.2.1: Definition des verlängerten Diffusorbereichs laut Del Rio et al. [18] (siehe Abbildung (a)) und Flächenverlauf der originalen, optimierten und vereinfachten Geometrie (siehe Abbildung (b)).

Um genauere Aussagen treffen zu können, wird der Druckumsetzungsbeiwert, sowie der Totalverlustkoeffizient über den Diffusorbereich ausgewertet. Anders als Del Rio et al. [18] werden diese zwischen Laufradaustritt und Ebene M8 (siehe Kapitel 4) bestimmt. Dies soll einerseits den Einfluss des Radialspaltes und des Abströmungsbereiches aufzeigen und anderseits eine allgemeine Herangehensweise für zukünftige Untersuchungen darstellen. Die Definition der Bereichswahl und die daraus resultierenden Flächenverhältnisse sind der Abbildung 6.2.2 zu entnehmen.



(a) Diffusorbereich

(b) Flächenverhältnis AR

Abbildung 6.2.2: Definition des ausgewerteten Bereichs (siehe Abbildung (a)) und Flächenverhältnis in entlang der x-Achse (siehe Abbildung (b)).

Die Betrachtung der Strömungsbilder zeigte, dass eine Auswertung mittels Flächenmittelung normal zur x-Achse durchaus Sinn macht, da sich der resultierende Querschnitt in allen Bereichen den Strömungsquerschnitt deckt (ausser am im unbeschaufelten Raum). Nur die Strömung am Laufradaustritt weist eine grosse radiale Geschwindigkeitskomponente auf und lässt sich nur beschränkt mit der gewählten Auswertungsmethode beschreiben. Deshalb wurde der Total- sowie der statische Druck am Laufradaustritt direkt über die radiale Messebene M2 bestimmt. Daraus ergibt sich der flächengemittelte Druckumsetzungsbeiwert zu:

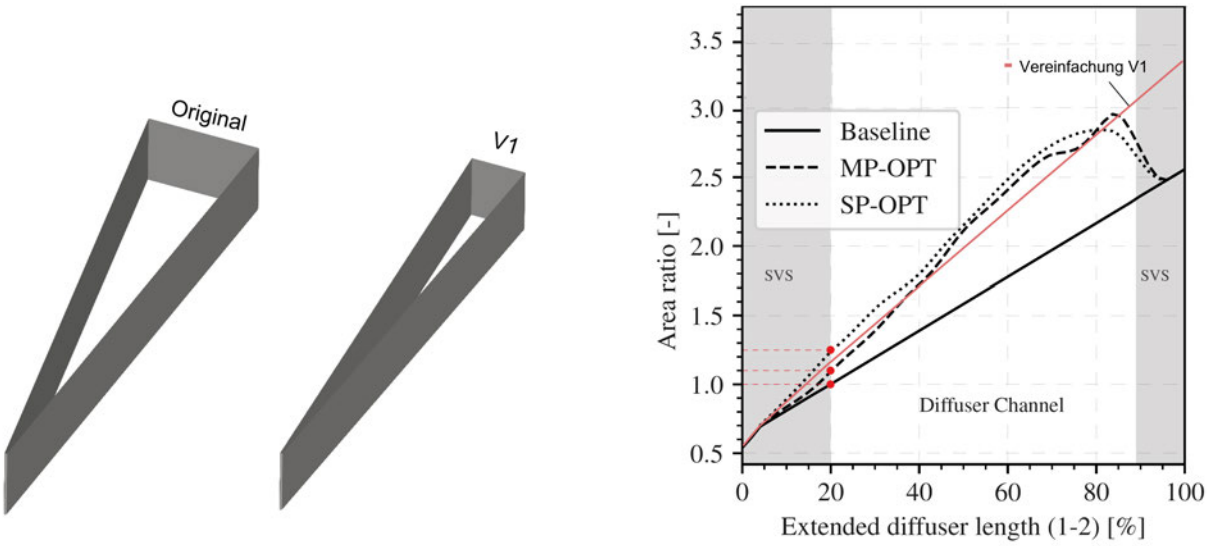
$$c_p = \frac{\bar{p}_{stat,x} - \bar{p}_{stat,M2}}{\bar{p}_{tot,M2} - \bar{p}_{stat,M2}} \tag{6.2.1}$$

Und der Totalverlustkoeffizient zu:

$$\omega = \frac{\bar{p}_{tot,M2} - \bar{p}_{tot,x}}{\bar{p}_{tot,M2} - \bar{p}_{stat,M2}} \tag{6.2.2}$$

6.3 Vereinfachung V1

Der Verlauf des Flächenverhältnisses der Vereinfachung V1 wurde so gewählt, dass dieser im Mittel mit dem der MP-OPT Geometrie übereinstimmt. Die Länge des Diffusors blieb jedoch unverändert. Durch die Modifikation der Schaufelgeometrie erhöht sich der engste Querschnitt um 14 %, was laut Gleichung 3.3.3 zu einem Anstellwinkel α_{set} von 20.32 ° führt. Damit weist V1 einen knapp 3.8 ° höheren Anstellwinkel als die Originalgeometrie auf. Das Flächenverhältnis (AR) vom Diffusereintritt bis zum Diffusoraustritt beträgt 2.62. In Abbildung 6.3.1 ist die vereinfachte Diffusorgeometrie V1 und der Verlauf des Flächenverhältnises abgebildet.



(a) Vergleich der Keilgeometrie

(b) gewähltes Flächenverhältnis

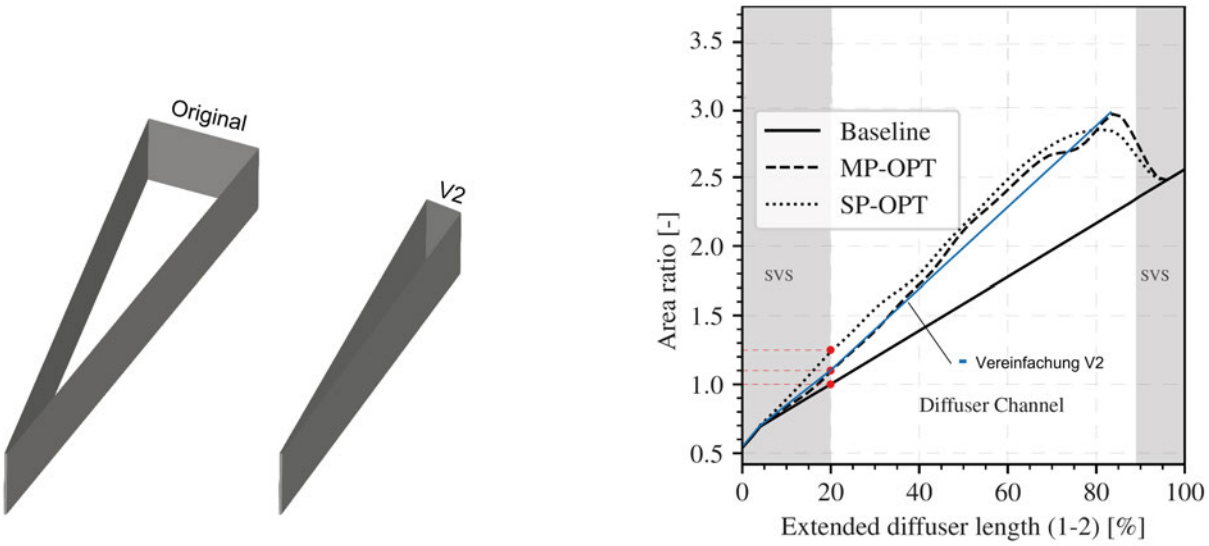
Abbildung 6.3.1: Vergleich zwischen der Keilgeometrie der Vereinfachung V1 und des Originaldiffusors (siehe Abbildung (a)) und die Wahl des Flächenverhältnisses, bezogen auf den engsten Querschnitt der Originalgeometrie (siehe Abbildung (b)).

Tabelle 6.3.1: Geometrische Diffusordaten der Vereinfachung V1.

Diffusor			
Schaufelzahl Diffusor	z_{Diff}	=	23 [stk.]
Innenradius	r_4	=	153.9 [mm]
Aussenradius	r_7	=	276.615 [mm]
meridionale Diffusorbreite	b	=	11.1 [mm]
Diffusorkanallänge	L	=	145.5 [mm]
Eintrittsweite	h_5	=	19.32 [mm]
Dicke der Schaufelvorderkante (eckig)	d_{Vk}	=	0.45 [mm]
Radialspaltweite	r_4/r_2	=	1.14 [-]
Anstellwinkel	α_{4SS}	=	20.32 [°]
Öffnungswinkel	$2 \cdot \theta$	=	12.25 [°]
Length-Width-Ratio	$LWR = L/h_5$	=	7.53 [-]
Area-Ratio	$AR = h_6/h_5$	=	2.62 [-]
Aspect-Ratio	$AS = b/h_5$	=	0.58 [-]

6.4 Vereinfachung V2

Der Verlauf des Flächenverhältnisses der Vereinfachung V2 wurde so gewählt, dass dieser im Mittel mit dem der MP-OPT Geometrie übereinstimmt. Die Länge des Diffusors wurde auf 82 % der Originallänge verkürzt. Zudem wurde derselbe kritische Querschnitt wie bei der MP-OPT erzeugten Geometrie verwendet, welcher um 10 % höher ist als die Originalgeometrie. Somit resultiert ein Anstellwinkel von 19.14 ° was einer Erhöhung von 2.65 ° entspricht. Das Flächenverhältnis (AR) vom Diffusoreintritt bis zum Diffusoraustritt beträgt 2.33. In Abbildung 6.4.1 ist die vereinfachte Diffusorgeometrie V1 und der Verlauf des Flächenverhältnises abgebildet.



(a) Vergleich der Keilgeometrie

(b) gewähltes Flächenverhältnis

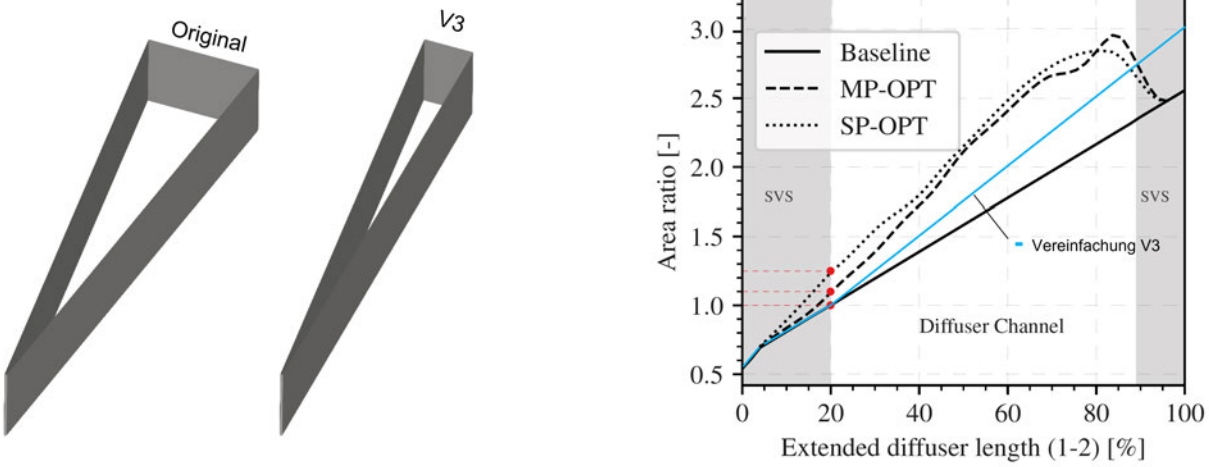
Abbildung 6.4.1: Vergleich zwischen der Keilgeometrie der Vereinfachung V2 und des Originaldiffusors (siehe Abbildung (a)) und die Wahl des Flächenverhältnisses, bezogen auf den engsten Querschnitt der Originalgeometrie (siehe Abbildung (b)).

Tabelle 6.4.1: Geometrische Diffusordaten der Vereinfachung V2.

