



**Forschungsberichte aus dem
Institut für Thermische Strömungsmaschinen**
Hrsg.: Prof. Dr.-Ing. Hans-Jörg Bauer

Julius Wilhelm

**Charakterisierung des
Betriebsverhaltens axial adaptiver
Gleitringdichtungen mit Lufteinblasung**

Charakterisierung des Betriebsverhaltens axial adaptiver Gleitringdichtungen mit Lufteinblasung

Zur Erlangung des akademischen Grades eines

Doktors der Ingenieurwissenschaften (Dr.-Ing.)

von der KIT-Fakultät für Maschinenbau des
Karlsruher Instituts für Technologie (KIT)

angenommene

Dissertation

von

Julius Wilhelm, M. Sc.
aus Viernheim

Tag der mündlichen Prüfung:
Hauptreferent:
Korreferent:

20.01.2023
Prof. Dr.-Ing. Hans-Jörg Bauer
Prof. Dr.-Ing. Volker Gümmer

Forschungsberichte aus dem Institut für Thermische Strömungsmaschinen

herausgegeben von:

Prof. Dr.-Ing. Hans-Jörg Bauer,
Lehrstuhl und Institut für Thermische Strömungsmaschinen
Karlsruher Institut für Technologie (KIT)
Kaiserstr. 12
D-76131 Karlsruhe

Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek

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



Dieses Werk ist lizenziert unter der Creative Commons Attribution 4.0 Lizenz CC BY-NC-ND (<https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/>). Die Bedingungen der Creative-Commons-Lizenz gelten nur für Originalmaterial. Die Wiederverwendung von Material aus anderen Quellen (gekennzeichnet mit Quellenangabe) wie z. B. Schaubilder, Abbildungen, Fotos und Textauszüge erfordert ggf. weitere Nutzungsgenehmigungen durch den jeweiligen Rechteinhaber.
©Copyright Logos Verlag Berlin GmbH 2023

Alle Rechte vorbehalten.

ISSN 1615-4983
ISBN 978-3-8325-5651-8

Logos Verlag Berlin GmbH
Georg-Knorr-Str. 4, Geb. 10,
12681 Berlin
Tel.: +49 030 42 85 10 90
Fax: +49 030 42 85 10 92
INTERNET: <http://www.logos-verlag.de>

Kurzfassung

In der Energiewirtschaft und im Flugverkehr spielen Gasturbinen eine zentrale Rolle. Sie werden in Gaskraftwerken oder in kombinierten Gas- und Dampfkraftwerken (GuD) zur Stromerzeugung eingesetzt und sind als Antriebe für moderne Flugzeuge aufgrund ihrer hohen spezifischen Leistungen und herausragenden Zuverlässigkeit derzeit nahezu alternativlos. Die aktuellen Entwicklungsziele werden neben der weiteren Steigerung des thermischen Wirkungsgrads zunehmend von der Steigerung der Flexibilität und der Verbesserung des Teillastverhaltens - insbesondere für stationäre Gasturbinen - bestimmt. Ein schnelles Anfahren sowie rasche Lastwechsel sorgen im Betrieb moderner Gasturbinen und Flugzeugtriebwerke für thermische und mechanische Verformungen zwischen drehenden und stehenden Komponenten. Für die eingesetzten Dichtsysteme bedeutet das extreme Herausforderungen. Mit neuartigen adaptiven Dichtungen, wie beispielsweise der axial adaptive Gleitringdichtung mit Lufteinblasung, ist es möglich, geringe Spaltweiten über weite Betriebsbereiche einzuhalten und dabei einen berührungsfreien Betrieb der Komponenten bei minimaler Leckage zu gewährleisten.

