

TECHNISCHE UNIVERSITÄT MÜNCHEN
Institut für Luft- und Raumfahrt
Lehrstuhl für Flugantriebe

Parameter zur Auslegung effizienter Gehäusestrukturierungen

Giovanni A. Brignole

Vollständiger Abdruck der von der Fakultät für Maschinenwesen der Technischen Universität München zur Erlangung des akademischen Grades eines

Doktor-Ingenieurs

genehmigten Dissertation.

Vorsitzender:

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Klaus Drechsler

Prüfer der Dissertation:

1. Univ.-Prof. Dr.-Ing. Hans-Peter Kau
2. Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr.-Ing. habil Dr. h.c. Rudolf Schilling

Die Dissertation wurde am 18.11.2009 bei der Technischen Universität München eingereicht und durch die Fakultät für Maschinenwesen am 28.02.2010 angenommen.

Meinen Eltern gewidmet

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	9
1.1	Motivation	9
1.2	Problemstellung	10
1.3	Zielsetzung	11
2	Betriebsverhalten einer Verdichterstufe	15
2.1	Der stabile Betrieb: die Kennlinie	15
2.1.1	Eindimensionale Betrachtung im Mittelschnitt	16
2.1.2	Dreidimensionale Strömungsphänomene	19
2.1.3	Spaltwirbel	22
2.2	Instabilitäten	24
2.2.1	Strömungsabriss (<i>stall</i>) und rotierende Instabilitäten	24
2.2.2	Pumpen (<i>surge</i>)	25
3	Mehrstufigkeit	27
3.1	Stufenabstimmung eines mehrstufigen Verdichters	27
3.2	Radiale Verstimmung	31
4	Gehäusestrukturierungen	33
4.1	Typologien	33
4.1.1	Umfangsnuten	33
4.1.2	<i>Trenching</i>	34
4.1.3	(Quasi-)Axiale Schlitze	35
4.1.4	Axiale Schlitze mit <i>plenum</i>	36
4.1.5	<i>Recessed vanes</i>	37
4.1.6	Kombination axialer Schlitze und Umfangsnuten	37
4.1.7	Poröse Gehäusewand und <i>honeycombs</i>	38
4.1.8	Externe Rezirkulation	38
4.1.9	<i>Vortex generators</i>	39
4.1.10	<i>separator</i> -Ringe	40
4.2	Geschichtliche Entwicklung	41
4.2.1	Die ersten drei Jahrzehnte	41
4.2.2	Die zweite Generation	46
5	Detaillierte Analyse der Wirkungsmechanismen	51
5.1	Radiale Verlagerung des Spaltwirbels	51
5.2	Dehomogenisierung der Spaltströmung entlang der Sehnenlänge	51
5.3	Pulsierende Unterbrechung der Spaltströmung	52
5.4	Veränderung der Wirbeltrajektorie	52
5.5	Pulsierende Lufteinblasung	54
5.6	Radiale Verschiebung der Stromlinien am Rotoreintritt	54

5.7	Veränderung des Stromlinienverlaufs über dem Rotor	54
6	Auswirkung auf die <i>performance</i> der Stufe	57
6.1	Auswirkung auf die Arbeitsumsetzung	58
6.1.1	Erweiterung der Eulerschen Turbinenhauptgleichung	58
6.1.2	Auswirkung auf die Geschwindigkeitsdreiecke	62
6.1.3	Rothalpieerhöhung	64
6.1.4	Einführung eines Rothalpieparameters $R_{\Delta h_{\text{ROT}}}$	67
6.2	Auswirkung auf die Entropieproduktion	69
6.2.1	Verlustkoeffizienten	70
6.2.2	Qualität der Rezirkulation	73
7	Einfluss von Gehäusestrukturierungen im Stufenverband	79
8	Zusammenfassung	81
A	Anhang A: Modell und Wirklichkeit	91
A.1	Epistemologische Einleitung	91
A.2	Die Modellierung des Fluids	91
A.2.1	Die Navier-Stokes Gleichungen	91
A.2.2	Zustandsgleichungen und Stoffeigenschaften	92
A.2.3	Der Mittelungsprozess	93
A.2.4	Die Bousinesq-Approximation	93
A.2.5	Schließung des Systems: Turbulenzmodellierung	93
A.2.6	Raum- und Zeitdiskretisierung	94
A.3	Vereinfachung der geometrischen Komplexität	94
A.3.1	Reduktion auf eine einzelne Passage	94
A.3.2	Vereinfachung der Schaufelgeometrie	95
A.4	Modellierung von Schaufelgittern in relativer Bewegung	95
A.4.1	Stationäre Untersuchungen	96
A.4.2	Zeitgenaue Untersuchungen	96
A.4.3	Lösung der Strömungsgleichungen im Frequenzbereich	97
B	Anhang B: Besondere Darstellungen	98
B.1	Differenzbilder	98
C	Anhang C: Kenndaten der Referenzverdichter	101
C.1	NASA Rotor 5	101
C.2	NASA LSRC 1974	101
C.3	NASA Rotor 37	101
C.4	TU Darmstadt: HDV Rotor 1 und Stator 1	102

D Anhang D: Simulierte Gehäusestrukturierungen	103
D.1 Standard Konfiguration - <i>standard</i>	103
D.2 Schmale Konfiguration - <i>narrow</i>	103
D.3 Kurze Konfiguration - <i>short</i>	103
E Anhang E: Definitionen	104
E.1 Verwendete <i>performance</i> -Parameter	104

Nomenklatur

Formelzeichen, Symbole und Abkürzungen

h	spezifische Enthalpie
h_t	Totalenthalpie
P	Leistung
q	spezifische Wärme
a	spezifische Arbeit
j	Verluste
Δs	Entropieerhöhung
\dot{m}	Massenstrom
η_{is}	isentropen Wirkungsgrad
$\eta_{is,Euler}$	<i>momentum rise efficiency</i>
Π_t	Totaldruckverhältnis
Δy_t	Druckänderungsarbeit
ψ_{h_t}	Leistungsziffer
ψ_{y_t}	isentropen Leistungsziffer
ϕ_2	Durchsatzzahl
c	absolute Geschwindigkeit
w	relative Geschwindigkeit
u	Umfangsgeschwindigkeit
i	Inzidenz
Δ	Deviation (Minderumlenkung)
α	absoluter Strömungswinkel
β	relativer Strömungswinkel
M	Machzahl
τ	Periode (Rotor)
\vec{M}_x	Moment einer Kraft um die Achse x
\vec{F}	auf das Fluid wirkende Kraft
\vec{r}	Radius
ω	Winkelgeschwindigkeitsvektor
S_{KV}	Außenfläche des Kontrollvolumens
h_{ROT}	Rothalpie
$R_{\Delta h_{ROT}}$	Rothalpie-Parameter
R_A, R_B, R_{FOM}	Rezirkulationsparameter
t	Zeit
ρ	Dichte
\vec{v}	Geschwindigkeitsvektor
E	Gesamtenergie
\vec{U}	Vektor der Konservationsgrößen
$\overline{\overline{F}}$	Fluss-Tensor

\vec{Q}	Vektor der Quellterme
$\overline{\overline{\tau}}$	Scherspannungstensor
$\overline{\overline{\sigma}}$	Spannungstensor
k	laminare Leitfähigkeit

Indizes

1	Eintrittsebene der Stufe, Eintrittsebene des Rotors
2	Austrittsebene des Rotors, Eintrittsebene des Stators
3	Austrittsebene des Stators, Austrittsebene der Stufe
t	totaler Zustand
<i>Laufgrad</i>	Kontrollvolumen 1 – 2
<i>Leitrad</i>	Kontrollvolumen 2 – 3
m	meridionale Komponente
u	Umfangskomponente
r	radiale Komponente
ax	axiale Komponente
<i>rot</i>	rotierende Kräfte bzw. Momente
<i>red</i>	reduzierte Größe
<i>Laufschaufel</i>	durch die bzw. an der Laufschaufel wirkend
<i>Nabe</i>	durch die bzw. an der Nabe wirkend
<i>Gehaeuse</i>	durch das bzw. an dem Gehäuse wirkend
<i>Ges</i>	gesamt
<i>CT</i>	Kontrollvolumen CT

1 Einleitung

1.1 Motivation

Mit der englischen Bezeichnung *casing treatments* sind besondere Strukturierungen des Gehäuses eines Verdichters im Gegensatz zur so genannten “glatten Konfiguration” gemeint. Es handelt sich um Hohlräume unterschiedlicher geometrischer Komplexität, die ins Gehäuse eingearbeitet werden. Durch eine gezielte Interaktion mit der Hauptströmung des darunter liegenden Rotors sind diese in der Lage, eine aerodynamische Verbesserung des Gesamtsystems zu erzielen. Übliche Formen gehen von Umfangs- über Längsnuten, letztere manchmal durch ein Plenum verbunden, bis zu aufwändig gestalteten Leitschaufeln, welche in das Gehäuse eingebaut werden.

Die Hauptwirkung derartiger Gehäusestrukturierungen kann als Hemmung der verlustreichen Strömungsphänomene, die im oberen Bereich des Schaufelkanals lokalisiert sind, gesehen werden. Damit sind vor allem die Entstehung des so genannten Spaltwirbels und seine Interaktion mit der Grenzschicht sowie, als spezielles Phänomen bei transsonischen Rotoren, dessen Wechselwirkung mit dem Verdichtungsstoß gemeint.

In vielen Verdichterstufen sind diese Phänomene maßgeblich am Stabilitätsverlust im angedrosselten Zustand beteiligt. Die positive, hemmende Wirkung der Gehäusestrukturierungen besteht in einer Verschiebung der so genannten Pumpgrenze und somit in eine Erweiterung des stabilen Betriebsbereiches. Dies gilt im mehrstufigen Verband selbstverständlich nur, wenn die Stufen, die mit einem *casing treatment* versehen werden, stabilitätsbegrenzend sind. Wird diese Voraussetzung erfüllt, erweist sich die Aufgabe, Gehäusestrukturierungen auszulegen, die den stabilen Arbeitsbereich eines Verdichters erweitern, als eher einfach.

Das wachsende Verständnis für die Interaktion zwischen Gehäusestrukturierungen und Hauptströmung hat in den letzten Jahren zu der Entwicklung von *casing treatments* geführt, die nicht nur in der Lage sind, einen breiteren stabilen Arbeitsbereich zu ermöglichen, sondern auch einen positiven Einfluss auf den Wirkungsgrad unter Auslegungsbedingungen haben. Dies wird in der Literatur oft auf eine Überkompensation der Verluste zurückgeführt. Zwar induzieren die Gehäusestrukturierungen durch Erhöhung des Spaltmassenstroms einerseits Verluste, dennoch kann die hemmende Wirkung der *casing treatments* auf die dreidimensionalen Strömungsphänomene schon in einem entdrosselten Zustand der Stufe zu einer Reduktion der Verluste sowohl im Laufrad als auch im Leitrad führen. In der vorliegenden Arbeit wird eine zusätzliche, neuartige Betrachtung dieses Effizienzgewinns präsentiert. Der grundlegende Gedanke ist, dass der Wirkungsgrad nämlich nach Definition nicht nur von den Verlusten j sondern auch von der im Kompressor verrichteten Arbeit a abhängig¹ ist:

$$\eta_{is} = 1 - \frac{j}{a} \quad (1)$$

¹In einem adiabaten Verdichter (siehe Gl. 2)

Daraus folgt, dass auch bei gleich bleibenden Verlusten eine Erhöhung der verrichteten Arbeit zu einem besseren Wirkungsgrad führt.

Eine erhöhte Arbeitsumsetzung kann nur nach Anwendung von besonderen Formen von *casing treatments* in Gehäusenähe beobachtet werden. Besonders Gehäusestrukturierungen, die eine Rezirkulation der Strömung über die Rotorvorderkante hervorrufen, können gezielt ausgelegt werden, um die Zustrombedingung des Laufrads lokal zu beeinflussen und damit die Arbeitsumsetzung im oberen Kanalbereich zu modifizieren, sei es zu höheren oder zu niederen Belastungsniveaus.

Eine Quantifizierung der allein durch Änderung der Zuströmbedingungen hervorgerufenen Arbeitsumsetzung ist sehr aufwändig. Eine Auswertung an der Rotorvorderkante ist nicht zielführend, da der Rotor durch das Vorhandensein der Gehäusestrukturierungen auch stromab dieser Kante lokal von außen angeströmt wird. Eine neue Betrachtung der Euler'schen Hauptgleichung der Turbomaschinen, hier speziell hergeleitet für die Anwesenheit von Gehäusestrukturierungen, und ein günstig gewähltes Kontrollvolumen ermöglichen dagegen eine quantitative Aussage über den Beitrag der Gehäusestrukturierungen zur Erhöhung der Arbeitsumsetzung. Es wird gezeigt, welche Bedeutung die Kräfte, welche die Gehäusestrukturierungen auf das Fluid übertragen, besitzen und inwiefern eine ausgeprägte Rezirkulation in den *casing treatments* hilfreich, wenn auch nicht notwendig ist. Aus diesen neuen Erkenntnissen lassen sich Auslegungskriterien für effiziente *casing treatments* direkt ableiten.

Eine weitere Betrachtung dieser erweiterten Eulerschen Hauptgleichung führt auf die Nicht-Konservation der Rothalpie über den Rotor und macht sofort ersichtlich, welches Potential sich daraus für die Implementierung von einfachen *casing treatment*-Modellen in ein-, zwei- und quasidreidimensionalen Berechnungsverfahren ergibt. Diese werden nämlich oft um die Größe Rothalpie und ihre Konservation implementiert.

1.2 Problemstellung

Verdichter werden nach der für die Thermodynamik üblichen Klassifizierung als Arbeitsmaschinen bezeichnet. Mit ihnen wird der energetische Zustand eines Fluids durch eine Zuführung von Arbeit erhöht. Das erste Prinzip der Thermodynamik,

$$\Delta h_t = q + a \tag{2}$$

hier in einer Schreibweise, die für die Strömungsmechanik besonders effektiv ist, besagt, dass eine Erhöhung der Totalenthalpie durch Energieaustausch in Form von Wärme oder Arbeit möglich ist. Der Wärmeaustausch zwischen dem System Fluid und der Umgebung ist aufgrund der kurzen Verweilzeiten in den meisten Fällen des stationären Betriebes vernachlässigbar.

In einer Turbomaschine erfolgt diese Arbeitsübertragung auf das Fluid durch eine ausgeklügelte Reihenfolge sich bewegender und stehender Schaufelgitter. In der Tat sind die rotierenden Bauteile verantwortlich für die Umsetzung der Arbeit, beziehungsweise

die Kräfte, welche die rotierenden Bauteile auf das Fluid ausüben, während stehende Schaufelgitter dafür sorgen, dass kinetische Energie in Druckpotential umgesetzt wird. Das Aufeinanderfolgen von rotierenden und stehenden Bauteilen wiederum führt notwendigerweise zur Anwesenheit von axialen und radialen Spalten.

Bei rotierenden Schaufeln und ebenfalls bei manchen Leitgittern (verstellbaren und *cantilevered* Statoren) befindet sich dieser Spalt direkt am Schaufelende. Aus mechanischen und konstruktiven Gründen werden diese Gitter nicht mit einem Deckband versehen, welches es ermöglichen würde, bei gleichem Spiel zwischen rotierenden und stehenden Komponenten durch Labyrinthdichtungen eine höhere Dichtwirkung zu erzielen. Des Weiteren wäre die Interaktion zwischen Leckage- und Hauptströmung in unkritische Bereiche des Kanals verlagert. Dagegen generiert ein Spalt am Tip einer Laufschaufel bzw. nabenseitig bei einem *cantilevered* Leitgitter für die gesamte Strömung in der Stufe entscheidende sekundäre Strömungsphänomene.

Betrachtet man die Strömung im relativen System eines Rotors, wird die Leckageströmung, im englischen *tip clearance flow*, von dem Druckgradient zwischen Druck- und Saugseite von den Reibungskräften des sich vorbeibewegenden Gehäuses und von den Scheinkräften bestimmt. Da von den oben genannten Einflussfaktoren der erstere durchaus am signifikantesten ist, kann vereinfachend gesagt werden, dass die Spaltströmung nahezu senkrecht zur Hauptströmung verläuft (Abb. 1). Durch das Zusammentreffen mit der Hauptströmung kommt es zu einem Aufwirbeln der Leckage, zum so genannten Spaltwirbel. Obwohl diese Aussage universell gültig ist, wird jede weitere Generalisierung äußerst schwierig. Wie dieser Spaltwirbel sich tatsächlich entwickelt, welche Form, bzw. Topologie er annimmt, mit welchen anderen Strömungsphänomenen er interagiert und welche er hervorruft, hängt stark von dem betrachteten Verdichter ab. In den meisten Fällen ist der Spaltwirbel die Quelle starker lokalisierter Strömungsverluste (Denton, 1993) und mitverantwortlich für die Blockage in Gehäusenähe (Hoeger et al., 1998; Khalid et al., 1998). Bei Verdichterstufen, deren Rotoren eine besonders hohe Belastung in Gehäusenähe aufweisen, ist das rasche Anwachsen dieses Blockagegebiets daher limitierend für den stabilen Betrieb der Stufe im angedrosselten Zustand.

Des Weiteren bleibt zu berücksichtigen, dass die Spalte am Schaufelende mit der Lebensdauer des Verdichters aufgrund von Erosions- und Abriebphänomenen wachsen. Die Anfangskonfiguration stellt daher das Optimum in Hinsicht auf Performance und Betriebsstabilität dar.

1.3 Zielsetzung

Ziel der aerodynamischen Entwicklung moderner Axialverdichter für Luftfahrtanwendungen ist eine hohe spezifische Leistung, sei sie auf Gewicht oder auf Baulänge bezogen, bei hohen Wirkungsgraden und einer für den sicheren Betrieb der Maschine ausreichenden Stabilität². Die hohe spezifische Leistung bedeutet für den Verdichter einen hohen Grad

²vgl. engl. *operability*

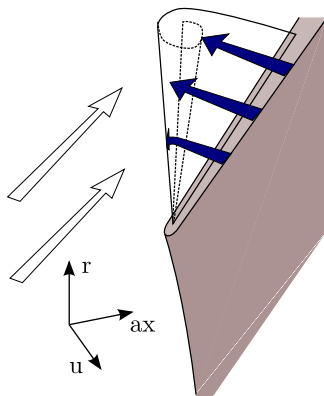


Abbildung 1: Vereinfachtes Modell des Spaltwirbels

an Arbeitsumsatz je Bauteil, bzw. Schaufel, um niedrige Betriebs- und Instandhaltungskosten zu erreichen.

Hoeger et al. (1998) erkennen in diesem Trend den treibenden Faktor zu Laufschaufeln mit niedrigem Streckungsverhältnis³. Für derartige Gitter sind dreidimensionale Strömungsphänomene in Gehäusenähe schon im Auslegungspunkt stark ausgeprägt und auch für den Wirkungsgrad der Stufe relevant.

Moderne Flugtriebwerke werden außerdem für sehr niedrige Leerlauf-Drehzahlen und Druckverhältnisse ausgelegt. Die erforderliche Breite des Verdichterkennfeldes erhöht sich damit entsprechend.

Die Forderung nach einem hohen Wirkungsgrad ist für einen Verdichter, der Einsatz in einem modernen Strahltriebwerk findet, durchaus nicht begrenzt auf einen besonderen Arbeitspunkt. Das heutzutage verbreitete Familienkonzept, wonach dieselbe Komponente in verschiedene Triebwerken verschiedener Leistungsklassen eingesetzt wird, erfordert einen gewissen Toleranzbereich, in dem die Effizienzwerte nahe ihrem Optimum bleiben sollen. Dies gilt sowohl für eine Variation der Drosselzahl entlang der Kennlinie als auch für eine leichte Drehzahländerung.

Angesichts dieser Konstellation an Anforderungen sind die bereits erwähnten positiven Wirkungen von *casing treatments* auf die Stabilität und auf die Performance äußerst interessant und obwohl die erste Beobachtung dieser Effekte zurück in der Mitte des letzten Jahrhunderts liegt, erleben Gehäusestrukturierungen eine zweite Jugend. Erst in den letzten zehn Jahren haben numerische Untersuchungsmethoden geholfen, die strömungsmechanische Auswirkung der Strukturen detailliert zu verstehen und damit ihr Potential zu erkennen. Heutzutage ist nicht mehr die Rede von *casing treatments* als eine außergewöhnliche Ausführung einzelner Experimentalverdichter, sondern als integrale Komponente vieler neu entwickelter, mehrstufiger Verdichter. Daraus entsteht die Herausforderung, schon in der Auslegung die Auswirkung von *casing treatments* auf die Hauptströmung zu

³Mit Streckungsverhältnis bezeichnet man das Verhältnis zwischen Höhe und mittlerer Sehnenlänge der Schaufel (vgl. engl. *aspect ratio*).

berücksichtigen und, umgekehrt, die Beschau felung so zu konzipieren, dass Gehäusestrukturen ihren optimalen Beitrag leisten können.

Hier liegt jedoch eine große Hürde. Die Wirkung von *casing treatments*, welche die besten Ergebnisse in experimentellen und numerischen Studien erzielten, basiert auf der pulsierende Interaktion mit dem darunter liegenden Schaufelgitter. Daraus ergibt sich die Notwendigkeit, Auslegungswerkzeuge zu verwenden, die diese Instationarität in den zu Grunde liegenden Modellen von vorne herein berücksichtigen. Die für diese Arbeit angewendeten zeitgenauen numerischen Simulationen, welche auf der Lösung der Favre-gemittelten Navier-Stokes Gleichungen basieren, erfüllen diese Anforderungen. Zudem entsteht bei ihnen nicht die Notwendigkeit, das Modell, das für die Simulation der Hauptströmung implementiert und validiert wurde, mit zusätzlichen Elementen zu erweitern, da die Gehäusestrukturierungen wie ein gewöhnliches Leitgitter in der Simulation mit berücksichtigt werden können.

Ein Nachteil dieses hochwertigen Modellgebildes kann jedoch in dem mit der Komplexität verbundenen Rechenaufwand gesehen werden. Heutzutage ist es nicht möglich, solch aufwändige Simulationen in den Auslegungsprozesses eines Verdichters zu integrieren, da die Rechendauer eines einzelnen Betriebspunktes deutlich mehr als eine Woche beträgt⁴. Auch automatische Optimierungsprozesse sind mit derartigen Berechnungsverfahren schlecht bedient, weil der hohe Zeitaufwand die Anzahl der zu vergleichenden Konfigurationen begrenzt und daher auch die der zu optimierenden Parameter. Somit ist es notwendig, anhand eines detaillierten Verständnisses der Strömungsphänomene, die von *casing treatments* gehemmt werden sollen, und der Strömungsbesonderheiten, die von den Strukturen selbst hervorgerufen werden, ein Design von Gehäusestrukturierungen in einer sehr begrenzten Anzahl von Optimierungsschritten festlegen zu können. In dieser Beschleunigung und in der Verbesserung der Treffsicherheit des Auslegungsprozesses besteht das Hauptziel dieser Arbeit.

⁴Gemessen an den Rechenkapazitäten, die dem Autor gegen Ende der Untersuchungen zur Verfügung standen.

2 Betriebsverhalten einer Verdichterstufe

Inhalt dieses ersten Kapitels ist die Beschreibung des Verhaltens einer Verdichterstufe bei unterschiedlichen Betriebsbedingungen. Gehäusestrukturierungen werden benötigt, um dieses Verhalten positiv zu beeinflussen. Das Verständnis der grundlegenden Strömungsvorgänge im Verdichter ist somit gleichermaßen notwendig, um sowohl *casing treatments* gezielt einzusetzen, als auch deren Wirkmechanismen zu interpretieren.

Da sich die Verbesserung der Rotorströmung durch Gehäusestrukturierungen nach Meinung des Autors nicht ausschließlich in einer Erweiterung des stabilen Arbeitbereiches manifestiert, wird an dieser Stelle ebenfalls der Beschreibung der Phänomene, die innerhalb des stabilen Betriebs der Stufe das Strömungsfeld prägen, eine besonderer Stellenwert beigemessen.

2.1 Der stabile Betrieb: die Kennlinie

Das Verhalten einer Verdichterstufe, die unter Bedingungen betrieben wird, die vom Optimum abweichen, kann mit Hilfe einer so genannten charakteristischen Linie beschrieben werden. Das Verhalten der Stufe wird anhand der Leistungsziffer ψ_{h_t} als Funktion der Durchsatzzahl $\phi_2 = \bar{c}_{m2}/\bar{u}_2$ dargestellt. Der Verlauf wird um die Charakteristik der isentropen Leistungsziffer⁵ $\psi_{y_t} = \psi_{y_t}(\phi_2)$ ergänzt.

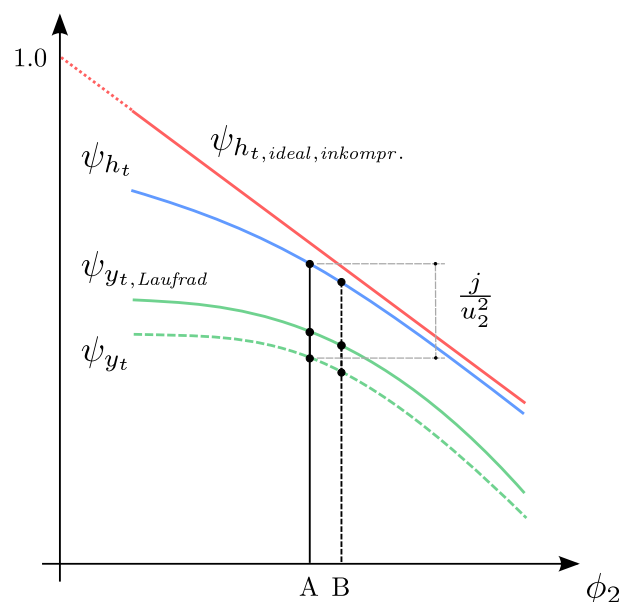


Abbildung 2: Drehzahlunabhängige Kennlinie

Bei ψ_{h_t} handelt es sich um einen dimensionslosen Parameter, der über die Totalenthalpieerhöhung, die ausschließlich über den Rotor erzeugt wird, definiert ist (siehe Gl. 2).

⁵Auch Druckziffer (vgl. Engl. *pressure coefficient* genannt)

Dagegen wird ψ_{y_t} über die Druckänderungsarbeit Δy_t bestimmt. Diese kann entweder für das Laufrad als

$$\Delta y_{t,Laufrad} = \Delta h_t - j_{Laufrad} = c_p T_{t1} \left[\left(\frac{p_{t2}}{p_{t1}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] \quad (3)$$

oder für die Stufe als

$$\Delta y_t = \Delta h_t - j = \Delta y_{t,Laufrad} - j_{Leitrad} = c_p T_{t1} \left[\left(\frac{p_{t3}}{p_{t1}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] \quad (4)$$

ausgedrückt werden⁶. In beiden Formen liefert die isentrope Leistungsziffer ψ_{y_t} eine Information über die Enthalpieerhöhung, die bei einer reversiblen, adiabaten und daher isentropen Verdichtung mit dem erreichten Druckverhältnis verbunden gewesen wäre. Gleichzeitig stellt diese Kennzahl die Energie, die als Druckpotential dem Fluid übertragen wurde, dar.

2.1.1 Eindimensionale Betrachtung im Mittelschnitt

Ein einfaches eindimensionales Modell der Stufe⁷ hilft an dieser Stelle, die groben Phänomene, die zu diesen Kennlinien führen, zu verstehen. Die Zuströmung des Rotors sei mit einem leichten Drall in Rotationsrichtung, auch Mitdrall bezeichnet, behaftet. Die Transformation des absoluten Geschwindigkeitsvektors c_1 in das relative Koordinatensystem des Rotors erfolgt mittels Subtraktion der Umfangsgeschwindigkeit u_1 des neuen Koordinatensystems. In einem generischen Betriebspunkt unterscheidet sich der Winkel β_1 , der die Richtung des relativen Zuströmvektors w_1 beschreibt, vom Metallwinkel $\beta_{\text{met},1}$, wie der Anfangswinkel der Skelettlinie des Schaufelprofils genannt wird. Die Differenz beider Beträge führt zur Definition des Inzidenzwinkels i . Am Rotoraustritt (*Ebene 2*) bildet sich eine ähnliche Differenz zwischen dem Abströmwinkel β_2 und dem Metallwinkel der Austrittskante $\beta_{\text{met},2}$. Bezeichnet wird diese Abweichung als Deviation Δ . Die Rücktransformation vom relativen ins absolute Koordinatensystem führt vom Abströmvektor w_2 zum Zuströmvektor des Stators c_2 . Die im Stator stattfindende Umlenkung der Strömung bis zum Austrittsvektor c_3 zeigt deutlich den verzögernden Charakter beider Verdichtergitter⁸. Durch den Abbau von Drall wird die Umfangskomponente des Geschwindigkeitsvektors w im Rotor und c im Stator bei etwa gleich bleibender Meridionalkomponente reduziert.

⁶Die übliche Notation für die Kontrollebene einer Stufe wird hier verwendet. Index 1 bezeichnet die Eintrittsfläche des Kontrollvolumens *Laufrad*, 3 die Austrittsfläche jenes um das *Leitrad* und 2 die Trennebene beider Volumina.

⁷Betrachtet wird eine subsonische Verdichterstufe in Mittelschnitt. Die Aerodynamik dieser mittleren Stromlinie, beschrieben durch die Geschwindigkeitsvektoren im absoluten und relativen System, wird als umfangssymmetrisch und repräsentativ für die gesamte Schaufelhöhe angenommen.

⁸Einzige Ausnahme bildet in einem Verdichter das Vorleitgitter.

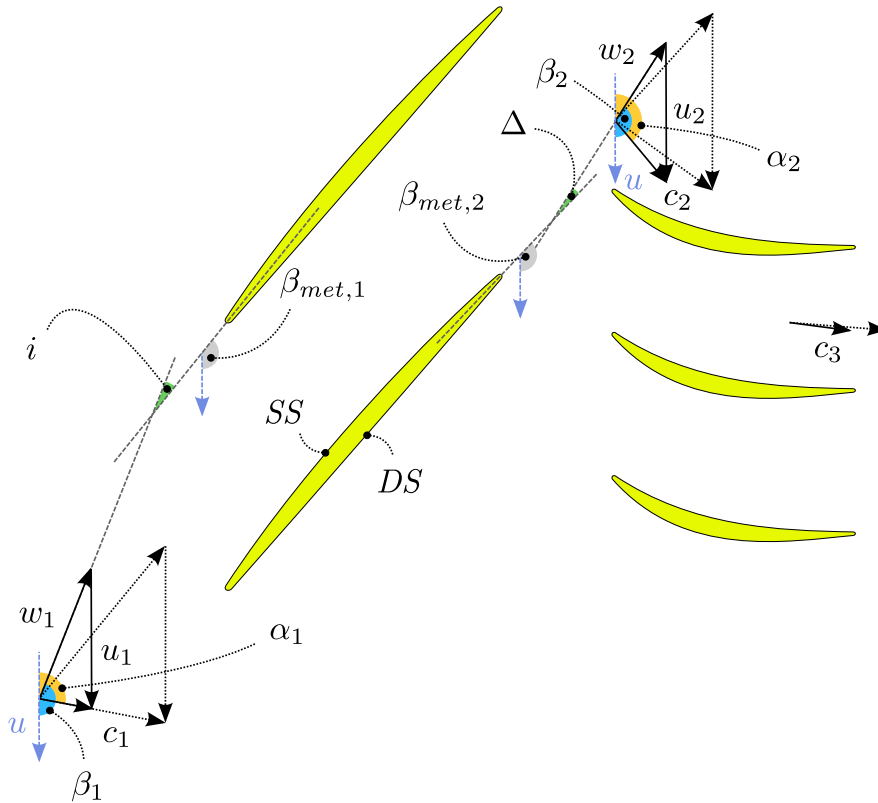


Abbildung 3: Geschwindigkeitsdreiecke: Bezeichnung von Winkeln und Vektoren

Betrachtet man dagegen die Strömung durch den Rotor im absoluten Koordinatensystem wird ersichtlich, wie deren Drall zunimmt. Die damit verbundene Erhöhung des Impulses in Umfangsrichtung ist der Summe der Momente der auf das Fluid wirkenden Kräfte zuzuschreiben. Vernachlässigt man den Beitrag der vom Gehäuse übertragenen Kräfte, begrenzt sich diese Summe auf die von den rotierenden Flächen aufgebrachtene Momente. Diese, zusammen addiert, gleichen im stationären Zustand das von außen an der Welle agierende Moment aus. Damit ist der Zusammenhang zwischen zugeführter Leistung und Dralländerung, bekannt als Euler'sche Turbinenhauptgleichung, gegeben. Diese Gleichung wird im Falle einer adiabaten betrachteten Turbomaschine (siehe Gl. 2):

$$\Delta h_t = c_{u2}u_2 - c_{u1}u_1 = u_2 \left(c_{u2} - \frac{r_{m1}}{r_{m2}}c_{u1} \right) \quad (5)$$

Für die Leistungsziffer kann aus Gl. 5 folgender Ausdruck hergeleitet werden

$$\psi_{h_t} = \frac{\Delta h_t}{u_2^2} = \frac{c_{u2} - \frac{r_{m1}}{r_{m2}}c_{u1}}{u_2} \quad (6)$$

Beim Vergleich zweier Betriebszustände, charakterisiert durch unterschiedliche Dreh-

zahlen aber gleiche relative Zustromwinkel β_1 sowie identische absolute Anstromwinkel α_1 , ergibt sich in erster Näherung eine geometrische Ähnlichkeit der Geschwindigkeitsdreiecke. Somit ist die Änderung im Zähler vom rechten Glied in Gl. 6 proportional zur Änderung der Umfangsgeschwindigkeit am Rotoraustritt u_2 . Beide betrachteten Betriebspunkte werden daher von derselben Leistungsziffer gekennzeichnet. Auch die Durchsatzzahl stimmt für beide Punkte überein, da sich c_{m2} und u_2 proportional zueinander ändern. Aus diesen Beobachtungen stammt die Bezeichnung der Charakteristik $\psi_{h_t} = \psi_{h_t}(\phi_2)$ als Drehzahl-unabhängige Kennlinie. Es handelt sich aber tatsächlich nur um eine erste Näherung, da aus unterschiedlichen Gründen die Ähnlichkeit der Dreiecke nicht komplett gegeben ist. Die Kompressibilität des Mediums sowie Reynolds- und Machzahleffekte, die auf die Deviation und auf den Betrag von w_2 wirken, sind dafür verantwortlich.

Die vereinfachenden Annahmen, die zu einer Drehzahlunabhängigkeit führen, können verstanden werden, indem die Leistungsziffer als Funktion wichtiger Design-Parameter ausgedrückt wird. Durch folgende trigonometrischen Beziehungen

$$c_{u1} = c_{m1} \tan(180^\circ - \alpha_1) \quad \text{und} \quad c_{u2} = u_2 + w_{m2} \tan(\beta_2) \quad (7)$$

wird Gl. 6 zu

$$\psi_{h_t} = \frac{u_2 + w_{m2} \tan(\beta_2) - \frac{r_{m1}}{r_{m2}} c_{m1} \tan(180^\circ - \alpha_1)}{u_2} \quad (8)$$

Mit w_{m2} und $c_{m1} = c_{m2} \frac{\phi_1}{\phi_2}$ wird es dann

$$\psi_{h_t} = 1 + \phi_2 \left(\tan(\beta_2) - \frac{r_{m1}}{r_{m2}} \frac{\phi_1}{\phi_2} \tan(180^\circ - \alpha_1) \right) \quad (9)$$

Findet die Definition der Minderumlenkung Δ und die Kontinuitäts-Gleichung, Verwendung, so schreibt sich die Druckziffer als

$$\psi_{h_t} = 1 + \phi_2 \left(\tan(\beta_{\text{met},2} + \Delta) - \frac{r_{m1}}{r_{m2}} \frac{\rho_2}{\rho_1} \frac{A_2}{A_1} \tan(180^\circ - \alpha_1) \right) \quad (10)$$

Aus Gleichung 10 wird ersichtlich, wie im Falle einer idealisierten Maschine die Kennlinie $\psi_{h_t} = \psi_{h_t}(\phi_2)$ die Form einer Geraden annimmt (siehe Abb. 2). Dies geschieht, sobald der Term in runden Klammern als konstant betrachtet werden kann. Dazu soll die Minderumlenkung einen konstanten Wert besitzen, das Medium inkompressibel sein und die Veränderung des radialen Austrittsprofils, die auf den mittleren Radius r_{m2} wirkt, in dieser eindimensionalen Betrachtung nicht berücksichtigt werden.