Diffusor			
Schaufelzahl Diffusor	z_{Diff}	=	23 [stk.]
Innenradius	r_4	=	153.9 [mm]
Aussenradius	r_7	=	276.615 [mm]
meridionale Diffusorbreite	b	=	11.1 [mm]
Diffusorkanallänge	L	=	122.718 [mm]
Eintrittsweite	h_5	=	18.53 [mm]
Dicke der Schaufelvorderkante (eckig)	d_{Vk}	=	0.45 [mm]
Radialspaltweite	r_4/r_2	=	1.14 [-]
Anstellwinkel	α_{4SS}	=	19.1 [°]
Öffnungswinkel	$2 \cdot \theta$	=	13.08 [°]
Length-Width-Ratio	$LWR = L/h_5$	=	5.82 [-]
Area-Ratio	$AR = h_6/h_5$	=	2.33 [-]
Aspect-Ratio	$AS = b/h_5$	=	0.60 [-]

6.5 Vereinfachung V3

Der Verlauf des Flächenverhältnisses der Vereinfachung V3 wurde so gewählt, dass am Ende des Diffusorkanals dasselbe Flächenverhältnis wie bei der MP-OPT existiert. Jedoch blieb die Länge, der engste Querschnitt wie auch der Anstellwinkel unverändert.



(a) Vergleich der Keilgeometrie

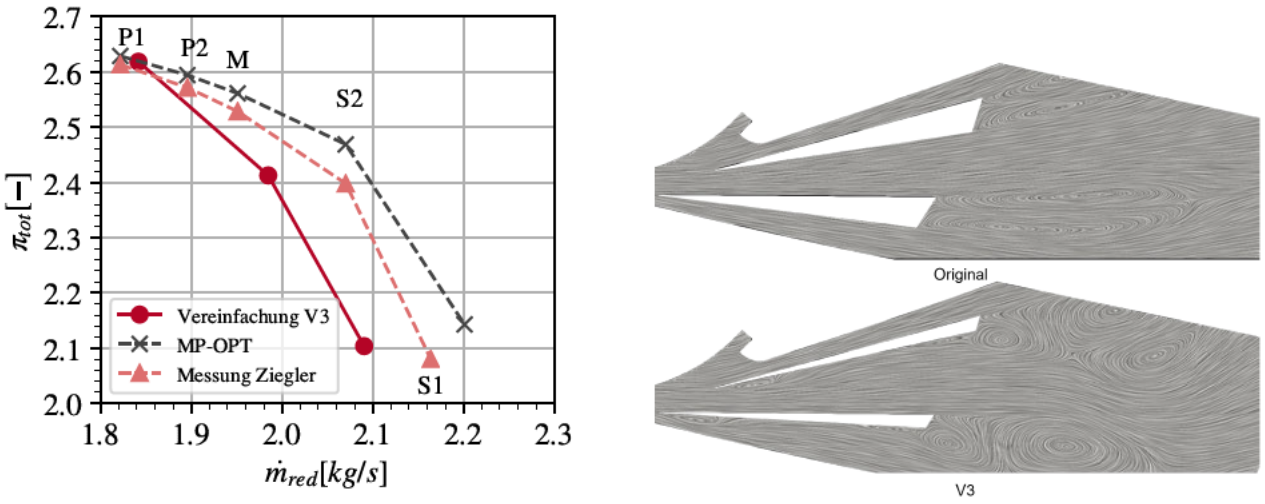
(b) gewähltes Flächenverhältnis

Abbildung 6.5.1: Vergleich zwischen der Keilgeometrie der Vereinfachung V3 und des Originaldiffusors (siehe Abbildung (a)) und die Wahl des Flächenverhältnisses, bezogen auf den engsten Querschnitt der Originalgeometrie (siehe Abbildung (b)).

Tabelle 6.5.1: Geometrische Diffusordaten der Vereinfachung V3.

Diffusor			
Schaufelzahl Diffusor	z_{Diff}	=	23 [stk.]
Innenradius	r_4	=	153.9 [mm]
Aussenradius	r_7	=	276.615 [mm]
meridionale Diffusorbreite	b	=	11.1 [mm]
Diffusorkanallänge	L	=	149.984 [mm]
Eintrittsweite	h_5	=	16.873 [mm]
Dicke der Schaufelvorderkante (eckig)	d_{Vk}	=	0.45 [mm]
Radialspaltweite	r_4/r_2	=	1.14 [-]
Anstellwinkel	α_{4SS}	=	16.5 [°]
Öffnungswinkel	$2 \cdot \theta$	=	13.08 [°]
Length-Width-Ratio	$LWR = L/h_5$	=	8.889 [-]
Area-Ratio	$AR = h_6/h_5$	=	3.05 [-]
Aspect-Ratio	$AS = b/h_5$	=	0.658 [-]

Bereits das Konvergenzverhalten zeigte, dass sich die Geometrie V3 als ungeeignet erweist. Auch die Betrachtung der Kennlinie zeigt, dass deutlich tiefere Druckverhältnisse erreicht werden. Bei einer Betrachtung der Strömungslinien wird klar, dass dies auf das Ablösegebiet an der Eintrittskante (druckseitig) zurückzuführen ist (siehe Abbildung 6.5.2). Obwohl der gewählte Öffnungswinkel und das Längen-Weiten-Verhältnis laut Reneau et al. [8] im stabilen Bereich liegt, zeigen sich im Radialverdichter bereits starke Ablösegebiete. Dies erlaubt die Aussage, dass die Theorie von ebenen Kanaldiffusoren nicht direkt und nur für Auslegezwecke verwendet werden darf.



(a) Druckverhältnis

(b) Strömungsverhalten

Abbildung 6.5.2: Vergleich des Druckverhältnisses (siehe Abbildung (a)) und der Strömungslinien bei 50 % der Diffusorbreite und Betriebspunkt M (siehe Abbildung (b)).

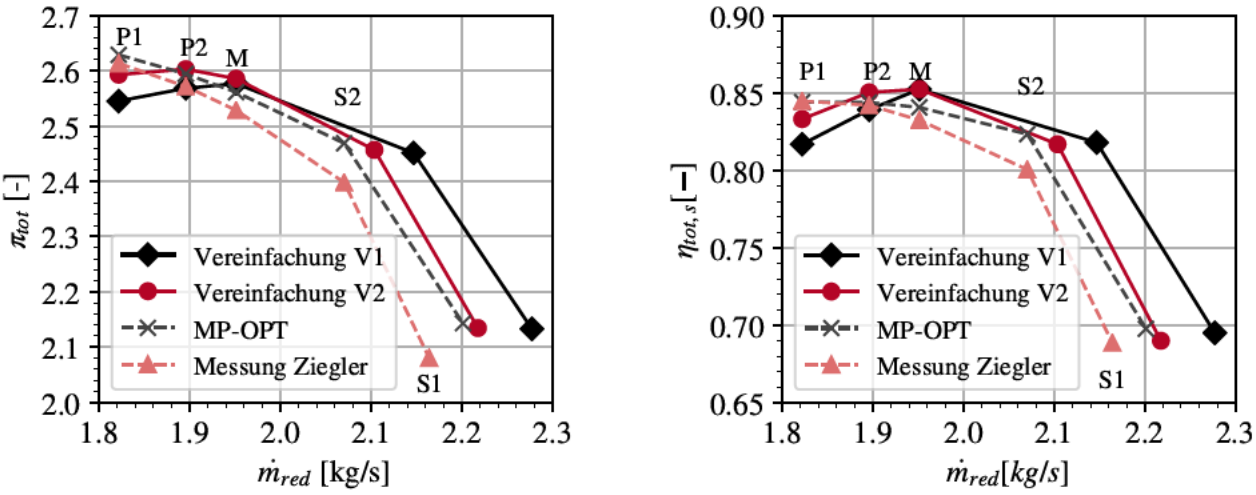
6.6 Ergebnisse

Vereinfachung V1 und V2 führen in schluckgrenznahen Bereich zu einem Abfall des Enddruckes, was bei der MP-OPT Geometrie nicht der Fall war. Bei der Betrachtung des Konvergenzverhaltens zeigt sich ein periodisches Schwingen zwischen zwei Enddrücken. Dieses Verhalten ist vor allem auf die starke Zunahme des Anstellwinkels (V1: $\alpha_{set} = 20.32\,°$, V2 $\alpha_{set} = 19.1\,°$, Original- und MP-OPT-Geometrie $\alpha_{set} = 16.5\,°$) zurückzuführen.

Obwohl keine der untersuchten Vereinfachungen das Betriebsverhalten der MP-OPT abbilden konnte, ergaben sich folgende Erkenntnisse:

- Das grössere Flächenverhältnis führt bei Vereinfachung V1 und V2 zu höheren Enddrücken und Wirkungsgraden (ausser im pumpengrenznahem Bereich).
- Das Druckverhältnis und der Wirkungsgrad von Vereinfachung V2 erhöht sich im Betriebspunkt P1 um 1.2 % und 1 %, sowie im Betriebspunkt M um 2.2 % und 2.4 % (verglichen mit der Originalgeometrie).
- Die Druckverhältnis- und Wirkungsgrad-Kennlinien der Vereinfachung V2 und MP-OPT erweisen sich als sehr ähnlich (ausser Betriebspunkt P1).
- Die vereinfachten Geometrien V1 und V2 führen sogar im mittleren und stopfgrenzennahem Betriebsbereich zu leicht höheren Druckverhältnissen und Wirkungsgraden als die Geometrie der MP-OPT.
- Eine Vergrösserung des engsten Querschnitts erlaubt grössere Druchsätze und führt somit zu einer Verschiebung der Stopfgrenze nach rechts.
- Durch die Vergrösserung des engsten Querschnitt verringert sich die Machzahl $Ma_{d,ein}$ am Diffusoreintritt von 0.588 (Originalgeometrie) zu 0.491 bei V1 und zu 0.515 bei V2.

Alle oben genannten Aussagen, sind in Abbildung 6.6.1 ersichtlich.

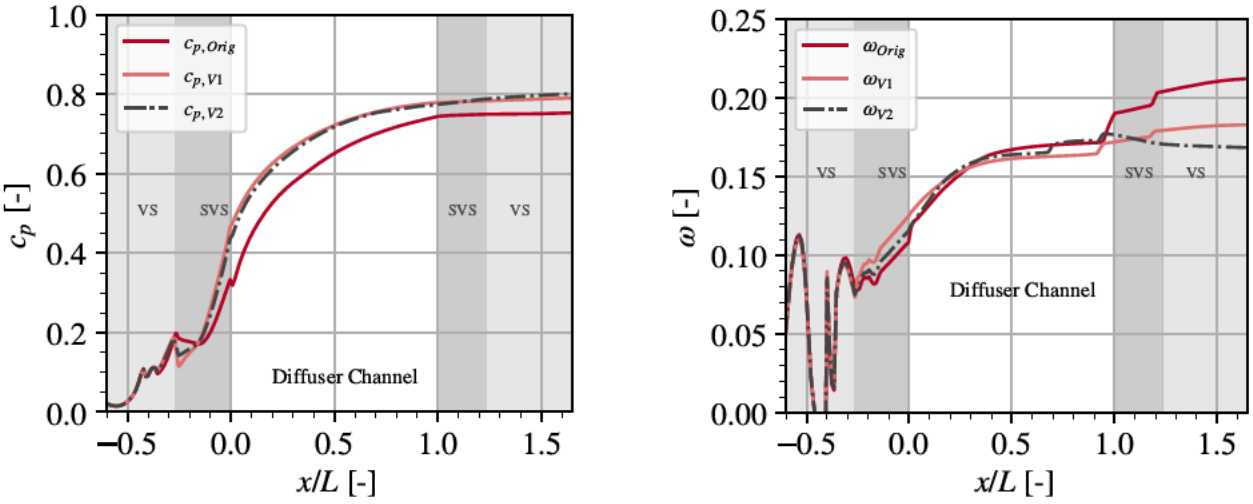


(a) Druckverhältnis π_{tot}

(b) isentroper Wirkungsgrad $\eta_{tot,s}$

Abbildung 6.6.1: Gegenüberstellung der Totaldruckverhältnisse (siehe Abbildung (a)) und der Wirkungsgrade (siehe Abbildung (b)) der original, MP-OPT und den vereinfachten Geometrien [18].