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit werden experimentelle und numerische Ergebnisse zur Charakterisierung des Betriebsverhaltens einer axial adaptiven Gleitringdichtung mit Lufteinblasung beschrieben. Im Fokus stehen die Ergebnisse zum transienten Schließverhalten, dem Folgeverhalten bei bewegtem Gehäuse und zu den Einflüssen von verdrallter Anströmung sowie der Rotation auf das Betriebsverhalten. Erstmals werden in der vorliegenden Arbeit experimentelle Daten zur Druckkraft und Luftfilmsteifigkeit für das Luftlager des Dichtsystems bei drehendem Rotor präsentiert. Im zweiten Teil der Arbeit ist das Strömungsfeld entlang der Hauptstrompfade genauer beschrieben und dabei wird der Einsatz einer numerischen Methode zur Strömungssimulation mit Hilfe umfassender experimenteller Ergebnisse validiert. Aus den experimentellen und numerischen Ergebnissen an einem vereinfachten Modell werden Berechnungsansätze für den stationären Betrieb abgeleitet. Auf der Grundlage weiterer numerischer Berechnungen wird schließlich eine beispielhafte Auslegung des Dichtsystems durch Optimierung einzelner Komponenten diskutiert.

Vorwort des Herausgebers

Der schnelle technische Fortschritt im Turbomaschinenbau, der durch extreme technische Forderungen und starken internationalen Wettbewerb geprägt ist, verlangt einen effizienten Austausch und die Diskussion von Fachwissen und Erfahrung zwischen Universitäten und industriellen Partnern. Mit der vorliegenden Reihe haben wir versucht, ein Forum zu schaffen, das neben unseren Publikationen in Fachzeitschriften die aktuellen Forschungsergebnisse des Instituts für Thermische Strömungsmaschinen am Karlsruher Institut für Technologie (KIT) einem möglichst großen Kreis von Fachkollegen aus der Wissenschaft und vor allem auch der Praxis zugänglich macht und den Wissenstransfer intensiviert und beschleunigt.

Flugtriebwerke, stationäre Gasturbinen, Turbolader und Verdichter sind im Verbund mit den zugehörigen Anlagen faszinierende Anwendungsbereiche. Es ist nur natürlich, dass die methodischen Lösungsansätze, die neuen Messtechniken, die Laboranlagen auch zur Lösung von Problemstellungen in anderen Gebieten - hier denke ich an Otto- und Dieselmotoren, elektrische Antriebe und zahlreiche weitere Anwendungen - genutzt werden. Die effiziente, umweltfreundliche und zuverlässige Umsetzung von Energie führt zu Fragen der ein- und mehrphasigen Strömung, der Verbrennung und der Schadstoffbildung, des Wärmeübergangs sowie des Verhaltens metallischer und keramischer Materialien und Verbundwerkstoffe. Sie stehen im Mittelpunkt ausgedehnter theoretischer und experimenteller Arbeiten, die im Rahmen nationaler und internationaler Forschungsprogramme in Kooperation mit Partnern aus Industrie, Universitäten und anderen Forschungseinrichtungen durchgeführt werden.

Es sollte nicht unerwähnt bleiben, dass alle Arbeiten durch enge Kooperation innerhalb des Instituts geprägt sind. Nicht ohne Grund ist der Beitrag der Werkstätten, der Technik-, der Rechner- und Verwaltungsabteilungen besonders hervorzuheben. Diplomanden und Hilfsassistenten tragen mit ihren Ideen Wesentliches bei, und natürlich ist es der stets freundschaftlich fordernde wissenschaftliche Austausch zwischen den Forschergruppen des Instituts, der zur gleichbleibend hohen Qualität der Arbeiten entscheidend beiträgt. Dabei sind wir für die Unterstützung unserer Förderer außerordentlich dankbar.