Im allgemeinen Fall weicht der Verlauf von $\psi_{h_t} = \psi_{h_t}(\phi_2)$ von dem einer Geraden ab. Da zum Beispiel die Deviation mit steigender Inzidenz, und damit mit sinkendem Volumenstrom, steigt, wird die Steigung der Kennlinie bei niedrigen Werten von ϕ_2 im

Absolutwert immer kleiner. Auch die Verluste sind nicht unabhängig von der Inzidenz. Ihre typische Abhängigkeit kann mit einer so genannten Badewannen-Kurve beschrieben werden. Die Stufenverluste zeigen in der Regel ein Minimum bei einer Inzidenz, die nah zu der ist, die im Auslegungspunkt wahrgenommen werden kann. Um dieses Minimum steigen die Verluste bei einer Änderung der relativen Zuströmwinkel moderat. Jenseits dieses Unempfindlichkeitsbereiches steigen die Verluste jedoch rasch. Somit wird auch die Kennlinie der isentropen Leistungsziffer ψ_{yt} in Richtung niedriger Volumenströme immer flacher. Betrachtet man eine transsonische Stufe, die im Auslegungspunkt relative Zuströmmachzahlen über eins erlebt, so ist es möglich, dass durch ausreichende Entdrosselung ein kritisch durchströmter Querschnitt zu Stande kommt. Der reduzierte Massenstrom erreicht dabei ein Maximum, das auch mit einer Reduktion des Gegendrucks nicht überschritten werden kann. In diesem Fall spricht man von *unique incidence*, da sich die Inzidenz nicht mehr verändert. Die Stufenkennlinien, die über die Durchsatzzahl aufgetragen sind, werden nahezu vertikal.

Die nächsten Paragraphen sind den Strömungsphänomenen, die maßgeblich die Minderumlenkung und die Verluste bestimmen, und dem Verhalten der Stufen am Rande der Kennlinie bei niedrigen Volumenströmen gewidmet.

2.1.2 Dreidimensionale Strömungsphänomene

Das Strömungsfeld im Schaufelgitter eines Verdichters ist komplex. Die zweidimensionale Betrachtung des umströmten Mittelschnittprofils stellt eine grobe Vereinfachung dar. Auch die Erweiterung dieser Sichtweise auf mehrere einzelne über die Schaufelhöhe gestapelte, bzw. passend gefädelt Profile verhindert die genaue Erfassung einer Reihe von Strömungsphänomenen, welche das Gitterverhalten im Auslegungspunkt wie auch in Off-Design prägen und einen starken dreidimensionalen Charakter aufweisen.

Unter den als dreidimensional bezeichneten Phänomenen haben die Spaltströmung und der daraus entstehende Wirbel für die hier gebotene Betrachtung eine besondere Relevanz. Nichtsdestotrotz ist es angebracht, ebenfalls die anderen, wieder erkennbaren Strömungsmuster mit besonderem Augenmerk auf ihre Interaktion mit den Spaltströmungsphänomenen hier kurz zu erwähnen. Zudem zeigt sich, dass sich die Veränderungen im Strömungsfeld, die von Gehäusestrukturierungen hervorgerufen werden, durchaus in einem Wachstum oder einer Hemmung der unten beschriebenen Strömungsmerkmale zeigen können.

Verdichtungsstoß

Neben dem Spaltwirbel hat der Verdichtungsstoß eine vorrangige Stellung in der Charakterisierung des Strömungsfeldes in einer hoch belasteten Verdichterstufe. Das Streben nach einer hohen Leistungsdichte führt gemäß Gl. 5 zu hohen Umfangsgeschwindigkeiten. Im Relativsystem der Rotorschaukel werden somit Strömungsgeschwindigkeiten erreicht, welche die lokale Schallgeschwindigkeit überschreiten.

Obwohl der Verdichtungsstoß in einer zweidimensionalen Betrachtung der Strömung qualitativ erfassbar ist, handelt es sich dabei um ein Strömungsphänomen mit einem

ausgeprägten dreidimensionalen Charakter. Dieser wird besonders durch die Interaktion mit anderen Strömungsphänomenen wie Spaltwirbel oder gehäusewandiger Blockage hervorgehoben. Nach der hier verwendeten Definition machen den Stoß jedoch bereits seine Positionierung im Kanal und besonders die Neigung aus der radialen Richtung zu einem dreidimensionalen Strömungsphänomen.

In einer transsonischen Verdichterstufe ist die Verzögerung der relativen Strömung hauptsächlich dem Stoß zuzuschreiben. Eine Umlenkung der Strömung durch eine Wölbung des Profils ist einerseits nahezu überflüssig, andererseits ist die Interaktion des Stoßes mit der saugseitigen Grenzschicht für letztere so schädlich, dass eine weitere Umlenkung nach dem Auftreffpunkt des Stoßes auf die Saugseite eher zu vermeiden ist. Neben diesen indirekten Verlusten, die von einem Stoßsystem in der Interaktion mit den Grenzschichten hervorgerufen werden, ist diesem auch eine Entropiezunahme zuzuschreiben. Dies entspricht der Natur des Stoßes als irreversibles Strömungsphänomen.

Die Entropieerhöhung durch den Stoß hängt in erster Näherung von $(M_{2^*}^2 - 1)^3$ ab, wobei M_{2^*} die Komponente des Vorstoß-Machzahl-Vektors⁹ senkrecht zur Stoßfront ist. Ein Schrägstoß führt somit bei gleichen Vorstoßmachzahlen zu einer niedrigeren Entropiezunahme als ein senkrechter Stoß. Insgesamt gilt ein Stoß als ein effizienter Verdichtungsprozess, solange die Vorstoßmachzahlen nicht zu hoch werden (Denton (1993)).

Profilablösungen

Grenzschichtablösungen am Schaufelprofil gehören üblicherweise nicht zu den so genannten dreidimensionalen Strömungsphänomenen, da derartige Ablösungen ebenfalls durch eine quasi-dreidimensionale Untersuchung eines Schaufelgitters, die aus der Analyse mehrerer aufeinander gestapelter Profile besteht, qualitativ vorhersehbar sind. Andererseits ist eine genaue Auswertung der Ablösungen nur mit Hilfe dreidimensionaler Modelle möglich, was die Erwähnung dieses Phänomens innerhalb des aktuellen Kapitels durchaus rechtfertigt.

Die Simulationen zeigen, wie die Anwendung von Gehäusestrukturierungen durch eine radiale Verlagerung des Massenstroms das Erscheinen von Ablösungen lokal beeinflussen kann. Speziell im transsonischen Betrieb können durch eine Veränderung der Stoßstärke in der Nähe der Saugseite Ablösungen gehemmt werden. Im subsonischen Betrieb stellt die Erhöhung der Blockage vor der Rotorvorderkante den Schlüsselmechanismus der Stabilitätsweiterung durch Gehäusestrukturierungen dar.

Corner stall

Die Naben- und Gehäuseregionen von Verdichterschaufeln sind nicht nur in Anwesenheit von Spalten Orte von stark dreidimensionalen Strömungsphänomenen. Die Schaufelbelastung weist in diesen Regionen oft Maxima auf (Hah und Loellbach, 1997). Moderne, drei-dimensional gestaltete Schaufeln werden ausgelegt, um diesem Phänomen entgegenzuwirken. Typische Designmerkmale sind *end bend*, bzw. die Anpassung der Metallwinkel im Naben- und Gehäusebereich an eine flachere Anströmung, und *bow*, eine besondere

⁹Anhand der Machzahl und der Richtung des relativen Geschwindigkeitsvektors kann ein Machzahlvektor definiert werden.

Auffädung der Schaufelprofile, die die Übertragung von Radialkräften von den Schaufeln aufs Fluid ermöglicht. Ältere oder einfachere Schaufel, die nicht mit solchen Merkmalen ausgestattet sind, können dagegen sehr anfällig für solche Ablösungen sein. Die Referenzstufe (siehe Anh. C.4), die in Rahmen dieser Arbeit untersucht wurde, weist ein solches Verhalten auf. Abb. 4 zeigt Totaldruckmessungen am Austritt des Stators¹⁰ im angedrosselten Zustand. Die Nachlaufdübeln der Statoren und markante Eckablösungen an Nabe und Gehäuse sind als Minima des Totaldrucks deutlich zu erkennen. Durch eine Verbesserung der Inzidenz im Gehäusebereich, welcher der Stator dank der Gehäusestrukturierungen ausgesetzt ist, ist der *corner stall* bei gleichem Massenstrom nicht mehr präsent (siehe Abb. 4.2). An der Nabe, als Anzeichen der nun höheren Belastung, wächst die Eckenablösung dagegen.

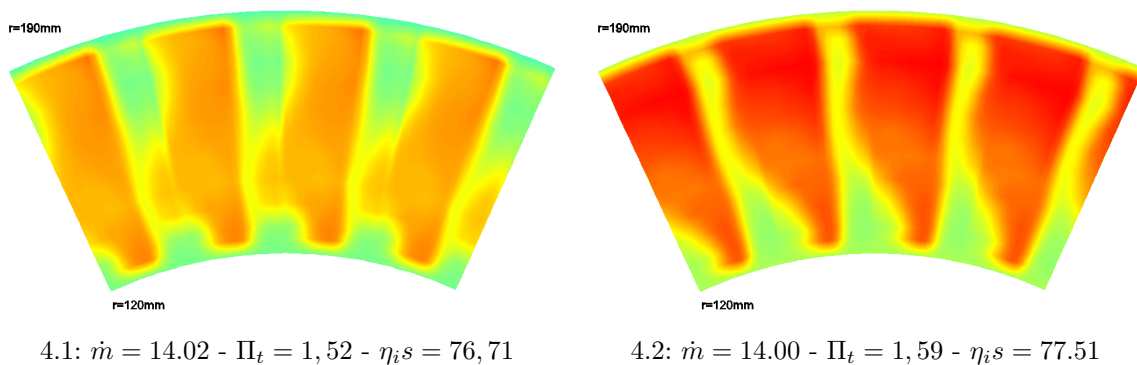


Abbildung 4: Austrittsverteilungen des Totaldruckverhältnisses am Rotorausritt im Darmstädter Verdichter ohne (*links*) und mit Gehäusestrukturierungen (*rechts*) im selben angedrosselten Zustand bei 100% Drehzahl.

Sekundärströmung und Kanalwirbel

Sobald sich die Grenzschicht an der Naben- und Gehäusewand nicht in relativer Bewegung zur Beschauflung befindet, erlebt sie eine Überumlenkung, die als Hauptursache der so genannten Sekundärströmung gesehen werden kann. Verlustbehaftetes Fluid bewegt sich somit in Richtung der Saugseite, wo es maßgeblich zum Anwachsen des *corner stall* beiträgt.

Die Kontinuitätsbedingung erfordert, dass diese Massenstromverlagerung in Richtung der Saugseite entlang der Naben- oder Gehäusewand mit einer entsprechenden Kompensationsströmung ausgeglichen wird. Es entsteht somit eine Strömungsbewegung, welche die ganze Schaufelpassage prägt und als Kanalwirbel bezeichnet wird. Die Sekundärströmung an der Nabenwand wird z.B. begleitet von einer Verlagerung von Masse entlang der Druckseite in Richtung der Nabe und an der Saugseite radial nach außen. In einem Leitrad mit Deckband ergibt sich eine doppelte Wirbelstruktur, die zur Minderumlenkung in Kanalmitte beiträgt.

¹⁰Vgl. Abb. 36

Die Stärke der Sekundärströmung und des Kanalwirbels hängt vom Geschwindigkeitsdefekt der Zusströmung an Nabe und Gehäuse ab. In einem Stator, dessen Zuströmung am Gehäuse durch *casing treatments* über dem vorherigen Rotor verbessert wird, werden solche Phänomene, ähnlich wie Eckablösungen, in der Regel gehemmt.

2.1.3 Spaltwirbel

In Par. 1.2 wurden die Hintergründe des Vorherrschens einer Spaltströmung und die groben Mechanismen, die zur Entstehung eines Spaltwirbels führen, erläutert. Wie bereits erwähnt, ist es schwer, eine für alle Verdichter geltende Theorie hinsichtlich dieser Strömungsphänomene aufzubauen. Hier soll die Aufmerksamkeit auf transsonische Rotoren gerichtet werden. Zudem wird vorwiegend das Verhalten des Spaltwirbels bei Auslegungsbedingungen des Rotors dargestellt. Diese sind für das Design von effizienten *casing treatments* am heikelsten, da dort sogar eine Verbesserung der performance erwartet wird.

Topologie des Spaltwirbels

In der Beschreibung der Spaltwirbeltopologie eines transsonischen Verdichterlaufgitters können vier wichtige Stützpunkte eingeführt werden. Jeder hilft, ein Gebiet abzugrenzen, in dem charakteristische Vorgänge stattfinden. In Abbildung 5 wird eine schematische Darstellung der Strömung im äußeren Kanalbereich gegeben. Die Wirbelkerntrajektorie hebt sich von der Vorderkante ab und verläuft durch die Passage vorerst mit einem Winkel ζ in Richtung der Druckseite der nachfolgenden Schaufel.

In unmittelbarer Nähe der Vorderkante baut sich der Wirbel tatsächlich ausschließlich aus der Spaltströmung auf, die nahezu senkrecht zur Hauptströmung in den Kanal eintritt. Hier entsteht der Wirbelkern. Das Aufrollen der Spaltströmung ist mit einer erhöhten Blockagewirkung verbunden. Die Hauptströmung wird daher nahe der Vorderkante an der Saugseite nach unten verdrängt. Etwas stromab, sobald der Spaltwirbel von der Schaufel abgehoben ist, wird dagegen die Hauptströmung zusammen mit der Grenzschichtströmung an der Saugseite eher radial nach außen geleitet, da die Blockage am Gehäuse niedriger wird. Ab diesem Punkt, mit *A* in Abb. 5 markiert, interagiert die Sekundärströmung mit der Spaltströmung und nimmt am Wirbelaufbau teil.

Punkt *B* bezeichnet den Ort, an dem Ausläufer des Spaltwirbels die benachbarte Schaufel erreicht. Damit ändert sich die Natur der Spaltströmung, die jetzt zum Teil aus Fluid besteht, das bereits einmal durch den Spalt geflossen ist.

In *C* überquert der Wirbelkern die Fläche, die in der umliegenden Strömung dem Verdichtungsstoß entspricht. An dieser Stelle sind die Strömungsbedingungen im Kern hinsichtlich der Bedingungen der umgebenden Luft für den im nächsten Paragraph beschriebenen *vortexbreakdown* entscheidend.

Eine weitere Veränderung in der Spaltströmung findet in der mit *D* markierten Position statt. An dem Punkt entlang der Sehnenlänge, auf dem der Stoß die Saugseite trifft, sinkt rasch die Druckdifferenz, welche die Leckage antreibt. Der Impuls der Spaltströmung nimmt deutlich ab und manche Autoren beobachten das Entstehen eines zweiten schwachen Spaltwirbels.

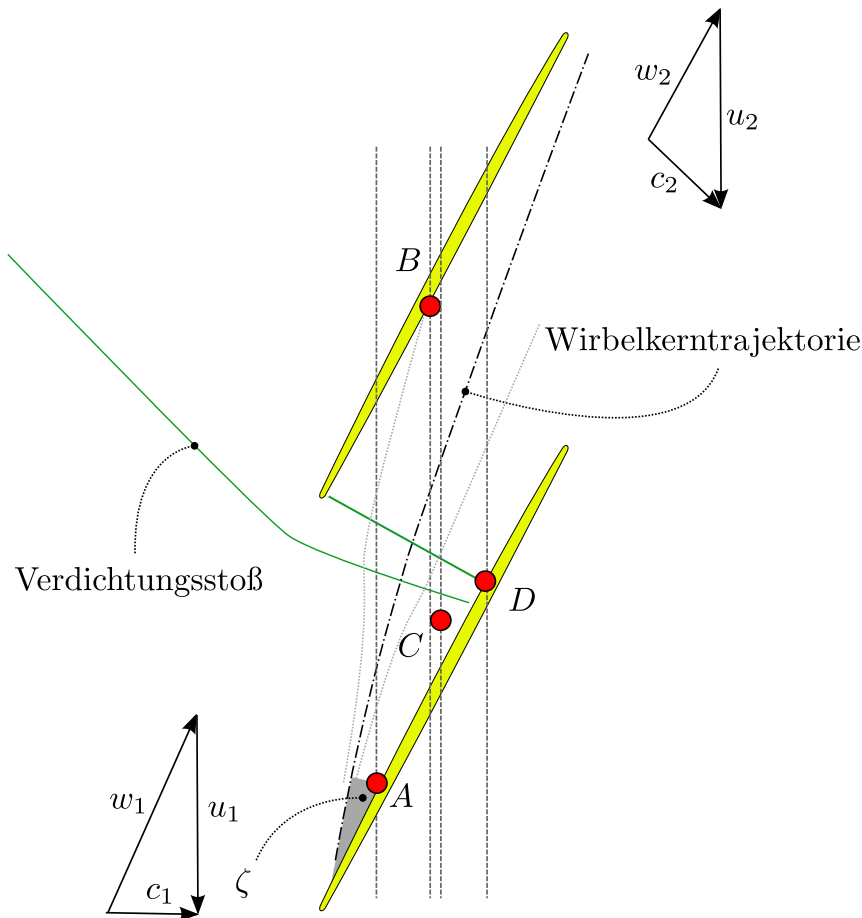


Abbildung 5: Aufbaugebiete des Spaltwirbels

Vortex breakdown

Die Analogie zwischen Blattspitzenwirbeln wie die, welche am Ende der Flügel eines Flugzeugs beobachtet werden, und den Spaltwirbeln einer Turbomaschine, wurde in den neunziger Jahren des vergangenen Jahrhunderts erweitert durch die Beobachtung des Aufplatzens des Spaltwirbels in Verdichteraufgittern (Furukawa et al., 1998). Dieses strömungsmechanische Phänomen, auch bekannt als *vortex breakdown*, kann in vielen technischen Anwendungen vorkommen.

1997 beobachteten Furukawa und Schlechtriem zum ersten Mal derartige Vorgänge auch bei axialen Verdichtern. Die Relevanz des Phänomens und noch mehr die Fähigkeit numerischer Methoden, dies korrekt zu erfassen, sind umstritten (Chima, 1996; Gerolymos und Vallet, 1998; Wilke, 2006).

Wilke (2006) formuliert ein Kriterium für die Eintrittswahrscheinlichkeit für ein Aufplatzen des Spaltwirbels. Es basiert auf der Betrachtung der Differenz zwischen Totaldruck im Wirbelkern und statischem Druck der umliegenden Luft unmittelbar nach dem Stoß. Zusammen mit der Auswahl des Turbulenzmodells scheint die Netzfeinheit im Spalt und in dem Bereich, in welchem der Wirbel aufplatzt, entscheidend für die Erfassung des

Phänomens zu sein. In der vorliegenden Studie wurde aus diesem Grund im Bereich des Kanals oberhalb von 65 % Schaufelhöhe ein deutlich feineres Rechenetz, als es in der Simulation transsonischer Verdichter üblich ist, verwendet.

Die Interaktion zwischen Verdichtungsstoß und Spaltwirbel bewirkt eine rasche Querschnittserhöhung des letzteren. Diese plötzliche Erhöhung der Blockage wird in der Regel von allen gängigen numerischen Methoden wiedergeben und experimentelle Beweise dazu sind reichlich vorhanden. Für die Erklärung der Phänomene, die im angedrosselten Zustand zum instabilen Betrieb führen, oder für die Beschreibung der Auswirkung von Gehäusestrukturierungen über die gesamte Kennlinie ist es nicht notwendig, das Aufplatzen des Wirbelkernes im Detail weiterzugeben.

2.2 Instabilitäten

Gehäusestrukturierungen wurden historisch gesehen in erster Linie als stabilitätsfördernde Maßnahme eingesetzt. Der folgende Abschnitt bietet eine kurze Zusammenfassung über die Phänomene, die das Verhalten eines Verdichters am Rande des stabilen Arbeitsbereiches prägen. Es handelt sich um ein sehr komplexes und vielfältiges Thema, das den Rahmen einer solchen Arbeit durchaus sprengen würde. Einerseits ist die jahrzehntelange Forschung über das Thema noch nicht zu einer schlüssigen Theorie gekommen und andererseits besteht größte Schwierigkeit, eine einheitliche Erklärung zu formulieren, da das Verhalten jedes Verdichters individuell verschieden zu sein scheint. Pampreen (1993) präsentiert in seinem Buch eine umfangreiche Zusammenfassung des Themas.

2.2.1 Strömungsabriss (*stall*) und rotierende Instabilitäten

Stall bezeichnet einen Zusammenbruch der Leistungsumsetzung und des Volumenstromes einer Stufe in Folge einer zu hohen Belastung. Ursache können Grenzschichtablösungen am Profil sein, die die Saugseite zum Teil (*part span stall*) oder über die gesamte Höhe (*full span stall*) betreffen, aber auch das Anwachsen von Blockagegebieten an Nabe und Gehäuse, was zum Beispiel von den bereits beschriebenen dreidimensionalen Strömungsphänomenen hervorgerufen wird.

Das Auftreten einer Stallzelle ist ein Phänomen mit einem lokalen Charakter. Es ist einfach, sich vorzustellen, dass die Belastung, welche z.B. einen Rotor in ein *part span stall* versetzt, aufgrund von Asymmetrien nicht von allen Schaufeln des Kranzes gleichzeitig erreicht wird. Man unterscheidet zwischen *modal stall*, wobei eine große Anzahl von benachbarten Passagen von einer ähnlichen Störung betroffen sind, und *spike stall*, die eine oder mehrere auf ein paar Passagen begrenzte Stallzellen beschreibt (Camp und Day, 1997). Eine Ungleichmäßigkeit in Umfangsrichtung kann von der Geometrie des Gitters verursacht werden. Fertigungsungenauigkeiten und Abnutzung können Unterschiede unter den Schaufeln eines Kranzes verursachen. In der Zuströmung können aber auch bereits Asymmetrien in Umfangsrichtung vorhanden sein. Einlaufstörungen oder Leitgitter mit ungleichmäßiger Teilung sind mögliche Beispiele. Die Androsselung durch das nachfolgende

Gitter oder einen Sammler kann ebenfalls die Belastung lokal erhöhen.

Tritt nun eine Stallzelle vorerst isoliert in einem Bereich des Kranzes auf, wird eine Dynamik in Gang gesetzt, die bereits in den 50er Jahren (Emmons et al. (1955)) erkannt wurde. Der *stall*-Zustand einiger Passagen hat eine Auswirkung auf die Belastung der benachbarten und umgekehrt. Der Massenstrom, der von der gesperrten Zelle nicht aufgenommen wird, weicht in die angrenzenden Schaufelkanäle aus. Kurzfristig ändern sich daher dort die Inzidenz und damit die Belastung. Der nacheilende Schaufelkanal erfährt eine flachere Zuströmung¹¹ und eine Erhöhung der Belastung. Die Stallzelle wird sich somit auf diese Passage ausweiten. Auf der anderen Seite wird sich dagegen die Inzidenz der vorauseilenden Zelle reduzieren. Die damit verbundene Entlastung kann die Stallzelle hemmen. Aus dieser gegenseitigen Beeinflussung entsteht eine Bewegung im Relativsystem: die Stallzelle wandert entgegen der Drehrichtung. Im Absolutsystem scheint sich die Zelle für einen externen Beobachter in Drehrichtung zu bewegen. Ihre Geschwindigkeit entspricht etwa der Hälfte der Rotationsgeschwindigkeit des Rotors. Dieses Phänomen wird im Englischen *rotating stall* genannt.

Eine ähnliche Beeinflussung benachbarter Gitter findet auch im normalen Betrieb statt. Weit entfernt von der Pumpgrenze, wo von *stall* noch nicht die Rede sein kann, herrschen andere Phänomene vor, die ähnliche Auswirkungen hervorrufen. Der Spaltwirbel, besonders in einem aufgeplatzten Zustand, zählt dazu. Die messbaren Druckschwankungen, die sich mit etwa der halben Rotorfrequenz drehen, werden in Literatur als *rotating instabilities* bezeichnet (Kamaier und Neise, 1997).

Diese Phänomene, die auf einer Ungleichmäßigkeit der Strömung in Umfangsrichtung beruhen, prägen das Verhalten einer Verdichterstufe deutlich. Dennoch wird bei den gängigen numerischen Modellen darauf verzichtet, sie wiedergeben zu können. Wie im Anhang beschrieben wird, ist Usus anzunehmen, dass die Strömung in jeder Schaufelpassage eines Gitters identisch sei.

2.2.2 Pumpen (*surge*)

Bisher wurde in diesem Kapitel die Aufmerksamkeit auf eine einzelne Verdichterstufe gerichtet. Das Pumpen, auf English *surge*, ist ein Phänomen, das dagegen einen Verdichter als Ganzes betrifft. Obwohl es auch in einem einstufigen Verdichter zu beobachten ist, wird das Pumpen erst bei größeren, mehrstufigen Maschinen zu einem gefährlichen Betriebszustand, der mit allen Mitteln zu vermeiden ist. Dennoch hat das Pumpen seinen Ursprung im Stabilitätsverlust einer einzelnen Reihe, was die Platzierung in diesem Kapitel rechtfertigt.

Wie oben erwähnt, sinkt im *stall*-Zustand die Leistungsumsetzung lokal. Ist die Belastung, die zum *stall* führt, sehr hoch, wachsen die Stallzellen in Anzahl, Größe und Stärke (Greitzer, 1975a,b). In transienten Zustand kann es nun passieren, dass sich die im Verdichter stromab gespeicherte Energie, aufgrund der fehlenden Kräfteübertragung von der Beschauflung zum Fluid, stromauf entlädt. Die Störung breitet sich dann schlagartig auf

¹¹Im Falle von einem *spillage* wird diese Passage zusätzlich mit verlustbehafteter Luft angeströmt.

weitere Stufen des Verdichters aus. Die damit verbundene Rückströmung der heißen verdichteten Luft¹² kann enormen Schaden anrichten. Wird zudem nichts unternommen, um die Ursachen der ursprünglichen Überlastung zu beseitigen, z.B. durch Entdrosselung des Verdichters, setzt sich ein zyklisches Phänomen in Gange und auf den ersten Pumpstoß folgen weitere mit derselben Intensität. Nach jeder Entladung ist nämlich das Druckniveau stromabwärts der kritischen Stufe wieder gesunken, weshalb sich eine gesunde Strömung entwickeln kann. Der Verdichter erreicht aber bald wieder die Belastungsgrenze, die den ersten Zusammenbruch auslöste, und pumpt somit erneut.

¹²In einem Triebwerk werden zusätzlich Gase aus der Brennkammer im Verdichter rückströmen.

3 Mehrstufigkeit

3.1 Stufenabstimmung eines mehrstufigen Verdichters

Obwohl jede Stufe eines Verdichters bestimmte Stabilitätsgrenzen besitzt, ist es oft der Fall, dass diese im mehrstufigen Verband nie erreicht werden, da sie jenseits des Betriebsbereiches jener Stufe liegen. Das Belastungsniveau eines Rotors oder eines Stators hängt nämlich im Auslegungspunkt wie im *off design* vom Belastungsniveau anderer Gitter ab. Daraus ergibt sich, dass die Anwendung von Gehäusestrukturierungen nicht für alle Stufen eines mehrstufigen Verdichters gleichermaßen angemessen ist.

Ein einfaches eindimensionales Modell ist hilfreich, manche allgemeingültigen Mechanismen darzustellen. Betrachtet wird ein mehrstufiger Verdichter, dessen vier Stufen in ihrem Verhalten von der im vorherigen Kapitel eingeführten drehzahlunabhängigen Kennlinie vollständig beschrieben werden (siehe Abb. 6). Dies entspricht der Annahme, dass Machzahl- und Reynoldseffekte, genauso wie radiale Verformungen, vernachlässigt werden. Damit wird die Koppelungsbedingung zwischen diesen einzelnen Elementen, die in Serie zu einem Gesamtverdichter geschaltet werden, durch die Konservierung des Massenstroms an den Schnittstellen und durch die gemeinsame Drehzahl dargestellt. Im so genannten Designpunkt wird die Maschine normalerweise so ausgelegt, dass die einzelnen Stufen nahe an ihrem maximalen Wirkungsgrad betrieben werden. Die Abweichung vom Optimum sind bei den jeweiligen Stufen von verschiedenen Faktoren abhängig. Dazu zählen Kompromisse bezüglich der Stabilität der Maschine. Die einfachste Methode, den Pumpgrenzabstand zu erhöhen, liegt in einer Positionierung des Auslegungspunktes weit weg von der Pumpgrenze, was auf Kosten des Wirkungsgrades geschehen muss. Abb. 6 zeigt im Machzahl-unabhängigen Kennfeld und in den einzelnen Stufenkennlinien diesen wichtigen Betriebspunkt.

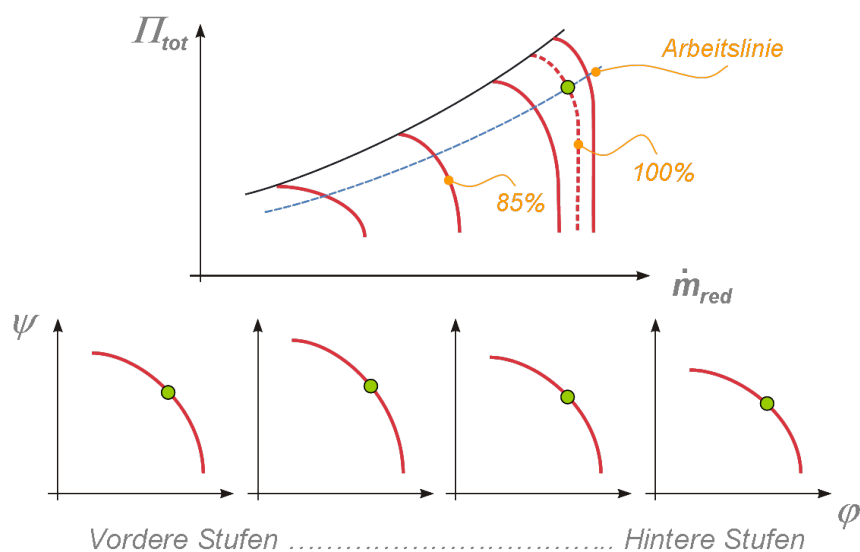


Abbildung 6: Betriebszustand bei Auslegungsbedingungen (grün).

Wird der Verdichter bei konstanter Drehzahl androsselt, ist die Wirkung auf die hinteren Stufen größer als auf die vorderen, da die erhöhte Leistungsumsetzung der vorgegangenen Stufen eine progressive Reduktion des Volumenstroms der folgenden Stufe verursacht (Abb. 7). Dies führt zu einer Erhöhung der umgesetzten spezifischen Leistung, was wiederum zu einer Androsselung der stromab gelegenen Stufe führt. Neben diesem Weg, das Phänomen mit einer Art Überlagerung von Effekten anschaulich zu machen, kann ebenfalls eine Erklärung aus der Betrachtung der Form des Ringraumes gegeben werden. Die Strömungsflächen wurden im Auslegungspunkt derart dimensioniert, dass optimale Anströmbedingungen der hinteren Stufen für ein gewisses *design*-Druckverhältnis erreicht werden können. Wird dies durch Androsselung der Maschine erhöht, steigt die Dichte im Vergleich zur Ausgangssituation progressiv über die Maschine. Könnte man nun den Ringraum an diese neuen Bedingungen anpassen, wäre der Austrittsquerschnitt zu reduzieren, um wieder die gewünschten Strömungswinkel zu erreichen. Wird die mit der Androsselung anwachsende Blockage an Nabe und Gehäuse vernachlässigt, ist der Strömungsquerschnitt aber unverändert. Dies führt zu einer progressiven Erhöhung der Inzidenz in den Stufen, was dem Effekt einer Androsselung gleicht.

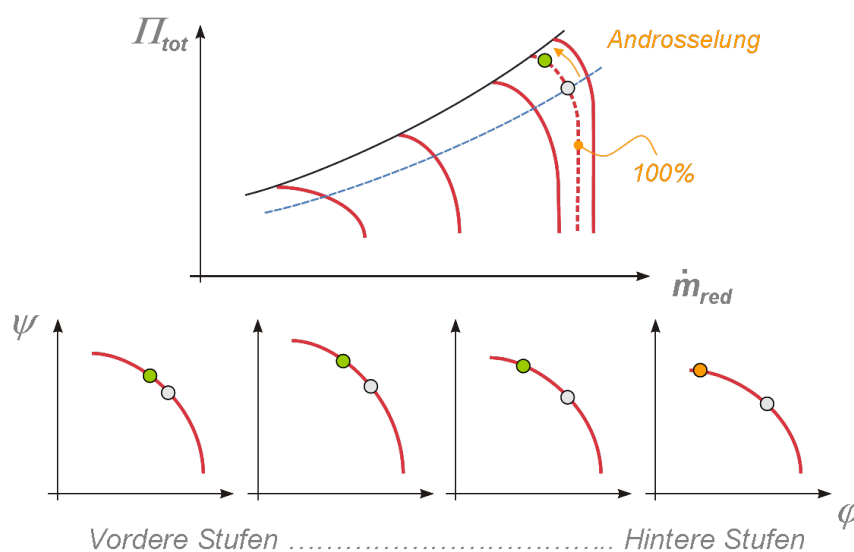


Abbildung 7: Effekt einer Androsselung bei 100% Drehzahl (*grün*). Zum Vergleich: Auslegungspunkt (*grau*).

Beim Betrieb des Verdichters in einem Punkt der Kennlinie nahe am Wirkungsgradoptimum¹³, jedoch bei einer niedrigeren reduzierten Drehzahl, wird eine ähnliche Verstimmung hervorgerufen. Aufgrund des niedrigeren Druckverhältnisses sind in diesem Fall die hinteren Flächen unangemessen klein. Demzufolge werden die hinteren Stufen Richtung Sperrgrenze entdrosselt. Die Bedingung des lokalen Optimums des Wirkungsgrades führt zu der Situation, in der die mittleren Stufen nahe an ihrem Optimum betrieben werden, während die vorderen eine positive Inzidenz erfahren (Abb. 8).

¹³Gemeint ist das lokale Optimum für die gewählte reduzierte Drehzahl, das normalerweise in der Nähe der Arbeitslinie zu finden ist.

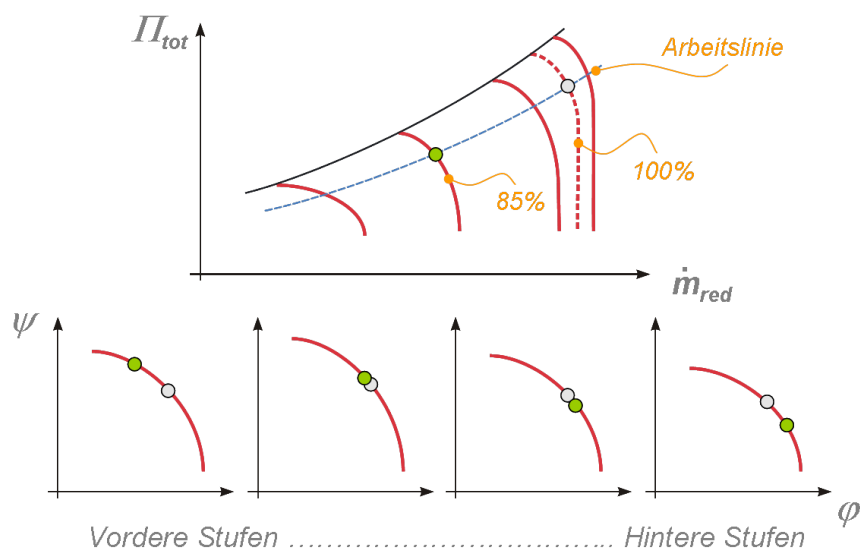


Abbildung 8: Effekt einer Drehzahländerung entlang der Arbeitslinie: niedrige Drehzahl (*grün*), Auslegungsdrehzahl (*grau*)

Wird nun die Maschine bei konstanter Drehzahl androsselt, was in einem Triebwerk aufgrund der Trägheit des Rotors bei einer schnellen Beschleunigung passieren würde, überlagern sich die Phänomene, die gerade beschrieben wurden. Das Resultat ist eine progressive Androsselung der Stufen entlang der Maschine im Vergleich zum Betriebspunkt an der Arbeitslinie. Bei einer entsprechend kleinen Drehzahl wären dennoch die vorderen Stufen die ersten, die sich ihrer Stabilitätsgrenze nähern würden.

Gehäusestrukturierungen können in einer mehrstufigen Maschine anhand von diesen Erkenntnissen gezielt eingesetzt werden. Betrachtet man den Fall einer Androsselung bei Teillast, wird ersichtlich, dass *casing treatments* in den ersten Stufen benötigt werden. Diese sollen für einen genügend großen Pumpgrenzabstand sorgen, so dass auch die schnellste Beschleunigung im Fall eines Triebwerks oder einer beliebigen Druckstörung nicht kritisch für die Stabilität der Maschine wird. Die Anforderung an derartige Gehäusestrukturierungen bezüglich der Erhaltung des Wirkungsgrades an der Arbeitslinie ist bei dieser niedrigen Drehzahl zweitrangig.