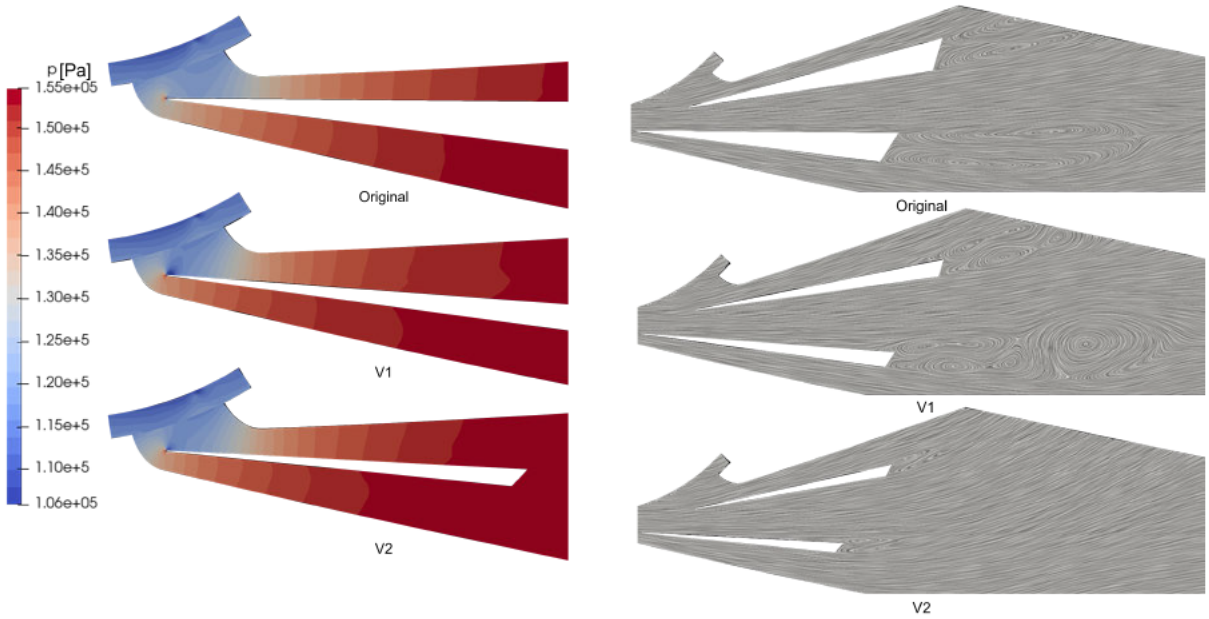
Vereinfachung V1 erreicht einen 4.9 % höheren Druckumsetzungsgrad als die Originalgeometrie. Die Vereinfachung V2 sogar einen Anstieg von 6.3 %. Ein direkter Vergleich des Druckumsetzungsgrades zwischen Vereinfachung V2 und der MP-OPT konnte nicht durchgeführt werden, da Del Rio et al. diesen Parameter nicht untersuchten.Trotz der stark modifizierten Keilgeometrien, erweisen sich bei allen untersuchten Geometrien identische Druckumsetzungen im unbeschaufelten Zwischenraum. Daraus lässt sich ableiten, dass eine derartige Modifikation der Diffusorschaufeln keine Auswirkung auf das Strömungsverhalten im unbeschaufelten Raum hat. Die Analyse des Totaldruckverlustes im Radialspalt führt zur gleichen Aussage. Jedoch weist der Totaldruckverlustkoeffizient im unbeschaufelten Zwischenraum starke Gradienten auf, was auf eine ungeeignete Auswertungsmethode (entlang der Kanalmittelinie, obwohl die Strömung radial fliesst) zurückzuführen ist. Weiter führt die Vereinfachung V2 zu einer zusätzlichen Druckrückgewinnung im Abströmungsbereich, was sich durch die Senkung des Totaldruckverlustes zeigt. Damit erreicht V2 im Betriebspunkt M eine Reduktion des Totaldruckverlustes von knapp 20 %. Die Druckumsetzungsgrade und die Totaldruckverluste sind der Abbildung 6.6.2 zu entnehmen.



(a) Druckumsetzungsgrad c_p *(b)* Totaldruckverlust ω

Abbildung 6.6.2: Druckumsetzungsgrad (siehe Abbildung (a)) und Totaldruckverlustkoeffizient (siehe Abbildung (b)) entlang der Mittellinie des Diffusorkanals im Betriebspunkt M.

Bei einer Reduktion des Massenstroms zu 1.9 kg/s (Betriebspunkt P2) treten bei V1 bereits erste Anzeichen auf instabiles Verhalten auf. Dies zeigt sich durch den saugseitigen Abfall des statischen Druckes an der Eintrittskante. Jedoch wird mit der V2 Geometrie die beste Druckumsetzung erreicht. Die Vereinfachung V2 weist kaum Ablösegebiete im Abströmungsbereich auf, was den deutlich tieferen Totaldruckverlust erklärt. Weitere Strömungsgrössen sind dem Anhang C zu entnehmen.



(a) statischer Druck *(b)* Stromlinien

Abbildung 6.6.3: Vergleich des statischen Drucks (siehe Abbildung (a)) und Verlauf der Stromlinien (siehe Abbildung (b)) im Diffusorkanal bei Betriebspunkt P2 und 50 % der Diffusorbreite.

Auch die Gegenüberstellung des Ablöseverhaltens der Strömungslinien zeigt eine deutliche Korrelation zwischen der MP-OPT und der Vereinfachung V2. Jedoch muss gesagt werden, dass das

Ablöseverhalten von V1 und V2 bei leicht höheren Massenströmen ausgewertet wurde (aufgrund der Wahl eines Totaldruckes als Randbedingung) und somit leicht höhere Strömungswinkel aufweisen. Wie in Abbildung 6.6.4 gezeigt, führt die Originalgeoemtrie und Vereinfachung V1 zu leichten Verwirbelungen am Diffusoreintritt. Bei der MP-OPT und der Vereinfachung V2 erweisen sich diese als weniger ausgeprägt. Die Strömung der MP-OPT und V2 Geometrie verhält sich zudem sehr ähnlich. Nur am Diffusoraustritt zeigt V2 eine leicht stärkere Durchmischung.

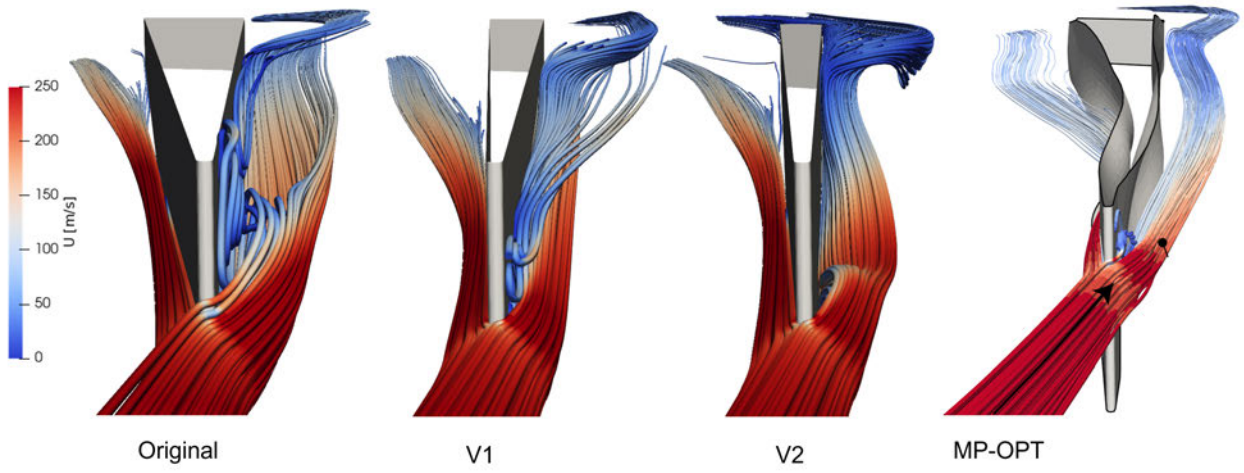


Abbildung 6.6.4: Ablöseverhalten der untersuchten Geometrien im stopfgrenznahen Bereich (Betriebspunkt S2).

Kapitel 7

Zusammenfassung und Ausblick

Durch die Identifizierung und Analyse der wesentlichen Diffusor-Design-Parameter wurde gezeigt, dass die Wahl ein Kompromiss zwischen Betriebsbereichsgewinn und einer Erhöhung des Druckverhältnisses/Wirkungsgrades darstellt. Weiter konnte gezeigt werden, dass das Strömungsverhalten einer numerisch optimierten Geometrie [18], welche komplexe 3-dimensionale Modifikationen aufweist, nicht mittels einer simplen Vereinfachung (zum Bsp. ändern des Keilwinkels und des Flächenverhältnisses) reproduziert werden kann.

Die Analyse der wesentlichen Diffusor-Design-Parameter erlaubt folgende Schlussfolgerungen. Die Wahl des Anstellwinkels stellt den kritischen Design-Parameter dar und führt bei zu grosser Inzidenz (zwischen Anstellwinkel und Strömungswinkel am Diffusoreintritt) zu instabilem Verhalten [15]. Eine saugseitige Verjüngung der Eintrittskante kann zu einer deutlichen Verringerung des Ablösegebietes führen, was die Stabilität der Strömung erhöht [13]. Das Verwenden von identischen Durchflusskapazitäten für das Laufrad und den Diffusor, hilft dabei den Betriebsbereich zu vergrössern, da ein Stopfen am Laufrad keinen Einfluss auf das Strömungsverhalten der Diffusors haben kann und umgekehrt (beide stopfen gleichzeitig). Weiter führt eine Vergrösserung des Radialspaltes (zwischen Laufrad und Diffusor) zu einer Entspannung des inhomogenen Geschwindigkeitsprofils am Laufradaustritt und hilft somit den Betriebsbereich zu erweitern. Der Nachteil dieser Massnahme ist jedoch, dass sich dadurch der maximal mögliche Enddruck und deshalb auch geringfügig der Wirkungsgrad verschlechtert [1, 30]. Da die Schaufelzahl, der Anstellwinkel, der Diffusordurchmesser und die Eintrittsweite am engsten Querschnitt eine mathematische Abhängigkeit aufweisen, sind diese stets aufeinander abzustimmen. Bereits durchgeführte Untersuchungen (des Radialspaltverhältnisses) vernachlässigten diesen Einfluss, was die Verschiebung der Stopfgrenze (bei einer Erhöhung des Radialspaltverhältnisses) nach rechts erklärt. Fluiddynamische Parameter wie die Versperrung, das Geschwindigkeitsprofil und die Reynoldszahl erwiesen sich als weniger wichtig und werden bei subsonischen und turbulenten Strömungen als zweitrangig eingestuft [15, 17, 35].

Es stellte sich heraus, dass sich die Theorie ebener Kanaldiffusoren nur zur groben Auslegung von Radialdiffusoren anwenden lässt. Auch die Einteilung der untersuchten Geometrien in die Strömungsregime gemäss Reneau et al. [8] zeigte, dass bereits eine Falschanströmung zu Ablösegebieten und Rückströmungen führen kann (siehe Abbildung 3.2.1). Zudem wurden die Untersuchungen von ebenen Kanaldiffusoren häufig mit einer ungeeigneten Mittelungsmethode (Mittelung über die Centerline) [15, 17] durchgeführt, was zu fehlerhaften Strömungsgrössen (wie z.B. des Druckumsetzungsgrades) führt.

Weiter wurde gezeigt, dass die Vereinfachung eines numerisch optimierten (komplexen) Keildiffusors einerseits höhere Enddrücke und Wirkungsgrade erreicht, anderseits aber zu früher eintretenden instabilen Verhalten führt. Zusammenfassend konnten folgende Schlussfolgerungen gezogen werden. Die vereinfachten Diffusorgeometrien erzielten nicht dasselbe Betriebsverhalten wie die numerisch optimierte Geometrie, führten aber im mittleren und stopfgrenznahen Bereich zu höheren Druckverhältnissen und Wirkungsgraden (knapp 0.5 %). Nichtsdestotrotz stellte sich eine starke Korrelation zwischen Vereinfachung V2 und der MP-OPT heraus. Auch die Analyse der Stromlinien zeigte, dass V2 erstaunlich geringe Ablösegebiete im Abströmungsbereich aufwies, was sich durch eine Reduktion des Totaldruckverlustes von 20 % wiederspiegelt (verglichen mit den experimentell bestimmten Werten der Originalgeometrie [1]).