Aufgrund großer Umfangsgeschwindigkeiten und teils sehr hoher Temperaturen der Komponenten bzw. des Arbeitsmediums werden in Thermischen Turbomaschinen berührungsfreie Dichtungen eingesetzt. Neben Labyrinthdichtungen werden in jüngerer Zeit alternative Dichtungskonzepte untersucht und bereits in einigen Anwendungen verwendet. Selbstadaptierende Gleitringdichtungen erlauben eine unterschiedliche axiale Ausdehnung von Gehäuse und Rotor aufgrund von thermischen oder mechanischen Einflüssen, ohne dass sich dabei die Spaltweite wesentlich ändert. Im vorliegenden Band der Schriftenreihe befasst sich der Autor mit der experimentellen und numerischen Untersuchung der Funktionsweise von axialen Gleitringdichtungen mit besonderem Fokus auf deren transientes Verhalten. Die experimentellen Untersuchungen werden zum Teil an einem komplexen Versuchsstand mit voll funktionsfähiger Gleitringdichtung durchgeführt. Die Experimente umfassen auch den Fall mit Rotation mit maschinentypischen hohen Umfangsgeschwindigkeiten. Zur Charakterisierung des stationären und hoch transienten Verhaltens der Dichtung ist der Versuchsstand mit aufwendiger Messtechnik ausgerüstet. Der Prozess des Öffnens und Schließens der Gleitringdichtung wird ausführlich beschrieben und

dokumentiert. Weitere Untersuchungen werden an einem ebenen Versuchsstand durchgeführt, der noch intensiver instrumentiert ist, die Implementierung geometrischer Modifikationen erleichtert und eine sehr präzise Erfassung der teilweise extrem kleinen Spaltweiten ermöglicht. Begleitend zu den Experimenten werden CFD-Rechnungen durchgeführt, die eine Interpretation der experimentell ermittelten Daten durch eine detaillierte Analyse des Strömungsfeldes unterstützen. Das Leckageverhalten der geschlossenen Dichtung lässt sich durch Superposition der Durchflusscharakteristik seiner beiden Kernkomponenten – dem Primärzahn und dem Gleitlager – beschreiben. Das setzt allerdings voraus, dass beide Komponenten aerodynamisch vollständig getrennt sind. Die gewonnenen experimentellen und numerischen Ergebnisse und die daraus abgeleiteten Erkenntnisse ermöglichen eine zielgerichtete und exakte Auslegung von Gleitringdichtungen für den Einsatz in Thermischen Strömungsmaschinen. Neben seiner wissenschaftlichen Bedeutung besitzt der vorliegende Bericht somit gleichzeitig hohe Relevanz für die ingenieurtechnische Praxis.

Vorwort des Autors

Die vorliegende Arbeit ist während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Thermische Strömungsmaschinen (ITS) des Karlsruher Instituts für Technologie (KIT) entstanden. Ein großer Teil der präsentierten Ergebnisse wurde im Rahmen des von der Europäischen Union geförderten Projekts „Flexturbine“ erarbeitet.

Meinen herzlichen Dank möchte ich Herrn Prof. Dr.-Ing. Hans-Jörg Bauer für die Übernahme des Hauptreferats für diese Arbeit aussprechen. Unter seiner Leitung habe ich in meiner Zeit am Institut persönlich und fachlich sehr viel gelernt und besonders das herausragende Arbeitsumfeld und den kollegialen Zusammenhalt geschätzt. Prof. Dr.-Ing. Volker Gümmer danke ich für die Übernahme des Koreferats. Aus den zahlreichen Gesprächen und Diskussionen mit Dr.-Ing. Corina Schwitzke bin ich stets mit frischem Elan und Optimismus zurück an die Lösung der bestehenden Herausforderungen gegangen. Für ihre aufmunternde und fröhliche Art bin ich sehr dankbar und behalte die offene, direkte und angenehme Zusammenarbeit als etwas Besonderes in Erinnerung.