Obwohl manche Befürworter der Technologie dies behaupten, können Gehäusestrukturierungen in Abhängigkeit vom Betriebspunkt im Kennfeld nicht in ihrer Wirkung einmal aktiv und einmal neutral sein. Wahr ist lediglich, dass z.B. *casing treatments*, deren Rezirkulation durch den axialen Druckgradient angetrieben wird, bei hohen Belastungszuständen des Gitters einen deutlich höheren Einfluss auf die Rotorströmung zeigen als bei niedrigen. Entscheidet man sich für eine Gehäusestrukturierung aufgrund des Teillastverhaltens der Maschine, werden an diese *casing treatments* gleichzeitig Anforderungen gestellt, die aus dem Betrieb bei Volllast bedingt sind. Damit ist die Erhaltung oder sogar die Verbesserung des Wirkungsgrades bei Auslegungsbedingungen gemeint.

Eine Verbesserung der Stabilität bei Volllast kann durch eine Erweiterung des stabilen Bereichs der hinteren Stufen erreicht werden. Dafür können Gehäusestrukturierungen

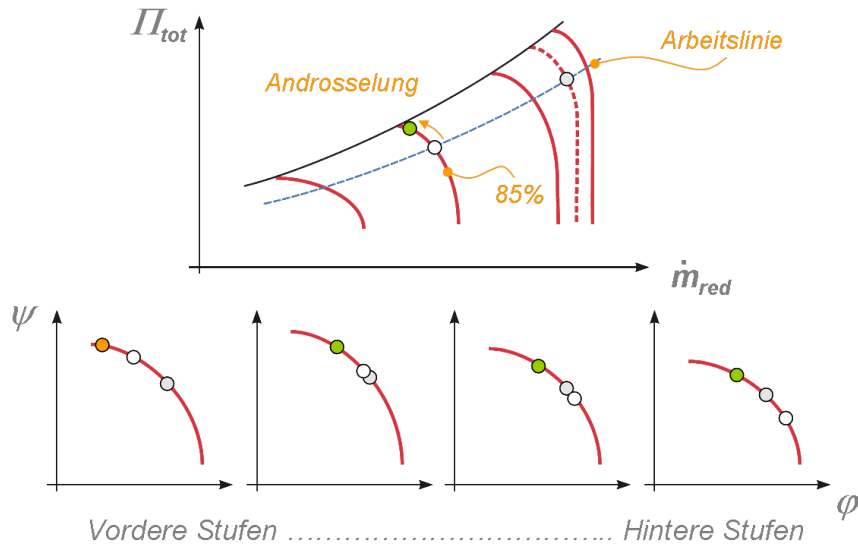


Abbildung 9: Effekt einer Androsselung in Teillast (*grün*). Zum Vergleich: Arbeitslinie in Teillast (*weiß*), Auslegungspunkt (*grau*).

für die letzten Rotoren entwickelt werden. Aufgrund des hohen Nabenverhältnisses würden diese Rotoren wahrscheinlich eher von einer Art *blade stall* charakterisiert, wogegen *casing treatments* wenig wirksam sind (Greitzer et al., 1979; Wilke et al., 2005). Eine positive Wirkung auf die Stabilität der Maschine bei Volllast kann mit einem Aufsteilen der Kennlinien der vorderen Stufen erzielt werden. Dies kann wiederum mit Gehäusestrukturierungen erreicht werden, die denen entsprechen, welche in Rahmen dieser Arbeit ausgelegt, simuliert und getestet wurden.

Eine Ausnahme zu den beschriebenen Verhalten bilden Niederdruckverdichter. Speziell an solche, welche Einsatz in militärischen Maschinen finden, werden besondere Anforderungen an die Stabilität gegenüber Einlaufstörungen gestellt. In diesem Fall können Gehäusestrukturierungen in den ersten Stufen für die Pumpgrenzerweiterung bei allen Drehzahlen sorgen.

Das vereinfachte Modell, welches in diesem Paragraph zur Beschreibung des Verhaltens eines mehrstufigen Verdichters verwendet wurde, sei Vollständigkeit halber um zwei wichtige Elemente, nämlich die Leitgitterverstellung und die Luftentnahme¹⁴, erweitert. Beide Mechanismen sind normalerweise in einem mehrstufigen Verdichter vorzufinden und adressieren die Stabilitätsprobleme, die in den vorderen Stufen bei Teillast auftreten.

Die Leitgitterverstellung, die einerseits unverzichtbar erscheint und andererseits vor allem aus Gewichts- und Kostengründen nur auf eine minimale Anzahl von Leitgittern angewendet wird, ermöglicht eine gezielte Veränderung der Kennlinien einer Stufe, um diese toleranter gegenüber niedrigen Volumenströmungen zu machen. Leitgitter werden bei niedrigeren Drehzahlen so verstellt, dass der Abströmwinkel α_2 größer wird. Dies verursacht eine betragsmäßige Erhöhung der (negativen) Steigung der Kennlinie der nachfol-

¹⁴Vgl. engl. *bleed*

genden Stufe, die an eine niedrigere Umlenkung und Arbeitsumsetzung im Rotor gebunden ist. Der Rotor wird zudem auf dem so genannten Sperr-Ast seiner Verlustkurve betrieben, was den Abstand zur Pumpgrenze erhöht. Die niedrige Arbeitsumsetzung wird von den anderen Stufen kompensiert. Das gleiche Druckverhältnis kann nur bei niedrigeren Massenströmen erreicht werden. Die Wirkung auf den vorangehenden Rotor durch die Verstellung des Stators in die beschriebene Richtung entspricht dagegen einer Androsselung.

Die Luftentnahme stellt eine Variable dar, um die Massenströme in den Stufen vor der *bleed*-Öffnung und in den folgenden Stufen zu entkoppeln. Damit können in Teillast die vorderen Stufen bei einem höheren Volumenstrom betrieben werden als die hinteren Stufen in gesperrtem Zustand aufnehmen könnten. Dieses Vorgehen, das fördernd für die Stabilität wirkt, stellt andererseits eine Verlustquelle dar, sobald die entnommene Luft innerhalb des energetischen Systems (z.B. das Flugzeug), zu dem der Verdichter gehört, nicht weiterverwendet wird.

3.2 Radiale Verstimmung

Eine Verstimmung eines mehrstufigen Verdichters zeigt sich bei einer Abweichung vom Auslegungszustand nicht nur in der eindimensionalen Betrachtung der Maschine, sondern auch in der radialen Verteilung der Belastung der Stufen. Bei einer Veränderung der Betriebsbedingungen verhalten sich die Gitter normalerweise über die gesamte Schaufelhöhe nicht homogen. Als Ursache können verschiedene Faktoren genannt werden. Die unterschiedlichen Profile, welche für die Schaufel bei den verschiedenen Kanal-Höhen gewählt werden, können zum Beispiel zu einer radialen Verstimmung im *off-design* führen. Betrachtet man einen Rotor aus der ersten Stufe eines modernen Hochdruckverdichters, der an der Nabe für einen subsonischen Betrieb im Auslegungspunkt ausgelegt wird und am Gehäuse die typischen Merkmalen eines transsonischen Profils aufweist, wird dieser in Teillast bei Zuströmmachzahlen, die deutlich unter eins liegen, auf eine Erhöhung der Inzidenz im Nabenbereich deutlich gutmütiger als an der Schaufelspitze reagieren. Wird dagegen ein verstellbares Leitgitter verwendet, um in Teillast denselben Rotor zu entlasten, wird eine konstante Veränderung des Zuströmwinkels α_1 zu einer ungleichmäßigen Veränderung des relativen Zuströmwinkels β_1 führen. Damit werden die inneren Sektionen des Rotors mehr entlastet als die äußeren. Auch dreidimensionale Strömungsphänomene wie Verdichtungsstöße, Spaltwirbel und *corner stall*-Ablösungen, die eine definierte radiale Erstreckung besitzen, unterliegen im *off-design* dramatischen Veränderungen. Dies ruft eine radiale Verstimmung im Vergleich zum Auslegungszustand hervor. Die Konsequenzen davon sind für die benachbarten Gitter oft noch gravierender als für das Gitter selbst. Für das eindimensionale Verdichtermodell im vorherigen Paragraphen wurde gezeigt, wie eine Erhöhung der Arbeitsumsetzung einer Stufe zu einer Androsselung der folgenden Gitter führt. Erweitert man das Modell auf die radiale Dimension, wird ersichtlich, wie diese Androsselung lokale Maxima aufweisen kann.

Ein vereinfachtes Modell, wie dieses in Abb. 10, kann helfen, die Auswirkungen einer

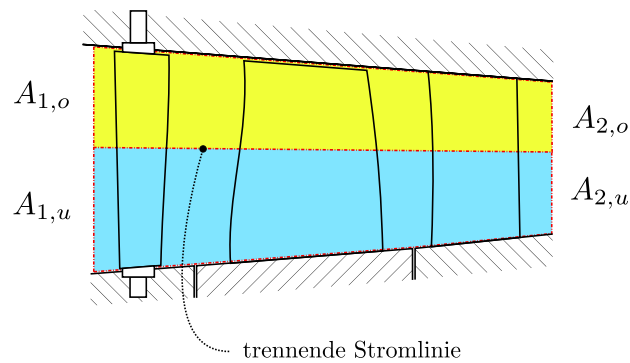


Abbildung 10: Vereinfachtes quasi-zweidimensionales Modell der Stufe

radialen Verformung auf die folgende Stufe zu beschreiben. Betrachtet wird die Verdichterstufe als Summe zweier koaxialer Stufen. Die Trennung dieser Teilverdichter stellt eine beliebige Stromlinie dar. Führt man eine radiale Verformung dieser Stufe zum Beispiel durch eine Androsselung ein, wird der obere Teilverdichter mehr Arbeit umsetzen als der untere. Damit wird die Austrittsfläche des oberen Teilverdichters $A_{2,o}$ kleiner und die des unteren $A_{2,u}$ größer. Für die nachfolgende Stufe hieße dies, dass die Zuströmbedingungen im Nabenbereich ungünstiger werden als im Gehäusebereich, und dass der untere Teilverdichter nun mehr Arbeit umsetzen wird.

Besonders Schaufelgitter, die durch ein niedriges Nabenverhältnis charakterisiert sind, können empfindlich auf eine radiale Verformung reagieren. Derartige Gitter sind in den vorderen, für die Stabilität in Teillast oft kritischen Stufen eines mehrstufigen Verdichters vorzufinden.

4 Gehäusestrukturierungen

4.1 Typologien

Der Begriff *casing treatment* beinhaltet verschiedenartige Geometrien. Es ist nicht angebracht, eine Klassifizierung zwischen guten und schlechten Gehäusestrukturierungen durchzuführen. Eher ist es angemessen, die verschiedenen geometrischen Varianten in ihrer Gesamtheit als eine Art Werkzeugkasten zu sehen. Der Designer kann die passende Geometrie anhand der zu bewältigenden Aufgabe, sei es eine Erhöhung der Stabilität im androsselten Zustand oder eine Verbesserung der Performance über die gesamte Arbeitslinie, aussuchen. Neben den strömungsmechanischen Eigenschaften der Stufe sind andere Randbedingungen zu beachten wie zum Beispiel die geometrische Einfachheit auf Grund ihres Einflusses auf Fertigungsmethoden und Kosten oder die patentrechtliche Lage.

Im folgenden Abschnitt werden die in der Literatur beschriebenen *casing treatments* präsentiert, um einen Überblick über bestehende Gestaltungsmöglichkeiten von Gehäusestrukturierungen zu gewinnen.

4.1.1 Umfangsnuten

Umfangsnuten¹⁵ stellen den einfachsten Typ von *casing treatments* dar. In der Gehäusefläche über einem Rotor werden eine oder mehrere Einsparungen eingebracht, die sich über den gesamten Umfang der Maschine erstrecken. Obwohl eine nicht rotationssymmetrische Geometrie denkbar wäre, werden in der Literatur ausschließlich Konfigurationen vorgeschlagen, deren Außenfläche als Rotationsfläche mathematisch beschrieben werden kann¹⁶. Damit ist eine Fertigung durch Drehen möglich, was diese als kostengünstigste Form von *casing treatments* qualifiziert. Da alle Kanten der Nuten in Umfangsrichtung verlaufen, sind auch optimale Bedingungen für die Risikominimierung bei einem eventuellen Anstreifen des Rotors vorhanden. Es ist sogar eine Integration solcher Gehäusestrukturierungen im Anstreifbelag des Rotors möglich, wie es z.B. der Fall ist in der ersten Stufe des EJ200-Niederdruckverdichters.

Numerische Untersuchungen von Umfangsnuten können aufgrund der Rotationssymmetrie im relativen System des Rotors durchgeführt werden. Eine Schnittstelle zwischen einer rotierenden und einer stehenden Rechendomäne ist nicht notwendig, da die Umfangsnuten selbst im rotierenden Koordinatensystem simuliert werden können. Damit sind selbst stationäre Rechnungen in der Lage, die Interaktion zwischen Laufrad und *casing treatments* wiederzugeben. Diese Eigenschaft trug deutlich zu der extremen Häufung von Studien bei, die sich in den letzten Jahren mit der numerischen Simulation von Umfangsnuten beschäftigt haben.

Positions-, Anzahl- und Formvariationen wurden in mehreren Studien für Kompressoren unterschiedlicher Belastung durchgeführt. Die in der Literatur zu findenden Geometrien basieren meistens auf der Grundform einer rechteckigen Nut. Als wichtigster Parameter

¹⁵Vgl. engl. *circumferential grooves*

¹⁶Eine Ausnahme bilden die Umfangsnuten, welche so genannte *recessed vanes* in sich tragen.

gilt das Verhältnis der Tiefe zur Breite der einzelnen Aussparungen, auf Englisch *aspect ratio* (siehe a und b in Abb. 11 aus Müller et al. (2007)). Eine Ausnahme bildet das europäische Patent EP 1 008 758 B1¹⁷. Dort wird versucht, eine günstigere Aerodynamik in den Nuten zu erreichen. Grundform in der Meridionalebene bleibt ein Viereck. Dies wird aber geneigt, um eine verbesserte Ausstromrichtung der Luft aus der Nut zu erzielen. Ebenso werden hier Kanten verrundet (d in Abb. 11).

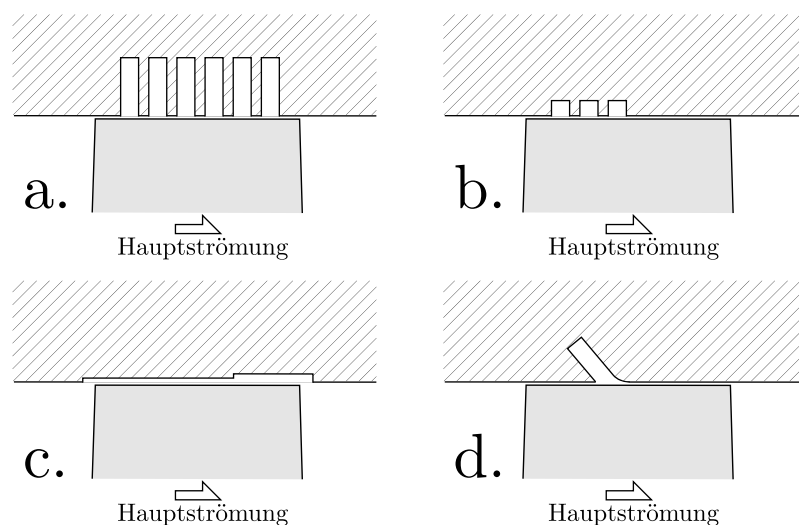


Abbildung 11: Umfanganuten nach Müller et al. (2007)

Aufgrund einer Ähnlichkeit der Wirkungsmechanismen können so genannte gestufte Spalte¹⁸ der Kategorie der Umfanganuten zugeschrieben werden (c in Abb. 11).

Zu dieser Kategorie gehören die *casing treatments* untersucht von: Moore et al. (1971), Osborn et al. (1971), Boyce et al. (1974), Prince et al. (1974), Prince et al. (1975), Fabri und Reboux (1975), Takata und Tsukuda (1976), Urasek et al. (1979), Paulon und Dehondt (1982), Hall et al. (1994), Thompson et al. (1997), Wilke und Kau (2000), Rabe und Hah (2002), Müller et al. (2007), Müller et al. (2008), Huang et al. (2008).

Eine Auswahl moderner Patente über Umfanganuten beinhaltet: Goto und Katsumata (1997), Barnett et al. (1999a), Barnett et al. (1999b), Irie (2002).

4.1.2 *Trenching*

Unter dem englischen Begriff *trenching* werden besondere Gestaltungen des Gehäuses beschrieben, die eine Aussparung über die gesamte Sehnenlänge des Rotors vorsehen. Anders als bei gestuften Spalten befindet sich hier die Rotorspitze innerhalb dieser Einsparung

¹⁷United Technology Corporation, Hartford (CT), US, und Pratt and Whitney Canada, Longueuil (Québec), CA

¹⁸Vgl. engl. *stepped tip gap*

bei einem höheren Radius als dem der unveränderten Gehäuselinie. Damit wird gezielt eine Auswirkung auf die Entstehungsmechanismen des Spaltwirbels gesucht.

Diese Gruppe von *casing treatments* stellt eher ein interessantes Experiment dar als eine Lösung, die für reale Anwendungen geeignet ist. Zusätzlich zum Montageaufwand sind es besonders sicherheitsrelevante Themen, an denen solche Konfigurationen scheitern. Neben zulässigen axialen Bewegungen im Lagerspiel oder durch Längenausdehnung stellen besonders die großen Auslenkungen, denen ein Rotor bei einem Pumpstoß ausgesetzt ist, eine unüberwindbare Hürde zur Anwendung derartiger Maßnahmen dar.

Zu dieser Kategorie gehören die *casing treatments* untersucht von: Wisler (1985), Wisler und Beacher (1989), Thompson et al. (1997), Beheshti et al. (2006).

4.1.3 (Quasi-)Axiale Schlitze

Quasi-axiale Schlitze bezeichnen Nuten, die in Längsrichtung im Gehäuse angebracht werden.

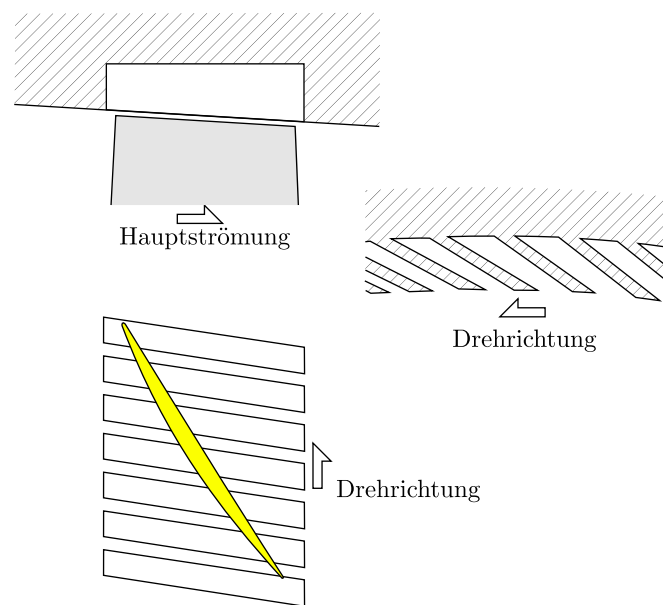


Abbildung 12: Quasi-axiale in Umfangsrichtung geneigte Schlitze nach Moore et al. (1971)

Man kann zwischen drei Typologien unterscheiden:

- a Strukturen, die mittig über dem Rotor positioniert werden
- b Strukturen, die mittig über dem Rotor positioniert werden und mit einer Trennwand (im Engl. *baffle*) versehen werden, um eine breite Rezirkulation zu vermeiden
- c Strukturen, die über der Vorderkante positioniert werden

Diese Aufteilung spiegelt auch drei Phasen der *casing-treatments*-Forschung und unterschiedliche Interpretationen der Wichtigkeit einer Rezirkulation wieder. Für alle Konfigurationen stellt sich als wichtiges Design-Merkmal die Neigung in Umfangsrichtung heraus

(im Engl. *skewed slots*). Die Begründung dazu wurde immer in einer Verbesserung der Einstrombedingungen in die Kavitäten gefunden. Die in der vorliegenden Arbeit eingeführte Betrachtung (siehe Kapitel 6) bringt dagegen die Dralländerung in den Strukturen in den Vordergrund, die mit einer Neigung in Drehrichtung erhöht wird.

Auch die Abweichung von der axialen Ausrichtung wurde schon in den ersten Studien in Betrachtung gezogen (Abb. 13).

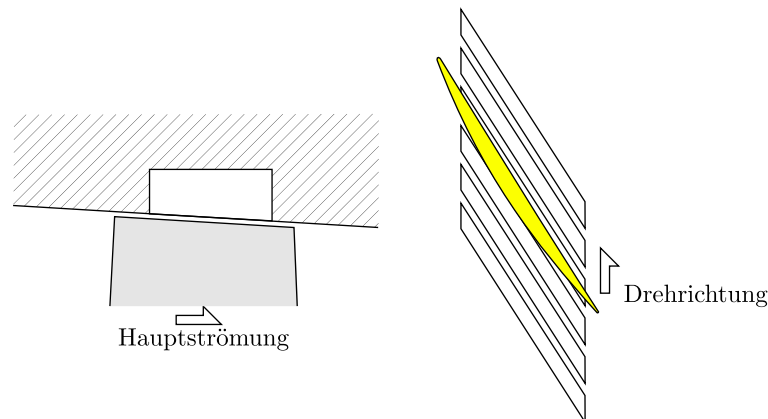


Abbildung 13: Radiale parallel zur Schaufel gestaffelte Schlitze nach Moore et al. (1971)

Bezüglich des Profils der Nuten in der Projektion auf der Meridionalebene unterscheidet man zwischen einfachen quadratischen Nuten und Nuten, die, um eine günstigere Rezirkulation zu erreichen, angepasst wurden. Zu der zweiten Gruppen gehören die Halbkreischnitte, die in der vorliegenden Studie angewendet wurden.

Zu dieser Kategorie gehören die *casing treatments* folgender Quellen: Moore et al. (1971), Osborn et al. (1971), Boyce et al. (1974), Prince et al. (1974), Prince et al. (1975), Takata und Tsukuda (1976), Greitzer et al. (1979), Smith und Cumpsty (1984), Hall et al. (1994), Cumpsty und Seitz (1996), Wilke und Kau (2002), Wilke und Kau (2003), Wilke und Kau (2004a), Wilke und Kau (2004b), Wilke et al. (2005), Jiang et al. (2007), Schnell et al. (2008), Voges et al. (2008).

Eine Auswahl moderner Patente über Längsnuten beinhaltet: Waterman (1985), Goto und Katsumata (1997), Leblanc und Ouellet (1999), Irie (2002), Gümmer (2003), Lapworth (2004).

4.1.4 Axiale Schlitze mit *plenum*

Eine erste Evolution der Grundformen axialer Schlitze und Umfangsnuten bildete die Verbindung der ersteren mit einem Plenum. Obwohl diese Kombination schon in den ersten Studien auftauchte, erlebte sie eine getrennte Entwicklung. Man spricht sogar von Gehäusestrukturierungen der zweiten Generation in Verbindung z.B. mit der Geometrie, welche im Patent US 5,762,470¹⁹ beschrieben wird. Diese Strukturen bildeten das erste

¹⁹Central Institute of Aviation Motors (CIAM), Moskau, Russland

Beispiel von *casing treatments*, das über die Vorderkante des Rotors hinweg positioniert wurde.

Obwohl die Wichtigkeit des Plenums umstritten ist ((Takata und Tsukuda, 1976)), wird diese Konfiguration in modernen Studien oft bevorzugt (*Emmerich*).

Zu dieser Kategorie gehören die *casing treatments* untersucht von: Koch (1970), Bailey und Voit (1970), Moore et al. (1971), Osborn et al. (1971), Prince et al. (1974), Prince et al. (1975), Takata und Tsukuda (1976), Emmrich et al. (2007a), Emmrich et al. (2007b).

Eine Auswahl moderner Patente über Schlitze mit Plenum beinhaltet: Gelmedov et al. (1994), Barnett et al. (1999a), Barnett et al. (1999b).

4.1.5 *Recessed vanes*

Unter der Bezeichnung *recessed vanes* sind Leitgitterstrukturen zu verstehen, die im Gehäuse bzw. in eine Einsparung im Gehäuse eingebracht werden. Erste Anwendungen fanden sie in Gebläsen und Niederdruckverdichtern. Ihre Funktionsweise wird hauptsächlich in Verbindung mit dem Aufbau einer rezirkulierenden Strömung gebracht. Diese *casing treatments* werden bevorzugt über der Rotorvorderkante positioniert. In dem Teil der Gehäusestrukturierungen, der direkt über dem Rotor liegt, kann die Geometrie und ihre Funktionsweise zu Umfangsnuten assimiliert werden. Im Unterschied dazu wird aber dann die Strömung durch ein System von Leitschaufeln stromaufwärts der Vorderkante wieder in den Hauptkanal zurückgeführt.

Eine Auswahl wichtiger oder moderner Patente über *recessed vanes* beinhaltet: Ivanov (1965), Seitz (2003b), Seitz (2003a).

In dem Patent von McKelvey (1999) wird die Aufgabe der Leitstrukturen folgendermaßen beschrieben:

[...] *recovery of swirl energy in the air going through the stall cavity.*
(McKelvey (1999))

Diese Ansichtweise ähnelt derjenigen, die in der vorliegenden Arbeit präsentiert wird und durch eine Erhöhung der Rothalpie begründet wird (siehe Kapitel 6).

4.1.6 **Kombination axialer Schlitze und Umfangsnuten**

Obwohl die Kombination von verschiedenen Gehäusestrukturierungen als eine Redundanz empfunden werden könnte und meistens räumlich nicht möglich ist, wurde sie schon in Betracht gezogen (Roberts (1980)). Zudem könnten auch die *casing treatments* von Johnson und Greitzer (1987) und Greitzer et al. (1979) als Kombinationen von Gehäusestrukturierungen interpretiert werden.

Eine sinnvolle Kombination von Gehäusestrukturierungen unter denen, die im Patent von Roberts (1980) angedeutet werden, stellt die Zusammensetzung von quasi-axialen in Umfangsrichtung geneigten Längsschlitzen mit Umfangsnuten dar. Anders als in dieser

Referenz berichtet, ist es zu empfehlen, die Längsnuten in die Position, die für ihre Wirkung ein Optimum darstellt, zu setzen und zwar über die Vorderkante. Die Umfangsnuten werden weiter stromab positioniert. Eine Kombination der Effekte kann angenommen werden, wobei für die Umfangsnuten die typischen Wirkungsmechanismen hinter positionierten *grooves* zu erwarten sind.

4.1.7 Poröse Gehäusewand und *honeycombs*

Um die Blockage in Gehäusenähe abzublasen, wurden bereits in den ersten Untersuchungen über Gehäusestrukturierungen Lösungen angewendet, die aus einem porösen Gehäuse und einem Plenum bestanden. Neben Bohrungen in der Gehäusewand wurden *honeycombs* verwendet.

Honeycombs als *casing treatment* erlebten wie viele andere Formen eine Wiederentdeckung. Die Studien von Khalid (1996, 1997) befassten sich mit Wabenstrukturen, deren Zellen zur radialen Richtung geneigt orientiert wurden. Auf ein Plenum wurde verzichtet. Solche neue *honeycomb*-Strukturen stellen eine sehr interessante Lösung dar. Einerseits haben solche *casing treatments* Vorteile in der Praxis. Es handelt sich nämlich um kostengünstige Lösungen, welche die Funktion von Gehäusestrukturierungen und Anstreifbelag vereinen. Andererseits sind sie in ihrer Wirkungsweise einzigartig und können dazu genutzt werden, das Verständnis über wichtige Mechanismen von *casing treatments* zu vertiefen. Die Besonderheit von Bienenwabenstrukturen liegt darin, dass solche Strukturen genauso wie Längsnuten in der Lage sind, ein Moment auf die Hauptströmung auszuüben. Eine Rezirkulation ist dagegen nicht vorhanden.

4.1.8 Externe Rezirkulation

Gehäusestrukturierungen, die auf dem Aufbau einer Rezirkulation außerhalb des Hauptkanals beruhen, stellen eine eigene Typologie dar. In den letzten zwanzig Jahren (siehe Par. 4.2.2) wurden öfters derartige Konfigurationen gewählt, um es zu ermöglichen, die Ein- und Abblasestelle räumlich zu trennen und in der Form optimal zur Funktion anzupassen. Diese Art von passiven stabilisierenden Maßnahmen stellt eine Brücke zwischen *casing treatment* und der *jet*-Einblasung dar.

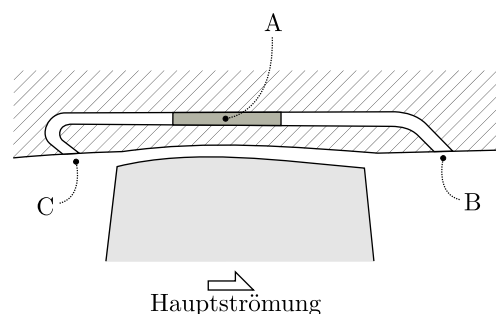


Abbildung 14: Rezirkulierende Strukturen nach Fite (2006) . Details: A Drallentferner, B Abblasestelle und C Einblasestelle

Diese Typologie von Gehäusestrukturierungen lässt sich nach zwei Kriterien klassifizieren. Das erste Kriterium basiert auf der axialen Positionierung der Ein- und Abblasestelle. Drei Lösungen werden unterschieden:

- a Rezirkulierende Strukturen, deren Ein- und Austrittsöffnungen sich stromab- und -aufwärts eines einzelnen Gitters befinden (Hathaway (2002); Koff et al. (1994a,b); Fite (2006))
- b Rezirkulierende Strukturen, die den Druckgradient über eine Stufe nutzen (Hathaway (2002); Gümmer (2003))
- c Rezirkulierende Strukturen, bei welchen zumindestens die Eintrittsöffnung innerhalb des axialen Erstreckungsbereichs des Rotors platziert wird (Koff et al. (1994b); Yang et al. (2003); Fite (2006))

Letztere unterscheiden sich deutlich von den anderen in der Art der Rezirkulation. Sie wird pulsierend von dem Druckgradienten zwischen Druck- und Saugseite angetrieben.

Die zweite Charakterisierung erfolgt anhand der Wirkung auf die Belastung des Rotors, welche die Wiedereinblasung von Luft vor der Rotorvorderkante hervorruft:

- 1 Erhöhung der Zirkulation um das Schaufelprofil (Hathaway (2002))
- 2 Entlastung des Profils (Yang et al. (2003))
- 3 Möglichst neutrale Wirkung (Koff et al. (1994a,b); Fite (2006))

Es ist wichtig zu beachten, dass diese Modifikation der Belastung über eine lokale Veränderung der Inzidenz erreicht wird. Diese kann wiederum durch eine Veränderung des absoluten Strömungswinkels oder auch durch eine einfache Veränderung der Blockage in Gehäusenähe geschehen. Eine Energetisierung der Grenzschicht in einem axial angeströmten Rotor durch eine gleichgerichtete Einblasung führt z.B. zu einer Reduktion der Inzidenz und damit der Schaufelbelastung.

4.1.9 *Vortex generators*

Mit dem Begriff *vortex generators* werden kleine Strukturen bezeichnet, die auf dem Gehäuse bzw. im Falle eines Stators an der Nabe stromauf des zu stabilisierenden Gitters angebracht werden (Wennerstrom (1976)). Law et al. (1976) sprechen zu Recht von einem *inexpensive casing treatment* und unterstreichen die Möglichkeit, es in existierenden Kompressoren mit geringem Aufwand nachträglich zu implementieren. Diese Eigenschaft weisen ansonsten nur Umfangsnuten auf.

Die Hauptwirkung von Wirbelerzeugern ist in der Energetisierung der Grenzschicht aufgrund von erhöhter Turbulenz und von Impulsaustausch zu sehen. Eine Parallele kann mit einem der Patente, die als Vorreiter der Gehäusestrukturierungen gelten, gezogen werden (Hathaway (2006)). Die Erfindung von Turner (1956) besteht in dem Einsetzen

verschiedener Mechanismen zur Energetisierung der Grenzschicht auf der Gehäuse- und Nabenwand von Rotoren und Statoren mit Deckband.

Vortex generators stellen ein klares Beispiel dar, wie mit der Einführung von Verlusten eine Verbesserung des Wirkungsgrades möglich wäre. Solche *casing treatments* bauen ihren Effizienzgewinn ausschließlich auf einer Kompensation der Verlustmechanismen auf.

4.1.10 *separator*-Ringe

Separator-Ringe werden oft als Vorreiter von *casing treatments* betrachtet. Tatsächlich kann eine Evolutionslinie erkannt werden, die von diesen Strukturen zu den *recessed vanes* führt. Bei den ersten *separator*-Ringen handelte es sich um Strukturen, die in dem Kanal vor dem Rotor tief eindringen, um die Zuströmbedingungen in Gehäusenähe von der Hauptströmung zu entkoppeln.

Aufgrund der hohen Verluste, die solche Strukturen hervorrufen, ist ihre Bedeutung für modernen hochbelasteten Verdichter minimal.

4.2 Geschichtliche Entwicklung

Obwohl in der Präsentation der unterschiedlichen Typologien von *casing treatments* die wichtigsten experimentellen und numerischen Studien Erwähnung gefunden haben, ist eine Zusammenfassung der Entwicklung dieser Technologie unter geschichtlichen und geografischen Gesichtspunkten interessant. Speziell wird hier über diejenigen Studien berichtet, die als Grundlage für diese Arbeit dienen. Eine sehr ausführliche und genaue Beschreibung ist in der Arbeit von Hathaway (2006) zu finden.

4.2.1 Die ersten drei Jahrzehnte

Die Geschichte der Gehäusestrukturierungen für axiale Verdichter begann mit einem Zufall und zwar der Beobachtung im Rahmen von Studien über die Einblasung von Luft über der Rotorspitze von einem schnell laufenden Verdichter-Fan, wobei eine Verbesserung der Stabilität der Maschine bereits durch die Anwesenheit von Einblaseschlitzen erreicht werden konnte. Die Einblasung von Luft hatte den Effekt nur verstärkt (Koch (1970)). Diese ersten *casing treatments*, eigentlich als Öffnungen zu einem externen Luftsystem gedacht, bestanden aus *honeycombs* und einfachen schrägen, konischen Bohrungen im Gehäuse. Zu dieser zweiten Konfiguration gehört das Kennfeld in Abb. 15. Interessanterweise waren in diesen Experimenten die Gehäusestrukturierungen eher Richtung Vorderkante des Rotors positioniert. Leider wurde diese Eigenschaft bald beiseite gestellt. Besonders effektiv waren die Strukturen im Gehäuse im Falle von Einlaufstörungen. Die Beschau felung konnte damit in einen Zustand geführt werden, in dem die Instabilitäten aus den äußeren Strömungsschnitten hervorgerufen wurden. Für den betrachteten Rotor schien sonst der Stall von den mittleren Schnitten aus heranzuwachsen.