In Anbetracht einer weiterführenden Untersuchung, wäre die vereinfachte Geometrie V2 so zu modifizieren, dass auch der Betriebspunkt P1 (schluckgrenznaher Bereich) im stabilen Bereich liegt. Dies könnte beispielsweise mit einer saugseitigen Anpassung der Eintrittskante, einer leichten Reduktion des engsten Querschnitts oder einer Vergrösserung des Radialspalts erreicht werden. Eine schrittweise Angleichung der vereinfachten Geometrie zur nummerisch optimierten könnte ebenfalls zielführend sein. Obwohl die Adjoint Optimierung eine deutlich bessere Diffusorgeometrie erzeugte, entspricht diese noch nicht dem Optimum. Vor allem die fix gesetzten Ein- und Austrittskanten (Lage und Form) beschränkten das Optimierungsverfahren und verhinderten das Enddecken einer idealeren Diffusorgeometrie. Wird jedoch in Zukunft eine Möglichkeit gefunden, die es erlaubt die Adjoint Methode über den kompletten Diffusorbereich (von Laufradaustritt bis zum Eintritt des Spiralgehäuses) anzuwenden, können noch bessere Resultate erwartet werden.

Literaturverzeichnis

[1] Ziegler, Kai U. ; Gallus, Heinz E. ; Niehuis, Reinhard: A Study on Impeller-Diffuser Interaction Part I: Influence on the Performance. In: *Journal of Turbomachinery* 125 (2003), 1, S. 173 182. http://dx.doi.org/10.1115/1.1516814. DOI 10.1115/1.1516814. ISSN 0889 504X

[2] Ziegler, Kai U. ; Gallus, Heinz E. ; Niehuis, Reinhard: A Study on Impeller-Diffuser Interaction Part II: Detailed Flow Analysis. In: *Journal of Turbomachinery* 125 (2003), 1, S. 183 192. http://dx.doi.org/10.1115/1.1516815. DOI 10.1115/1.1516815. ISSN 0889 504X

[3] Stein, Alex ; Niazi, Saeid ; Sankar, L.: Computational analysis of stall and separation control in centrifugal compressors, American Institute of Aeronautics and Astronautics, 7 1998

[4] Grundmann, Reinhard ; Schönholtz, Friedrich: *Grundlagen der Ventilatorentechnik*. 2013

[5] Rchisena92: *Compressible flow*. https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Mach_Number_Flow_Regimes.png. Version: 2014

[6] Runstadler, P. W. ; Dean, R. C.: Straight Channel Diffuser Performance at High Inlet Mach Numbers. In: *Journal of Basic Engineering* 91 (1969), 9, S. 397 412. http://dx.doi.org/10.1115/1.3571134. DOI 10.1115/1.3571134. ISSN 0021 9223

[7] Casey, Michael ; Robinson, Chris: *Diffuser Design*

[8] Reneau, L. R. ; Johnston, J. P. ; Kline, S. J.: Performance and Design of Straight, Two-Dimensional Diffusers. In: *Journal of Basic Engineering* 89 (1967), 3, S. 141 150. http://dx.doi.org/10.1115/1.3609544. DOI 10.1115/1.3609544. ISSN 0021 9223

[9] Fox, R. W. ; Kline, S. J.: Flow Regimes in Curved Subsonic Diffusers. In: *Journal of Basic Engineering* 84 (1962), 9, S. 303 312. http://dx.doi.org/10.1115/1.3657307. DOI 10.1115/1.3657307. ISSN 0021 9223

[10] Runstadler, P.W. J. ; Dolan, F.X.: *Diffuser Data Book*. TN-186. Creaere Inc., 1975

[11] Casey, Michael ; Rusch, Daniel: The Matching of a Vaned Diffuser With a Radial Compressor Impeller and its Effect on the Stage Performance, American Society of Mechanical Engineers, 6 2014. ISBN 978 0 7918 4563 9

[12] Wyss, Sulzer-Escher: *Interner Bericht Nr. 1493*. 1978

[13] Casartelli, Ernesto: Dreidimensionale Diffusorströmung im Radialverdichter, numerisch untersucht. (1999). http://dx.doi.org/10.3929/ETHZ-A-002093445. DOI 10.3929/ETHZ A 002093445

[14] Kaboldy: *Euler's pump and turbine equation*. https://en.wikipedia.org/wiki/Euler%27s_pump_and_turbine_equation. Version: 2021

[15] Deniz, S. ; Greitzer, E. M. ; Cumpsty, N. A.: Effects of Inlet Flow Field Conditions on the Performance of Centrifugal Compressor Diffusers: Part 2 Straight-Channel Diffuser. In: *Journal of Turbomachinery* 122 (2000), 1, S. 11 21. http://dx.doi.org/10.1115/1.555424. DOI 10.1115/1.555424. ISSN 0889 504X

[16] Eckardt, D.: Detailed Flow Investigations Within a High-Speed Centrifugal Compressor Impeller. In: *Journal of Fluids Engineering* 98 (1976), 9, S. 390 399. http://dx.doi.org/10.1115/1.3448334. DOI 10.1115/1.3448334. ISSN 0098 2202

[17] Dong, Y: *Private Communication*. 1996

[18] Rio, A. D. ; Casartelli, E. ; Fleischli, B. ; Mangani, L.: New Concept for Design in Turbomachinery Applications Using Full RANS Gradient Methodology. In: *Journal of Turbomachinery* (2022)

[19] Hanimann, Lucian ; Mangani, Luca ; Casartelli, Ernesto ; Mokulys, Thomas ; Mauri, Sebastiano: Development of a Novel Mixing Plane Interface Using a Fully Implicit Averaging for Stage Analysis. In: *Journal of Turbomachinery* 136 (2014), 8. http://dx.doi.org/10.1115/1.4026323. DOI 10.1115/1.4026323. ISSN 0889 504X

[20] Hanimann, Lucian ; Casartelli, Ernesto ; Mangani, Luca: Reviewing the Implicit Mixing Plane Approach: Theoretical and Applied Cases, American Society of Mechanical Engineers, 6 2014. ISBN 978 0 7918 4561 5

[21] Mangani, L. ; Buchmayr, M. ; Darwish, M.: Development of a Novel Fully Coupled Solver in OpenFOAM: Steady-State Incompressible Turbulent Flows in Rotational Reference Frames. In: *Numerical Heat Transfer, Part B: Fundamentals* 66 (2014), 12, S. 526 543. http://dx.doi.org/10.1080/10407790.2014.894372. DOI 10.1080/10407790.2014.894372. ISSN 1040 7790

[22] Hunziker, René: Einfluss der Diffusorgeometrie auf die Instabilitätsgrenze des Radialverdichters. (1993). http://dx.doi.org/10.3929/ETHZ-A-000916644. DOI 10.3929/ETHZ A 000916644

[23] Kline, S. J. ; Abbott, D. E. ; Fox, R. W.: Optimum Design of Straight-Walled Diffusers. In: *Journal of Basic Engineering* 81 (1959), 9, S. 321 329. http://dx.doi.org/10.1115/1.4008462. DOI 10.1115/1.4008462. ISSN 0021 9223

[24] Runstadler, P. W. ; Dolan, F. X.: Further Data on the Pressure Recovery Performance of Straight-Channel, Plane-Divergence Diffusers at High Subsonic Mach Numbers. In: *Journal of Fluids Engineering* 95 (1973), 9, S. 373 384. http://dx.doi.org/10.1115/1.3447040. DOI 10.1115/1.3447040. ISSN 0098 2202

[25] Bennett, I ; Tourlidakis, A ; Elder, R L.: The design and analysis of pipe diffusers for centrifugal compressors. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy* 214 (2000), 2, S. 87 96. http://dx.doi.org/10.1243/0957650001537886. DOI 10.1243/0957650001537886. ISSN 0957 6509

[26] Eynon, P A. ; Whitfield, A: The effect of low-solidity vaned diffusers on the performance of a turbocharger compressor. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science* 211 (1997), 5, S. 325 339. http://dx.doi.org/10.1243/0954406971522088. DOI 10.1243/0954406971522088. ISSN 0954 4062

[27] Mo, J T. ; Gu, C H. ; Pan, X H. ; Zheng, S Y.: Enlarging the operation range of a centrifugal compressor by cutting vanes based on CFD. In: *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering* 52 (2013), 12, S. 042013. http://dx.doi.org/10.1088/1757-899X/52/4/042013. DOI 10.1088/1757 899X/52/4/042013. ISSN 1757 8981

[28] Gao, Ruhou ; Spakovszky, Zoltán ; Rusch, Daniel ; Hunziker, René: Area-Schedule Based Design of High Pressure Recovery Radial Diffusion Systems, American Society of Mechanical Engineers, 6 2016. ISBN 978 0 7918 4972 9

[29] Fleischli, Benno ; Mangani, Luca ; Rio, Armando D. ; Casartelli, Ernesto: A discrete adjoint method for pressure-based algorithms. In: *Computers & Fluids* 227 (2021), 9. http://dx.doi.org/10.1016/j.compfluid.2021.105037. DOI 10.1016/j.compfluid.2021.105037. ISSN 00457930

[30] Hosseini, Mohammadjavad ; Sun, Zhenzhong ; He, Xiao ; Zheng, Xinqian: Effects of Radial Gap Ratio between Impeller and Vaned Diffuser on Performance of Centrifugal Compressors. In: *Applied Sciences* 7 (2017), 7, S. 728. http://dx.doi.org/10.3390/app7070728. DOI 10.3390/app7070728. ISSN 2076 3417

[31] Dixon, S. ; Hall, C.: *Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery*. Elsevier, 2010. http://dx.doi.org/10.1016/C2009-0-20205-4. http://dx.doi.org/10.1016/C2009-0-20205-4. ISBN 9781856177931

[32] Tamaki, H. ; Nakao, H. ; Saito, M.: The Experimental Study of Matching Between Centrifugal Compressor Impeller and Diffuser. In: *Journal of Turbomachinery* 121 (1999), 1, S. 113 118. http://dx.doi.org/10.1115/1.2841218. DOI 10.1115/1.2841218. ISSN 0889 504X

[33] Kenny, D. P.: A Novel Low-Cost Diffuser for High-Performance Centrifugal Compressors. In: *Journal of Engineering for Power* 91 (1969), 1, S. 37 46. http://dx.doi.org/10.1115/1.3574671. DOI 10.1115/1.3574671. ISSN 0022 0825

[34] Fang, Junyi ; Ji, Chunjun ; Li, Chunyang ; Zhang, Ruiwu ; Denis, Shalyaev: Experimental and numerical investigation on the influence of the diffuser blade setting angle on the performance of centrifugal compressor. In: *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering* 1081 (2021), 2, S. 012031. http://dx.doi.org/10.1088/1757-899X/1081/1/012031. DOI 10.1088/1757 899X/1081/1/012031. ISSN 1757 8981

[35] Ni, Yuxin ; Chen, Jie ; Fu, Xin ; Huang, Guoping ; Zhang, Zhiming ; Zhu, Rui: *Flow Characteristics of Centrifugal Compressor Stage Under Low Reynolds Number*

[36] Boncinelli, P. ; Ermini, M. ; Bartolacci, S. ; Arnone, A.: Impeller-Diffuser Interaction in Centrifugal Compressors: Numerical Analysis of Radiver Test Case. In: *Journal of Propulsion and Power* 23 (2007), 11, S. 1304 1312. http://dx.doi.org/10.2514/1.27028. DOI 10.2514/1.27028. ISSN 0748 4658

[37] Bardelli, Matteo ; Cravero, Carlo ; Marini, Martino ; Marsano, Davide ; Milingi, Omar: Numerical Investigation of Impeller-Vaned Diffuser Interaction in a Centrifugal Compressor. In: *Applied Sciences* 9 (2019), 4, S. 1619. http://dx.doi.org/10.3390/app9081619. DOI 10.3390/app9081619. ISSN 2076 3417

[38] Casartelli, Ernesto ; Mangani, Luca ; Launchbury, David R. ; Rio, Armando D.: Application of Advanced RANS Turbulence Models for the Prediction of Turbomachinery Flows. In: *Journal of Turbomachinery* 144 (2022), 1. http://dx.doi.org/10.1115/1.4051938. DOI 10.1115/1.4051938. ISSN 0889 504X