Den Mitarbeitern aus der mechanischen und elektrischen Werkstatt sowie der IT danke ich für die Unterstützung bei meinen Aufbauten und der Umsetzung meiner Ideen. Dank ihrer oft spontanen Hilfe und der aufgebrauchten Geduld war es überhaupt nur möglich, so umfangreiche experimentelle Versuche durchzuführen. Einen großen Dank möchte ich an Petra Geyer, Rosa D’Aiuto und Brigitte Humbert richten. Sie hielten die vielfältige und aufwendige Bürokratie von uns Mitarbeitenden fern, sodass wir unseren Fokus auf die Forschung, Lehre und Promotion richten konnten. Meinen Studierenden danke ich für ihre Mithilfe sowie die zahlreichen Ideen und Erkenntnisse. Ohne ihre Hilfe hätte ich die umfangreichen Aufgaben nicht in der vorgesehenen Zeit stemmen können.

Zu einem erfüllten Arbeiten gehören für mich fachliche Diskussionen, konstruktive Kritik und ein reger Austausch mit der Absicht, sich gegenseitig zu unterstützen sowie Abwechslung in den Pausen und nach Feierabend. Dieses Miteinander habe ich am ITS erlebt und danke meinen Kolleginnen und Kollegen dafür. Einen besonderen Dank möchte ich Dr.-Ing. Laura Beermann aussprechen. Sie hat nicht nur den grundlegenden Aufbau eines für meine Arbeit wichtigen Prüfstands vorgenommen, sondern sich auch die Zeit genommen, alle meine Ideen und Veränderungsvorschläge zu diskutieren. Ich danke Dr.-Ing. Fabian Bleier, Christian Kromer und Katharina Stichling für die herzlichen, unterhaltsamen und anregenden Gespräche. Lisa Hühn und Oliver Munz danke ich besonders für die energispendenden Spaziergänge in der Mittagspause, die aufbauenden Unterhaltungen, wenn meine Motivation zu schwinden drohte, die zahlreichen Kaffeepausen und ihre Unterstützung bei meinen Vorhaben am ITS.

Meinen Eltern danke ich für ihre finanzielle Unterstützung und die Möglichkeit, meine Interessen im Studium frei verfolgen zu können. Sie haben damit den Grundstein zu meiner Promotion gelegt. Meiner Schwiegermutter danke ich für ihr offenes Ohr und ihre guten Ratschläge. Besonders in frustrierenden Zeiten waren es meine Tochter Emily und mein Sohn Linus, die mich mit ihrer aufgeweckten und lebensfrohen Art in das Hier und Jetzt zurückgeholt und mir ein Lachen ins Gesicht gezaubert haben. Meiner Frau Anna-Lena Wilhelm-Dorn hat mir stets

den Rücken freigehalten und mir die Zeit geschenkt, die ich für meine Promotion benötigte. Sie hat sich meinen Ärger und Frust angehört, mir mit ihren Ratschlägen andere Perspektiven oder Ansätze aufgezeigt und mich immer wieder aufgebaut. Für ihre andauernde und ungebrochene Unterstützung gilt ihr mein tiefster Dank.

Inhaltsverzeichnis

Symbole	iii
Abbildungen	vii
Tabellen	xi
1 Einleitung	1
2 Wissenschaftlicher Kenntnisstand und Zielsetzung	5
2.1 Aufbau und Funktionsweise von axial adaptiven Gleitringdichtungen mit Luft- einblasung	5
2.2 Varianten axial adaptiver Gleitringdichtungen	7
2.3 Wissenschaftlicher Kenntnisstand	10
2.4 Zielsetzung	21
3 Vorgehensweise und experimentelle Aufbauten	23
3.1 Prüfstand mit drehendem Rotor	24
3.1.1 Konfiguration des Rotors	26
3.1.2 Konfiguration der Dichtung	27
3.1.3 Fertigungstoleranzen	29
3.1.4 Zusatzaufbau zur Bestimmung der Luftfilmsteifigkeit	31
3.2 Prüfstand für ebene statische Dichtungsmodelle	32
3.3 Messtechnik und Zielgrößen	35
3.3.1 Bestimmung der Spaltweiten	35
3.3.2 Bestimmung der Spaltdrücke und Geschwindigkeiten	37
3.3.3 Bestimmung der Kräfte	38
3.3.4 Dimensionslose Zielgrößen	39
3.3.5 Messunsicherheiten	40
4 Stationäres und transientes Betriebsverhalten des Dichtungsmodells mit drehen- dem Rotor	41
4.1 Schließverhalten	41
4.2 Folgeverhalten	48
4.3 Einfluss verdrallter Anströmung	50
4.4 Einfluss der Rotation	55
4.5 Kräftebilanz und Luftfilmsteifigkeit	63
4.6 Vereinfachte numerische Modellierung	67
5 Numerisches Strömungsfeld am Dichtungsmodell mit ebener statischer Anordnung	75
6 Einfluss eines Strömungsumlenkers auf das stationäre Betriebsverhalten	87
6.1 Trennung der Strompfade	87
6.2 Ermittlung der Spalt- und Kammerdrücke	93