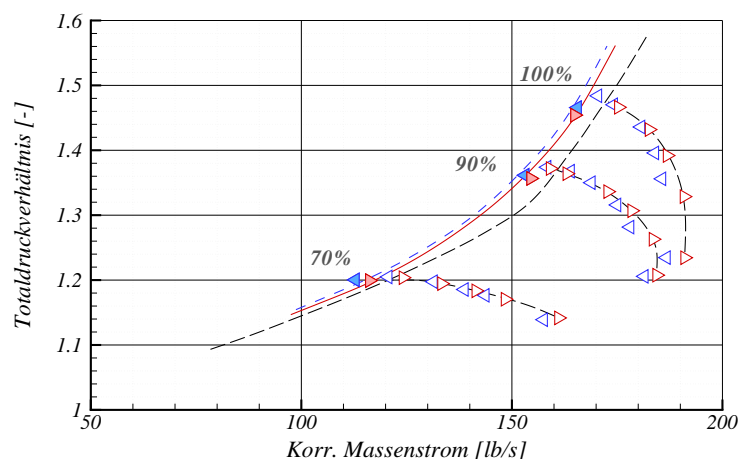
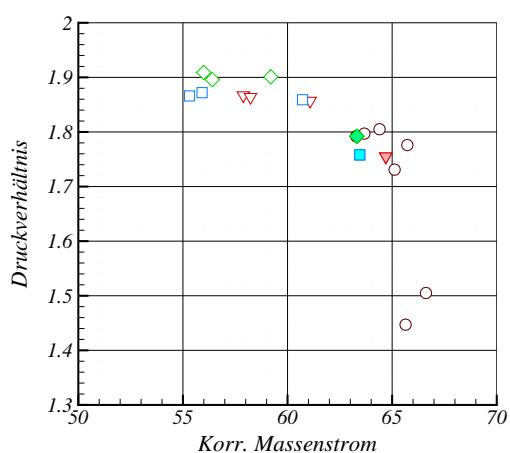


Abbildung 15: Kennfeld für die Ausgangskonfiguration (*schwarze Linien, lange Striche*), sowie die Konfiguration mit optimaler Einblasemenge (*blau, kurze Striche und nach links orientierte Dreiecke*) und die Konfiguration mit ausgeschalteter Einblasung (*rot, durchgezogene Linie und nach rechts orientierte Dreiecke*) aus Koch (1970)

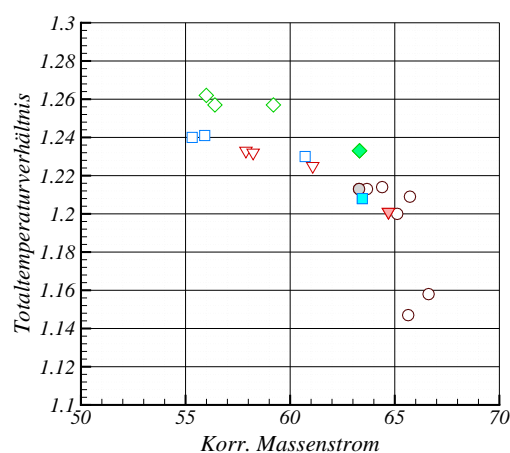
4 GEHÄUSESTRUKTURIERUNGEN

Bailey und Voit (1970) führten die Studie weiter. Dabei verzichteten sie von vorn herein auf Ein- und Abblasungen und versuchten, die Einblaseschlitze bzw. die *honeycombs* auf unterschiedliche Weise zu verschließen, um die Mechanismen der Zusammenwirkung mit dem Plenum entkoppelt zu erfassen.

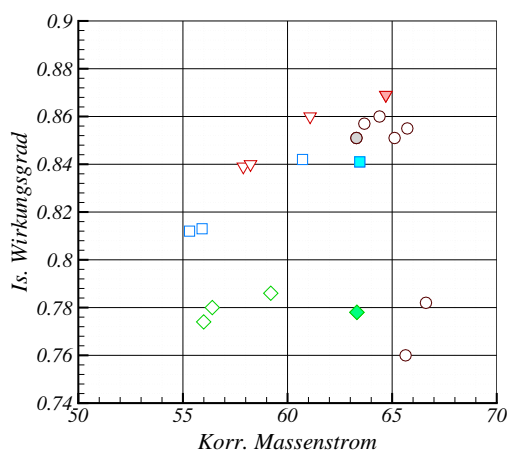
Auf diese ersten Studien, die bei General Electric im Auftrag der NASA durchgeführt wurden (Smith (1993)), folgte eine ganze Reihe von Untersuchungen experimenteller Art, die sich mit einer Vielfalt an *casing treatment*-Geometrien befassten (Osborn et al. (1971); Moore et al. (1971)). Umfangsnuten, gestaffelte Längsnuten, axiale im Umfang geneigte Schlitze und *honeycombs* wurden alle bereits miteinander verglichen.



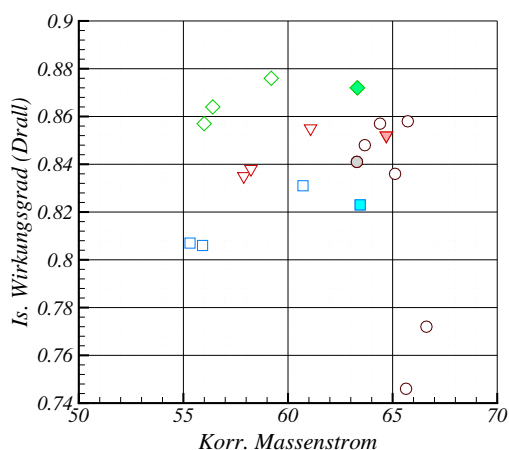
16.1: Totaldruckverhältnis Π_t



16.2: Totaltemperaturverhältnis Θ



16.3: Isentroper Wirkungsgrad η_{is}



16.4: Isentroper Wirkungsgrad (Drall) $\eta_{is,Euler}$

Abbildung 16: Auswirkung von unterschiedlichen Gehäusestrukturierungen auf die Kennlinien: Ausgangskonfiguration (*schwarze Kreise*), Umfangsnuten (*rote Dreiecke*), gestaffelte radiale Schlitze (*blaue Vierecke*) und quasi-axiale geneigte Schlitze (*grüne Rauten*). Die vollen Symbole zeigen Betriebspunkte mit einem ähnlichen reduzierten Massenstrom, die in Abb. 17 verglichen werden. Nach Moore et al. (1971).

Die axiale Position der Gehäusestrukturierungen wurde mittig auf dem Rotor gewählt.

In den meisten Fällen konnte mit Hilfe der *casing treatments* die Pumpgrenze der Stufe Richtung hin zu niedrigeren Massenströmen verschoben werden. Umfangsnuten und axiale in Umfangsrichtung geneigte Schlitzte zeichneten sich als die interessantesten Varianten aus: die eine aufgrund der positiven Auswirkung auf den maximalen Wirkungsgrad, der von den anderen Gehäusestrukturierungen unausweichlich verschlechtert wurde, und die andere wegen der enormen stabilisierenden Kapazität.

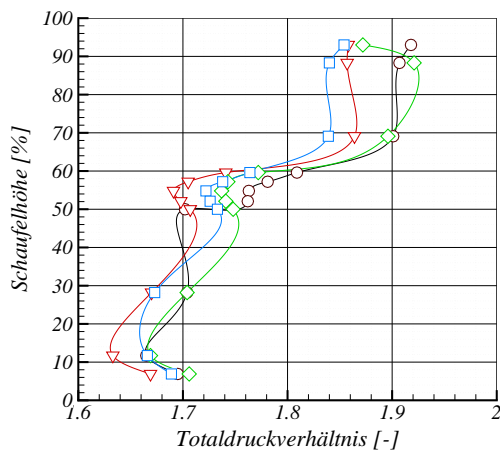
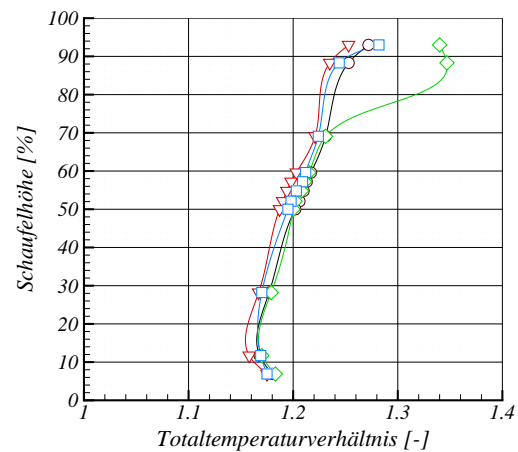
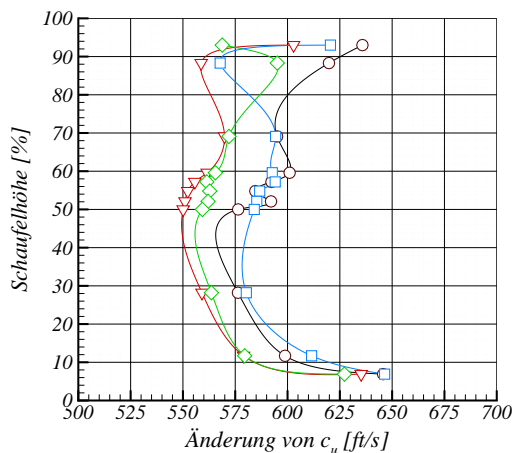
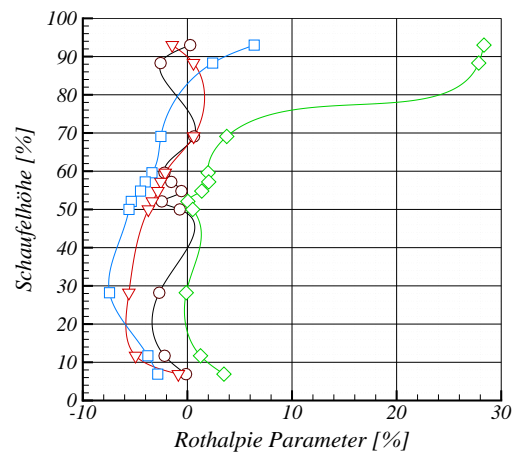
17.1: Totaldruckverhältnis Π_t 17.2: Totaltemperaturverhältnis Θ 17.3: Dralländerung Δc_u 17.4: Rothalpie Parameter $R_{\Delta h_{ROT}}$

Abbildung 17: Auswirkung von unterschiedlichen Gehäusestrukturierungen auf die radialen Profile^a: Ausgangskonfiguration (*schwarze Kreise*), Umfangsnuten (*rote Dreiecke*), gestaffelte radiale Schlitzte (*blaue Vierecke*) und quasi-axiale geneigte Schlitzte (*grüne Rauten*). Verglichen werden Punkte mit einem ähnlichen reduzierten Massenstrom (volle Symbole in Abb. 16). Nach Moore et al. (1971).

^aBild 17.3 und Bild 17.4 aus einer Datenverarbeitung durch den Autor

Eine Auswahl dieser Ergebnisse ist in Abb. 16 und Abb. 17 dargestellt. Die Kennfelder zeigen, wie die drei hier ausgewählten *casing treatment* Konfigurationen die Pumpgrenzen

ze ausnahmslos Richtung niedrigerer Massenströme verlagern konnten (Abb. 16.1). Wird die Kennlinie des Totaltemperaturverhältnisses betrachtet, die eine Information über die Arbeitsumsetzung liefert²⁰, werden schon deutliche Unterschiede in der Auswirkung verschiedener Gehäusestrukturierungen sichtbar. Bei der Konfiguration mit quasi-axialen in Umfangsrichtung geneigten Schlitzen (siehe auch Abb. 12) ist die Totaltemperaturerhöhung über die gesamte Kennlinie höher. Bereits die Autoren notieren, dass die Auswertung des Wirkungsgrades über die Totaltemperaturerhöhung (Abb. 16.3 und Gl. 63) eine Diskrepanz zu dem Ergebnis zeigt, das man aus der Auswertung der Euler-Arbeit ermittelt habe (Abb. 16.4 und Gl. 64). Im Falle der quasi-axialen in Umfangsrichtung geneigten Schlitze ist der isentrope Wirkungsgrad nach Gl. 63 deutlich schlechter als der der Ausgangskonfiguration, obwohl die Effizienz, berechnet über die Euler-Gleichung, höher ist.

Anhand der radialen Verteilungen am Rotoraustritt (Abb. 17) begründet Moore dies mit der Anwesenheit einer ausgeprägten Rezirkulation in Gehäusebereich. In dieser Rezirkulation wird aber nur die Quelle von unerwünschten Verlusten gesehen, sodass prompt Lösungen vorgeschlagen werden, um diese zu vermeiden:

Perhaps if the slots were confined to only the midportion of the blade tips as they were for the shallow, short blade angle slot configuration, the recirculation would have been reduced. Then, the efficiency curve might have been an extension of the solid casing efficiency curve just as the pressure ratio curve seemed an extension of the solid casing pressure ratio curve in the overall performance maps. (Moore et al. (1971))

Es dauerte mehr als fünfzehn Jahre, bis begonnen wurde, die Rezirkulation als positives Merkmal zu betrachten. Die Studien von Greitzer et al. (1979), Johnson und Greitzer (1987) und Smith und Cumpsty (1984) zeigen alle den Versuch, die Rezirkulation zu hemmen.

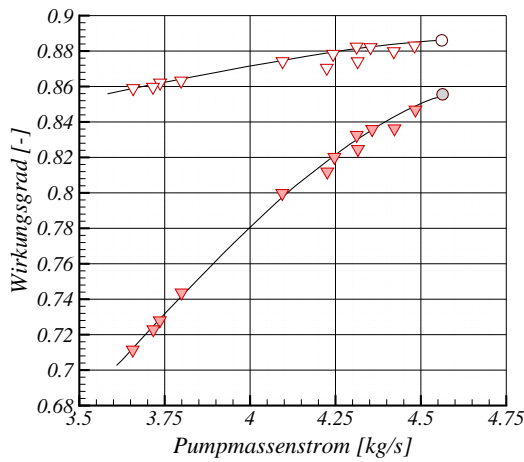
Takata und Tsukuda (1976) wiederholten für eine kleinere Auswahl an Konfigurationen die experimentellen Untersuchungen von Osborne et al. (1971) und Moore et al. (1971) auf einem subsonischen axialen Rotor²¹. Neben Umfangsnuten wurden axiale Schlitze mit und ohne Plenum, radial ausgerichtet und in Umfangsrichtung geneigt, getestet. Letztere konnten durch eine ausgeklügelte Konstruktion auch gegen die Umfangsrichtung orientiert werden.

Wie bereits 1970 im NASA Dokument SP-259 zu lesen ist, war es schon sehr früh bekannt, dass sich *casing treatments* für Stufen eigneten, deren Stabilitätsverlust von Strömungsphänomenen im Gehäusebereich initiiert wird:

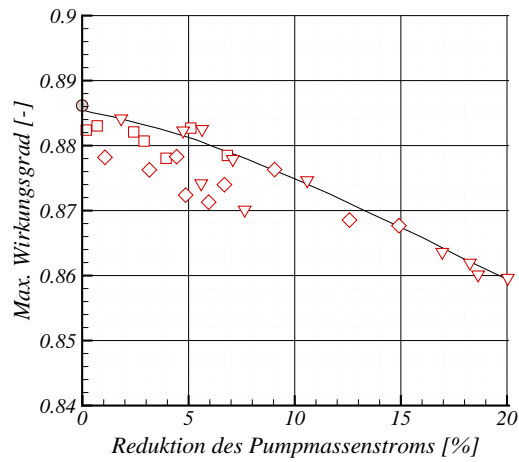
In stages which are tip critical, casing treatment is a very promising method

²⁰Da die Kennlinien bei gleicher aerodynamischer und nahezu gleicher mechanischer Drehzahl aufgenommen wurden, ist die Y-Achse durch eine Skalierung auch als Leistungsziffer *psi* interpretierbar.

²¹Interessanterweise wurden auch Untersuchungen auf einer Nabenwandkonturierung eines Laufrads durchgeführt. Die Konstruktion des Prüfstandes ermöglichte eine Einstellung der Rotationsgeschwindigkeit der Nabenwand, in welche die *hub treatments* eingebracht wurden.



18.1: Effekt von Längsnuten auf *peak efficiency* und Effizienz bei Stall-Bedingungen



18.2: Abhängigkeit der Verschlechterung an maximaler Effizienz von der erreichten Pumpgrenzverbesserung

Abbildung 18: Auswirkung von verschiedenen Gehäusestrukturierungen auf die Effizienz nach Takata und Tsukuda (1976).

for extending both the operating range and the distortion tolerance with little or no loss in efficiency. (Hartmann et al. (1970))

Im Jahr 1979 ergaben Untersuchungen am Massachusetts Institute of Technology einen weiteren Aufschluss zu dieser Erkenntnis. Greitzer et al. (1979) realisierten ein Experiment, in dem sie zwei verschiedenartige Rotoren anfertigten und auf beide dieselben *casing treatments* anwendeten. Dabei handelte es sich um axiale, in Umfangsrichtung geneigte Schlitze, die mittig über die Rotorschaukel positioniert wurden, sowie mit einer axialen Trennung (*baffle*), um eine zu ausgeprägte Rezirkulation zu vermeiden. Die zwei Rotoren wurden *ad hoc* ausgelegt, um zwei unterschiedliche Arten des Stabilitätsverlustes aufzuzeigen. Dafür verwendete man die Stufenkennzeichen Diffusionsfaktor und Verzögerungsfaktor $\frac{\Delta p}{q}$, um die zwei Auslegungsfälle zu charakterisieren.

Der Diffusionsfaktor nach Lieblein stellt eine Kombination des DeHaller'schen- Verzögerungsfaktors und einem Term, der die Profilbelastung nach den Kriterien der Tragflügeltheorie bewertet, dar. Damit eignet sich dieser Koeffizient, die Ablösegefahr an der Saugseite zu quantifizieren. Der erste Rotor wurde so ausgelegt, dass er einen Diffusionsfaktor von 0,6 besaß. Der zweite lag mit 0,3 in einem unkritischen Bereich. Ähnlich zum DeHaller- Koeffizient liefert $\frac{\Delta p}{q}$ eine Information über das Ablöserisiko an Naben- und Gehäusewand. Hier wurde umgekehrt vorgegangen und $\frac{\Delta p}{q}$ des zweiten Rotors zu 0,6 festgelegt, wohingegen ein Wert von 0,3 für den ersten Rotor gewählt wurde. Erreicht wurde dieser deutliche Unterschied im *design* durch eine Variation des Teilungsverhältnisses.

Es konnte gezeigt werden, dass die Gehäusestrukturierungen nur in der Maschine, deren Stabilitätsverlust aus den Ablösungen im Gehäusebereich her rührten, effektiv wurden. Wilke et al. (2005) ergänzte diese Aussagen mit genaueren Beobachtungen der Natur

dieser Ablösungen. Obwohl es offensichtlich ist, dass das Design von Gehäusestrukturierungen aus der Analyse der Merkmale des darunter liegenden Rotors resultieren sollte und es daher wichtig ist, Kriterien zu formulieren, die schon in der Designphase des Rotors selbst berücksichtigt werden, stellen diese zwei Studien eine Seltenheit dar. Besonders Faktoren, die das Verhalten einer mehrstufigen Maschine im *off-design* charakterisieren, werden vermisst.

As methods are developed for delaying the occurrence of stall in the rotor tip region, it is apparent that some other portion of the compressor will become the critical problem area. This critical area is likely to be the stator hub region, particularly for highly loaded stages. Some method of treatment [of] the stator hub will eventually be required if continued increases in range and stall margin are to be realized. (Hartmann et al. (1970))

In den achtziger Jahren beschäftigten sich Studien bei MIT im Auftrag der amerikanischen *Air Force* speziell mit dem Thema *hub treatments* (Johnson und Greitzer (1987); Greitzer et al. (1987); Lee und Greitzer (1990)). Die Untersuchung von solchen Strukturen ermöglichte einen detaillierten Blick auf die Hauptströmung. Wie es bereits in der Studie von Takata und Tsukuda (1976) der Fall war, wurde auch hier die Wirkung der wiedereintretenden rezirkulierten Luft unterstrichen. Die durch mehrere rotierende Nebenstrukturierungen hervorgerufene Arbeitsumsetzung erschwerte aber die Auswertung.

4.2.2 Die zweite Generation

Die geschichtliche Entwicklung von Gehäusestrukturierungen erlebte in den 80er Jahren eine wichtige Wende. Daher wird gerne über eine zweite Generation *casing treatments* gesprochen. Die Neuheit bestand darin, rezirkulierende Gehäusestrukturierungen nun vornehmlich über die Vorderkante hinweg zu positionieren.

Interessanterweise baut diese neue Entwicklungsschiene auf einem deutlich älteren Patent auf. Ivanov (1965) hatte bereits eine Modifikation eines *separator*-Ringes vorgeschlagen, die als erste Form rezirkulierender Strukturen gilt, welche über der Vorderkante positioniert sind (siehe Abb. 19).

Anders als in der ersten Entwicklungsphase der Gehäusestrukturierungen endeten die meisten Studien eher in einer Patentanmeldung als in einer wissenschaftlichen Veröffentlichung. Waterman (1985) positioniert die quasi-axialen Schlitze, die bereits von Moore et al. (1971) getestet wurden, über die Vorderkante. Gleichzeitig wird von ihm die Form der Schlitze, um eine günstigere Rezirkulation zu erreichen, angepasst. In diesem Zusammenhang führte er zum ersten Mal Halbkreissschlitze ein.

Erst in den späten neunziger Jahren und im neuen Jahrtausend häuften sich mehrere wissenschaftliche Studien über das Thema an. Grund dafür war die nun gegebene Möglichkeit, Gehäusestrukturierungen auch mit numerischen Methoden zu erforschen.

Die Studie von Yang et al. (2003) stellt in mehreren Hinsichten eine fundamentale Referenz zu dieser Arbeit dar, obwohl ihr Schwerpunkt in der Präsentation einer neuen

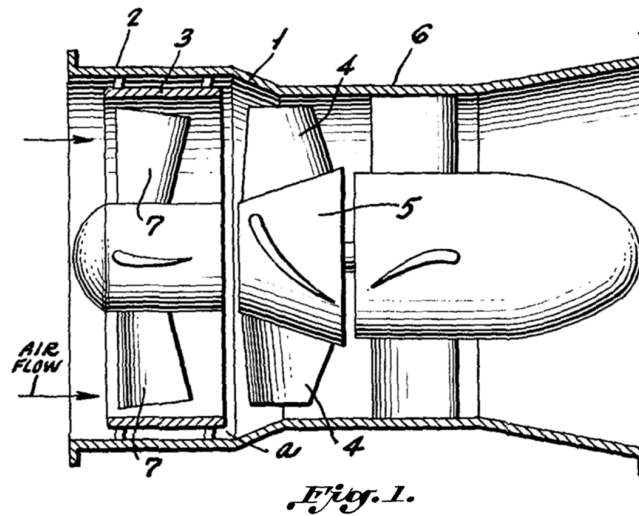


Abbildung 19: Patentkonzept aus Ivanov (1965)

numerischen Implementierung von einer flexiblen Rotor-Stator Schnittstelle liegt. Es handelt sich um eine numerische Untersuchung rezirkulierender Strukturen, die zum einen denselben Referenzverdichter verwendete wie die vorliegende Studie, und zum anderem mit dem *design* der Strukturen ein mit mehreren Autoren (Schmuecker (2002)) geteiltes Ziel verfolgte, das gegensätzlich zu dem hier vorgeschlagenen ist. Die Gehäusestrukturierungen wurden derart ausgelegt, dass die Belastung der Schaufelspitze durch die in die Passage wieder eintretende Luft reduziert werden sollte.

The effect of the flow removal/injection process was related to that of a “booster stage” with the resultant effect of providing additional energy input for the high loss, high blockage clearance vortex and near rotor tip flow.

Die Ergebnisse zeigen eine Erweiterung des stabilen Arbeitsbereiches. Die Effizienz der Auslegungsbedingungen wird dagegen von den Gehäusestrukturierungen verschlechtert. Die größten Nachteile von Rohrstrukturen, nämlich der begrenzte Strömungsquerschnitt der Rohre und die hohen Druckverluste, werden hier entscheidend:

At the time when the blade tip passes the bleed port, the pressure gradient between the bleed port and the injection port is sufficient so that the flow is able to enter into the bleed port and then reinject into the blade passage at the injection port. But if the blade tip is far away from the bleed port at some moments, the pressure gradient is not sufficient to drive the air into the bleed port and out of the injection port. At this time the recirculated flow was observed inside the bleed port.

Durch diese lokale Rezirkulation wird mit der Erhöhung der Arbeitsumsetzung ein ungewollter Gegeneffekt hervorgerufen, da die Dralländerung, welche an dieser kleinen Rezirkulation gebunden ist, zu einer Erhöhung der Rothalpie führt.

Im Jahr 1999 fingen am Lehrstuhl für Flugantriebe die ersten Studien über Gehäusestrukturierungen an. Es handelte sich um Umfangsnut-Konfigurationen, die mit Hilfe zeitgenauer Simulationen untersucht werden konnten. Als Referenz diente eine transsonische Stufe, die von Rolls-Royce Deutschland zur Verfügung gestellt wurde und in den Arbeiten von Wilke als R2 bezeichnet wird. Einige Simulationen deuteten darauf hin, dass der *vortex breakdown* eine zentrale Rolle für das Einsetzen der Instabilitäten hatte. Im Laufe der Jahre wurde die Aufmerksamkeit auf axiale Schlitze immer größer. In Anlehnung an die Studien von Smith und Cumpsty (1984) begannen die Forschungsarbeiten mit Schlitzen, die über dem Rotor angebracht wurden. Bald wurde beschlossen, den Weg zu gehen, den Waterman (1985) in seinem Patent vorschlägt und Seitz und Cumpsty mit Erfolg bereits für subsonische Konfigurationen gewählt hatten. Die Schlitze wurden über die Vorderkante positioniert (Wilke und Kau (2004a)) und die Erweiterung des stabilen Bereiches wurde ohne Einbuße im Wirkungsgrad erreicht.

Ab dem Jahr 2003, mit dem Einstieg des Autors in die *team* um Professor H.-P. Kau, wurde das Thema *casing treatments* im Rahmen zweier von der Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen unterstützten Vorhaben weiter erforscht. Als Referenzverdichter diente zunächst der NASA Rotor 37 (siehe C.3). Die Strömungseigenschaften dieses experimentellen Rotors, der bis zur Nabe transsonisch angeströmt wurde, machten die Beobachtungen über das Verhalten der Gehäusestrukturierungen schwer übertragbar auf andere Rotoren. Die Veränderung des Sperrmassenstroms durch das Einsetzen von Gehäusestrukturierungen über die Rotorvorderkante nahm solche Ausmaße an, dass für die Definition der Kennfelderweiterung besondere Vorsicht geboten war. Nichtsdesto trotz war es Wilke et al. (2005) möglich, anhand der Analyse dieser Ergebnisse und der aus der Vorstudie wichtige Kriterien bezüglich der Tauglichkeit eines Rotors mit *casing treatments* ausgearbeitet zu werden zu formulieren. Dabei lag das Augenmerk wie bereits bei Greitzer et al. (1979) auf der Stabilitätserhöhung.

Mehr als zwanzig Jahre danach machten experimentelle Ergebnisse und numerische Analysen die Erweiterung der Erkenntnisse von 1979 notwendig. Wilke (2006) blickt unter anderem auf die Arbeiten von Furukawa et al. (1998), Schlechtriem und Lötzerich (1997), Hoeger et al. (1998) und Hofmann und Ballmann (2002) zurück. Mit der Unterteilung der Stallphänomene in *wall* und *blade stall* wurde eine Charakterisierung der Rotoren bevorzugt, die durch den detaillierten Einblick in die Strömungsphänomene möglich wurde. Wilke et al. (2005) führte Parameter ein, welche die kritischen Mechanismen für die Instabilitäten transsonischer Verdichter evaluierbar machen sollten. Diese Kenngrößen, deren direkte praktische Einsetzbarkeit aufgrund des Andeutungscharakters der Definitionen begrenzt ist, zielen auf eine zu starke Inzidenz, eine ausgeprägte Spaltwirbel-Stoß-Interaktion und auf eine ungünstige Stoßlage im angedrosselten Zustand als Hauptfaktor des Stabilitätsverlustes ab.

In Rahmen dieser Studien wurde anhand der vorhandenen experimentellen Ergebnisse des NASA Rotor 37 der bereits für viele Autoren und *codes* als *IGTI blind test case* gedient hatte (Chima, 1996; Gerolymos und Vallet, 1998), das in der vorliegenden Arbeit verwendete Rechenmodell validiert (Wilke (2006)).

Die Studie von Zscherp (2007) zeigt die Aktualität von Gehäusestrukturierungen in der Industrie. Aufbauend auf den Entwürfen von Seitz (2003b) werden von ihm rezirkulierende Strukturen der *recessed vanes*-Typologie untersucht. Zscherp (2007) erkennt die positive Wirkung der Rezirkulation und vor allem der Erhöhung des Dralls in Gehäusenähe, die von der rückströmenden Luft hervorgerufen wird und die Rezirkulation selbst stützt. Die Aufmerksamkeit ist speziell auf das Teillastverhalten eines Verdichters gerichtet.

5 Detaillierte Analyse der Wirkungsmechanismen

Die Wirkung eines *casing treatments* auf einen Verdichter kann auf verschiedene Grundmechanismen zurückgeführt werden. Um eine Kategorisierung dieser Mechanismen zu ermöglichen, ist es sinnvoll zwischen denen, die eine direkte Wirkung auf das darunter liegende Rotorgitter aufweisen, und denen, die eine indirekte Wirkung auf die nachfolgenden Gitter besitzen, zu unterscheiden. In den folgenden Paragraphen werden die wichtigsten Mechanismen, die der ersten Klasse zugeschrieben werden können, aufgelistet und beschrieben. Die indirekte Wirkung auf das nachfolgende Leitgitter beruht meistens auf einer Veränderung des Abströmprofils des Rotors und damit der radialen Verteilung der Inzidenz im Stator. Daher deutet die Erwähnung in den folgenden Paragraphen einer eventuellen Reduktion der Blockage im Rotor darauf hin, dass auch eine positive indirekte Wirkung auf den nachfolgenden Stator zu erwarten ist.

5.1 Radiale Verlagerung des Spaltwirbels

Eine der wichtigsten Mechanismen, die zur Erklärung der Wirkungsweise von Gehäusestrukturierungen herangezogen werden, ist die Verlagerung des Spaltwirbels in die offenen Kavitäten. Speziell im Falle von *circumferential grooves*, die in der Nähe der Vorderkante positioniert werden, und anderen in Umfangsrichtung verbundenen Gehäusestrukturierungen (Seitz (2003b); Zscherp (2007)) entwickelt sich in der Tat der Spaltwirbel innerhalb dieser Kavitäten. Aufgrund der Lage der *casing treatments* weist die Spaltströmung am Entstehungsort des Wirbels eine radiale Geschwindigkeitskomponente auf. Die Homogenität in Umfangsrichtung solcher Strukturen ermöglicht dann eine lange Verweilzeit der Spaltströmung in den Strukturen. Die Interaktion dieser Strömung mit der Hauptströmung hat somit einen deutlich weniger lokalen Charakter. Die aus den Nuten in die Passage wieder eintretende Luft besitzt außerdem eine niedrigere Geschwindigkeitskomponente senkrecht zur Hauptströmung, was eine weitere Verwirbelung ausschließt. Als wichtigste Konsequenzen dieser Repositionierung des Wirbels können eine Reduktion der Blockage, bzw. des Geschwindigkeitsdefekts in Gehäusenähe und eine Reduktion der Interaktion des Spaltwirbels mit der Druckseite der nachfolgenden Schaufel erwähnt werden.

5.2 Dehomogenisierung der Spaltströmung entlang der Sehnenlänge

Eine der wichtigsten Eigenschaften, die den Spaltwirbel als kritisches Strömungsphänomen kennzeichnen, ist der progressive und homogene Aufbau aus der Spaltströmung entlang der Schaufelsehne zu einer einheitlichen Struktur. Darauf beruht das lokalisierte Anwachsen des Spaltwirbels zu einem radial ausgeprägten Blockagegebiet. Mit mehreren Umfangsnuten kann dagegen erreicht werden, dass die Spaltströmung entlang der Schaufelsehnenlänge eine ungleichmäßigere Intensität als im Fall der glatten Gehäusewand aufweist. Lokal tritt die bereits beschriebene Verlagerung des Spaltwirbels auf. Durch eine Reduktion

des Impulses der Spaltströmung in Umfangsrichtung wird die Wirbeltrajektorie zudem verändert.

Vergleichbare Effekte werden mit Bürstendichtungen generiert, Bloch und Hah (2003). Diese so genannte *compliant casings* (engl. für nachgiebige Gehäuse) ermöglichen durch eine lokale Reduktion der Spalthöhe eine Dehomogenisierung der Spaltströmung.

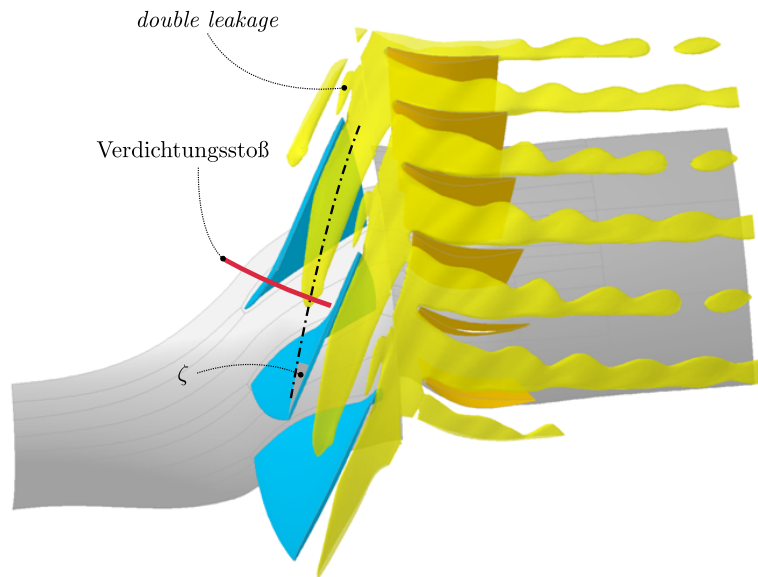
5.3 Pulsierende Unterbrechung der Spaltströmung

Typisch für Gehäusestrukturierungen, die nicht umfangssymmetrisch gestaltet sind, ist ein pulsierender Massstromaustausch mit der darunter liegenden Strömung. Dieser erreicht maximale Intensität, wenn zwischen den Öffnungen im Gehäuse große Druckgradienten zu finden sind, wie sie zum Beispiel zwischen Druckseite und Saugseite einer Schaufel vorkommen. Die Spaltströmung im eigentlichen Sinn wird somit beim Durchlauf der Schaufel an den Gehäusestrukturen ersetzt durch eine radial ausgerichtete Strömung, die deutlich andere Merkmale aufweist. Vor allem ist aufgrund der diskreten Strukturen keine im relativen System stationäre Aufwirbelung möglich. Diese tritt lediglich in den Bereichen der Schaufelsehne, die nicht von den Strukturen beeinflusst sind, weiterhin auf. Aufgrund des in axialer Richtung steigenden Druckes ist es üblich, dass die entnommene Luft, sobald die Erstreckung der Strukturen es ermöglicht, stromaufwärts zurückfließt. Man spricht von einer Rezirkulation. Mit dieser Entnahme von Luft aus dem Schaufelkanal und zwar aus einem Bereich, in dem eine Drallerhöhung durch die Laufschaufeln bereits stattgefunden hat, sind energetische Aspekte in Betrachtung zu ziehen. Neben der hier erwähnten pulsierenden Unterbrechung der Spaltströmung und der im übernächsten Paragraphen beschriebenen Wiedereinblasung werden die Führung der Rezirkulation, der damit verbundene Drallabbau sowie die verursachten Verluste das Thema späterer Kapitel sein.

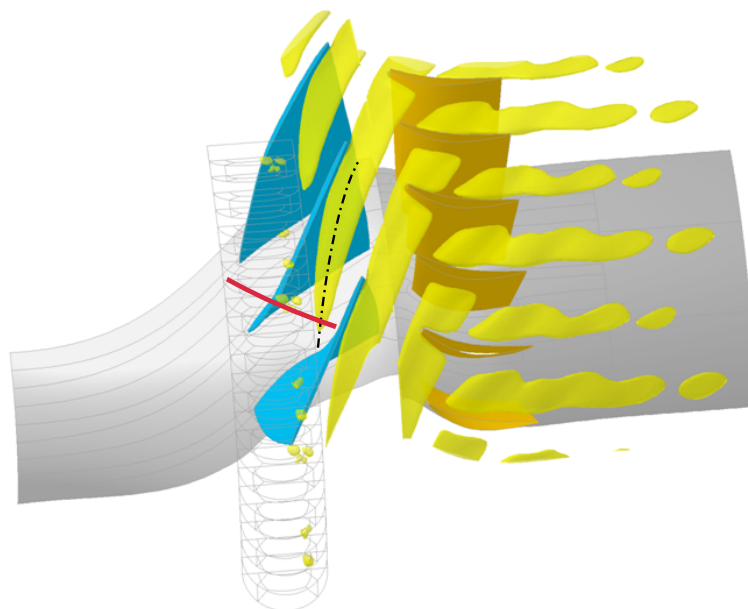
5.4 Veränderung der Wirbeltrajektorie

Eine Veränderung der Wirbeltrajektorie kann als Resultat einer Veränderung der Wirbeltopologie und damit als Nebenwirkung bereits erwähnter Mechanismen gesehen werden. Nichts desto trotz ist es sinnvoll, hier zu beschreiben, wie die Wirbeltrajektorie verändert wird und welche Konsequenzen dies mit sich bringt. Vereinfacht gesehen kann die Veränderung der Wirbeltrajektorie in den meisten Fällen als eine eventuelle stromab Verschiebung des Wirbelansatzpunktes gekoppelt mit einer Veränderung des relativen Wirbeltrajektorienwinkels ζ beschrieben werden.