Anhang A

Diffusor-Design-Parameter

A.1 Herleitung der Eintrittsweite

Die Eintrittsweite ist mathematisch Abhängig von der Schaufelzahl, des Anstellwinkels und der Dicke der Eintrittskante. Abbildung A.1.1 zeigt den Zusammenhang dieser Grössen:

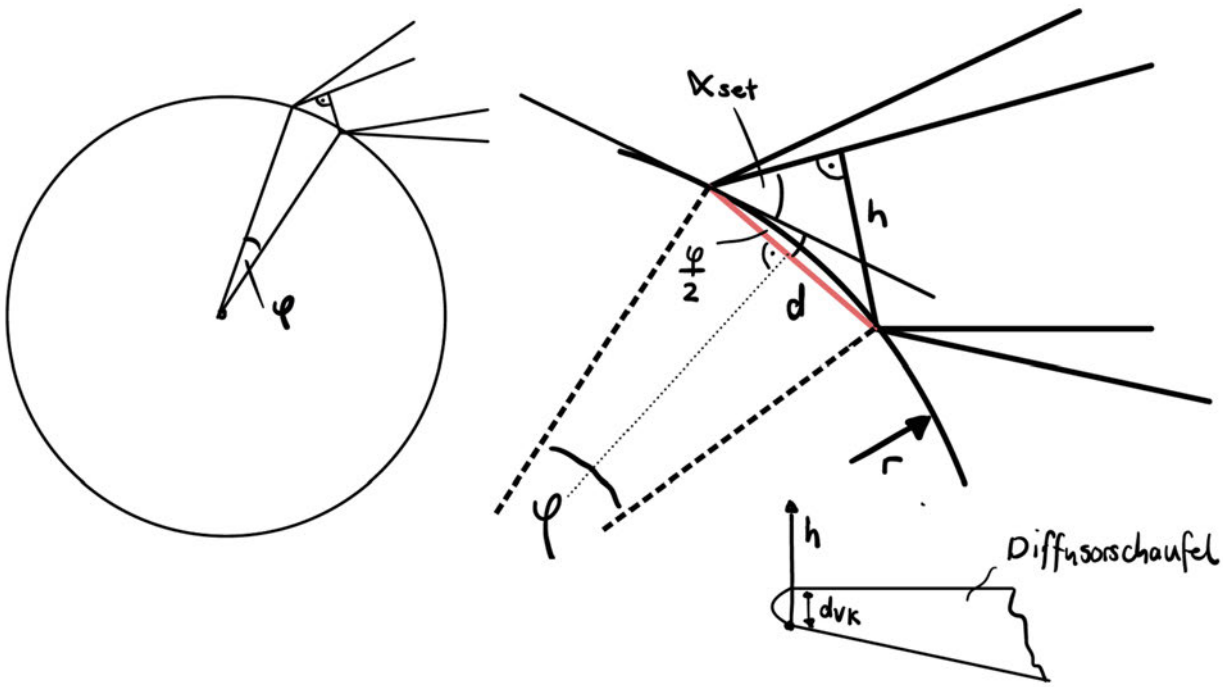


Abbildung A.1.1: Herleitung der Eintrittsweite.

Der Zentriwinkel φ ist gegeben durch:

$$\phi = \frac{360\,^\circ}{z} \tag{A.1.1}$$

Mit der Beziehung:

$$\sin(\frac{\phi}{2}) = \frac{d/2}{r} \Rightarrow d = 2 \cdot r \cdot \sin(\frac{\varphi}{2}) \tag{A.1.2}$$

und:

$$\sin(\alpha_{set} + \frac{\varphi}{2}) = \frac{h*}{d} \Rightarrow h* = d \cdot \sin(\alpha_{set} + \frac{\varphi}{2}) \tag{A.1.3}$$

ergibt sich:

$$h_d^* = 2 \cdot r \cdot \sin(\frac{180°}{z_d}) \cdot \sin(\alpha_{set} + \frac{180°}{z_d}) \tag{A.1.4}$$

Da die Dicke der Diffusorschaufel die Eintrittsweite verkleinert, wird diese abgezogen. Zudem kann die Gleichung noch mit dem Radius des Laufrades und dem Radialspalt augedrückt werden.

$$h_d^* = 2 \cdot r_{i,aus} \cdot GR \cdot \sin(\frac{180°}{z_d}) \cdot \sin(\alpha_{set} + \frac{180°}{z_d}) - d_{Vk} \tag{A.1.5}$$

Anhang B

Testfall Radiver

B.1 Versuchsaufbau

In Abbildung 5.6.1 ist der Versuchsaufbau des Testcase Radivers ersichtlich.

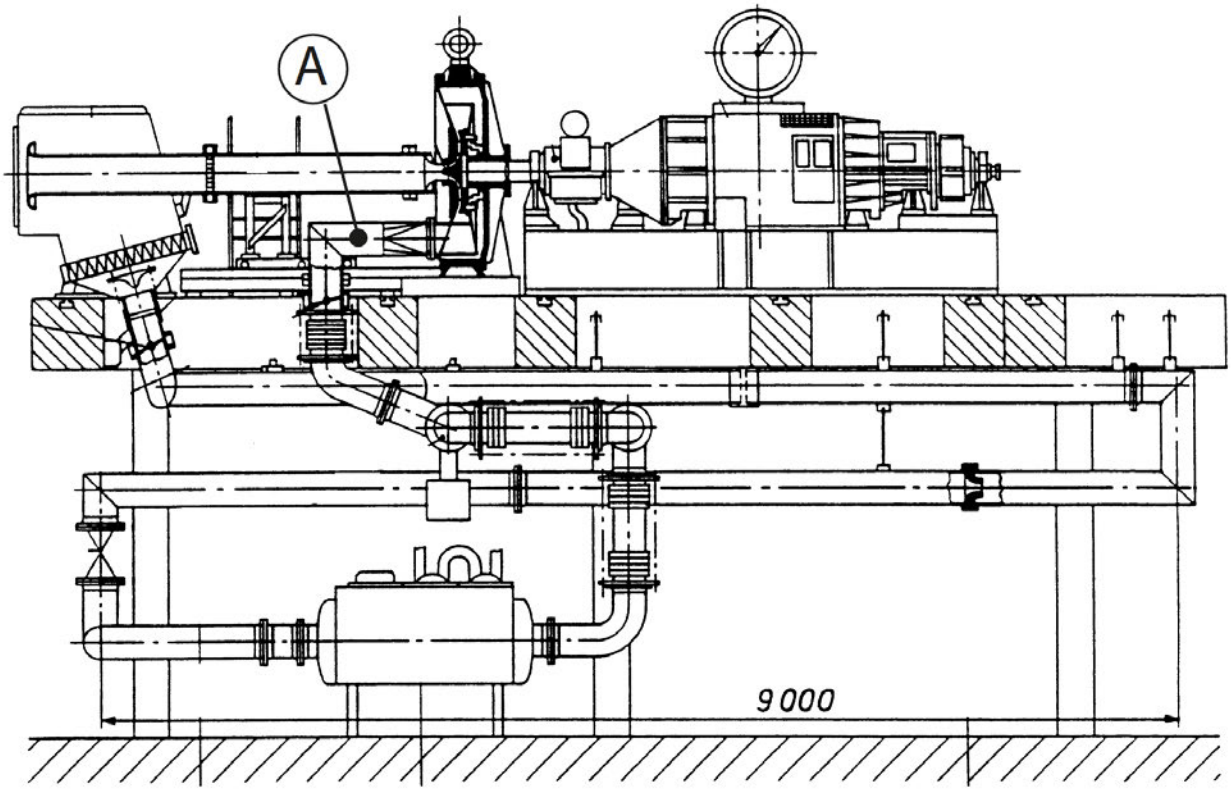


Abbildung B.1.1: Versuchsaufbau des Testfalls Radiver (seitlich).

B.2 Druckumsetzungsgrad und Totaldruckverlustkoeffizient

In Abbildung B.2.1 sind die gemessenen Druckrückgewinnungsbeiwerte und die Totaldruckverluste der einzelnen Betriebspunkte dargestellt [1].

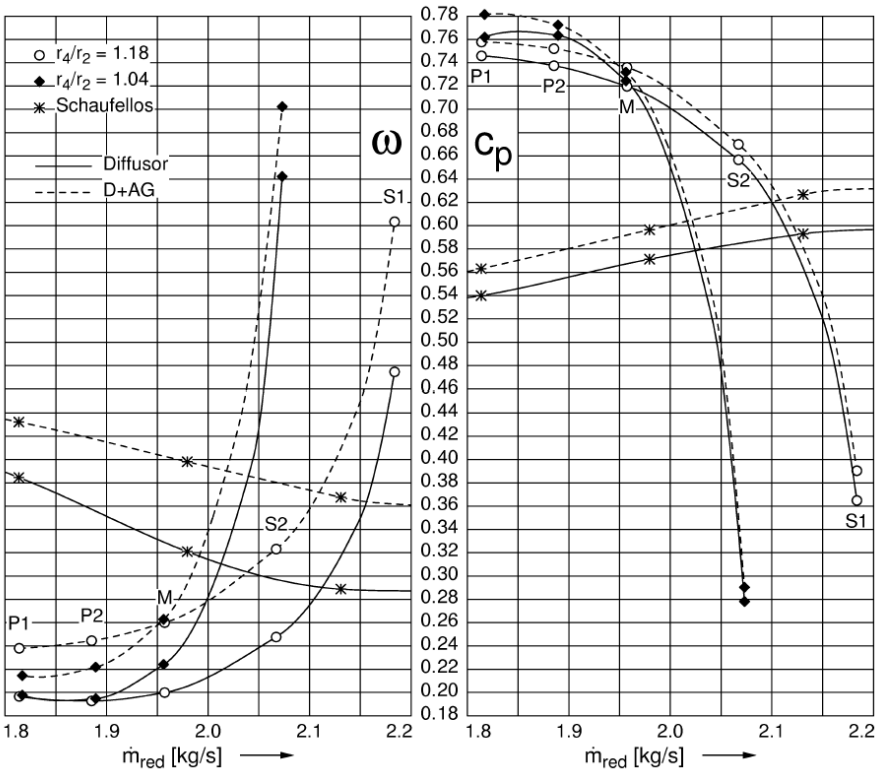


Abbildung B.2.1: Druckrückgewinnungsbeiwerte und Totaldruckverluste in Abhängigkeit des Massenstroms laut Ziegler [1].

Anhang C

Vergleich weiterer Strömungsgrössen

In den folgenden Abbildungen sind die Absolutgeschwindigkeiten, die Entropien und die Enthalpien der untersuchten Vereinfachungen bei Betriebspunkt M gegenübergestellt.