6.3	Experimentelle Ergebnisse und Berechnungsansätze	96
6.4	Beispielhafte Auslegung durch Optimierung der Einzelkomponenten	111
7	Zusammenfassung	115
	Literatur	117
	Betreute studentische Arbeiten	123
	Veröffentlichungen	126
	Anhang	129
A.1	Positionierung der Messtechnik	129
A.2	Massenstromkorrektur	132
A.3	Weitere Ergebnisse	133

Symbole

Formelzeichen	Einheit	Beschreibung
<i>Lateinische Symbole</i>		
A	m^2	Fläche
C	beliebig	Konstante
c_p	$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$	Spezifische Wärmekapazität
d	m	Durchmesser
f		Reibbeiwert
f_{eigen}	Hz	Eigenfrequenz
F	N	Kraft
k	$\text{N}\cdot\text{m}^{-1}$	Steifigkeit
L	m	Längenmaß
m	kg	Masse
\dot{m}	$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$	Massenstrom
n	min^{-1}	Drehzahl
\vec{n}		Normaleneinheitsvektor
p	Pa	Druck
\bar{p}	Pa	Gemittelter Druck
\dot{Q}_{id}	$\text{s}\sqrt{\text{K}}/\text{m}$	Durchflussfunktion
r	m	Radius
R_G	$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$	Spezifische Gaskonstante
s	m	Spaltweite
t	s	Zeit
T	K	Temperatur
u	$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$	Geschwindigkeit
\vec{u}	$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$	Geschwindigkeitsvektor
V	$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$	Vibrationsmaß
x, y, z	m	Kartesische Koordinaten
Z	beliebig	Beliebiger Parameter
<i>Griechische Symbole</i>		
δ	–	Abweichung
Δ	–	Differenz
κ	–	Isentropenexponent
λ	$\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$	Wärmeleitfähigkeit

μ	$\text{kg}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}^{-1}$	Dynamische Viskosität
Π		Druckverhältnis, $\Pi = \frac{p_Y}{p_G}$
ρ	$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$	Dichte
φ	rad	Umfangswinkel
Ψ		Überströmkoefizient
ω	$\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}$	Winkelgeschwindigkeit

Ähnlichkeitskennzahlen

C_D		Durchflusskoeffizient, $C_D = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{id}}$
Eu		Eulierzahl, $Eu = \frac{p}{\rho u^2}$
K		Drallzahl, $K = \frac{u_{tan}}{\omega r}$
Ma		Machzahl, $Ma = \frac{u}{\sqrt{\kappa R_G T}}$
Pr		Prandtlzahl, $Pr = \frac{\mu c_p}{\lambda}$
Re		Reynoldszahl, $Re = \frac{\rho u L}{\mu}$

Indizes

0	Anfangszustand
a	Außen
abs	Absolut
D	Dichtung
DB	Druckbohrung
eff	Effektiv
G	Gegen
Geh	Gehäuse
GL	Gleitlager
GT	Gasturbine
i	Innen
id	Ideal
m	Mittlerer
max	Maximal
Prüf	Prüfstand
sym	Symmetrie
SF	Stoßfront
tan	Tangential
tot	Total