Aus dem Beispiel axialer, in Umfangsrichtung geneigten Halbkreisritze, läßt sich zeigen (Abb. 20), dass ein Spaltwirbel in der Kanalregion unterhalb der Gehäusestrukturierungen nicht mehr zu erkennen ist. Dadurch, dass die Spaltströmung pulsierend in den Schlitz abgeleitet wird, ist eine homogene Aufwirbelung nicht möglich. Erst in dem Teilbereich der Sehnenlänge stromab der *casing treatments* nimmt die Spaltströmung die Form eines Wirbels an. Die Isofläche in Abb. 20 ummantelt diese Wirbelstruktur. Der zweite Effekt ist eine Veränderung des relativen Winkels ζ der Wirbeltrajektorie zum Schaufel-



20.1: Ausgangskonfiguration



20.2: Mit Gehäusestrukturierungen

Abbildung 20: Zeitgenaue numerische Simulation des Darmstädter Rotors 1 im Auslegungspunkt: Veränderung der Wirbeltrajektorie. Darstellung einer Iso-Fläche bei $\mu_t/\mu = 600$

profil. Dieser Winkel hängt unter anderem von zwei Faktoren ab, die sich mit Einsatz der Gehäusestrukturierungen verändern lassen. Diese sind der Impuls der Spaltströmung und der Impuls der Hauptströmung im Gehäusebereich.

5.5 Pulsierende Lufteinblasung

In mehreren der früheren Studien (Prince et al. (1974); Takata und Tsukuda (1976)) wird als einer der Hauptmechanismen von axialen Schlitzten und von ähnlichen rezirkulierenden *casing treatments* die Wiedereinblasung der rezirkulierenden Luft gesehen. Diese weist für die meisten solcher Konfigurationen einen pulsierenden Charakter auf. Bei diesen früheren Strukturen, die mittig über dem Rotor angeordnet waren, schien diese *jet*-Strömung eine stark hemmende Wirkung auf Ablösemechanismen an der Saugseite zu haben.

Für modernere Strukturen, welche über der Vorderkante des Rotors positioniert sind, wird mit Hilfe der wieder eintretenden Luft eine lokale Veränderung der Zuströmbedingungen zum Rotor gesucht. Wie bereits erwähnt, werden in der Literatur unterschiedliche Lösungen vorgeschlagen. An dieser Stelle jedoch soll einfach bemerkt werden, dass die wieder eintretende Luft tatsächlich eine lokale Veränderung des Zustromfeldes darstellt.

5.6 Radiale Verschiebung der Stromlinien am Rotoreintritt

Durch eine lokale Erhöhung der Blockage an der Rotorvorderkante in Gehäusenähe können *casing treatments* in einem breiteren Bereich der Kanalhöhe als dem, in welchem eine direkte Strömungsinteraktion sichtbar ist, eine Verbesserung der Inzidenz hervorrufen.

Abb. 21 und Abb. 22 verdeutlichen dieses Phänomen auf zwei verschiedene Weisen: Abb. 21 zeigt in einer überlagerten Darstellung den Stromlinienverlauf der Konfiguration ohne Gehäusestrukturierungen (*blau*) und mit Gehäusestrukturierungen (*orange*) für den Auslegungspunkt. Es wird somit ersichtlich, wie stromauf der Vorderkante die Blockage durch das *casing treatment* erhöht wird. Die orangene Stromlinien werden nach unten verlagert. Abb. 22 zeigt den Effekt dieser Verschiebung auf den relativen Zustromwinkel des Rotors. Das Differenzbild (siehe Anhang B.1) zeigt im Bereich des Rotors positive Werte, wo die Inzidenz reduziert wird und negative Werte, wo die Belastung des Rotors dagegen erhöht wird. An der Rotorvorderkante erkennt man, wie die Erhöhung der Belastung nur die oberen 5% des Kanals betrifft, während die Reduktion der Inzidenz einen deutlich breiteren Höhenbereich aufweist, nämlich etwa von 70 % bis 90 % Schaufelhöhe.

5.7 Veränderung des Stromlinienverlaufs über dem Rotor

Rezirkulierende *casing treatments* haben die besondere Eigenschaft, dass, nachdem die angesprochene lokale Erhöhung der Blockage stattgefunden hat, die Hemmung des Spaltwirbels zu einer deutlichen Reduktion des Geschwindigkeitsdefekts in Gehäusenähe führt. Die Stromlinien in der oberen Portion des Kanals verlaufen somit von innen nach außen. Dieses Phänomen ist an der Arbeitslinie nur ansatzweise vorhanden.

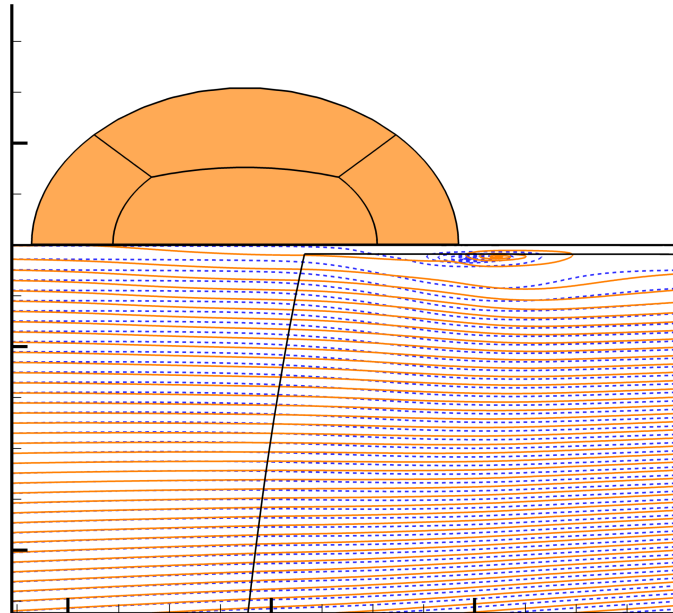


Abbildung 21: Stromlinienverlagerung

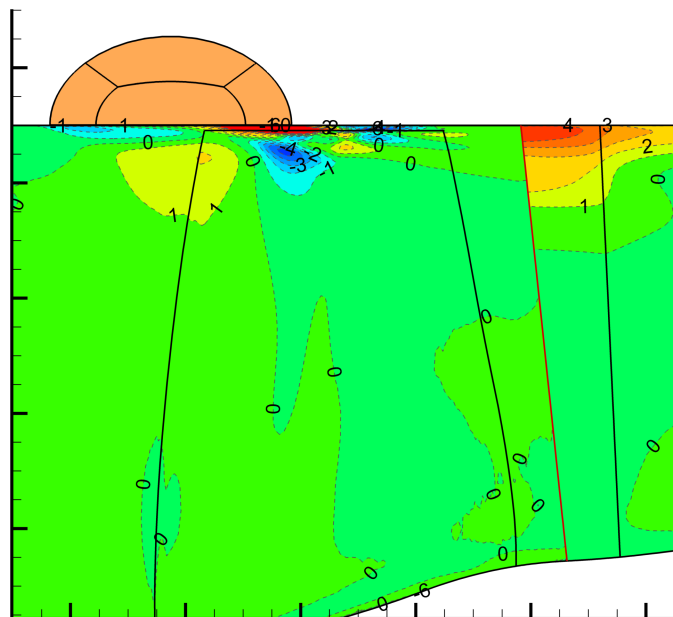
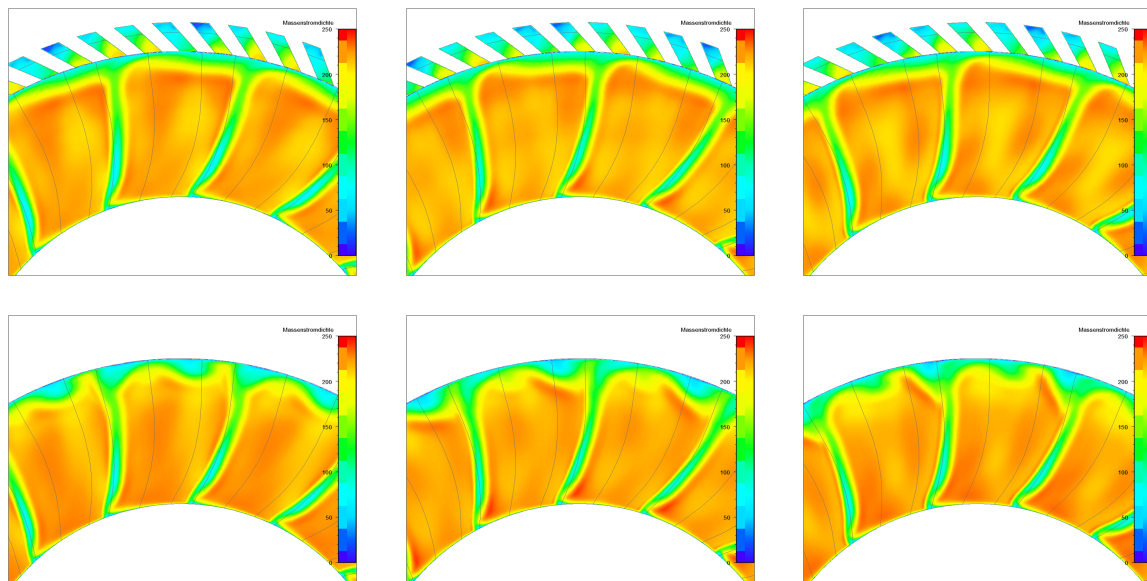


Abbildung 22: Inzidenzänderung

Am Beispiel des Darmstädter Rotors zeigt sich, dass im angedrosselten Zustand, wo die Konfiguration ohne Gehäusestrukturierungen ein Aufplatzen des Spaltwirbels erleben würde (Abb. 23), die Blockage am Rotor-Austritt deutlich niedriger ist.

Die Auswirkung dieses Phänomens auf die Zuströmung des Stators war bereits in Abb. 22 sichtbar. Im Bereich des Stators zeigten dort nämlich positive Werte eine Reduktion der Inzidenz. Durch die niedrigere Blockage an der Gehäusewand ist die Zuströmung des Stators in dem sonst kritischen Gehäusebereich bereits im Auslegungspunkt deutlich saniert worden.



$$t = \frac{1}{3} \tau$$

$$t = \frac{2}{3} \tau$$

$$t = \frac{3}{3} \tau = 0$$

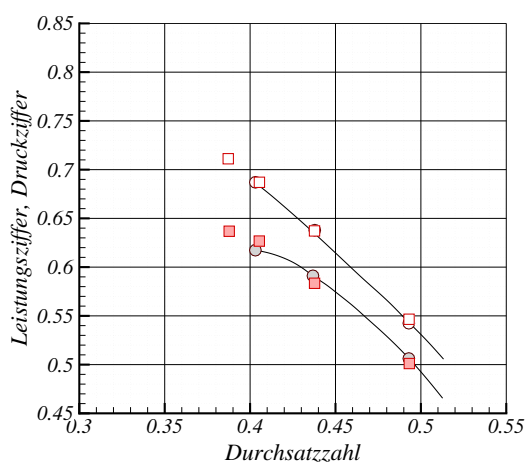
Abbildung 23: Massenstromdichte am Rotoraustritt im Darmstädter Verdichter bei einem Massenstrom von etwa 14.4 kg/s

6 Auswirkung auf die *performance* der Stufe

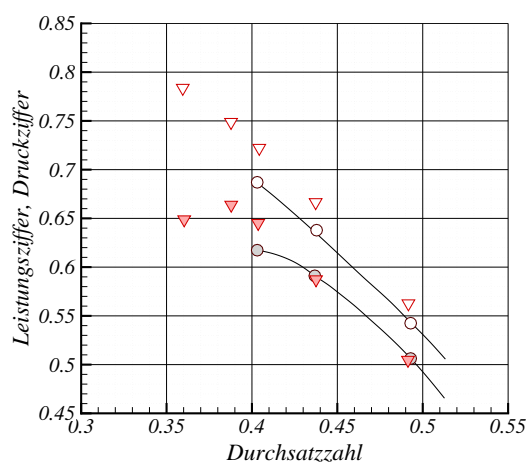
Wie bereits in Par. 2.1 erwähnt wurde, kann eine grundlegende Beschreibung des Arbeitsverhaltens einer Verdichterstufe mittels ihrer $\phi_2 - \Psi_{h_t}$ und $\phi_2 - \Psi_{y_t}$ -Kennlinien erfolgen. Jede dieser beiden Kennlinien trägt zur Charakterisierung eines wichtigen Aspektes des Verdichterverhaltens bei. Die Leistungsziffer, welche über die Totalenthalpiedifferenz definiert wird, quantifiziert die Arbeit, die in die Stufe eingespeist wird. Die spezifische Druckänderungsarbeit, welche sich hinter Ψ_{y_t} verbirgt, ist definiert als:

$$y_t = h_t - j \quad (11)$$

Daher korreliert die Differenz beider Kennlinien direkt zu den Verlusten. Einen ähnlichen Informationsgehalt besitzen die Kennlinien Π_t und η . Da aber $\eta = \eta(\Pi_t, \Theta_t) = \eta(j, a)$, bereitet das Ablesen von Informationen über die Arbeitsumsetzung Umstände. Der Einfluss von Gehäusestrukturierungen auf die Aerodynamik einer Stufe lässt sich durch die Wirkung auf beide Kennlinien beschreiben, zum einen über den Einfluss auf die Umsetzung von Arbeit und zum anderen über die Reduktion, bzw. Erhöhung der Verluste.



24.1: Umfangsnuten



24.2: Axiale Schlitzte

Abbildung 24: Auswirkung von Umfangsnuten im Vergleich zu Längsnuten nach Prince et al. (1974). Runde Symbole und durchgezogene Linien zeigen die Ergebnisse mit der Ausgangskonfiguration.

Abbildung 24 zeigt anhand von Ergebnissen, welche von Prince et al. (1974) am NASA LRSC Verdichter²² entstanden, wie sich Gehäusestrukturierungen anhand ihrer unterschiedlichen Wirkung auf beide Kennlinien charakterisieren lassen. Im Fall der Umfangsnuten wird ersichtlich, dass die Verluste im Auslegungspunkt ($\phi = 0.49$) höher sind als in der Konfiguration mit glatter Wand. Die Verschiebung der Pumpgrenze ist mit

²²Siehe C.2

der Hemmung verlustreicher Strömungsphänomene verbunden, weswegen die Verluste im andgedrosselten Zustand daher niedriger als in der Ausgangskonfiguration werden.

Die Arbeitsumsetzung ist über die gesamte Kennlinie mit und ohne *casing treatments* vergleichbar. Die ψ_{h_t} -Kennlinie scheint von den Umfangsnuten nur verlängert zu werden.

Anders verhält es sich mit axialen in Umfangsrichtung geneigten Schlitzen, da die Arbeitsumsetzung schon im Auslegungspunkt erhöht wird. Die ungünstige Positionierung der Längsnuten, mittig über den Rotorscheaufeln, führt aber zu hohen Verlusten. Da es sich um einen langsam drehenden Verdichter handelt, sind die Verlustmechanismen, die im Auslegungspunkt von den *casing treatments* gehemmt werden könnten, nicht so ausgeprägt, dass eine Kompensation der Verluste in Betracht käme. Damit sind die Verluste insgesamt höher als in der Ausgangskonfiguration. Da sie im Vergleich zur Arbeitsumsetzung überproportional gewachsen sind, ist der Wirkungsgrad ebenfalls schlechter.

In den folgenden Paragraphen wird, eine zum Teil analytische Erklärung für diese unterschiedlichen Verhaltensweisen gegeben.

6.1 Auswirkung auf die Arbeitsumsetzung

6.1.1 Erweiterung der Eulerschen Turbinenhauptgleichung

Die Eulersche Turbinenhauptgleichung für eine Maschine, die als adiabatisch betrachtet werden kann, lautet im stationären Zustand:

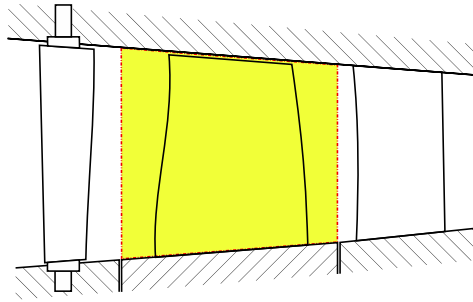
$$a = \Delta h_t = c_{u2}u_2 - c_{u1}u_1 \quad (12)$$

Diese Gleichung stellt eine Korrelation zwischen der Arbeit und der Dralländerung im Absolutsystem über das Laufrad dar. Die Gleichung kann durch Verwendung der Konseration des Moments um die Rotationsachse hergeleitet werden. Das Kontrollvolumen wird so gewählt, dass dabei ein Laufrad eingeschlossen wird²³ (siehe Abb. 25). Die Kontrollfläche ist von der Gehäusefläche nach außen und von der Nabenfläche nach innen begrenzt. Stromauf des Rotors befindet sich die Eintrittsfläche des Kontrollvolumens an der aus der eindimensionalen Theorie der Stufe als Ebene 1 bekannten Position. Die Austrittsfläche wird durch Ebene 2 dargestellt.

Die spezifische Arbeit, welche in einer Stufe auf das Fluid übertragen wird, kann ausgedrückt werden²⁴ als

²³Die Kavitäten und die damit verbundene Ventilationsarbeit werden im Folgenden nicht berücksichtigt. Ebenso wird die Reibungsarbeit, die in einem *cantilevered* Stator an der Nabe verrichtet wird, nicht berücksichtigt. Das Einbinden dieser Phänomene in die gesamte Betrachtung entspricht der hier vorgeschlagenen Erweiterung für Gehäusestrukturierungen.

²⁴Die hier für die Summe der Momente verwendete Schreibweise stellt eine in der Literatur verbreitete Kompaktform dar (Horlock, 1967). Im Beispiel eines auf die Schaufelfläche wirkenden Druckfeldes gilt $\vec{M}_{p,\text{Schaufel}} = \int_{S_{\text{Schaufel}}} \vec{r} \times (p\vec{n}) \cdot dA = \vec{F}_{p,\text{Schaufel}} \times \vec{r}$. Dieser letzte Term steht somit für das Ergebnis eines Integrales bzw. für das Produkt zweier *ad hoc* gemittelten Größen.



\diagup \diagdown *stehende Wand*
 \diagup \diagdown *rotierende Wand*

Abbildung 25: Auswahl des Kontrollvolumens

$$a = P/\dot{m} = \frac{1}{\dot{m}} \left(\omega \cdot \sum \vec{M}_{x,\text{rot}} \right) = \frac{1}{\dot{m}} \left(\omega \cdot \sum \vec{F}_{\text{rot}} \times \vec{r} \right) \quad (13)$$

mit

$$\sum \vec{F}_{\text{rot}} = z \cdot \sum \vec{F}_{\text{Laufschaukel}} + \sum \vec{F}_{\text{Nabe}} \quad (14)$$

als Ausdruck aller Kräfte, welche die rotierenden Bauteile auf das Fluid ausüben. z steht hier für die Anzahl der Schaufeln im Gitter

Dagegen besagt die Konservierung des Moments um die Rotationsachse x , dass die Variation des Dralls bzw. des Impulsmoments der Summe der Momente aller Kräfte um die x Achse, die auf das Fluid wirken, entsprechen muss.

$$\sum \vec{M}_{x,\text{Ges}} = \sum \vec{F}_{\text{Ges}} \times \vec{r} = \int_{S_{\text{KV}}} (\vec{r} \times \vec{c}) \cdot d\dot{m}_{\text{Austritt}} - \int_{S_{\text{KV}}} (\vec{r} \times \vec{c}) \cdot d\dot{m}_{\text{Eintritt}} \quad (15)$$

Da Volumenkräfte vernachlässigbar sind oder, wie im Falle der Gravitationskraft, einen Null-Beitrag leisten, gilt²⁵

$$\sum \vec{F}_{\text{Ges}} = z \cdot \sum \vec{F}_{\text{Laufschaukel}} + \sum \vec{F}_{\text{Nabe}} + \sum \vec{F}_{\text{Gehaeuse}} \quad (16)$$

Die Kräfte, die vom Gehäuse auf das Fluid wirken, können wiederum in Druck- und Scherkräfte unterteilt werden:

²⁵Scherspannungen am Eintritt und Austritt des Kontrollvolumens werden ebenso vernachlässigt.

$$\sum \vec{F}_{\text{Gehaeuse}} = \sum \vec{F}_{p,\text{Gehaeuse}} + \sum \vec{F}_{\tau,\text{Gehaeuse}} \quad (17)$$

Betrachtet man eine konventionelle Maschine ohne *casing treatments*, ist das Gehäuse eine Rotationsfläche und damit das Moment dieser Druckkräfte um die x -Achse gleich null. Der Beitrag der Scherkräfte ist generell vernachlässigbar. Autoren berichten, dieser sei nur bei radialen Maschinen aufgrund des hohen Streckungsverhältnisses zu berücksichtigen (Dixon, 1998; Lyman, 1993). Damit folgt für einen Verdichter ohne Gehäusestrukturierungen aus Gl. 14 und Gl. 16

$$\sum \vec{F}_{\text{Ges}} = \sum \vec{F}_{\text{rot}} \quad (18)$$

und damit aus Gl. 13 und Gl. 15

$$a = \frac{1}{\dot{m}} \left[\omega \cdot \left(\int_{S_{\text{KV}}} (\vec{r} \times \vec{c}) \cdot d\dot{m}_{\text{Austritt}} - \int_{S_{\text{KV}}} (\vec{r} \times \vec{c}) \cdot d\dot{m}_{\text{Eintritt}} \right) \right] \quad (19)$$

In einer eindimensionalen Betrachtung der Stufe mit den entsprechenden Annahmen²⁶ (siehe 15), oder nach Einführung einer *ad hoc* Mittelung wird Gl. 19 zu Gl. 12 vereinfacht. Denn z.B.

$$\frac{1}{\dot{m}} \omega \cdot \int_{S_{\text{KV}}} (\vec{r} \times \vec{c}) \cdot d\dot{m}_{\text{Austritt}} = c_{u2} u_2 \quad (20)$$

Diese Beobachtungen lassen sich auf Gehäusestrukturierungen, deren Außenflächen auch als Rotationsflächen beschrieben werden können, erweitern, da die Druckkräfte im *casing treatment* besitzen bei solchen Strukturen kein Moment um die Rotationsachse. Dieses trifft ausschließlich auf Umfangsnuten und ihre Abwandlung, den gestuften Spalt²⁷ zu. Die Auswahl des Kontrollvolumens wird nach demselben Kriterium getroffen, so dass die *casing treatments* vom Kontrollvolumen eingeschlossen werden (Abb. 26).

Sind dagegen jedoch Gehäusestrukturierungen vorhanden, deren Wände nicht durch eine Rotationsfläche beschrieben werden können, darf der Beitrag der Druckkräfte auf die Dralländerung nicht mehr vernachlässigt werden. Gl. 18 wird

$$\sum \vec{F}_{\text{rot}} = \sum \vec{F}_{\text{Ges}} - \sum \vec{F}_{\text{Gehaeuse}} \quad (21)$$

und anstelle von Gl. 19 führt die Herleitung zu folgender Gleichung

²⁶Horlock (Horlock, 1967) begrenzt sich auf die Annahme eines konstanten Ein- und Austrittsprofils. Hohe Nabenvhältnisse müssen aber zusätzlich vorausgesetzt werden.

²⁷Engl.: *stepped tip gap*

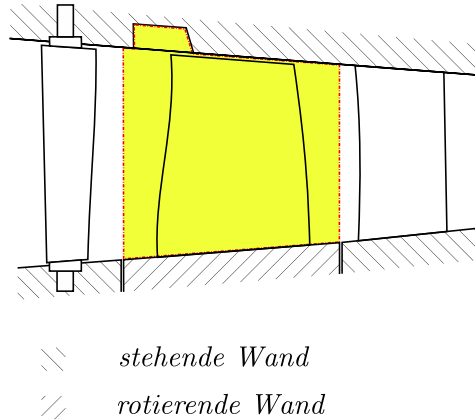


Abbildung 26: Auswahl des Kontrollvolumens in Anwesenheit von *casing treatments*

$$a = \frac{1}{\dot{m}} \left[\omega \cdot \left(\int_{S_{KV}} (\vec{r} \times \vec{c}) \cdot d\dot{m}_{\text{Austritt}} - \int_{S_{KV}} (\vec{r} \times \vec{c}) \cdot d\dot{m}_{\text{Eintritt}} \right) - \omega \cdot \sum \vec{M}_{\text{Gehaeuse}} \right] \quad (22)$$

In der vereinfachten Form der eindimensionalen Stufentheorie wird dies unter Berücksichtigung, dass das Moment, welches das Gehäuse auf das Fluid überträgt, entgegengesetzt zur Richtung der Rotationsgeschwindigkeit wirkt²⁸

$$a = \Delta h_t = c_{u2} u_2 - c_{u1} u_1 + \frac{|\omega|}{\dot{m}} \cdot \left| \sum \vec{M}_{\text{Gehaeuse}} \right| \quad (23)$$

Mit Hilfe der Definition der Rothalpie (Wu, 1952)

$$h_{\text{ROT}} = h_t - c_u u \quad (24)$$

wird aus Gl. 23

$$\Delta h_{\text{ROT}} = \frac{|\omega|}{\dot{m}} \cdot \left| \sum \vec{M}_{\text{Gehaeuse}} \right| \quad (25)$$

Durch die Erweiterung der Eulergleichung wird ersichtlich, auf welche Weise die Arbeit, die in einer Verdichterstufe mit *casing treatments* verrichtet wird, nicht nur mit der Dralländerung über den Rotor²⁹ in Verbindung steht, sondern auch mit dem Moment, welches

²⁸Diese Eigenschaft ergibt sich aus der Tatsache, dass sich Gehäusestrukturierungen wie Leitschaufeln verhalten und Drall aus der Strömung im Absolutsystem entnehmen.

²⁹Es ist hier wiederholt hervorzuheben, dass mit Rotor hier ein *ad hoc* definiertes Kontrollvolumen, das die Gehäusestrukturierungen beinhaltet, zu verstehen ist. Eine interessante Methode, die Zusatz-

das Gehäuse auf das Fluid überträgt. Nicht desto trotz modifiziert die Anwendung von Gehäusestrukturierungen tatsächlich auch die Ein- und Ausströmbedingungen einer Stufe, sodass es angebracht ist, diese Wirkung im Detail zu analysieren.

6.1.2 Auswirkung auf die Geschwindigkeitsdreiecke

Betrachtet man die Geschwindigkeitsdreiecke am Eintritt und Austritt eines Laufrades, ist die Auswirkung von *casing treatments* in Gehäusenähe am markantesten. Abb. 27 zeigt die Verteilung der Umfangskomponenten der relativen Geschwindigkeit am Rotoraustritt. Durch vektorielle Addition von $u = \omega r$ ergibt sich daraus die Verteilung von c_{u2} , die in Gleichung 23 Verwendung findet. Damit wird ersichtlich, dass die Wirkung der Gehäusestrukturierungen in einer Erhöhung der Eulerarbeit in den oberen 15% des Kanals besteht. Bereits ab 65% Kanalhöhe jedoch ist die Wirkung der Gehäusestrukturierungen mit dem gegenteiligen Effekt, einer Verminderung der Drallerhöhung, erkennbar.

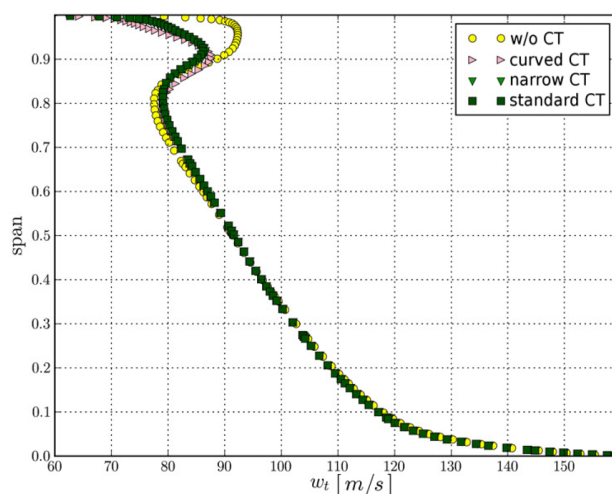
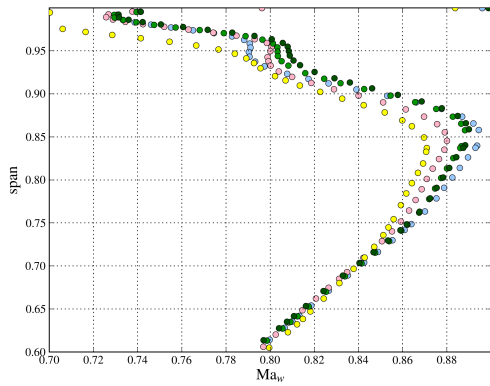


Abbildung 27: Schematische Auswirkung verschiedenartiger Gehäusestrukturierungen (siehe Anh. D) auf die radiale Verteilung von $w_t = w_{u2}$

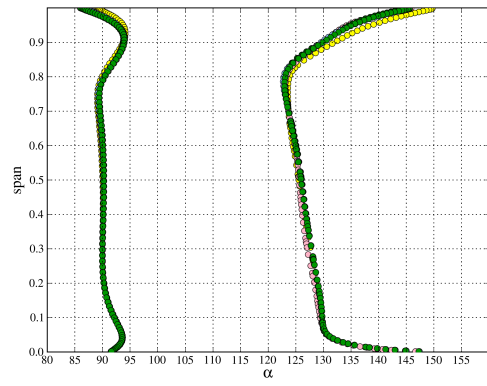
In Abb. 29 sind schematisch die Geschwindigkeitsvektoren in einem äußeren Strömungsschnitt für die Konfigurationen mit (gestrichelt) und ohne Gehäusestrukturierungen (punktirt) dargestellt. Als Referenz sind die Geschwindigkeitsvektoren im Mittelschnitt (durchgezogene Vektoren in Abb. 29) am Eintritt (1 in Abb. 29) und Austritt des Rotors (2 in Abb. 29) gezeigt.

Wie bereits in Abb. 27 dargestellt wurde, zeigt die Umfangskomponente der Relativgeschwindigkeit in Gehäusenähe eine Verminderung durch die Gehäusestrukturierungen (3 in Abb. 29). Diese wird durch eine Reduktion der Minderumlenkung hervorgerufen, die

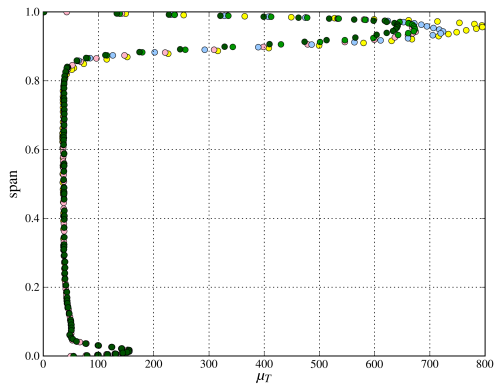
terme in der erweiterten Eulergleichung nachzuvollziehen, ist eine ähnliche Herleitung für ein Rotor-Kontrollvolumen, das auch das Vorleitgitter beinhaltet, durchzuführen. Unter der Voraussetzung, dass die Zuströmung zu diesem Kontrollvolumen drallfrei ist, würde dann einen Zusatzterm erscheinen der gleich $c_{u1} u_1$ wäre.



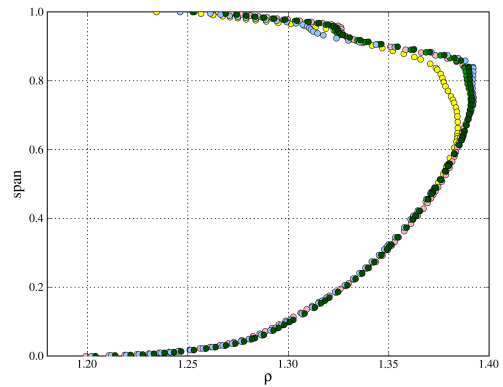
28.1: Relative Machzahl am Rotoraustritt (Gehäusenähe)



28.2: Absoluter Strömungswinkel am Rotor- und Statoraustritt



28.3: Turbulente Viskosität (μ_t/μ)



28.4: Dichteverteilung

Abbildung 28: Auswirkung verschiedener Gehäusestrukturierungen (siehe Anhang D) auf die radiale Verteilung relevanter Strömungsgrößen im Auslegungspunkt

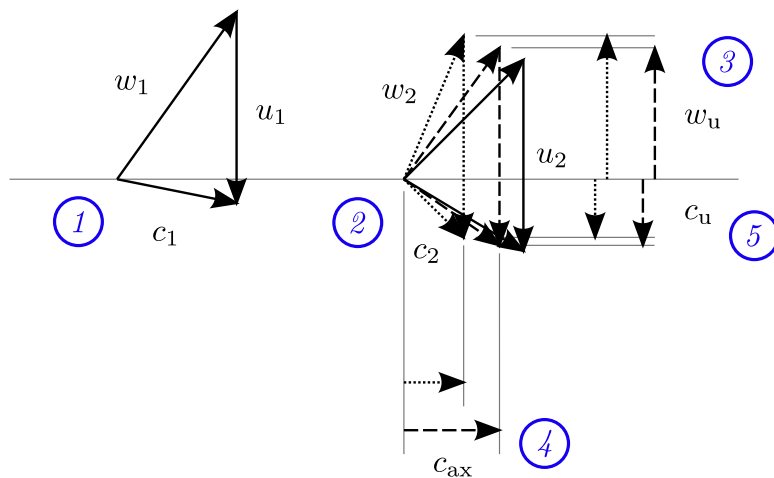


Abbildung 29: Schematische Darstellung der Geschwindigkeitsdreiecke in Gehäusenähe

zu einem niedrigeren Winkel β_2 führt. Dieser Effekt wiederum ist auf eine Hemmung turbulenter Strukturen zurückzuführen, welche dieselbe radiale Erstreckung aufweisen (Abb. 28.3).

Die Reduktion der Blockage infolge der Hemmung dreidimensionaler Strömungsphänomene und die Verlagerung der Stromlinien in Richtung Gehäuse (Abb. 28.4) führt zu einer Erhöhung des Betrages von w_{ax2} (4 in Abb. 29) sowie damit von w_2 (siehe 28.1) und w_{u2} . In dem Bereich zwischen 65% und 85% Kanalhöhe ist der Effekt der Veränderung des Betrags von w_2 höher als der der Reduktion der Minderumlenkung.

Eine Reduktion von w_{u2} bedeutet eine höhere Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit c_{u2} (5 in Abb. 29). Würde dies bei gleicher axialer Geschwindigkeit erreicht werden, folgte eine Erhöhung der Inzidenz im Stator. Durch den angesprochenen Effekt der Stromlinienverlagerung ist dagegen die Stator-Inzidenz in der gesamten oberen Hälfte des Kanals geringer (Abb. 28.3). Die Strömungsverluste im Stator werden daher ebenso reduziert. Dies wiederum wirkt entdrosselnd auf den Rotor im oberen Schaufelbereich.

6.1.3 Rothalpieerhöhung

Die in Par. 6.1.1 hergeleitete Erweiterung der Eulergleichung (siehe Gl. 23 und Gl. 25) lautet:

$$a = \Delta h_t = c_{u2} u_2 - c_{u1} u_1 + \frac{|\omega|}{\dot{m}} \cdot \left| \sum \vec{M}_{\text{Gehäuse}} \right| = c_{u2} u_2 - c_{u1} u_1 + \Delta h_{\text{ROT}} \quad (26)$$

Sie besagt, dass die Rothalpie über den Rotor³⁰ nicht konstant ist und ihre Variation als Funktion des Moments, welches vom Gehäuse auf das Fluid übertragen wird, der Winkelgeschwindigkeit des Rotors und des Gesamtmassenstroms durch die Stufe ausgedrückt werden kann. In Anlehnung an Gleichung 17 kann für das Moment folgender Ausdruck geschrieben werden:

$$\left| \sum \vec{M}_{\text{Gehäuse}} \right| = \sum \vec{M}_{p,\text{Gehäuse}} + \sum \vec{M}_{\tau,\text{Gehäuse}} \quad (27)$$

Unterscheidet man zwischen den Flächen innerhalb der Gehäusestrukturierungen und der Gehäusemantelfläche, die als Rotationsfläche mathematisch beschrieben werden kann, erhält man

$$\begin{aligned} \left| \sum \vec{M}_{\text{Gehäuse}} \right| &= \sum \vec{M}_{p,\text{CT}} + \sum \vec{M}_{p,\text{Geh.}-\text{Innenwand}} \\ &+ \sum \vec{M}_{\tau,\text{CT}} + \sum \vec{M}_{\tau,\text{Geh.}-\text{Innenwand}} \end{aligned} \quad (28)$$

³⁰Dies gilt für das gewählte Kontrollvolumen, welches Rotorgitter und Gehäusestrukturierungen umschließt.