C.1 Absolutgeschwindigkeit

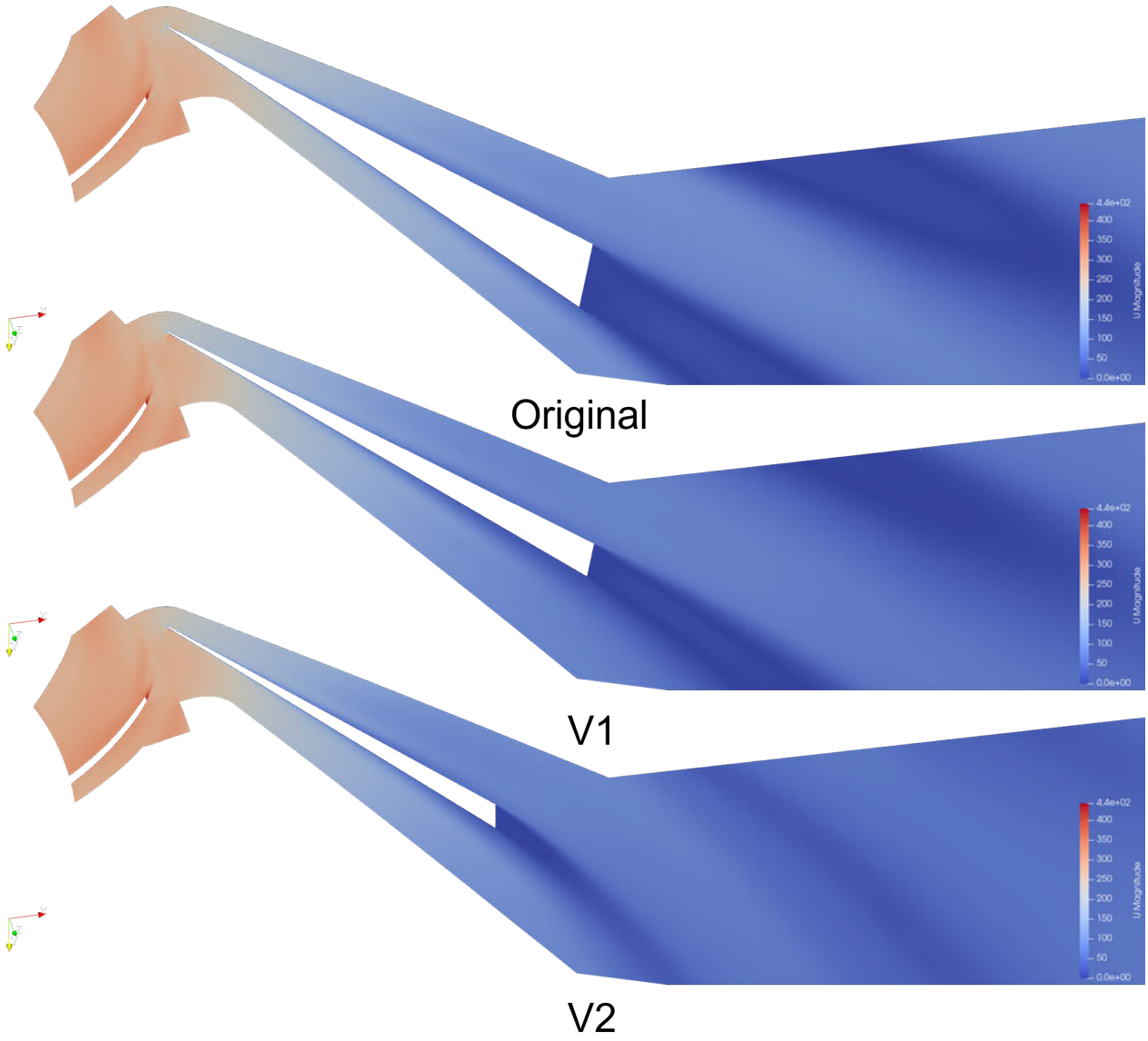


Abbildung C.1.1: Vergleich der Absolutgeschwindigkeiten c bei 50 % der Diffusorhöhe im Betriebspunkt M.

C.2 Entropie

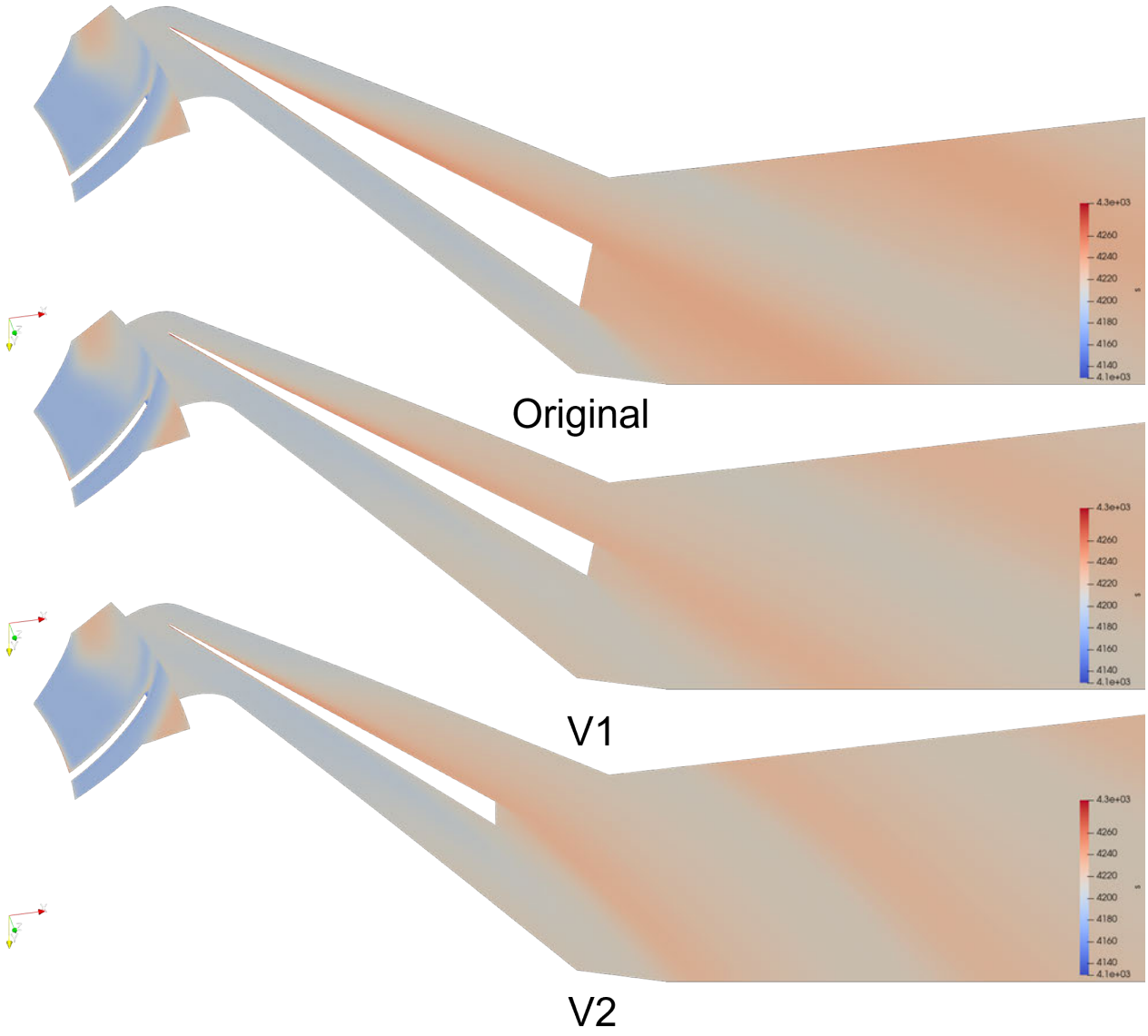


Abbildung C.2.1: Vergleich der Entropien S bei 50 % der Diffusorhöhe im Betriebspunkt M.

C.3 Enthalpie

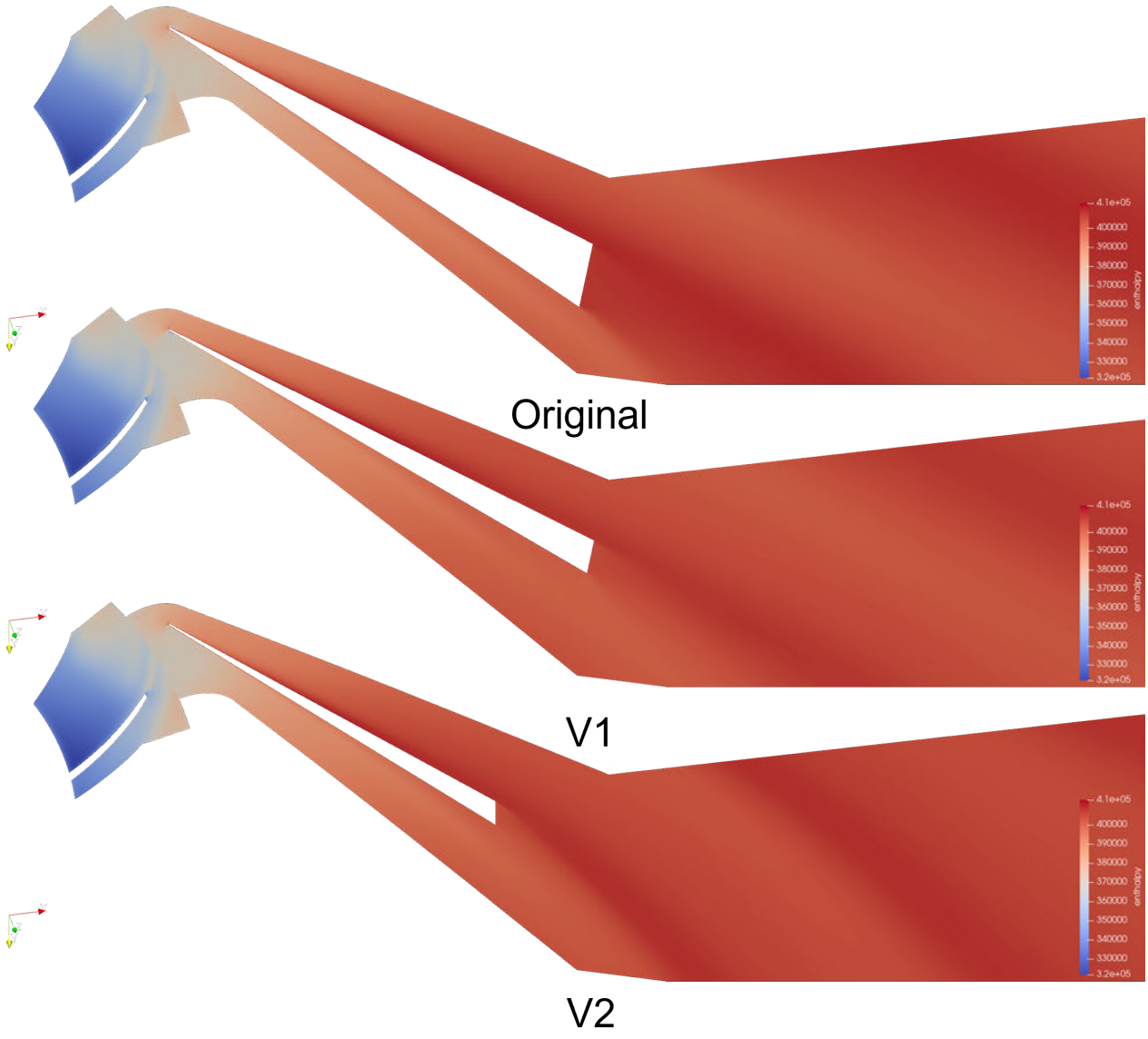


Abbildung C.3.1: Vergleich der Enthalpien H bei 50 % der Diffusorhöhe im Betriebspunkt M.

Anhang D

Simulationsmodell

Dieses Kapitel gibt zusätzliche Informationen über den Aufbau des Simulationsmodells.

D.1 Netzstruktur

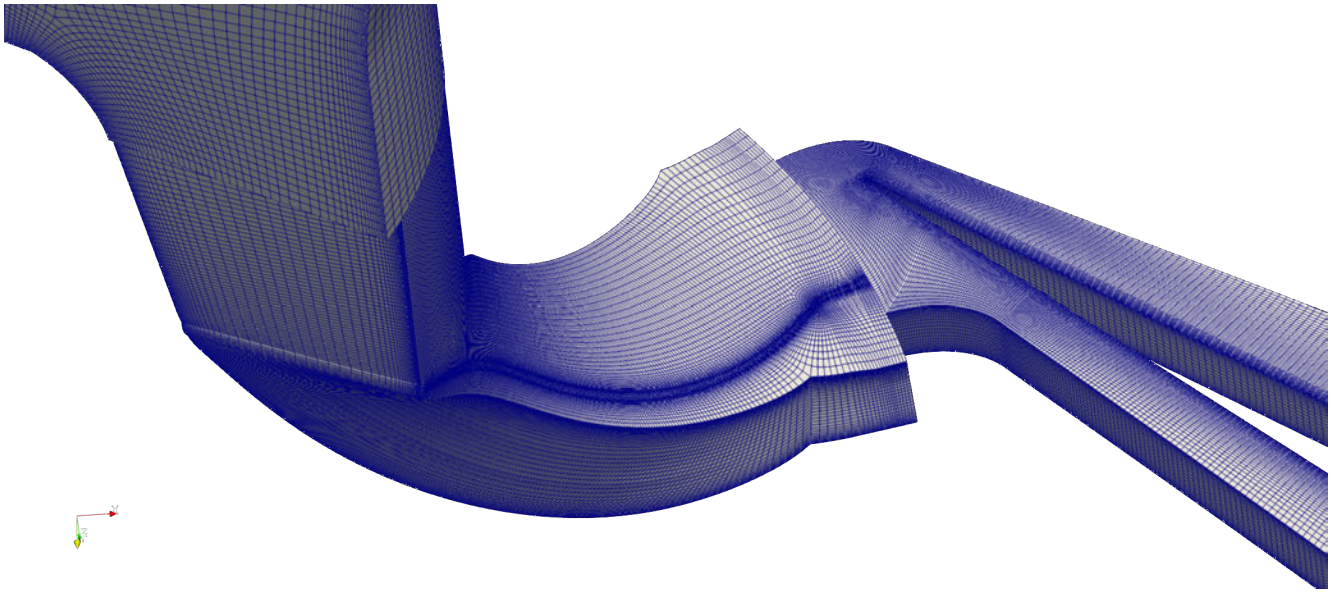


Abbildung D.1.1: Netz des Laufrades und des Diffusors.