Es gilt aber, dass die Druckkräfte an der inneren Gehäusefläche kein Moment um die Rotationsachse aufs Fluid übertragen können, da das Vektorprodukt des Normalenvektors zur Fläche und der Rotationsachse immer identisch null ist. Für die Scherspannungen gilt, dass ihr Beitrag, wie bereits für die Konfiguration ohne *casing treatments* argumentiert wurde, aufgrund der Größenordnung vernachlässigt werden kann:

$$\sum \vec{M}_{p,\text{Geh.-Innenwand}} = 0 \quad \text{und} \quad \sum \vec{M}_{\tau,\text{Geh.-Innenwand}} \approx 0 \quad (29)$$

Somit kann die Summe der Momente, welche das Gehäuse auf das Fluid überträgt, auf die Summe derjenigen begrenzt werden, die allein durch die Flächen innerhalb der Gehäusestrukturierungen transferiert werden:

$$|\sum \vec{M}_{\text{Gehaeuse}}| \approx |\sum \vec{M}_{\text{CT}}| = \sum \vec{M}_{p,\text{CT}} + \sum \vec{M}_{\tau,\text{CT}} = \int_{S_{\text{CT}}} \vec{r} \times (p\vec{n}) \cdot dA + \int_{S_{\text{CT}}} \vec{r} \times \vec{\tau} \cdot dA \quad (30)$$

Wird ferner angenommen, dass der Beitrag der Scherkräfte im Vergleich zu dem der Druckkräfte vernachlässigbar ist, gilt:

$$|\sum \vec{M}_{\text{Gehaeuse}}| \approx |\sum \vec{M}_{\text{CT}}| \approx |\sum \vec{M}_{p,\text{CT}}| = \int_{S_{\text{CT}}} \vec{r} \times (p\vec{n}) \cdot dA \quad (31)$$

In Analogie zu Gl. 15 kann die Konservierung des Moments um die Rotationsachse verwendet werden, um einen alternativen Ausdruck des gesamten Moments, das die Gehäusestrukturierungen auf das strömende Fluid ausüben, herzuleiten. Dazu wird ein passendes Kontrollvolumen definiert (gelb in Abb. 30).

$$\sum \vec{M}_{x,\text{CT}} = \sum \vec{F}_{\text{CT}} \times \vec{r} = \int_{S_{\text{CT}}} (\vec{r} \times \vec{c}) \cdot d\dot{m}_{\text{Austritt}} - \int_{S_{\text{CT}}} (\vec{r} \times \vec{c}) \cdot d\dot{m}_{\text{Eintritt}} \quad (32)$$

An dieser Stelle muss angemerkt werden, dass die Strömung in den meisten rezirkulierenden Gehäusestrukturierungen hoch instationär ist. Hier wurde jedoch um der Einfachheit willen der Notation darauf verzichtet, die notwendige Zeitintegration wiederzugeben.

Abbildung 30 zeigt in einer vereinfachten Modellierung, inwiefern verschiedenartige Gehäusestrukturierungen zu unterschiedlichen Dralländerungen führen können. Betrachtet man ein generisches rezirkulierendes *casing treatment*, das über die Vorderkante des Rotors positioniert wird, kann vereinfachend gesagt werden, dass der Bereich der Strukturen über dem Schaufelgitter die Funktion des Abblasens aus der Hauptströmung besitzt (A_2 in Abb. 30). Der stromauf der Vorderkante gelegene Teil führt die rezirkulierende Strömung zurück in den Hauptkanal (A_1 in Abb. 30). Wird der Gehäuseradius darüber

hinaus als konstant betrachtet, ist es möglich, einen vereinfachten Ausdruck für Gl. 32 zu formulieren:

$$\sum \vec{M}_{x,CT} = \frac{\dot{m}_{A_2}}{|\omega|} u_{A_2} (c_{u,A_1} - c_{u,A_2}) \quad (33)$$

wobei die tief gestellten Indizes A_1 und A_2 die Schnittstellen der beiden Gebiete zur Hauptströmung bezeichnen. Gl. 33 stellt aufgrund der getroffenen Vereinfachungen keine brauchbare Formel zur Auswertung der Rothalpieerhöhung dar. Sie soll lediglich Anwendung für die angestrebte Klassifizierung rezirkulierender Strukturen finden. Gl. 25 wird in diesem einfachen Modell³¹

$$\Delta h_{ROT} = \frac{\dot{m}_{A_2}}{\dot{m}} \cdot u_{A_2} (c_{u,A_1} - c_{u,A_2}) \quad (34)$$

Damit ist ersichtlich, welche Faktoren die Haupttreiber für die Rothalpieerhöhung sind. Neben dem rezirkulierenden Massenstrom³² \dot{m}_{A_2} wird die Rothalpie maßgeblich von der Änderung der Umfangskomponente der Absolutengeschwindigkeit über die Schlitze $\Delta c_{u,A_2-1}$ beeinflusst.

Der rezirkulierende Massenstrom hängt in erster Linie von der offenen Fläche, welche die Gehäusestrukturierungen oberhalb des Rotors bieten, ab. Diese Fläche findet Ausdruck in den Parametern Überlappung und Porosität. Bei einem Vergleich, in welchem diese zwei Parameter konstant gehalten werden, sind andere geometrische Merkmale ausschlaggebend. Dazu wird in der Literatur die Neigung der Schlitze in Umfangsrichtung genannt. In dem Vergleich von Konfigurationen in Abb. 30 zeigt Spalte A_2 , wie z.B. zu wenig geneigte Schlitze (2) in dieser Hinsicht nachteilig gegenüber solchen sein können, die stark geneigt sind (1). Dies, angedeutet durch die Größe der grünen Pfeile, kann hauptsächlich auf die Orientierung der Schlitze relativ zur eintretenden Luft zurückgeführt werden. Man muss z.B. bedenken, dass eine einfache radiale Bewegung im relativen System aufgrund der hohen Schaufelspitgeschwindigkeiten zu einer sehr flachen Anströmung der Schlitze im Absolutsystem wird. Die Rohrstrukturen von Yang et al. (2003) weisen den aerodynamischen Querschnitt der Röhre als einen weiteren limitierenden Faktor bezüglich der Rezirkulation auf. Auch offene Schlitze, deren Eindringtiefe ins Gehäuse zu gering gewählt wird, können ein ähnliches Verhalten zeigen.

Die Änderung der Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit über die Schlitze $\Delta c_{u,A_2-1}$ sinkt dagegen vom *casing treatment* 1 bis 4 in Abb. 30. Nimmt man an, dass die Bedingungen für alle Konfigurationen im Eintrittsbereich A_2 gleich sind, ist die Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit im Bereich A_1 dafür ausschlaggebend. Diese korreliert direkt zu der Neigung der Schlitze im selben Bereich. Dadurch stellen stark ge-

³¹In den vereinfachten Annahmen dieses Modells wäre es möglich 34 herzuleiten als eine Eulergleichung, die für das Kontrollvolumen, resultierend aus der Differenz der Kontrollvolumina von Abb. 26 und Abb. 30, formuliert wird.

³²Für das Verhältnis \dot{m}_{A_2}/\dot{m} wird im weiteren Verlauf der Arbeit das Parameter R_A eingeführt.

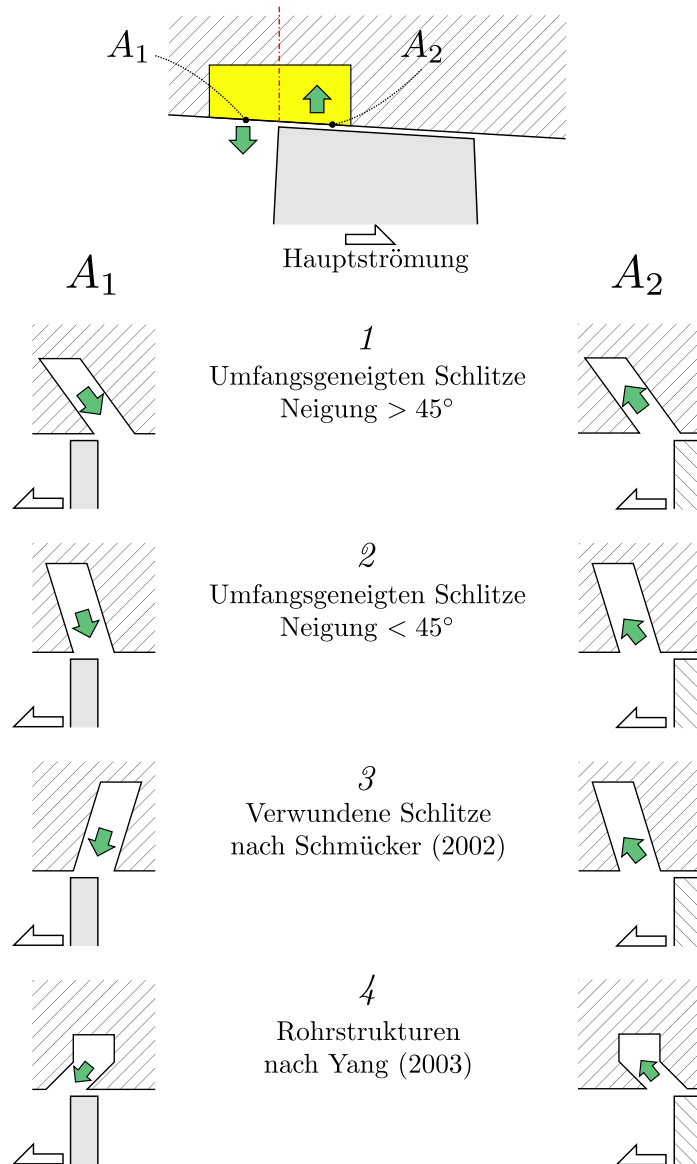


Abbildung 30: Schematische Darstellung der Dralländerung in ausgewählten Gehäusestrukturierungen

neigte Schlitz ein Maximum für $\Delta c_{u,A_2-1}$ dar. Rezirkulierende Strukturen wie die von Schmücker (2002) weisen dagegen sehr niedrige Werte hinsichtlich der Dralländerung auf.

6.1.4 Einführung eines Rothalpieparameters $R_{\Delta h_{\text{ROT}}}$

Um einen Parameter zu erhalten, der für die Auswertung unterschiedlicher *casing treatments* verwendet werden kann, wurde eine Normierung der Rothalpieerhöhung über die gesamte Totalenthalpieerhöhung der Stufe durchgeführt:

$$R_{\Delta h_{\text{ROT}}} = \frac{\Delta h_{\text{ROT}}}{\Delta h_t} = \frac{\Delta h_t - (c_{u2} u_2 - c_{u1} u_1)}{\Delta h_t} = 1 - \frac{c_{u2} u_2 - c_{u1} u_1}{\Delta h_t} \quad (35)$$

Abbildung 31 zeigt die Auswertung des Parameters $R_{\Delta h_{\text{ROT}}}$ anhand von Gl. 35 für verschiedene numerische Simulationen mit Gehäusestrukturierungen am Darmstädter Rotor. In schwarz sind zeitgenaue Simulationen für die Konfiguration mit glatter Wand als Referenz dargestellt. Es wird ersichtlich, wie der Wert dieses Parameters ohne Gehäusestrukturierungen über die gesamte Kennlinie etwa gleich null bleibt. Die geringen Abweichungen vom Wert null sind auf die Wirkung der Scherkräfte am Gehäuse, aber auch auf den numerischen Fehler sowie den systematischen Fehler der Auswertung zurückzuführen. Zwei wichtige Abhängigkeiten können im Diagramm abgelesen werden. Zum einen steigt der Parameter $R_{\Delta h_{\text{ROT}}}$ mit zunehmender Androsselung. Der Grund hierfür ist in der steigenden Rezirkulation zu suchen (siehe Tab. 35). Bei gleichem Drosselzustand und rezirkulierendem Massenstrom (*narrow* und *small* Konfigurationen im Auslegungspunkt) steigt $R_{\Delta h_{\text{ROT}}}$ mit der Neigung der Schlitze.

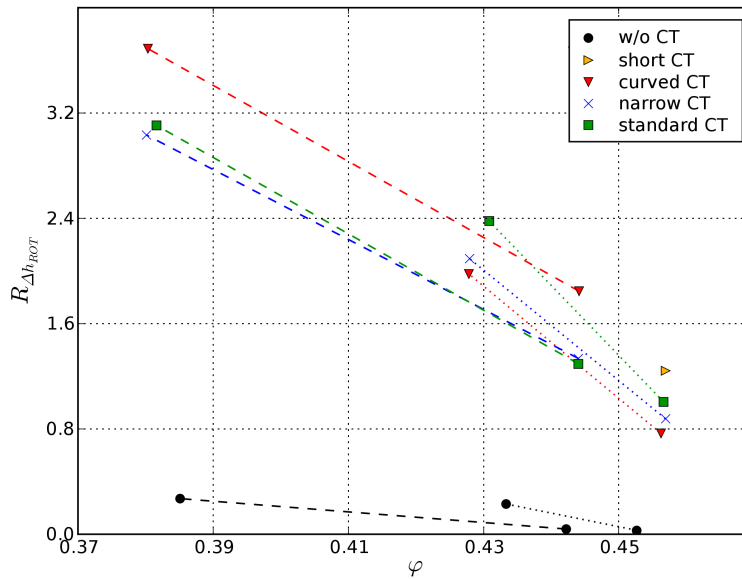


Abbildung 31: Auswertung von $R_{\Delta h_{\text{ROT}}}$ für verschiedene Konfigurationen

Mit Hilfe der Definitionen des isentropen Wirkungsgrades (Gl. 63) und der so genannten *momentum rise efficiency* (Gl. 64) kann für $R_{\Delta h_{\text{ROT}}}$ ein alternativer Ausdruck formuliert werden

$$R_{\Delta h_{\text{ROT}}} = 1 - \frac{\eta_{is,Euler}}{\eta_{is}} \quad (36)$$

Diese zwei Definitionen eignen sich besonders für eine Auswertung der Rothalpieer-

höhung bei experimentellen Messungen. Für die Evaluation von Ergebnissen numerischer Simulationen, die eine deutlich breitere Menge an Informationen liefern, können zudem Gl. 32 und Gl. 31 verwendet werden um $R_{\Delta h_{\text{ROT}}}$ anhand folgender Definition zu ermitteln:

$$R_{\Delta h_{\text{ROT}}} = \frac{\Delta h_{\text{ROT}}}{\Delta h_t} = \frac{\frac{|\omega|}{\dot{m}} \cdot \left| \sum \vec{M}_{\text{Gehäuse}} \right|}{\Delta h_t} \quad (37)$$

Es ergibt sich

$$R_{\Delta h_{\text{ROT}}} = \frac{\frac{|\omega|}{\dot{m}} \cdot \left(\int_{S_{\text{CT}}} (\vec{r} \times \vec{c}) \cdot d\dot{m}_{\text{Austritt}} - \int_{S_{\text{CT}}} (\vec{r} \times \vec{c}) \cdot d\dot{m}_{\text{Eintritt}} \right)}{\Delta h_t} \quad (38)$$

und

$$R_{\Delta h_{\text{ROT}}} = \frac{\frac{|\omega|}{\dot{m}} \cdot \int_{S_{\text{CT}}} \vec{r} \times (p\vec{n}) \cdot dA}{\Delta h_t} \quad (39)$$

Gleichung 39 ist einfach zu implementieren in dem *postprocessing* numerischer Berechnungen. Auch im Falle von instationären Simulationen lässt sich $R_{\Delta h_{\text{ROT}}}$ aus einer zeitgemittelten Lösung berechnen. Gleichung 38 erfordert dagegen eine Auswertung der einzelnen Zeitschritte.

Außerdem sollte betont werden, dass der wichtigste Unterschied zwischen Gleichung 35 und Gleichung 39 darin liegt, dass die erstere auch den Beitrag der Scherkräfte am Gehäuse beinhaltet. Dieser ist auch für die Konfiguration ohne Gehäusestrukturierungen nie gleich 0.

6.2 Auswirkung auf die Entropieproduktion

In dieser Arbeit soll den Mechanismen, die bei manchen *casing treatments* zu einer Erhöhung der umgesetzten Arbeit führen können, besondere Aufmerksamkeit gewidmet werden. Das Interesse an dieser Eigenschaft von Gehäusestrukturierungen basiert auf dem Anliegen, *casing treatments* zu entwickeln, die im Auslegungspunkt eines Verdichters zu eine Verbesserung des Wirkungsgrads führen. Würde die umgesetzte Arbeit nach Anwendung von Gehäusestrukturierungen gleich bleiben, wäre nur durch eine Reduktion der gesamten Verluste eine Verbesserung der Effizienz möglich. Es ist aber unwahrscheinlich, dass im Auslegungspunkt die Verlustmechanismen, die von den Gehäusestrukturierungen gehemmt werden, so ausgeprägt sind, das trotz der von den Gehäusestrukturierungen eingeführten Verluste insgesamt eine Reduktion des absoluten Werts von j möglich ist.

Abb. 32 zeigt ein Differenzbild der umfangsgemittelten Entropieverteilung in der Meridionalebene für die Konfigurationen ohne und mit Gehäusestrukturierungen im Auslegungspunkt. Eine detaillierte Beschreibung dieser Darstellung befindet sich in Anhang B.1. Es wird ersichtlich, wie das Einsetzen der Gehäusestrukturierungen zu einer deut-

lichen Verlagerung der Maxima der Entropie führt. Am Rotor Austritt ist die Differenz aber minimal.

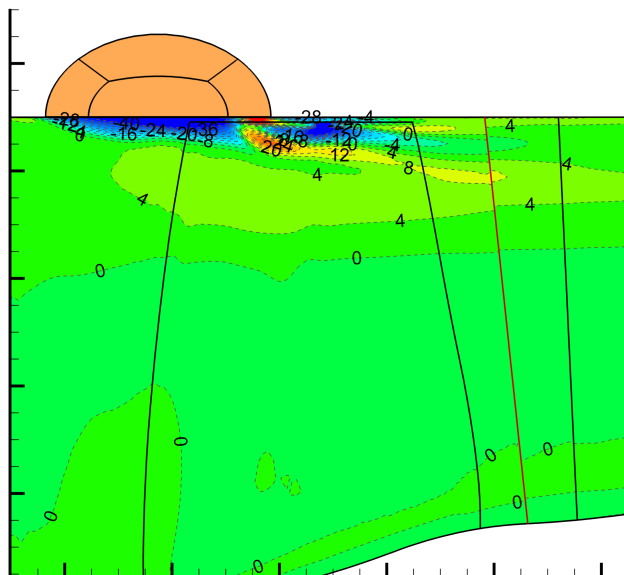


Abbildung 32: Differenzbild der Entropieverteilung ($[J kg^{-1} K^{-1}]$) glatter Wand minus *standard* Gehäusestrukturierungen im Auslegungspunkt

Gleichung 1 zeigt, dass der Wirkungsgrad vom Verhältnis j/a abhängt. Etwa gleich bleibende Verluste können mit einem besseren Wirkungsgrad gekoppelt sein, sobald die umgesetzte Leistung steigt. Dies wird zu einem höheren Druckverhältnis führen, das entweder in der Auslegung der restlichen Stufen einer mehrstufigen Maschine oder in einem *redesign* der Stufe genutzt werden kann.

6.2.1 Verlustkoeffizienten

Zur Auswertung der Verluste werden in der Literatur Verlustkoeffizienten eingeführt. Dafür sind unterschiedliche Definitionen möglich und leider wird in den jeweiligen Studien nicht immer spezifiziert, von welcher Definition Gebrauch gemacht wird. Die verschiedenen Definitionen liefern aber deutlich unterschiedliche Ergebnisse, da genaue Besonderheiten von *casing treatments* wie die Rothalpieerhöhung oft nicht berücksichtigt werden.

Verlustkoeffizienten werden normalerweise durch eine Größe definiert, die für die Verluste als repräsentativ angenommen wird, und auf einen Referenzbetrag bezogen wird, um eine dimensionslose Zahl zu bekommen. Die Verluste werden in der Regel anhand von Entropie-, Druck- oder Enthalpiedifferenzen, welche die Bedeutung einer Abweichung von idealen Bedingungen darstellen, quantifiziert. Als Referenz dienen aerodynamische Parameter der Stufe wie z.B. der dynamische Druck am Eintritt des Gitters.

Greitzer et al. (1979) verwendet als Verlustkoeffizient die Änderung des relativen Totaldrucks über den Rotor, normiert mit dem dynamischen Druck am Rotoreintritt:

$$\omega = \frac{(p_{t1,rel} - p_{t2,rel})}{\bar{q}} \quad \text{mit} \quad q = \frac{1}{2} \rho (w_1)^2 \quad (40)$$

Die für den dynamischen Druck gewählte Formulierung verrät die subsonische Natur der von Greitzer et al. (1979) betrachteten Verdichter. Diese Definition verwendet den relativen Totaldruck am Rotoreintritt als Referenzwert. Dem liegt zugrunde, dass im Idealfall einer adiabaten reversiblen Verzögerung im Relativsystem der relative Totaldruck entlang einer Stromlinie konstant bleibt. Voraussetzung dafür ist aber, dass die Arbeit der Scheinkräfte im Koordinatensystem des Rotors gleich null ist, und dass die Rothalpie entlang der Stromlinie konstant ist. Die zweite Bedingung ist, wie bereits ausführlich erklärt, bei den meisten *casing treatments* nicht erfüllt, sodass die Anwendung dieser Formel in Anwesenheit von Drall-ändernden Gehäusestrukturierungen zu einer Unterschätzung der Verluste führen würde. Die erste Bedingung folgt der Annahme, dass die Stromlinien bei konstantem Radius verlaufen. Diese Eigenschaft ist normalerweise nicht gegeben.

Das Referenzwerk für das aerodynamische Design von axialen Verdichtern, das Technische Memorandum SP-36 (Johnsen und Bullock (1965)), definiert den Verlustkoeffizient als:

$$\omega = \frac{(p_{t2,rel}^{id} - p_{t2,rel})}{(p_{t1,rel} - p_1)} = \left(\frac{p_{t2,rel}}{p_{t1,rel}} \right)^{id} \left\{ \frac{1 - \frac{\frac{p_{t2,rel}}{p_{t1,rel}}}{\left(\frac{p_{t1,rel}}{p_{t1,rel}} \right)^{id}}}{1 - \left[\frac{1}{1 + \frac{\gamma-1}{2} Ma_{2,rel}^2} \right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}} \right\} \quad (41)$$

mit

$$\left(\frac{p_{t2,rel}}{p_{t1,rel}} \right)^{id} = \left\{ 1 + \frac{\gamma-1}{2} \frac{(\omega r_2)^2}{\gamma R T_{t1,rel}} \left[1 - \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2 \right] \right\}^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (42)$$

Die Definition gemäß dem NASA SP-36 wertet den relativen Totaldruck am Verdichteraustritt im Vergleich zum relativen Totaldruck, der in dem Fall einer isentropen Strömung unter Berücksichtigung einer Radiusänderung zu registrieren wäre, aus. Damit wird nur die Rothalpieerhaltung entlang einer Stromlinie angenommen. Werden mit einem derartigen Verlustkoeffizienten die Eigenschaften von rezirkulierenden Gehäusestrukturierungen ausgewertet, kommt es ebenso zu einer Unterschätzung der tatsächlichen Verluste.

Denton (1993), der die Grenzen von Definitionen wie Gl. 40 erkennt und die Größe Entropie für die Definition eines Verlustkoeffizienten empfiehlt, trifft bei der Ausformulierung einer praktischen Form seines Koeffizienten auch die Annahme der konstanten

Rothalpie. Interessanter ist die generelle Formulierung, die für Verdichter lautet:

$$\zeta_s = \frac{T_2 \Delta s}{h_{t1} - h_1} \quad (43)$$

Für ideale Gase wird die Entropieerhöhung ³³:

$$\Delta s = c_p \ln \frac{T_{t2,rel}}{T_{t1,rel}} - R \ln \frac{p_{t2,rel}}{p_{t1,rel}} \quad (45)$$

Die Verwendung von relativen oder absoluten, statischen oder totalen Größen ist arbiträr. Einen ähnlichen Informationsgehalt hätte ein Verlustkoeffizient, der nach Gl. 41 definiert ist, mit

$$\left(\frac{p_{t2,rel}}{p_{t1,rel}} \right)^{id} = \left(\frac{T_{t2,rel}}{T_{t1,rel}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (46)$$

Die Verlustkoeffizienten, die nach Gl. 45 und Gl. 46 definiert sind, liefern eine korrekte Auswertung der Verluste auch im Falle von Gehäusestrukturierungen.

Die unterschiedlichen Definitionen der Verlustkoeffizienten, die von den verschiedenen Autoren in der Literatur verwendet wurden, führen zu Fehlinterpretationen der Ergebnisse. So liest man bei Greitzer et al. (1979)³⁴, dass axiale in Umfangsrichtung geneigte Schlitze zu einer Reduktion der Verluste in Gehäusenähe führten. Dieselben Strukturen zeigten aber bei Moore et al. (1971) eine gegensätzliche Wirkung auf den Verlustkoeffizient, da er auf andere Weise definiert wurde. Der von Moore et al. (1971) verwendete Verlustkoeffizient basiert nach direkter Angabe der Autoren auf Gl. 41. Diese Autoren beobachteten im Fall von axialen Schlitzen die Effekte der Rezirkulation auf den unterschiedlich definierten Wirkungsgrad η_{is} und $\eta_{is,Euler}$. Für die Definition des Referenzdrucks, ähnlich zu Gl. 46, verwendeten sie daher eine Korrektur, welche die Rothalpieerhöhung kompensieren soll. Der damit berechnete Verlustkoeffizient liefert zwar einen verfälschten Betrag der Verluste, liegt aber trotzdem deutlich näher an der Wirklichkeit als der mit Gl. 42 berechnete (siehe Abb. 33).

³³Hergeleitet wird Gl. 45 durch Integration der Enthalpieform der Gibbsschen Fundamentalgleichung mit $dh = c_p dT$ (ideale Gase)

$$dh = v dp + T ds \quad (44)$$

mit $dh = c_p dT$ (ideale Gase)

³⁴Bei Fujita und Takata (1984) sind ähnliche Ergebnisse zu sehen. In dieser Quelle wird aber nicht spezifiziert, wie der Druckverlustkoeffizient definiert wird. Die Autoren verwendeten dieselben Strukturen wie Moore et al. (1971).

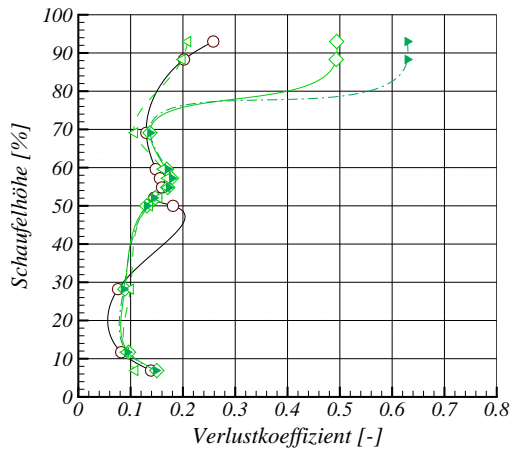
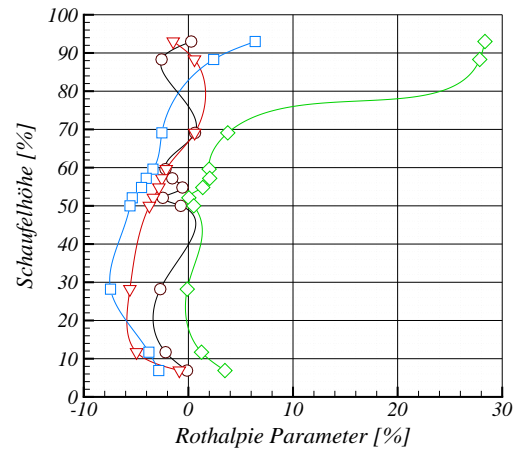
33.1: Verlustkoeffizient ω 33.2: Rothalpie Parameter $R_{\Delta h_{ROT}}$

Abbildung 33: Links: Alternative Definitionen von Verlustkoeffizienten: Ausgangskonfiguration und Definition nach Moore et al. (1971) (*schwarze Kreise*), quasi-axiale geneigte Schlitz mit gleicher Definition (*grüne rauten*), mit Definition nach NASA SP-36 (*links zeigt Dreiecke*) und nach Gl. 46 (*rechts zeigt Dreiecke*). Rechts: Auswirkung von unterschiedlichen Gehäusestrukturierungen auf die radialen Profile: Symbole nach Abb. 16. Verglichen werden Punkte mit einem ähnlichen reduzierten Massenstrom (volle Symbole in Abb. 16). nach Moore et al. (1971).

6.2.2 Qualität der Rezirkulation

Es wurde gezeigt, wie die Dralländerung der rezirkulierenden Strömung mit einer Erhöhung der Arbeitsumsetzung im Rotor korreliert. Die zeitgenauen numerischen Simulationen verschiedener Konfigurationen von axialen Schlitz (siehe Anhang D), welche als Hauptuntersuchungsmethode für diese Arbeit galten, zeigen darüber hinaus eine Abhängigkeit zwischen den Verlusten im Auslegungspunkt und den Merkmalen der Rezirkulation in den Längsnuten.

Der rezirkulierende Massenstrom in den Schlitz sollte im Fall einer optimalen Ausnutzung der Form den Verlauf haben, der in Abb. 34 von dem grünen Pfeil angedeutet wird. Es wird beobachtet, dass in manchen Fällen die Hauptströmung in die Schlitz stromauf der Vorderkante eindringt (blauer Pfeil). Diese, die Rezirkulation verhöhrende Strömung, wird von einer starken Kontraktion des Gehäuses verstärkt (Wilke et al. (2005)). Auch eine ungünstige Wahl der Staffelungswinkel kann in Kombination mit der Neigung der Schlitz zu einer erhöhten Gegenzirkulation führen. Wenn der Staffelungswinkel der Schlitz größer sein sollte als der absolute Anströmwinkel, würde die Druckseite der Schlitz aufgrund der Neigung in Umfangsrichtung ähnlich einem Schneepflug eine radiale Bewegung der Hauptströmung hervorrufen. Diese Situation wird zum Beispiel bei Rotoren, die einem Vorleitrad oder einem verstellbaren Stator folgen, in Teillast erreicht. Bei derartigen Bedingungen werden die Leitgitter zuge dreht, was mit einer Erhöhung des Mitdralls verbunden ist. Wurden die Schlitz so ausgelegt, dass sie bei Vollast parallel zur

Anströmung orientiert sind, werden sie nun eine breite Angriffsfläche für die Hauptströmung bieten.

Sobald die in blau dargestellte Rezirkulation mit einer Dralländerung gekoppelt ist, weist sie auch eine Wirkung auf den Rothalpieparameter $R_{\Delta h_{\text{ROT}}}$ auf. Aufgrund der Wahl des Kontrollvolumens, die zur Definition dieses Parameters geführt hat, wird eine solche Dralländerung, die im Generalfall vor der Eintrittskante stattfindet, dem Rotor zugeschrieben. Damit wird sie einen eigenen Beitrag zur Rothalpieerhöhung leisten. Im Darmstädter *rig* ist die Zuströmung zum Rotor axial, da kein Vorleitrad vorhanden ist. Das Gehäuse verläuft zudem bei einem konstanten Radius. Für die hier als Referenz präsentierten axialen Schlitze ist daher diese Gegenzirkulation wenig ausgeprägt und daher vernachlässigbar.

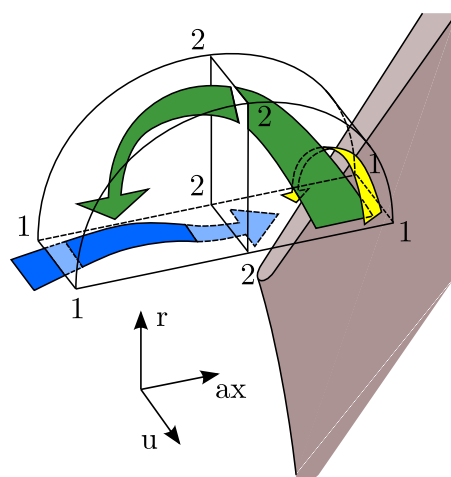


Abbildung 34: Schematische Darstellung der Dralländerung in ausgewählten Gehäusestrukturierungen

Neben der idealen Rezirkulation (grün) kann eine zweite lokale Rezirkulation beobachtet werden (gelb in Abb. 34). Diese wird von dem Druckgradient zwischen Druck- und Saugseite getrieben.

In der Definition von $R_{\Delta h_{\text{ROT}}}$ wurde bereits eine Abhängigkeit dieses Parameters von dem rezirkulierenden Massenstrom gezeigt. Damit ist nicht das Integral der Massenstromdichte über die Eintrittsfläche (1-1-1-1 in Abb. 34 und mit tiefgestellten Indizes A in der folgenden Formeln bezeichnet), gemittelt über eine Zeit $t = \tau$, gemeint, da dieser für eine auskonvergierte Simulation³⁵ eines stationären Prozesses gleich null ist. Vielmehr ist damit das Integral des positiven Anteils der Massenstromdichte, eventuell für jeden Zeitschritt ausgewertet und dann gemittelt, gemeint. Im Spezialfall des Darmstädter *rigs* mit $r_{\text{Gehäuse}} = \text{konst.}$ kann geschrieben werden:

³⁵Dies gilt sowohl für eine zeitgemittelte als auch für eine zeitgenaue Simulation. Stationär ist hier nicht als Synonym für zeitgemittelt zu sehen.

$$\dot{m}_A^+ = \frac{1}{T} \sum_T \sum_N \int_A \rho \max[0; c_r] dA \quad (47)$$

Die Normierung durch den gesamten Massenstrom führt zum dimensionslosen Parameter R_A

$$R_A = 100 \cdot \dot{m}_A^+ / \dot{m}_1 \quad (48)$$

Tabelle 35.1 und Tabelle 35.2 zeigen, dass dieser Parameter bei konstanter Überlappung sehr gut mit der Porosität korreliert.

Vergleicht man die Konfiguration *standard*³⁶ mit der Konfiguration *narrow*³⁷, welche die gleiche Überlappung und unterschiedliche Porosität aufweisen, sieht man wie R_A linear mit der Porosität steigt. Die Konfiguration *short*³⁸, welche dieselbe Porosität wie *narrow* und eine leicht niedrigere Überlappung besitzt, weist ebenso niedrigere Werte von R_A auf.

Versucht man aber eine Korrelation zwischen R_A und der Verbesserung im Wirkungsgrad $\Delta\eta$ relativ zur Konfiguration mit glatter Wand zu erkennen, ist man nicht genauso erfolgreich. Die Konfigurationen *narrow* und *small* weisen ähnliche Werte von R_A auf, liefern aber deutlich unterschiedliche Wirkungsgradverbesserungen. Ein genauerer Blick auf die Merkmale der Rezirkulationen scheint diesen Unterschied zu erklären. Dazu wird der Parameter R_B eingeführt. Dieser wird ähnlich zum Parameter R_A mit Hilfe einer *ad hoc* definierten Kontrollfläche (2-2-2-2 in Abb. 34 und mit tiefgestelltem Index B in der folgenden Formeln bezeichnet) berechnet:

$$\dot{m}_B^- = -\frac{1}{T} \sum_T \sum_N \int_B \rho \min[0; c_{ax}] dB \quad \text{and} \quad R_B = 100 \cdot \dot{m}_B^- / \dot{m}_{\text{inlet}} \quad (49)$$

Die Fläche B wurde hier senkrecht zur Maschinenachse definiert und axial mittig zu den Kavitäten positioniert. Eine bessere axiale Positionierung in Hinsicht auf die Reproduzierbarkeit könnte durch die Lage der Rotorvorderkante definiert werden. Die Aussagekraft bliebe dennoch dieselbe. Der Parameter R_B erfasst nur den rezirkulierenden Massenstrom, welcher der Hauptzirkulation (grün in Abb. 34) zugeschrieben wird, da die lokale Rezirkulation (gelb in Abb. 34) nicht bis zur Fläche B reicht. Damit kann das Verhältnis

$$R_{FOM} = \frac{R_B}{R_A} \quad (50)$$

als weiterer Rezirkulationsparameter verwendet werden. Der Informationsgehalt dieser Größe ist eine Art Ausnutzungsgrad³⁹ der Form. Weist dieser Parameter höhere Werte

³⁶Siehe D.1

³⁷Siehe D.2

³⁸Siehe D.3

³⁹Daher die Bezeichnung FOM für *figure of merit*

	$\dot{m} [\frac{kg}{s}]$	R_A [%]	R_B [%]	R_{FOM} [-]	$\Delta\eta$ [%]
standard	15,96	2,1	1,93	0,94	0,54
narrow	15,96	1,66	1,51	0,91	0,63
curved	15,96	1,61	1,23	0,76	0,40
short	15,96	1,58	0,86	0,54	0,21

35.1: 100% Drehzahl: *peak efficiency*-Massenstrom

	$\dot{m} [\frac{kg}{s}]$	R_A [%]	R_B [%]	R_{FOM} [-]	$\Delta\eta$ [%]
standard	15,26	2,81	2,14	0,76	1,27
narrow	15,19	2,23	1,42	0,62	1,00
curved	15,16	2,10	1,32	0,63	0,88

35.2: 100% Drehzahl: 92% vom *peak efficiency*-Massenstrom

	$\dot{m} [\frac{kg}{s}]$	R_A [%]	R_B [%]	R_{FOM} [-]	$\Delta\eta$ [%]
standard	12,80	2,96	1,84	0,62	-0,20
narrow	12,80	2,55	1,31	0,51	-0,24
curved	12,80	3,08	1,23	0,40	-0,75

35.3: 80% Drehzahl: *peak efficiency*-Massenstrom

	$\dot{m} [\frac{kg}{s}]$	R_A [%]	R_B [%]	R_{FOM} [-]	$\Delta\eta$ [%]
standard	11,21	4,56	1,95	0,43	0,53
narrow	11,21	3,96	1,30	0,33	0,17
curved	11,24	4,45	1,22	0,27	-0,36

35.4: 80% Drehzahl: 90% vom *peak efficiency*-Massenstrom

Abbildung 35: Rezirkulationsparameter und Wirkungsgradverbesserung für verschiedene Gehäusestrukturierungen und Betriebspunkte

auf, bedeutet dies, dass die ideale Hauptrezirkulation ausgeprägt ist. Sind dagegen niedrige Werte unterhalb von $R_{FOM} = 0.5$ zu registrieren, ist die lokale Zirkulation zwischen Druck- und Saugseite größer als die Hauptzirkulation.

Dieser Parameter (vgl. Tabelle 35.1) lässt dagegen eine Korrelation mit der Verbesserung im Wirkungsgrad $\Delta\eta$ relativ zur Konfiguration mit glatter Wand zu, da die kleine Rezirkulation einen weniger positiven Einfluss auf die Verlustminderung wie die Hauptrezirkulation zu besitzen scheint. Dagegen ist interessanterweise der Effekt beider Zirkulationen auf die Rothalpieerhöhung, aufgrund der konstanten Neigungswinkel, gleich (siehe Abbildung 31).

Die eingeführten Parameter sind extrem hilfreich, um Korrelationen herzustellen, die für das Design von effizienten *casing treatments* eingesetzt werden könnten.

Die Abhängigkeiten, die man aus den im Rahmen der vorliegenden Arbeit berechneten Konfigurationen ablesen kann, haben keinen Anspruch auf Gültigkeit für andere Konfigurationen, obwohl sie plausibel und hier nahezu eindeutig klingen. Die Bedeutung solcher Parameter besteht darin, beide Aspekte der Wirkungsweise von Gehäusestrukturierungen, die Erhöhung der Arbeitsumsetzung sowie den Verlusthaushalt, zu verbinden.

7 Einfluss von Gehäusestrukturierungen im Stufenverband

In Par. 3.2 wurde dargelegt, welchen Effekt eine radiale Verstimmung einer Stufe auf nachfolgende haben kann. Die in Kap. 6 beinhaltete Analyse, wonach die Wirkungsweise von rezirkulierenden *casing treatments* auf die *performance* der Stufe, eine Erhöhung der in Gehäusenähe umgesetzten Arbeit zusammen mit einer Änderung des Verlusthaushalts, zurückzuführen ist, deutet darauf hin, dass die Wirkung solcher Gehäusestrukturierungen im Stufenverband alles andere als unproblematisch sind. Besonders auf eine existierende Maschine, die ohne *casing treatments* ausgelegt wurde, ist die Aufbringung von Gehäusestrukturierungen, welche solche geometrische Ausmaße und eine solche Effektivität wie diese aufweisen, welche in dieser Studie untersucht wurden, gefährlich.

Es besteht die Gefahr, dass manche Gitter durch die Anwendung von Gehäusestrukturierungen eben stabilitätskritisch werden, obwohl sie dies zuvor nicht waren. Dies stellt eine Steigerung der Aussage von Hartmann et al. (1970) dar, welche in Par. 4.2.1 dargestellt wurde. Es kann nämlich der Fall eintreten, dass die Maschine nun insgesamt einen niedrigeren Pumpgrenzabstand als in der Ausgangskonfiguration aufweist.

Die Ergebnisse, die an der Technischen Universität Darmstadt für die hier ausgelegten Gehäusestrukturierungen gemessen wurden, zeigen bereits an dieser einstufigen Konfiguration, welche Unterschiede in der Abströmung von den *casing treatments* hervorgerufen werden können. In Abb. 36.1 und Abb. 36.2 werden die Totaldruckverteilung am Statoraustritt im Auslegungspunkt für die Konfigurationen ohne und mit Gehäusestrukturierungen dargestellt. Sie zeigen, dass die Verläufe bei Auslegungsbedingungen nahezu identisch sind. Drosselt man die Maschine an (Abb. 36.3 und Abb. 36.4), werden die Unterschiede sichtbar. Beim letzten stabilen Punkt der Konfiguration ohne Gehäusestrukturierungen (Abb. 36.5) ist ein deutliches Anwachsen eines Verlustgebiets im oberen Bereich des Kanals sichtbar. Mit Gehäusestrukturierungen ist die Strömung dagegen deutlich gesünder (Abb. 36.6). Für diese Stufe ist eine weitere Androsselung somit möglich. Abb. 36.8 zeigt den letzten Punkt, der mit der am Prüfstand installierten Leistung erreicht werden konnte. Obwohl die Maschine immer noch ein stabiles Verhalten zeigt, ist die Strömung in der unteren Hälfte des Kanals vollkommen korrumpiert. Obwohl diese Untersuchungen keine Aussage darüber ermöglichen, wie eine zweite Stufe auf diese Veränderungen reagiert hätte, ist es anzunehmen, dass die hohe Blockage an der Nabe zu einer sehr hohen Belastung geführt hätte. Bei Teillast, wo die Frontstufen für die Stabilität eines mehrstufigen Verdichters limitierend sind, könnte eine ähnliche Überlastung einer zweiten Stufe durchaus in einer Verschlechterung der gesamten *stall margin* der Maschine resultieren.

Es wird damit ersichtlich, wie die Auslegung von einem *casing treatment* von dem Design des gesamten Verdichters nicht entkoppelt sein kann. Nicht nur der darunterliegende Rotor soll mit den Gehäusestrukturierungen abgestimmt sein, sondern auch die nachfolgenden Stufen sollen einen solchen Verhalten bei einer Androsselung verkraften können.

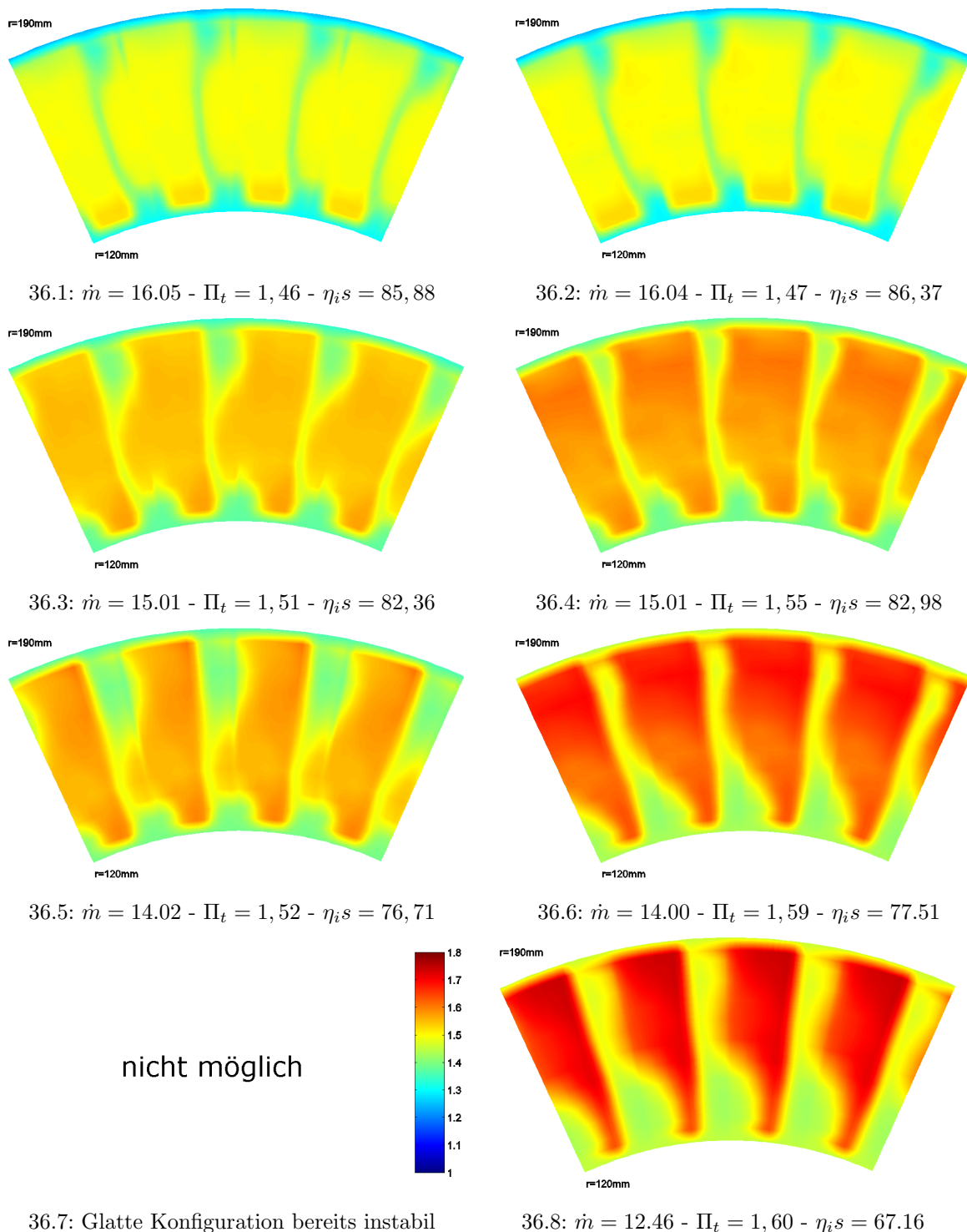


Abbildung 36: Austrittsverteilungen des Totaldruckverhältnisses am Rotoraustritt im Darmstädter *rig* ohne Gehäusestrukturierungen (*links*) und mit axialen in Umfangsrichtung geneigten Schlitzen in der Konfiguration *standard* (*rechts*) für verschiedenen Betriebspunkte bei 100% Drehzahl.

8 Zusammenfassung

Die Studien der letzten Jahre haben gezeigt, dass Gehäusestrukturierungen in der Lage sind, sowohl den stabilen Arbeitsbereich einer Stufe zu erweitern, als auch die Performance zu verbessern. Besonders hoch belastete Rotoren mit einem niedrigen Streckungsverhältnis können davon profitieren. Eine solche Beschauelung ist heutzutage Standard bei den Frontstufen von Mittel- und Hochdruckverdichter. In diesen Fällen kann dann die Anforderung an *casing treatments* spezifiziert werden als eine Verschiebung der Pumpgrenze der Stufe in Teillast, verbunden mit einer Verbesserung der Performance um den Auslegungspunkt. Die Auslegung von *casing treatments* erfordert somit eine so genannte *multipoint optimization*, die Verdichter und Strukturen als ein einziges System betrachtet.

Gehäusestrukturierungen in der Längsnutenbauweise, die über die Vorderkante positioniert werden, besitzen ein großes Potenzial in Hinblick auf diese doppelte Aufgabe. Da aber die Interaktion zwischen *slots*- und Rotorströmung nur mit Hilfe zeitgenauer numerischer Methoden erfasst werden kann, ist eine Optimierung sehr aufwändig. Es ist daher sehr wichtig, eine möglichst gute Konfiguration von *casing treatments* schon von vorn herein auszuwählen. Dazu sollen die Mechanismen, die bei den verschiedenen Typologien von Gehäusestrukturierungen auftreten, verstanden sein.

Bezüglich der Stabilitätsenerweiterung, die von *casing treatments* hervorgerufen werden, ist die Interaktion mit der Spalt- und Gehäusenahestromung, in ihren vielfältigen Modalitäten, ausschlaggebend für den Erfolg eines Design. Sobald die Gehäusestrukturierungen die wichtigen Mechanismen durch passende Positionierung und Dimensionierung in Gang setzen können, wird in der Regel eine Verschiebung der Pumpgrenze der Stufe registriert. Einziges Risiko dabei ist, dass bei der Anwendung von *casing treatments* im mehrstufigen Verband, durch eine fehlenden Anpassung der benachbarten Gitter, eine Verschlechterung des gesamten Systems hervorgerufen werden könnte.

Die Steigerung der Performance um den Auslegungspunkt oder mindestens ihre Erhaltung scheint eine deutlich komplexere Aufgabe. Der Verlusthaushalt, dass zur Erklärung der Auswirkung der Gehäusestrukturierungen auf den Wirkungsgrad oft allein herangezogen wird, beschreibt nur ein Teil der Wahrheit. Manche Gehäusestrukturierungen haben eine nicht vernachlässigbare Wirkung auf die Arbeitsumsetzung im Rotor. Durch eine rezirkulierende Bewegung von Luft in den Strukturen, die mit Abbau von Drall verbunden ist, wird im Rotor mehr Leistung umgesetzt als die, die aus der Auswertung der so genannten Euler-Arbeit über den Rotor sich ergeben würde.

Diese Eigenschaft charakterisiert nur manchen Typologien von *casing treatments*. Die lokale Erhöhung der Arbeitsumsetzung resultiert, bei gleich bleibenden Verlusten, in eine Wirkungsgradverbesserung. Manche Autoren (u.A. Seitz (2003b); Zscherp (2007)) beschreiben diese Wirkung als Erhöhung des Gegendralls, bzw. der Inzidenz, in Gehäusenähe am Rotoreintritt. Die hier eingeführte Betrachtung, die auf der Herleitung der Euler-Gleichung für ein Kontrollvolumen, das die *casing treatments* mit einschließt, basiert, ermöglicht einerseits die Erklärung weiterer Konfigurationen⁴⁰ und andererseits die

⁴⁰Eine Rezirkulation bis zur Vorderkante ist nicht notwendig. *Honeycombs* und die Schlitze von Moore

Quantifizierung des Effektes. Die Erhöhung der Leistungsumsetzung kann nämlich als Rothalpieaufbau interpretiert werden und zum Moment bezogen auf die Maschinenachse der Druckkräfte in den Gehäusestrukturierungen korreliert werden.

In Rahmen des Forschungsvorhabens, das die meisten hier präsentierten Ergebnisse finanzierte, wurden die hier ausgelegten Gehäusestrukturierungen⁴¹ bereits am Prüfstand getestet. Abb. 37 zeigt die gemessenen Kennlinien bei Auslegungsdrehzahl für die Konfiguration mit Längsnuten und für die Ausgangskonfiguration. Auch die Ergebnisse der zeitgemittelten und zeitgenauen Simulationen wurden eingetragen.

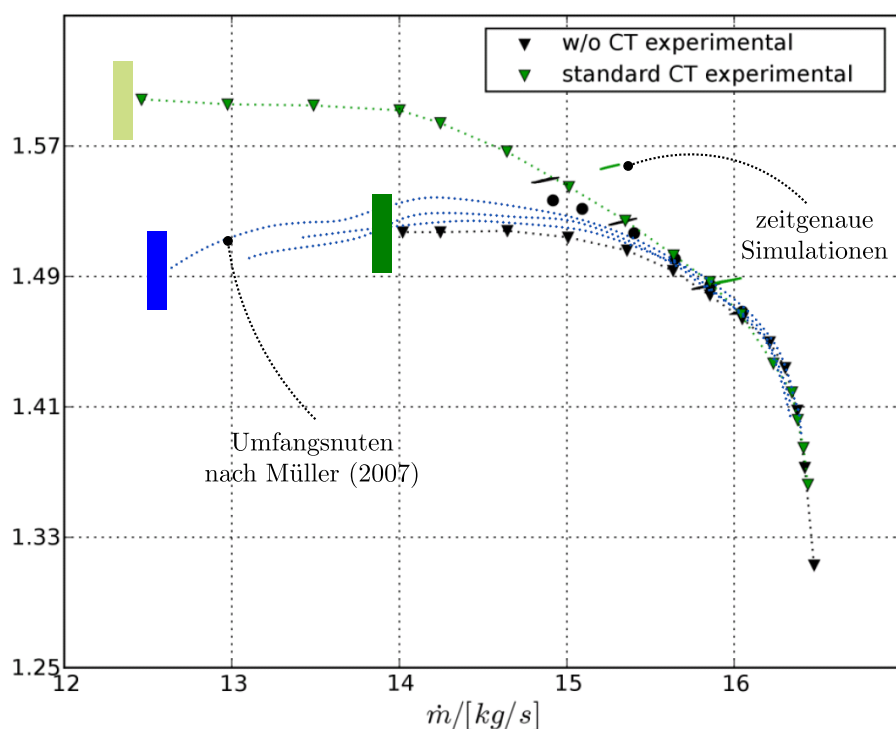


Abbildung 37: Experimentelle Ergebnisse erzielt mit den in dieser Arbeit entwickelten Gehäusestrukturierungen (dunkel grüne Dreiecke - glatte Wand, hell grüne Dreiecke - *standard*-Konfiguration), Simulationen (in denselben Farben wie die exp. Ergebnisse: Kreise - zeitgemittelte Simulationen, Linien - zeitgenaue Simulationen) und experimentelle Ergebnisse gemessen am selben *rig* mit Umfangsnuten.

Zum einen ist interessant zu notieren, dass die Deltas zwischen Ausgangskonfiguration und Konfiguration mit *casing treatments* von den numerischen Simulationen gut wiedergegeben werden. Die numerischen Simulationen werden in einem Kennfeldbereich, der sehr limitiert ist im Vergleich mit dem gemessenen, durchgeführt. Aus den beobachteten Phänomenen werden Tendenzen abgelesen. Die Reproduktion der gemessenen Pumpgrenze wurde nicht angestrebt.

Zum anderen wurde das Darmstädter *rig* bereits in anderen Studien als Referenz-

et al. (1971) und Prince et al. (1974) zeigen auch ein solches Verhalten.

⁴¹Für die experimentellen Untersuchungen wurde die *standard*-Konfiguration gewählt.

verdichter gewählt (Yang et al. (2003); Müller et al. (2007, 2008); Voges et al. (2008); Schnell et al. (2008)). Die Ergebnisse von Müller et al. (2007) sind in Abb. 37 ebenso eingetragen. Diese Autoren befassten sich mit Umfangsnuten. Der Vergleich der Ergebnisse zeigt deutlich unterschiedliches Verhalten für die beiden Gehäusestrukturierungen. Diese Differenzen ergeben sich nicht nur aus verschiedenen Verlusteigenschaften, sondern auch aus einer erhöhten Arbeitsumsetzung im Fall der Längsnuten, wie aus der analytischen Betrachtung erwartet wird.

Die experimentellen Ergebnisse bestätigen somit, wie die Charakterisierung verschiedener *casing treatments* unbedingt auch über ihre Wirkung auf die Umsetzung von Arbeit erfolgen soll. Der in dieser Arbeit eingeführte Rothalpieparameter hilft, diese Eigenschaft bequem zu quantifizieren und somit die für die gegebene Aufgabe optimale Konfiguration zu selektieren.

Das am Prüfstand erreichte Ziel, die Pumpgrenzerweiterung zusammen mit einer Verbesserung des maximalen Wirkungsgrades zu erzielen, kann aber nur durch eine optimale Anpassung der Geometrie der Gehäusestrukturierungen an den gegebenen Rotor verfolgt werden. Der hier definierte Rezirkulationsparameter hat in dieser Hinsicht eine große Relevanz und hat sich in der Auslegung der getesteten Konfigurationen bereits bewährt (Brignole et al. (2008); Danner et al. (2009)).

Diese Parameter, die aus einem tieferen, durch aufwändige zeitgenaue Simulationen gewonnenem Verständnis der Strömungsmechanismen hergeleitet worden sind, stellen ein sehr hilfreiches Mittel dar, mit weniger kosten- und zeitintensiven Optimierungsschritten gezielt *casing treatments* auszulegen.

Literatur

- Bailey, E. F. und Voit, C. I. (1970). Some observations of effects of porous casings on operating range of a single axial-flow compressor rotor. *NASA TM X-2120*.
- Barnett, M., Graf, M., Sprout, W. D., Raw, J. A., und Sharma, O. (1999a). Fluid compressors. *Patent Nr. EP 1 538 341 A 1*.
- Barnett, M., Graf, M., Sprout, W. D., Raw, J. A., und Sharma, O. (1999b). Fluid compressors. *Patent Nr. EP 1 008 758 B 1*.
- Beheshti, B. H., Ghorbanian, K., Farhanieh, B., Teixeira, J. A., und Ivey, P. C. (2006). A new design for tip injection in transonic axial compressors. *ASME GT2006-90007*.
- Bloch, G. S. und Hah, C. (2003). A compliant casing for transonic axial compressors. *NASA CP-2003-212458*.
- Borm, O. und Danner, F. C. T. (2007). Numerical optimization of compressor casing treatments for influencing the tip gap vortex. *High Performance Computing in Science and Engineering, Transactions of the Third Joint HLRB and KONWIHR Status and Result Workshop, Munich*.
- Boyce, M. P., Schiller, R. N., und Desal, A. R. (1974). Study of casing treatment effects in axial flow compressors. *ASME 74-GT-89*.
- Brignole, G. A., Danner, F. C. T., und Kau, H. P. (2008). Time resolved simulation and experimental validation of the flow in axial slot casing treatments for transonic axial compressors. *ASME GT2008-50593*.
- Camp, T. R. und Day, I. J. (1997). A study of spike and modal stall phenomena in a low-speed axial compressor. *ASME GT-97-576*.
- Chima, R. V. (1996). Calculation of tip clearance effects in a transonic compressor rotor. *ASME 96-GT-114*.
- Cumpsty, N. A. und Seitz, P. A. (1996). Casing treatment. *Cambridge University, Whittle Laboratory, Rolls Royce UTC, Annual Report*.
- Danner, F. C. T., Kau, H. P., Müller, M. W., Schiffer, H. P., und Brignole, G. A. (2009). Experimental and numerical analysis of axial skewed slot casing treatments for a transonic compressor stage. *ASME GT2009-59647*.
- Denton, J. D. (1993). The 1993 IGTI scholar lecture: Loss mechanisms in turbomachines. *Journal of Turbomachinery, Vol. 115, 621-656*.
- Dixon, S. (1998). Fluidmechanics and thermodynamics of turbomachinery. *Elsevier, 4. Ausgabe*.
- Emmons, H. W., Pearson, C. E., und Grant, H. P. (1955). Compressor surge and stall propagation. *Trans ASME 77, 455-69*.

- Emmrich, R., Hönen, H., und Niehuis, R. (2007a). Time resolved investigations of a axial compressor with casing treatment part 1 - experiment. *ASME GT2007-27581*.
- Emmrich, R., Kunte, R., Hönen, H., und Niehuis, R. (2007b). Time resolved investigations of a axial compressor with casing treatment part 2 - simulation. *ASME GT2007-27582*.
- Fabri, J. und Reboux, J. (1975). Effect of outer casing treatment and tip clearance on stall margin of a supersonic rotating cascade. *ASME 75-GT-95*.
- Fite, E. B. (2006). Fan performance from duct rake instrumentation on a 1.294 pressure ratio, 725 ft/sec tip speed turbofan simulator using vaned passage casing treatment. *NASA/TM-2006-214241*.
- Fujita, H. und Takata, H. (1984). A study on configurations of casing treatment for axial flow compressors. *Bulletin of JSME, Japan Society Mechanical Engineering, Vol. 27, No. 230, Paper Nr. 83-0079*.
- Furukawa, M., Inoue, M., Saiki, K., und Yamada, K. (1998). The role of tip leakage vortex breakdown in compressor rotor aerodynamics. *ASME 98-GT-239*.
- Gelmedov, F. S., Lokshtanov, E. A., Olstain, L. E.-M., und Sidorkin, M. A. (1994). Anti-stall tip treatment means. *Patent Nr. EP 0 688 400 B 1 und US 5,762,470*.
- Gerolymos, G. A. und Vallet, I. (1998). Tip clearance and secondary flows in a transonic compressor rotor. *ASME 98-GT-366*.
- Gümmer, V. (2003). Gasturbine with a compressor having a flow guiding system along the wall of the flow canal of the compressor. *Patent Nr. EP 1 335 136 B 1*.
- Goto, A. und Katsumata, T. (1997). Turbomachine. *Patent Nr. EP 0 754 864 A 1*.
- Greitzer, E. M. (1975a). Surge and rotating stall in axial flow compressors - part 1: Theoretical compression system model. *ASME 75-GT-9*.
- Greitzer, E. M. (1975b). Surge and rotating stall in axial flow compressors - part 2: Experimental results and comparison with theory. *ASME 75-GT-10*.
- Greitzer, E. M., Nikkanen, J. P., Haddad, D. E., Mazzawy, R. S., und Joslyn, H. D. (1979). A fundamental criterion for the application of rotor casing treatment. *Journal of Fluids Engineering, Vol. 101, 237 - 243*.
- Greitzer, E. M., Tan, C. S., und Lee, N. K. W. (1987). Experimental and theoretical study of flows in compressor hub/casing treatment. *MIT Report AFOSR-TR-87-0038*.
- Gümmer, V. (2003). Fluid flow machine with integrated fluid circulation system. *Patent Nr. US 7,077,623*.
- Hah, C. und Loellbach, J. (1997). Development of hub corner stall and ist influence on the performance of axial compressor blade rows. *ASME GT-97-42*.
- Hall, E. J., Crook, A. J., und Delaney, R. A. (1994). Aerodynamic analysis of compressor casing treatment with a 3-d navier-stokes solver. *AIAA 94-2796*.

-
- Hartmann, M. J., Benser, W. A., Hauser, C. H., und Ruggeri, R. S. (1970). Aircraft propulsion: Fan and compressor technology. *NASA SP-259*.
- Hathaway, D. H. (2002). Self-recirculating casing treatment concept for enhanced compressor performance. *ASME GT-2002-30368*.
- Hathaway, D. H. (2006). Passive endwall treatments for enhancing stability. *NASA TM-2007-214409, ARL-TR-3878*.
- He, L. und Ning, W. (1998). Efficient approach for analysis of unsteady viscous flow in turbomachines. *AIAA Journal*, 36(11).
- Hirsch, C. (2007). Numerical computation of internal and external flows. *Butterworth-Heinemann, 2. Ausgabe*.
- Hoeger, M., Fritsch, G., und Bauer, D. (1998). Numerical simulation of the shock-tip leakage vortex interaction in a HPC front stage. *ASME 98-GT-261*.
- Hofmann, W. und Ballmann, J. (2002). Tip clearance vortex development and shock-vortex-interaction in a transonic axial compressor rotor. *AIAA 2002-0083*.
- Horlock, J. H. (1967). Axialkompressoren. *Braun*.
- Huang, X., Chen, H., und Fu, S. (2008). CFD investigation on the circumferential grooves casing treatment of transonic compressor. *ASME GT2008-51107*.
- Irie, K. (2002). Axial-flow type hydraulic machine. *Patent Nr. EP 1 270 953 B 1*.
- Ivanov, S. K. (1965). Axial blower. *Patent Nr. US 3,189,260*.
- Jiang, H., Lu, Y., Yuan, W., und Li, Q. (2007). An experimental investigation on the unsteady excitation effect of casing treatment on a low speed axial compressor. *ASME GT2007-27571*.
- Johnsen, I. A. und Bullock, R. (1965). Aerodynamic design of axial-flow compressors. *NASA SP-36*.
- Johnson, M. C. und Greitzer, E. M. (1987). Effects of slotted hub and casing treatment on compressor endwall flow fields. *Journal of Turbomachinery*, 108, 380-387.
- Kamaier, F. und Neise, W. (1997). Experimental study of tip clearance losses and noise in axial turbomachines and their reduction. *Journal of Turbomachinery*, Vol. 119, 460 - 471.
- Khalid, S. (1997). A practical compressor casing treatment. *ASME 97-GT-375*.
- Khalid, S. A., Khalsa, A. S., Waitz, I. A., Greitzer, E. M., Tan, C. S., Cumpsty, N. A., Adamczyk, J. J., und Marble, F. E. (1998). Endwall blockage in axial compressors. *ASME 98-GT-188*.
- Khalid, S. J. (1996). Compressor endwall treatment. *Patent Nr. US 5,520,508*.
-

LITERATUR

- Koch, C. C. (1970). Experimental evaluation of outer case blowing or bleeding of single stage axial flow compressor. part vi - final report. *NASA CR-54592*.
- Koff, S. G., Mazzawy, R. S., Nikkanen, J. P., und Nolcheff, N. A. (1994a). Case treatment for compressor blades. *Patent Nr. US 5,282,718*.
- Koff, S. G., Nikkanen, J. P., und Mazzawy, R. S. (1994b). Rotor case treatment. *Patent Nr. US 5,308,225*.
- Lapworth, B. L. (2004). Compressor having casing treatment slots. *Patent Nr. US 7,210,905 B 2*.
- Law, C. H., Wennerstrom, A. J., und Buzzell, W. A. (1976). The use of vortex generators as inexpensive compressor casing treatment. *Aerospace Engineering and Manufacturing Meeting, SAE 0760925, San Diego*.
- Leblanc, A. und Ouellet, G. (1999). Compressor casing configuration. *Patent Nr. EP 1 131 561 B 1*.
- Lee, N. K. W. und Greitzer, E. M. (1990). Effects of compressor endwall suction and blowing on stability enhancement. *Journal of Turbomachinery, Vol. 112, 133-144*.
- Lyman, F. (1993). On the conservation of rothalpy in turbomachines (enthalpy of flow in rotating passages). *Journal of Turbomachinery, 115/3, 410-417*.
- McKelvey, W. G. (1999). Axial fan skip-stall. *Patent Nr. US 6,302,640*.
- Moore, R. D., Kovich, G., und Blade, R. J. (1971). Effect of casing treatment on overall and blade-element performance of a compressor rotor. *NASA TN D-6538*.
- Müller, M. W., Biela, C., Schiffer, H. P., und Hah, C. (2008). Interaction of rotor and casing treatment flow in an axial single-stage transonic compressor with circumferential grooves. *ASME GT2008-50135*.
- Müller, M. W., Schiffer, H. P., und Hah, C. (2007). Effect of circumferential grooves on the aerodynamic performance of an axial single-stage transonic compressor. *ASME GT2007-27365*.
- Numeca Int. (2006). FINE/Turbo v7 flow integrated environment. *User Manual*.
- Osborn, W. M., Lewis, G. W. J., und Heidelberg, L. J. (1971). Effect of several porous casing treatments on stall limit and overall performance of an axial-flow compressor rotor. *NASA TN D-6537*.
- Pampreen, R. C. (1993). Compressor stall and surge. *Concepts ETI, Inc., Norwich, Vermont*.
- Paulon, J. und Dehondt, D. (1982). Influence of casing traitement on the operating range of axial compressors. *ONERA-TP-1982-20, ASME 82-GT-103*.
- Prince, D. C. J., Wisler, D. C., und Hilvers, D. E. (1974). Study of casing treatment stall margin improvement phenomena. *NASA CR-134552*.

- Prince, D. C. J., Wisler, D. C., und Hilvers, D. E. (1975). A study of casing treatment stall margin improvement phenomena. *ASME 75-GT-60*.
- Rabe, D. C. und Hah, C. (2002). Application of casing circumferential grooves for improved stall margin in a transonic axial compressor. *ASME GT-2002-30641*.
- Roberts, F. J. (1980). Blade tip shroud for a compression stage of a gas turbine engine. *Patent Nr. US 4,239,452*.
- Schlechtriem, S. und Lötzerich, M. (1997). Breakdown of tip leakage vortices in compressors at flow conditions close to stall. *ASME 97-GT-041*.
- Schmuecker, J. (2002). Compressor casing structure. *Patent Nr. US 6,742,983*.
- Schnell, R., Voges, M., Mönig, R., Müller, M. W., und Zscherp, C. (2008). Investigation of blade tip interaction with casing treatment in a transonic compressor - Part 2: Numerical results. *ASME GT2008-50212*.
- Seitz, P. A. (2003a). Recirculation structure for a turbocompressor. *Patent Nr. EP 1 530 670 B 1*.
- Seitz, P. A. (2003b). Recirculation structure for turbo chargers. *Patent Nr. EP 1 478 828 B 1*.
- Smith, G. D. J. und Cumpsty, N. A. (1984). Flow phenomena in compressor casing treatment. *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 106, No. 3, 532-541*.
- Smith, L. H. J. (1993). NASA/GE fan and compressor research accomplishment. *ASME 93-GT-315*.
- Storer, J. A. und Cumpsty, N. A. (1990). Tip leakage flow in axial compressors. *ASME 90-GT-127*.
- Takata, H. und Tsukuda, Y. (1976). Stall margin improvement by casing treatments - its mechanism and effectiveness. *ASME 76-GT-A*.
- Thompson, D. W., King, P. I., und Rabe, D. C. (1997). Experimental investigation of stepped tip gap effects on the performance of a transonic axial-flow compressor rotor. *ASME GT-97-7*.
- Turner, R. C. (1956). Improvements in or relating to axial-flow compressors. *Patent Nr. GB 826669*.
- Urasek, D. C., Gorrell, W. T., und Cunnan, W. S. (1979). Performance of two-stage fan having low-aspect-ratio, first-stage rotor blading. *NASA Technical Paper 1493*.
- Vilmin, S., Lorrain, E., und Hirsch, C. (2006). Unsteady flow modeling across the rotor/stator interface using the nonlinear harmonic approach. *ASME GT-2006-90210*.

- Voges, M., Schnell, R., Willert, C., Mönig, R., Müller, M. W., und Zscherp, C. (2008). Investigation of blade tip interaction with casing treatment in a transonic compressor - Part 1: Particle image velocimetry. *ASME GT2008-50210*.
- Waterman, M. J. C. (1985). Axial flow compressor surge margin improvement. *Patent Nr. US 5,137,419 und DE 35 21 798 C 2*.
- Wennerstrom, A. J. (1976). Vortex generators in axial flow compressor. *Patent Nr. US 4,076,454*.
- Wilke, I. (2006). Verdichterstabilisierung mit passiven Gehäusestrukturen - eine numerische Analyse. *Dissertation, Lehrstuhl für Flugantriebe, Technische Universität München*.
- Wilke, I. und Kau, H. P. (2000). CFD-Simulationen von Verdichterstufen mit Casing Treatment. *DGLR-JT2000-094*.
- Wilke, I. und Kau, H. P. (2002). A numerical investigation of the influence of casing treatments on the tip leakage flow in a HPC front stage. *ASME GT-2002-30642*.
- Wilke, I. und Kau, H. P. (2003). A numerical investigation of the flow mechanisms in a HPC front stage with axial slots. *ASME GT-2003-38481*.
- Wilke, I. und Kau, H. P. (2004a). A numerical investigation of the flow mechanisms in a high pressure compressor front stage with axial slots. *Journal of Turbomachinery, Vol. 126, 339 - 349*.
- Wilke, I. und Kau, H. P. (2004b). Stall margin enhancing flow mechanisms in a transonic compressor stage with axial casing slots. *ISROMAC10-2004-006*.
- Wilke, I., Kau, H. P., und Brignole, G. (2005). Numerically aided design of a high-efficient casing treatment for a transonic compressor. *ASME GT2005-68993*.
- Wisler, D. C. (1985). Casing and hub treatment. *VKI Lecture Series*.
- Wisler, D. C. und Beacher, B. F. (1989). Improved compressor performance using recessed clearances (trenches). *Journal of Propulsion, Vol.5, No.4, 469-475*.
- Wu, C. H. (1952). A general theory of three dimensional flow in subsonic and supersonic turbomachines of axial-, radial-, and mixed-flow types. *NACA TN-2604*.
- Yang, H., Nuernberger, D., Nicke, E., und Weber, A. (2003). Numerical investigation of casing treatment mechanisms with a conservative mixed-cell approach. *ASME GT-2003-38483*.
- Zscherp, C. (2007). Aerodynamische Verdichterauslegung unter Berücksichtigung stabilitätsverbessernder Maßnahmen. *Dissertation, Fakultät Maschinenwesen, Technische Universität Dresden*.