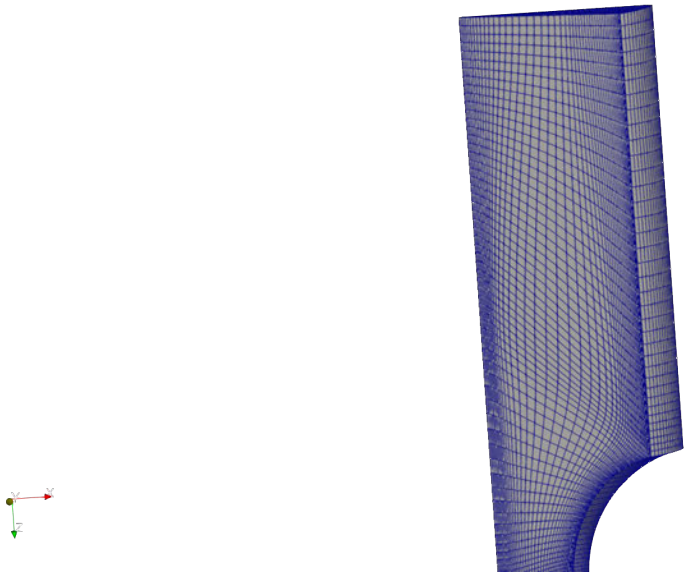


Abbildung D.1.2: Netz des Eintrittsbereichs des Laufrades.

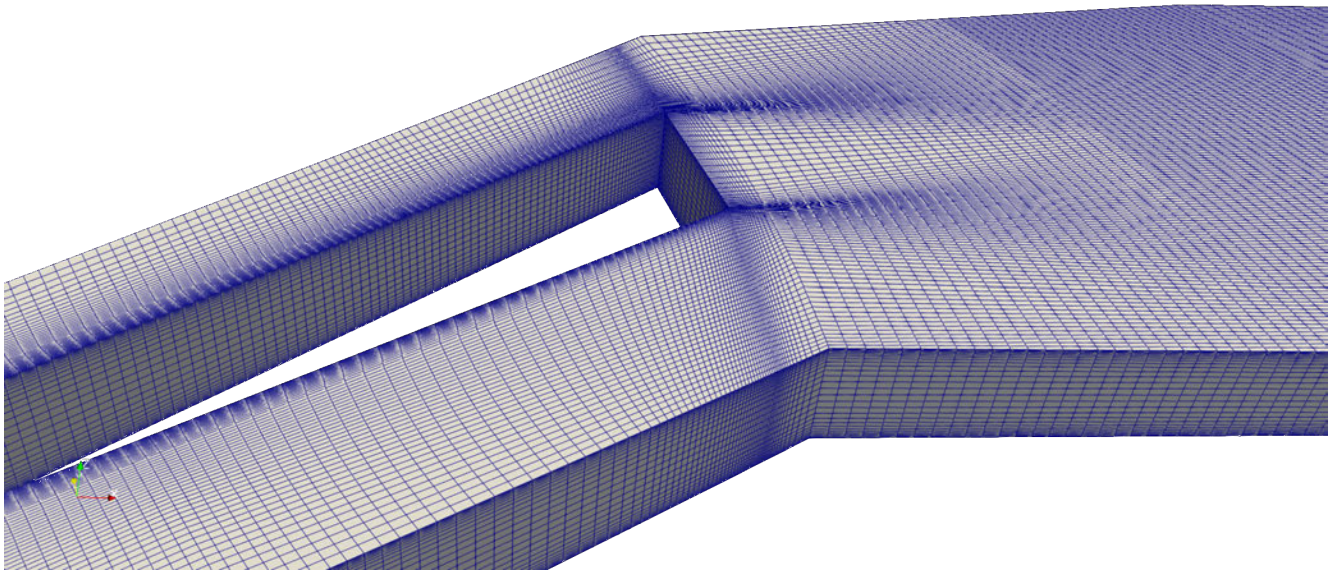


Abbildung D.1.3: Netz des Abströmungsbereichs des Diffusors.

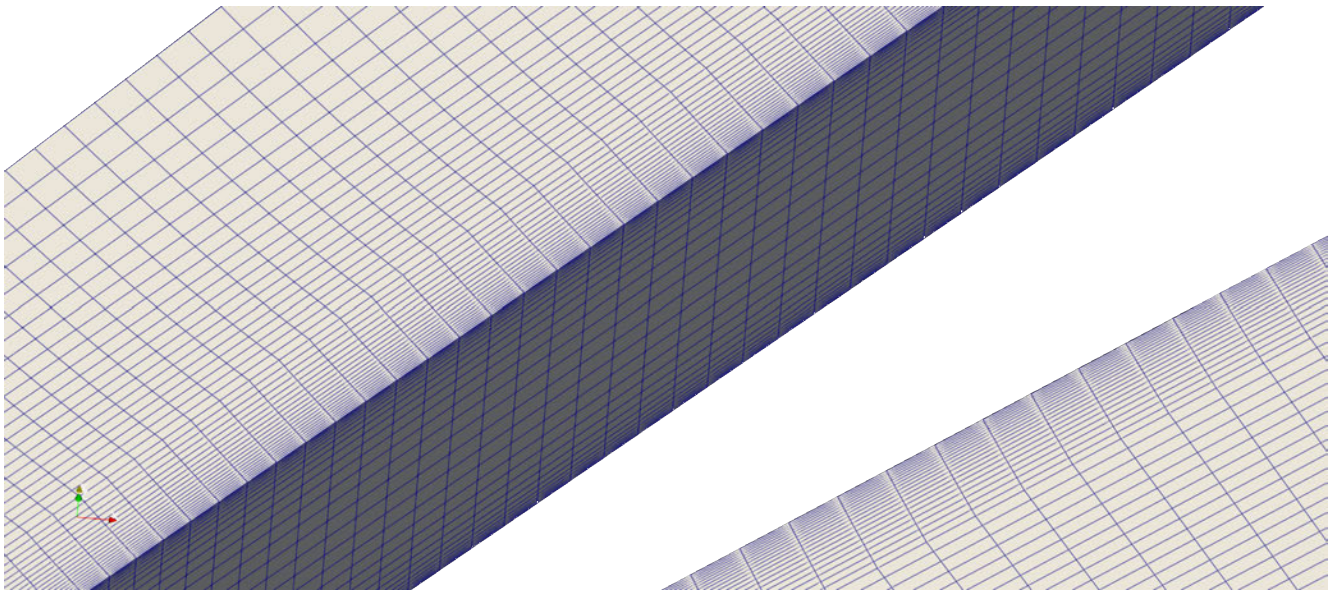


Abbildung D.1.4: Randschichtauflösung im Diffusorkanal.

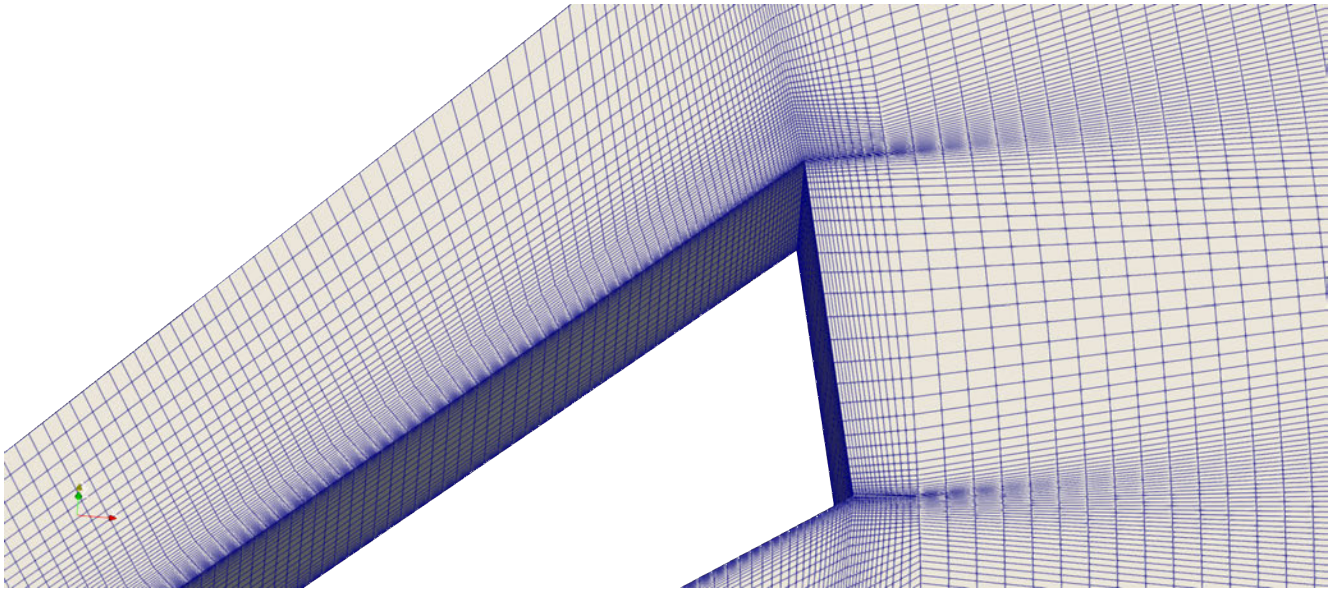


Abbildung D.1.5: Randschichtauflösung am Diffusoraustritt.

D.2 Randbedingungen

Nachfolgend sind alle gesetzten Randbedingungen ersichtlich.

```
/*--------------------------------*- C++ -*----------------------------------*\
| =========                 |                                                 |
| \\      /  F ield         | OpenFOAM: The Open Source CFD Toolbox           |
|  \\    /   O peration     | Version:  v1712                                 |
|   \\  /    A nd           | Web:      www.OpenFOAM.com                      |
|    \\/     M anipulation  |                                                 |
\*---------------------------------------------------------------------------*/
FoamFile
{
```

```
    version         2;
    format          ascii;
    class           volVectorField;
    location        "0";
    object          U;
}

dimensions      [ 0 0 0 0 0 0 0 ];

internalField   uniform ( 10 1 0 );

boundaryField
{
    DIFF-BLADE
    {
        type            noSlipWall;
    }
    DIFF-HUB
    {
        type            noSlipWall;
    }
    DIFF-SHROUD
    {
        type            noSlipWall;
    }
    BLADE
    {
        type            noSlipWall;
    }
    COUNTERROT
    {
        type            noSlipWall;
    }
    GAPGGI-SIDE-1
    {
        type            cyclicAMI;
    }
    GAPGGI-SIDE-2
    {
        type            cyclicAMI;
    }
    HUB
    {
        type            noSlipWall;
    }
    INT1-SIDE-2
    {
        type            mixingPlane;
    }
```

```
INT2-SIDE-1
{
    type            mixingPlane;
}
ROTORPERI-SIDE-1
{
    type            cyclicAMI;
}
ROTORPERI-SIDE-2
{
    type            cyclicAMI;
}
SHROUD
{
    type            noSlipWall;
}
M7-SIDE-1
{
    type            cyclicAMI;
}
M7-SIDE-2
{
    type            cyclicAMI;
}
INLET
{
    type            specifiedTotalPressure;
    directionType   normal;
}
INLETPERI-SIDE-1
{
    type            cyclicAMI;
}
INLETPERI-SIDE-2
{
    type            cyclicAMI;
}
INT1-SIDE-1
{
    type            mixingPlane;
}
INT2-SIDE-2
{
    type            mixingPlane;
}
OUTLET
{
    type            outletMassFlow;
    massFlux        0.04958;
```

```
    }
    OUTLETPERI-SIDE-1
    {
        type            cyclicAMI;
    }
    OUTLETPERI-SIDE-2
    {
        type            cyclicAMI;
    }
    ROTWALLS
    {
        type            movingWall;
        omega           2988.81;
        axis            ( 0 0 1 );
        origin          ( 0 0 0 );
        rotating        true;
    }
    STATWALLS
    {
        type            noSlipWall;
    }
    M8-SIDE-1
    {
        type            cyclicAMI;
    }
    M8-SIDE-2
    {
        type            cyclicAMI;
    }
    PINCHPERI-SIDE-1
    {
        type            cyclicAMI;
    }
    PINCHPERI-SIDE-2
    {
        type            cyclicAMI;
    }
    STATFREESLIP
    {
        type            symmetry;
    }
}


// ************************************************************************* //
/*--------------------------------*- C++ -*----------------------------------*\
| =========                 |                                                 |
| \\      /  F ield         | OpenFOAM: The Open Source CFD Toolbox           |
|  \\    /   O peration     | Version:  v1712                                 |
```

```
|   \\  /    A nd           | Web:      www.OpenFOAM.com                    |
|    \\/     M anipulation  |                                               |
\*---------------------------------------------------------------------------*/
FoamFile
{
    version     2.0;
    format      ascii;
    class       volScalarField;
    location    "0";
    object      p;
}
// * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * //

dimensions      [0 0 0 0 0 0 0];

internalField   uniform 160000;

boundaryField
{
    DIFF-BLADE
    {
        type            zeroGradient;
    }
    DIFF-HUB
    {
        type            zeroGradient;
    }
    DIFF-SHROUD
    {
        type            zeroGradient;
    }
    BLADE
    {
        type            zeroGradient;
    }
    COUNTERROT
    {
        type            zeroGradient;
    }
    GAPGGI-SIDE-1
    {
        type            cyclicAMI;
    }
    GAPGGI-SIDE-2
    {
        type            cyclicAMI;
    }
    HUB
    {
```

```
    type            zeroGradient;
}
INT1-SIDE-2
{
    type            mixingPlane;
}
INT2-SIDE-1
{
    type            mixingPlane;
}
ROTORPERI-SIDE-1
{
    type            cyclicAMI;
}
ROTORPERI-SIDE-2
{
    type            cyclicAMI;
}
SHROUD
{
    type            zeroGradient;
}
M7-SIDE-1
{
    type            cyclicAMI;
}
M7-SIDE-2
{
    type            cyclicAMI;
}
INLET
{
    type            specifiedTotalPressure;
    p0              uniform 60000;
}
INLETPERI-SIDE-1
{
    type            cyclicAMI;
}
INLETPERI-SIDE-2
{
    type            cyclicAMI;
}
INT1-SIDE-1
{
    type            mixingPlane;
}
INT2-SIDE-2
{
```

```
        type            mixingPlane;
    }
    OUTLET
    {
        type            outletMassFlow;
        value                $internalField;
    }
    OUTLETPERI-SIDE-1
    {
        type            cyclicAMI;
    }
    OUTLETPERI-SIDE-2
    {
        type            cyclicAMI;
    }
    ROTWALLS
    {
        type            zeroGradient;
    }
    STATWALLS
    {
        type            zeroGradient;
    }
    M8-SIDE-1
    {
        type            cyclicAMI;
    }
    M8-SIDE-2
    {
        type            cyclicAMI;
    }
    PINCHPERI-SIDE-1
    {
        type            cyclicAMI;
    }
    PINCHPERI-SIDE-2
    {
        type            cyclicAMI;
    }
    STATFREESLIP
    {
        type            symmetry;
    }
}


// ************************************************************************* //
/*--------------------------------*- C++ -*----------------------------------*\
| =========                 |                                                 |
```

```
| \\      /  F ield         | OpenFOAM: The Open Source CFD Toolbox           |
|  \\    /   O peration     | Version:  v1712                                 |
|   \\  /    A nd           | Web:      www.OpenFOAM.com                      |
|    \\/     M anipulation  |                                                 |
\*---------------------------------------------------------------------------*/
FoamFile
{
    version     2.0;
    format      ascii;
    class       volScalarField;
    location    "0";
    object      T;
}
// * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * //

dimensions      [0 0 0 0 0 0 0];

internalField   uniform 296;

boundaryField
{
    DIFF-BLADE
    {
        type            adiabatic;
    }
    DIFF-HUB
    {
        type            adiabatic;
    }
    DIFF-SHROUD
    {
        type            adiabatic;
    }
    BLADE
    {
        type            adiabatic;
    }
    COUNTERROT
    {
        type            adiabatic;
    }
    GAPGGI-SIDE-1
    {
        type            cyclicAMI;
    }
    GAPGGI-SIDE-2
    {
        type            cyclicAMI;
    }
```

```
HUB
{
    type            adiabatic;
}
INT1-SIDE-2
{
    type            mixingPlane;
}
INT2-SIDE-1
{
    type            mixingPlane;
}
ROTORPERI-SIDE-1
{
    type            cyclicAMI;
}
ROTORPERI-SIDE-2
{
    type            cyclicAMI;
}
SHROUD
{
    type            adiabatic;
}
M7-SIDE-1
{
    type            cyclicAMI;
}
M7-SIDE-2
{
    type            cyclicAMI;
}
INLET
{
    type            specifiedTotalTemperature;
    T0              uniform 296;
}
INLETPERI-SIDE-1
{
    type            cyclicAMI;
}
INLETPERI-SIDE-2
{
    type            cyclicAMI;
}
INT1-SIDE-1
{
    type            mixingPlane;
}
```

```
    INT2-SIDE-2
    {
        type            mixingPlane;
    }
    OUTLET
    {
        type            outlet;
    }
    OUTLETPERI-SIDE-1
    {
        type            cyclicAMI;
    }
    OUTLETPERI-SIDE-2
    {
        type            cyclicAMI;
    }
    ROTWALLS
    {
        type            adiabatic;
    }
    STATWALLS
    {
        type            adiabatic;
   }
    M8-SIDE-1
    {
        type            cyclicAMI;
    }
    M8-SIDE-2
    {
        type            cyclicAMI;
    }
    PINCHPERI-SIDE-1
    {
        type            cyclicAMI;
    }
    PINCHPERI-SIDE-2
    {
        type            cyclicAMI;
    }
    STATFREESLIP
    {
        type            symmetry;
    }
}

// ************************************************************************* //
```

```
/*--------------------------------*- C++ -*----------------------------------*\
| =========                 |                                                 |
| \\      /  F ield         | OpenFOAM: The Open Source CFD Toolbox           |
|  \\    /   O peration     | Version:  v1712                                 |
|   \\  /    A nd           | Web:      www.OpenFOAM.com                      |
|    \\/     M anipulation  |                                                 |
\*---------------------------------------------------------------------------*/
FoamFile
{
    version     2.0;
    format      ascii;
    class       volScalarField;
    location    "0";
    object      omega;
}
// * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * //

dimensions      [0 0 0 0 0 0 0];


internalField   uniform 5000;


boundaryField
{
    DIFF-BLADE
    {
        type            wallFunction;
    }
    DIFF-HUB
    {
        type            wallFunction;
    }
    DIFF-SHROUD
    {
        type            wallFunction;
    }
    BLADE
    {
        type            wallFunction;
    }
    COUNTERROT
    {
        type            wallFunction;
    }
    GAPGGI-SIDE-1
    {
        type            cyclicAMI;
    }
```

```
GAPGGI-SIDE-2
{
    type            cyclicAMI;
}
HUB
{
    type            wallFunction;
}
INT1-SIDE-2
{
    type            mixingPlane;
}
INT2-SIDE-1
{
    type            mixingPlane;
}
ROTORPERI-SIDE-1
{
    type            cyclicAMI;
}
ROTORPERI-SIDE-2
{
    type            cyclicAMI;
}
SHROUD
{
    type            wallFunction;
}
M7-SIDE-1
{
    type            cyclicAMI;
}
M7-SIDE-2
{
    type            cyclicAMI;
}
INLET
{
    type specifiedTVR;
    viscosityRatio 5.0;
    value $internalField;
}
INLETPERI-SIDE-1
{
    type            cyclicAMI;
}
INLETPERI-SIDE-2
{
    type            cyclicAMI;
```

```
}
INT1-SIDE-1
{
    type            mixingPlane;
}
INT2-SIDE-2
{
    type            mixingPlane;
}
OUTLET
{
    type            outlet;
}
OUTLETPERI-SIDE-1
{
    type            cyclicAMI;
}
OUTLETPERI-SIDE-2
{
    type            cyclicAMI;
}
ROTWALLS
{
    type            wallFunction;
}
STATWALLS
{
    type            wallFunction;
}
M8-SIDE-1
{
    type            cyclicAMI;
}
M8-SIDE-2
{
    type            cyclicAMI;
}
PINCHPERI-SIDE-1
{
    type            cyclicAMI;
}
PINCHPERI-SIDE-2
{
    type            cyclicAMI;
}
STATFREESLIP
{
    type            symmetry;
}
```

```
}


// ************************************************************************* //
/*--------------------------------*- C++ -*----------------------------------*\
| =========                 |                                                 |
| \\      /  F ield         | OpenFOAM: The Open Source CFD Toolbox           |
|  \\    /   O peration     | Version:  2.2.x                                 |
|   \\  /    A nd           | Web:      www.OpenFOAM.org                      |
|    \\/     M anipulation  |                                                 |
\*-------------------------------------------------------------------------*/

FoamFile
{
    version 2.0;
    format ascii;
    class  volSymmTensorField;
    location "0";
    object R;
}
dimensions [ 0 2 -2 0 0 0 0 ];

internalField uniform (0.1 0.0 0.0 0.1 0.0 0.1);

boundaryField
{
    DIFF-BLADE
    {
        type            wallFunction;
    }
    DIFF-HUB
    {
        type            wallFunction;
    }
    DIFF-SHROUD
    {
        type            wallFunction;
    }

    GAPGGI-SIDE-1
    {
        type                cyclicAMI;
    }
    GAPGGI-SIDE-2
    {
        type                cyclicAMI;
    }
    INT2-SIDE-2
    {
```

```
    type mixingPlane;
}

M7-SIDE-1
{
    type cyclicAMI;
}

M7-SIDE-2
{
    type cyclicAMI;
}

OUTLET
{
    type outlet;
}

OUTLETSTATWALLS
{
    type wallFunction;
}

OUTLETPERI-SIDE-1
{
    type cyclicAMI;
}

OUTLETPERI-SIDE-2
{
    type cyclicAMI;
}

INLET
{
    type specifiedValue;
    value uniform (0.1 0.0 0.0 0.1 0.0 0.1);
}

INLETPERI-SIDE-1
{
    type cyclicAMI;
}

INLETPERI-SIDE-2
{
    type cyclicAMI;
}
```

```
ROTWALLS
{
    type wallFunction;
}

STATWALLS
{
    type wallFunction;
}

INT1-SIDE-1
{
    type mixingPlane;
}

BLADE
{
    type wallFunction;
}

COUNTERROT
{
    type wallFunction;
}

GABGGI-SIDE-1
{
    type cyclicAMI;
}

GABGGI-SIDE-2
{
    type cyclicAMI;
}

HUB
{
    type wallFunction;
}

INT2-SIDE-1
{
    type mixingPlane;
}

ROTORPERI-SIDE-1
{
    type cyclicAMI;
}
```

```
    ROTORPERI-SIDE-2
    {
        type cyclicAMI;
    }

    SHROUD
    {
        type wallFunction;
    }

    INT1-SIDE-2
    {
        type mixingPlane;
    }
    M8-SIDE-1
    {
        type            cyclicAMI;
    }
    M8-SIDE-2
    {
        type            cyclicAMI;
    }
    PINCHPERI-SIDE-1
    {
        type            cyclicAMI;
    }
    PINCHPERI-SIDE-2
    {
        type            cyclicAMI;
    }
    STATFREESLIP
    {
        type            symmetry;
    }

}
```