A Anhang A: Modell und Wirklichkeit

A.1 Epistemologische Einleitung

Jede Wissenschaft erfordert, dass derjenige, der sich damit beschäftigt, klar im Blick behält, was das Objekt, die Mittel, das Ziel und die Grenzen seiner Disziplin sind. Der Ingenieur, der sich ab und zu als Wissenschaftler, öfters als Mensch der Technik und gerne mal als Kreativeur betrachtet, überlässt solche Überlegungen viel zu oft dem Philosophen. Nur damit ist es zu erklären, wie schwankend die Stimmung über numerische Ergebnisse in Ingenieurkreisen oft ist. Sie werden mal als die absolute Wahrheit gepriesen, mal als bunte Spielereien mit lediglich Werbepotential betrachtet.

Die numerische Strömungsmechanik, als Teil der Physik, hat nicht den Anspruch die Wahrheit zu erfassen, sondern anhand von Modellen eine phänomenologische Beschreibung der Realität anzubieten.

Die Anwendung von numerischen Verfahren erfordert daher eine kritische Haltung. Eine der besten Vorgehensweisen, um Fehlaussagen zu vermeiden, ist die Arbeit auf Delta-Basis. Damit ist das Verzichten auf die Bestimmung von absoluten Strömungswerten impliziert, aber nicht die Ungültigkeit von quantitativen Aussagen über zum Beispiel die Effekte einer Geometriemodifikation. In dieser Hinsicht ist die Auslegung und Auswertung von Gehäusestrukturierungen eine machbare Aufgabe. Das Rechenmodell, das zur Auswertung der Basiskonfiguration dient, wird um die Gehäusestrukturierungen erweitert. Diese werden wie ein gewöhnliches Leitgitter definiert, sodass Weiterimplementierungen des Modells und die damit notwendige Validierung überflüssig sind.

Ein weiterer Aspekt, der unbedingt berücksichtigt werden soll, ist, dass die Modelle an Aussagekraft verlieren, je weiter die Stufen angedrosselt werden. In der Nähe der Pumpgrenze sind lediglich qualitative Aussagen möglich. Dies gilt sogar für eine Auswertung auf Delta-Basis. Wenn doch einerseits das Erkennen von stabilitätskritischen Mechanismen möglich ist, so bleibt dennoch die Bestimmung einer eindeutigen numerischen Pumpgrenze meist unmöglich.

Für die vorliegende Studie wurde die kommerzielle Software der Firma Numeca International um Prof Ch. Hirsch. Eine ausführliche Beschreibung der numerischen Implementierung des Strömungslösers Euranus ist in Numeca Int. (2006) gegeben.

A.2 Die Modellierung des Fluids

A.2.1 Die Navier-Stokes Gleichungen

Die Grundlage zur Modellierung des Fluidverhaltens baut in dieser Studie auf die Navier-Stokes-Gleichungen⁴². Sie besitzen die Form gewöhnlicher Erhaltungsgleichungen für einen Vektor \vec{U}

⁴²Manche Autoren bevorzugen die genauere Bezeichnung, wonach mit dem Begriff der Navier-Stokes-Gleichungen nur die Impulserhaltungsgleichungen gemeint sind. Hier wird der Begriff dagegen für das gesamte System der Erhaltungsgleichungen verwendet.

$$\frac{\partial}{\partial t} \vec{U} + \vec{\nabla} \cdot \vec{\bar{F}} = \vec{Q} \quad (51)$$

wobei $\vec{\bar{F}}$ den Fluss-Tensor und \vec{Q} den Vektor der Quellterme darstellen. Im Detail ergibt sich

$$\frac{\partial}{\partial t} \begin{bmatrix} \rho \\ \rho \vec{v} \\ \rho E \end{bmatrix} + \vec{\nabla} \cdot \begin{bmatrix} \rho \vec{v} \\ \rho \vec{v} \times \vec{v} + p \vec{\bar{I}} - \vec{\bar{\tau}} \\ \rho \vec{v} h_t - \vec{\bar{\tau}} \cdot \vec{v} - k \vec{\nabla} T \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ \vec{F}_e \\ a_F + q_H \end{bmatrix} \quad (52)$$

Im Vektor der Volumen-Quellterme \vec{Q} stellen \vec{F}_e die externen Volumenkräfte, a_F ihre Arbeit und q_H eventuelle Wärmequellen dar. In Gl. 52 wurden die viskosen Terme des Fluss-Tensors in Rot hervorgehoben. Die Summe $-p \vec{\bar{I}} + \vec{\bar{\tau}}$ stellt den Spannungstensor $\vec{\bar{\sigma}}$ dar. Unter Annahme eines Newton'schen Fluids gilt für den Scherspannungstensor $\vec{\bar{\tau}}$

$$\tau_{ij} = \left[\mu \left(\frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i} \right) + \lambda \left(\vec{\nabla} \cdot \vec{v} \right) \delta_{ij} \right] \quad (53)$$

Die Stokes'sche Hypothese, wonach $2\mu + 3\lambda = 0$ ist, führt zu

$$\tau_{ij} = \mu \left[\left(\frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left(\vec{\nabla} \cdot \vec{v} \right) \delta_{ij} \right] \quad (54)$$

Der Term $-k \vec{\nabla} T$ in Gl. 52 hier ausgedrückt in der Form des Fourier'schen Wärmeleitungsgesetzes, repräsentiert den diffusiven Anteil des Energieflusses, der durch molekulare Wärmeleitung bereits in einem ruhenden Fluid zustande kommt.

A.2.2 Zustandsgleichungen und Stoffeigenschaften

Der Aufbau des Modells, das zur Strömungsanalyse Verwendung findet, wird um die Definition wichtiger Stoffeigenschaften ergänzt. Luft wurde in den hier verwendeten Simulationen als thermisch und kalorisch perfektes Gas angenommen.

Ein thermisch perfektes Gas zeichnet sich dadurch, dass die Ideale-Gas-Gleichung

$$\frac{p}{\rho} = RT \quad (55)$$

gültig ist. Für Luft gilt $R = 287.0 \text{ JKg}^{-1}\text{K}^{-1}$. Ein kalorisch perfektes Gas besitzt zudem die Eigenschaft, dass c_p konstant ist. Da

$$c_p = \frac{\gamma}{\gamma - 1} R \quad (56)$$

ist somit auch γ konstant⁴³.

Zwei wichtige weitere Stoffeigenschaften werden durch die Viskosität in ihrer dynamischen oder kinematischen Form und die Wärmeleitfähigkeit k definiert. Für die dynamische Viskosität μ findet das Gesetz von Sutherland Verwendung, wonach die Wärmeleitfähigkeit durch die Prandtl-Zahl festgelegt wird:

$$Pr = \frac{\mu c_p}{k} \quad (57)$$

A.2.3 Der Mittelungsprozess

Eine Mittelung der Navier-Stokes-Gleichungen ist notwendig, um eine Aussage über die mittleren Strömungswerte unter Vernachlässigung der stochastischen Schwankungen, die turbulente Strömungen charakterisieren, treffen zu können. Dichte und Druck werden zeitgemittelt. Es besteht mit dem Instantwert folgende Relation:

$$q = \bar{q} + q' \quad \text{wo} \quad \overline{q'} = 0 \quad (58)$$

q' stellt den Schwankungswert stochastischer Natur dar. Für die Energie, die Geschwindigkeitskomponenten und die Temperatur wird eine über die Dichte gewichtete Mittelung bevorzugt. Die so genannte Favre-Mittelung wird eingeführt um bei kompressiblen Strömungen typische numerische Schwankungen zu vermeiden, die von einer einfachen Reynolds-Mittelung ansonsten hervorgerufen werden. Es gilt

$$\tilde{q} = \frac{\overline{\rho q}}{\bar{\rho}} \quad \text{mit} \quad q = \tilde{q} + q'' \quad (59)$$

A.2.4 Die Bousinesq-Approximation

Die Schließung des Systems erfolgt nach Anwendung der Bousinesq Hypothese:

$$\overline{\overline{\tau}}_{ij}^R = -\overline{\rho v_i'' v_j''} = \mu_t \left[\left(\frac{\partial \tilde{v}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \tilde{v}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left(\vec{\nabla} \cdot \vec{v} \right) \delta_{ij} \right] - \frac{2}{3} \bar{\rho} k \delta_{ij} \quad (60)$$

A.2.5 Schließung des Systems: Turbulenzmodellierung

In den hier präsentierten Simulationen wurde das ein-Gleichungs-Turbulenzmodell nach Spalart-Allmaras angewendet. Dieses Modell stellt einen guten Kompromiss zwischen Robustheit, Genauigkeit und Rechenaufwand dar.

⁴³Hier gilt $c_p = 1004.5 \text{ J Kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$ und $\gamma = 1.4$

Von Seiten der Implementierung basiert dieses Turbulenzmodell auf einer Transportgleichung für die Wirbelviskosität⁴⁴. Eine markante Eigenschaft besteht darin, dass der Quellterm für die Wirbelviskosität von dem Wandabstand d und dem Gradient von $\tilde{\nu}_t$ abhängt. In einer freien Strömung, bei der $d \rightarrow \infty$, ergibt sich mit dem Spalar-Allmaras-Modell somit keine Dissipation der Wirbelviskosität. Dadurch ist dieses Modell besonders schwach in der Simulation Jet-ähnlicher Phänomene und abgelöster Strömungen (Wilcox, 1998). Beide Strömungsmerkmale sind jedoch im Spaltbereich eines Verdichters, besonders durch das Einsetzen rezirkulierender Gehäusestrukturierungen, zu finden. Für die Zwecke dieser Arbeit stellt dennoch dies kein Ausschluss-Kriterium für die Verwendung des Turbulenzmodelles nach Spalart-Allmaras dar, da hauptsächlich auf Delta-basis ausgewertet wird.

A.2.6 Raum- und Zeitdiskretisierung

Die hier durchgeführten Simulationen basieren auf einer Raumdiskretisierung in so genannte finite Volumen. Die dafür erzeugte Block-strukturierten Netze bestehen aus 4.7 Millionen Knoten. Für die Simulationen mit und ohne Strukturierungen wurde in dem Hauptkanal dieselbe Diskretisierung verwendet. Das gewählte numerische Schema ist zentral zweiter Ordnung.

Die Zeitdiskretisierung erfolgte für die stationären Berechnungen nach einem Runge-Kutta-Schema vierter Stufe. Für die zeitgenauen Berechnungen wurde das pseudo-Zeit-Schritt-Verfahren nach Jameson verwendet. 61 externe Zeitschritte wurden für die Auflösung einer Rotorteilung gewählt. 10 bis 20 interne Zeitschritte wurden jeweils berechnet.

A.3 Vereinfachung der geometrischen Komplexität

Die Vereinfachung der Geometrie des Verdichters ist in einer Untersuchung mit numerischen Methoden zum Teil eine notwendige Vorgehensweise, um manche Probleme mit der heutzutage verfügbaren Rechenleistung betrachten zu können. Zum Teil ist es aber auch vernünftige Ingenieurpraxis, die Modellierung der Realität von unnötigen Details zu entlasten, sobald diese nicht zur Erklärung der Phänomene beitragen.

A.3.1 Reduktion auf eine einzelne Passage

Eine der üblichsten und gleichzeitig entscheidenden Vereinfachungen des Problems der aerodynamischen Untersuchung eines Schaufelgitters einer Turbomaschine ist die Annahme der Symmetrie der Strömung in Umfangsrichtung, bzw. die Annahme, dass das Strömungsfeld in allen Schaufelpassagen zum selben Zeitpunkt identisch sei. Diese Vereinfachung bringt einen enormen Vorteil in der erforderlichen Rechenleistung mit sich. Das Problem wird im Bezug auf die Anzahl der benötigten Rechenzellen um die Anzahl der Schaufeln Z des berechneten Gitters reduziert.

⁴⁴Das Modell beinhaltet zusätzlich 8 Koeffizienten und 3 Gleichungen.

Die Implementierung dieser Annahme erfolgt mit der Definition von so genannten periodischen Randbedingungen. Damit wird vorgegeben, dass sich die Strömungsgrößen samt ihren Flüssen auf beiden Seiten des Rechengebiets, welches eine einzelne Schaufelpassage umfasst, gleichen.

Die Annahme der Umfangssymmetrie der Strömung ist gerechtfertigt in Arbeitspunkten fern der Stabilitätsgrenze. Dagegen stellen die beiden Mechanismen *spike stall* und *modal stall*, die in einer realen Maschine zum instabilen Betrieb an der Pumpgrenze führen, eine Ungleichmäßigkeit der Strömung in Umfangsrichtung über die Passage hinaus dar. Damit ist eine Übereinstimmung der numerischen Pumpgrenze mit dem experimentell beobachteten Stabilitätsverlustpunkt kein Validierungskriterium für das Rechenmodell.

Insgesamt wurden eine Rotor-Passage und zwei Statoren modelliert. Die Anzahl der Statorschaufeln wurde für die Vernetzung im gesamten Kranz von 29 auf 32 erhöht (sog. *domain-scaling*-Verfahren). Es ergibt sich somit bei zwei vernetzten Statoren, dieselbe Periodizität wie im Rotor, der insgesamt 16 Schaufeln besitzt.

A.3.2 Vereinfachung der Schaufelgeometrie

Die Vereinfachung der Schaufelgeometrie umfasst verschiedene Aspekte. Die wichtigsten sind im Folgenden zusammengefasst:

- Die **Verbindungsradien** zwischen Schaufel und Nabe, auch *fillet radii*, genannt werden nicht berücksichtigt.
- Die Verformung der Schaufel aufgrund der aerodynamischen Lasten und der Zentrifugalkraft zur so genannten **heiße Geometrie** wird nicht für die individuellen Betriebspunkte angepasst, sondern in einem bestimmten Zustand ermittelt und für alle andere übertragen.
- Die **Spalthöhe** im numerischen Modell wurde am Anfang der Untersuchungen zu etwa 1% der Schaufelhöhe festgelegt. Spätere Spaltnmessungen zeigten, dass unter Berücksichtigung der Neigung des Modells zur Übertreibung der Spaltmassenströme (Storer und Cumpsty, 1990) diese Annahme günstig gewesen ist⁴⁵. Ein linearen Verlauf der Spalthöhe zwischen Vorderkante und Hinterkante wird angenommen.
- Die **Teilspalte** im Stator werden nicht modelliert.

A.4 Modellierung von Schaufelgittern in relativer Bewegung

Was die numerische Simulation von Turbomaschinen von anderen Problemen der Strömungsmechanik absondert und gleichzeitig die entscheidende Komponente des gesamten Rechenmodells darstellt, ist die notwendige Berücksichtigung von sich relativ zueinander bewegenden festen Wänden. Die Euler'sche Betrachtung eines festen Kontrollvolumens führt zur Definition eines sich mit dem Rotor bewegenden und eines im Stator stehenden

⁴⁵In Literatur ist auch eine ander Sichtweise zu finden (Chima, 1996).

Rechnernetzes⁴⁶. Die Schnittstelle zwischen stehenden und rotierenden Gittern wird zum zentralen Problem der Modellierung. Unterschiedliche Lösungen wurden in den Jahren im Hinblick auf die normale Rotor-Stator-Schnittstelle implementiert. Ihre Übertragbarkeit auf die Simulation von *casing treatments* ist nur zum Teil möglich.

A.4.1 Stationäre Untersuchungen

Bei dieser Art der Modellierung von Turbomaschinen werden die nach Favre gemittelten Navier-Stokes-Gleichungen für jedes Gitter im eigenen mitbewegenden Relativsystem gelöst. Die Übertragung der Informationen über die Schaufelreihen erfolgt durch Umfangsmittelung an den Schnittstellen, die deswegen auch *mixing planes* genannt werden.

Die sehr hohen Umfangsgradienten, die an der Schnittstelle Rotor-Gehäusestrukturierung im Falle von komplexen *casing treatments*-Geometrien auftreten, stehen im Widerspruch zu einer Umsetzung dieses Ansatzes.

Gehäusestrukturierungen, deren Außenfläche mit einer Rotationsfläche beschrieben werden kann, werden mit Hilfe stationärer Simulationen analysiert, da das Volumen, welches von den Kavitäten eingeschlossen ist, im selben rotierenden System des Rotors modelliert werden kann. Eine Schnittstelle der oben beschriebenen Art ist somit nicht notwendig.

Somit ist der Rechenaufwand für Konfigurationen mit Umfangsnuten oder ähnlichen Strukturen gleich mit dem einer gewöhnlichen Verdichtergeometrie ohne Gehäusestrukturierungen.

A.4.2 Zeitgenaue Untersuchungen

Die meisten Gehäusestrukturierungen, die in der vorliegenden Arbeit beschrieben wurden, erfordern eine Simulation, die zumindest bezüglich der Schnittstelle Rotor-*casing treatment* eine zeitgenaue Auflösung der Strömungsphänomene bzw. der relativen Bewegung beider Volumina darbietet.

Für die hier vorgestellten Simulationen wurden zeitgenaue Simulationen nach dem *sliding mesh*-Prinzip durchgeführt. Zur Vereinfachung des Problems wurde nach der so genannten *domain scaling*-Annahme gearbeitet. Demnach wird die Schaufelzahl eines oder beider Gitter angepasst, um an beiden Seiten der Schnittstelle dieselbe Teilung zu erreichen. Trotzdem stellen solche Simulationen einen deutlich höheren Rechenaufwand als stationäre Berechnungen dar.

In der vorliegenden Studie wurden 61 externe Zeitschritte bzw. Winkelpositionen und mindestens 10 interne Zeitschritte definiert. Das Produkt dieser beiden Zahlen kann als Anhaltspunkt für den Geschwindigkeitsunterschied einer stationären und einer zeitgenauen Berechnung gesehen werden. Mit der für diese Studie zur Verfügung stehenden Rechenleistung bedeutete dies, dass die Konvergenzzeit einer zeitgenauen Simulation mehrere

⁴⁶Im rotierenden Rechengitter des Rotors werden die Gleichungen für das nicht inertielle System entsprechend formuliert. Dies führt zum Auftreten der Scheinbeschleunigungen in den Bewegungsgleichungen. Siehe Hirsch (2007) 54+

Wochen betrug. Ein derartiger Zeitaufwand ist im gewöhnlichen Prozess der Auslegung eines neuen Verdichters inakzeptabel. Diese Aussage lässt sich jedoch aufgrund des ständigen Fortschritts bezüglich der Rechenleistungen und neuartiger Verfahren nicht auf die Zukunft übertragen. Nichtsdestotrotz wird heutzutage nach alternativen Methoden gesucht, um *casing treatments* zeitgenau zu simulieren.

A.4.3 Lösung der Strömungsgleichungen im Frequenzbereich

Ein viel versprechender Ansatz in der zeitgenauen Simulation von Turbomaschinen stellt die so genannte *non-linear-harmonic*-Methode (kurz NLHM) dar (He und Ning, 1998; Vilmin et al., 2006). Demnach werden die Strömungsgleichungen im Frequenzbereich gelöst. Dafür werden die Frequenzen, mit der die Größen schwanken, deterministisch vorgegeben. Im Falle eines Schaufelgitters bestehen diese aus den Schaufelpassfrequenzen der benachbarten Schaufelreihen. Die Anzahl der zu berücksichtigenden Harmonischen dieser Störung wird ebenso vorgegeben. Diese wird aus einem Zusammenspiel von gesuchter Genauigkeit und verfügbarer Rechenleistung gebildet. Je höher die Anzahl der berücksichtigten Harmonischen, desto höher ist die Anzahl von Unbekannten, die gelöst werden müssen, und desto höher ist ebenso die Anforderung an die Feinheit des Rechnernetzes. Die Stärke dieser Methode liegt daher in der Möglichkeit, durch die Auswahl einer begrenzten Anzahl von Harmonischen ein bewusst approximiertes zeitgenaues Ergebnis zu erzielen, und zwar mit Rechenzeiten, die mit den Rechenzeiten von stationären Simulationen vergleichbar sind.

Dieses Verfahren stand für die vorliegende Studie zur Verfügung, wenn auch in einem frühen Entwicklungszustand. Die Ergebnisse zeigten, dass bereits unter Berücksichtigung der ersten zwei Harmonischen die relative Frequenz Rotor-*casing treatment* die groben Interaktionsphänomene erfasst wurden (Brignole et al., 2008; Borm und Danner, 2007). Das NLHM bietet sich somit als Auslegungswerkzeug für eine Verdichterstufe mit *casing treatment* an.

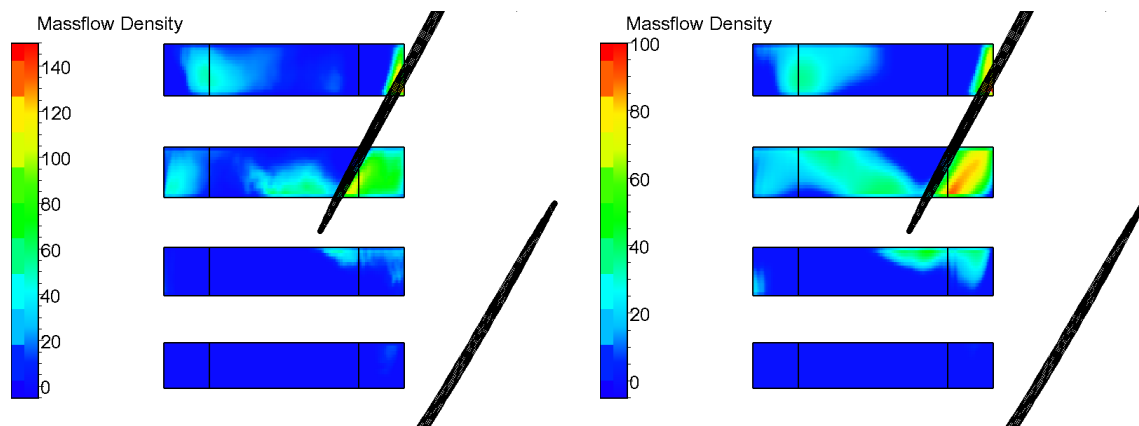


Abbildung 38: Zeitaufnahme des positiven Anteils der Massenstromdichte am Eintritt der Gehäusestrukturierungen in einer NLHM-Simulation mit zwei Harmonischen (*links*) und in einer gewöhnlichen zeitgenauen Berechnung (*rechts*) im Auslegungspunkt.

B Anhang B: Besondere Darstellungen

B.1 Differenzbilder

Eine unkonventionelle, jedoch sehr hilfreiche Darstellung der Veränderung, die durch die Anwendung von *casing treatments* im Strömungsfeld hervorgerufen werden, ist durch so genannte Differenzbilder gegeben (Zscherp, 2007). Da eine derartige Aufbereitung numerischer Ergebnisse eher ungewöhnlich ist, wird hier anhand von wenigen Beispielen gezeigt, wie eine solche Darstellung entsteht und welche Aussagen daraus gezogen werden können.

Differenzbilder werden erzeugt indem, zwei Lösungen, zum Vergleich, voneinander abgezogen wird. Dabei werden alle Variablen, ausschließlich die Netzkoordinaten, subtrahiert. Wurden beide Lösungen⁴⁷ durch identische Rechenetze erzeugt, ist eine Interpolation einer Lösung auf das anderen Rechenetz überflüssig.

Für die Zwecke dieser Arbeit werden hauptsächlich für die Konfigurationen mit und ohne *casing treatments* Vergleiche ähnlicher Betriebspunkte herangezogen. In einem ersten Beispiel wird eine solche Darstellung für den Vergleich zweier zeit- und umfangsgemittelter⁴⁸ Lösungen verwendet.

Der Betriebspunkt liegt für beide Konfigurationen bei voller Drehzahl und bei einem Massenstrom von etwa 15 kg/s . Das Effizienzmaximum wird im Darmstädter Rig etwa bei 16 kg/s erreicht und die Konfiguration ohne *casing treatments* erreicht ihre Stabilitätsgrenze bei einem Massenstrom von etwa 14 kg/s . Es handelt sich somit hierbei um einen angedrosselten Zustand, indem die Strömungsphänomene, die zur Instabilität führen werden, bereits vorhanden sind. Betrachtet man die zeit- und umfangsgemittelte Entropieverteilung⁴⁹ für die Konfiguration ohne Gehäusestrukturierungen wird ersichtlich, wie der obere Bereich des Kanals von dem verlustreichen Spaltwirbel geprägt ist. Zudem zeigen sich bei etwa 80 % Kanalhöhe unmittelbar stromab der Vorderkante Anzeichen von Verlusten.

Mit *casing treatments* ist, aufgrund der Rezirkulation, eine Erhöhung der Entropie im Gehäusebereich bereits aufwärts der Vorderkante sichtbar. Die damit entstandene Blockage verursacht die angesprochene Veränderung der Inzidenz und der Stoßkonfiguration, die die Verluste bei 80 % Kanalhöhe hinter der Vorderkante deutlich hemmt. Am Austritt des Rotors ist nun die Entropieverteilung deutlich anders und das Gebiet höherer Entropie ist auf die Portion des Kanals nahe am Gehäuse begrenzt.

Im Differenzbild wird diese Veränderung deutlicher erkennbar. Hier wurde die Lösung mit Gehäusestrukturierungen von der Lösung mit Standardkonfiguration abgezogen. Dadurch zeigen negative Werte der Entropiedifferenz (*blau in Abb. 41*) Gebiete, in welchen die Gehäusestrukturierungen höhere Entropiewerte als die Konfiguration mit unbehandel-

⁴⁷Zumindest sollen die Netze in einem Bereich der Rechendomäne gleich sein. Lösungen mit und ohne Gehäusestrukturierungen werden zum Beispiel nur hinsichtlich der Hauptströmung verglichen.

⁴⁸Es handelt sich hierbei um eine Massenstrom-Mittelung in Umfangsrichtung des zeitlichen Mittelwerts zeitgenauer Lösungen.

⁴⁹Aufgetragen wird die Entropiedifferenz Δs bezüglich des Referenzzustandes mit $T = 288.1 \text{ K}$ und $p = 1 \text{ bar}$

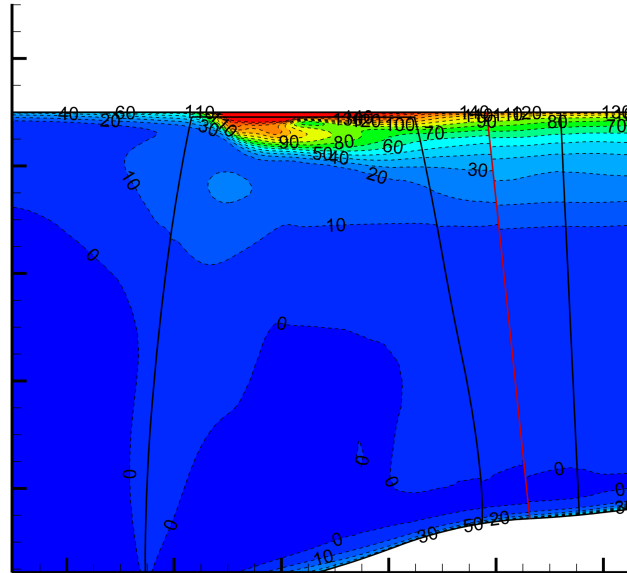


Abbildung 39: Entropieverteilung ($[J kg^{-1} K^{-1}]$) für die Konfiguration ohne Gehäusestrukturierungen bei $15.32 kg/s$

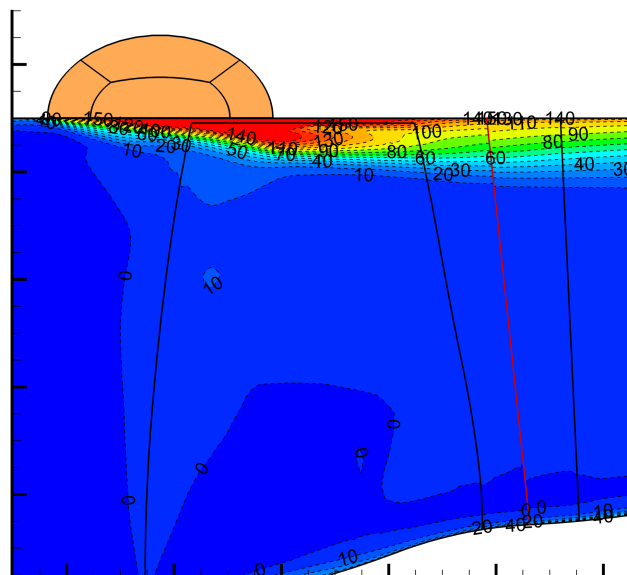


Abbildung 40: Entropieverteilung ($[J kg^{-1} K^{-1}]$) für die Konfiguration mit *standard* Gehäusestrukturierungen bei $15.26 kg/s$

ter Wand aufweisen. Umgekehrt zeigen positive Werte (*gelb bis rot in Abb. 41*) Gebiete, in welchen die Entropie in der Konfiguration ohne *casing treatments* höher ist. Nun ist es wichtig zu unterstreichen, dass, da es sich bei der Entropie um eine Transportgröße handelt, diese Gebiete nicht immer verschwundene Quellgebiete von Verlusten darstellen. Wenn auch dies der Fall ist bei dem Verlustgebiet bei etwa 80 % Kanalhöhe direkt nach der Vorderkante, bei der Interpretation der Ausströmung des Rotors ist zum Beispiel eher eine Verlagerung des Spaltwirbels in Richtung Gehäuse vorzuziehen. Damit wird Luft mit hoher Entropie nicht tief im Kanal transportiert.

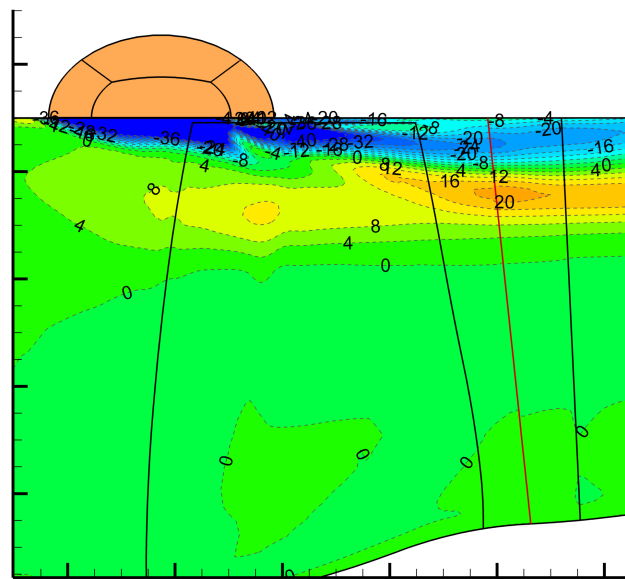
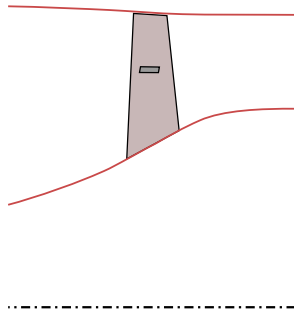


Abbildung 41: Differenzbild der Entropieverteilung ($[J kg^{-1} K^{-1}]$): glatter Wand (Abb. 39) minus *standard* Gehäusestrukturierungen (Abb. 40)

C Anhang C: Kenndaten der Referenzverdichter

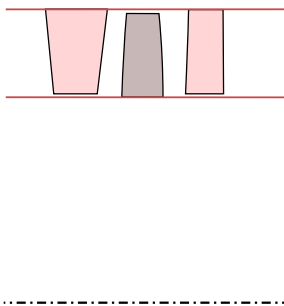
C.1 NASA Rotor 5



Mittl. Gehäuseradius	25.4 <i>cm</i>
Nabenverhältnis	0.5
Streckungsverhältnis (Hub/Tip)	2,31/2,63
Schaufelspitz.-Geschw.	419.3 <i>m/s</i>
Korr. Massenstrom	29.61 <i>kg/s</i>
Totaldruckverhältnis	1.652
Wirkungsgrad	0.824

Abbildung 42: NASA Rotor 5 aus Moore et al. (1971) und Osborn et al. (1971)

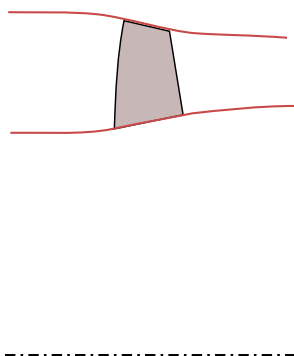
C.2 NASA LSRC 1974



Mittl. Gehäuseradius	76.25 <i>cm</i>
Nabenverhältnis	0.7
Streckungsverhältnis	1.96
Schaufelspitz.-Geschw.	60 <i>m/s</i>
Durchsatzzahl	0.475
Druckziffer	0.573
Wirkungsgrad	0.911

Abbildung 43: NASA Low Speed Research Compressor im Jahr 1974

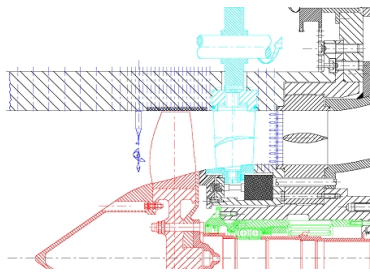
C.3 NASA Rotor 37



Gehäuseradius (Vorderk.)	25.4 <i>cm</i>
Nabenverhältnis	0.7
Zustrommachzahl (Hub/Tip)	1.13/1.48
Schaufelspitz.-Geschw.	454.1 <i>m/s</i>
Korr. Massenstrom	20.19 <i>kg/s</i>
Totaldruckverhältnis	2.106
Wirkungsgrad	0.89

Abbildung 44: NASA Rotor 37 aus Wilke et al. (2005)

C.4 TU Darmstadt: HDV Rotor 1 und Stator 1

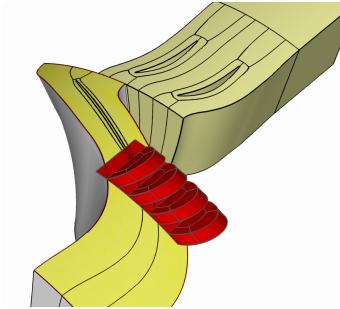


Gehäuseradius	19.0 <i>cm</i>
Nabenverhältnis	0.55
Zustrommachzahl (Hub/Tip)	0.7/1.35
Schaufelspitz.-Geschw.	397.3 <i>m/s</i>
Korr. Massenstrom	16.05 <i>kg/s</i>
Totaldruckverhältnis	1.46
Wirkungsgrad	0.859

Abbildung 45: Darmstädter *rig*

D Anhang D: Simulierte Gehäusestrukturierungen

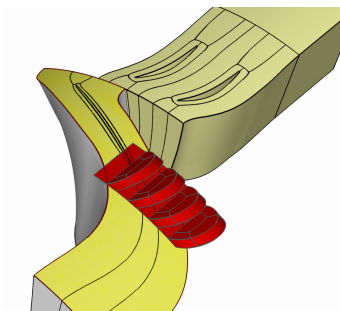
D.1 Standard Konfiguration - *standard*



Axiale Erstreckung	42 mm
Überlappung	14 mm
Porosität	50%
Neigungswinkel	45°
Staffelungswinkel	0°

Abbildung 46: Standard Konfiguration Brignole et al. (2008)

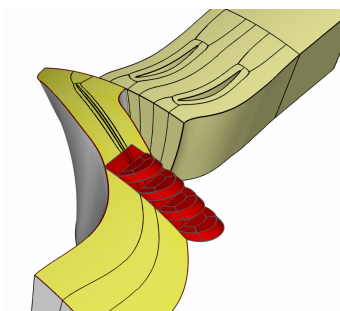
D.2 Schmale Konfiguration - *narrow*



Axiale Erstreckung	42 mm
Überlappung	14 mm
Porosität	40%
Neigungswinkel	45°
Staffelungswinkel	0°

Abbildung 47: Schmale Konfiguration Brignole et al. (2008)

D.3 Kurze Konfiguration - *short*



Axiale Erstreckung	30 mm
Überlappung	12 mm
Porosität	40%
Neigungswinkel	54°
Staffelungswinkel	0°

Abbildung 48: Kurze Konfiguration Brignole et al. (2008)

E Anhang E: Definitionen

E.1 Verwendete *performance*-Parameter

Folgende Definitionen wurden verwendet für die *performance*-Parameter eines Verdichters:

Totaldruckverhältnis - *total pressure ratio*

$$\Pi_t = \frac{p_{t_2}}{p_{t_1}} \quad (61)$$

Totaltemperaturverhältnis - *total temperature ratio*

$$\Theta = \frac{T_{t_2}}{T_{t_1}} \quad (62)$$

Isentroper Wirkungsgrad - *temperature-rise efficiency*

$$\eta_{is} = \frac{\Pi_t^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\Theta - 1} \quad (63)$$

Isentroper Wirkungsgrad (Drall) - *momentum-rise efficiency*

$$\eta_{is,Euler} = \frac{\Pi_t^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\frac{1}{T_{t_1}} \frac{c_{u2}u_2 - c_{u1}u_1}{c_p}} \quad (64)$$

Korrigierter Massenstrom - *equivalent weight flow*

$$\dot{m}_{korr} = \dot{m} \sqrt{\frac{T_1}{T_{ref}} / \frac{p_1}{p_{ref}}} \quad (65)$$