V

Vor

Abkürzungen

BB	Belüftungsbohrung
BB-KT	Belüftungsbohrung mit kreisförmiger Tasche
DBB	Geometrie mit verdoppelter Anzahl Belüftungsbohrungen
EB	Entlüftungsbohrung
ITS	Institut für Thermische Strömungsmaschinen
KIT	Karlsruher Institut für Technologie
KAS	Kapazitive Abstandssensoren
KS	Kraftsensor
KT	Kreisförmige Tasche
LAS	Laser-Triangulationssensoren
LL	Luftlager
LL-AZ	Luftlager mit Auslasszahn
PZ	Primärzahn
RA	Rotor mit Absatz
RF	Rückzugfeder
RL	Reales Labyrinth
SD	Sekundärdichtung
SR	Statorrückseite
SU	Strömungsumlenker
SZ	Starterzahn

Abbildungen

2.1	Aufbau einer adaptiven gasgeschmierten Gleitringdichtung mit Lufteinblasung und ihren wesentlichen Komponenten (modifiziert nach Pope (1994) und Hwang et al. (1996)).	6
2.2	Erste Patente einer axial adaptiven Gleitringdichtung mit Lufteinblasung (a) modifiziert nach Moore (1968) (b) modifiziert nach Pope (1994)	8
2.3	Konstruktionsvarianten mit angeformtem Strömungsumlenker und Absatz am Rotor (modifiziert nach Turnquist et al. (1999a))	8
2.4	Konstruktionsvarianten der Luftlagergeometrie (a) modifiziert nach Tran et al. (2018) (b) modifiziert nach Hwang et al. (1996)	10
2.5	Experimentelle bzw. analytische Ergebnisse von Hwang et al. (1996) und Bagepalli et al. (1996).	12
2.6	Theoretisches Modell zur Beschreibung des lokalen Unterdruckgebiets in gasgeschmierten Axiallagern mit Luftzuführung von Mori (1961) und Ergebnisse zur relativen Position der Stoßfront r_{SF}/r_{BB} in Abhängigkeit des Druckverhältnisses Π	17
2.7	Schematische Darstellung des Strömungsfelds in einem kreisförmigen gasgeschmierten Luftlager mit zentraler Belüftungsbohrung nach Eleshaky (2009)	19
3.1	Schema der Prüfstände mit Parametern und Zielgrößen (modifiziert nach Wilhelm et al., 2019a).	24
3.2	Mittelschnitt durch den rotierenden Prüfstand mit beschrifteten Komponenten und markierten Positionen der eingesetzten Messtechnik (angepasst nach Beermann et al., 2015).	25
3.3	Querschnitt der axial adaptiven Gleitringdichtung mit Lufteinblasung und markierten Komponenten	28
3.4	Dimensionslose Fertigungsabweichungen in z -Richtung in Bezug zum gemittelten mittleren Durchmesser des Luftlagers für den äußeren —, mittleren — und inneren — Durchmesser des Luftlagers sowie für den Primärzahn --- der beschichteten Dichtung. Horizontale Linien entsprechen den jeweils über den Umfang gemittelten Abweichungen.	30
3.5	Schematische Darstellung des Aufbaus zur pneumatischen Einstellung des Dichtspalt sowie der Messung der spaltöffnenden Kräfte.	31
3.6	Seitenansicht des Prüfstands für ebene statische Dichtungsmodelle mit beschrifteten Komponenten und markierten Positionen der eingesetzten Messtechnik. Grau hinterlegte Bauteile sind axial beweglich.	33
3.7	Vorderansicht des Prüfstands für ebene statische Dichtungsmodelle mit beschrifteten Komponenten. Grau hinterlegte Bauteile sind axial beweglich.	34
3.8	Abmessungen der Referenzgeometrie am Prüfstand für ebene statische Dichtungsmodelle (nach Kerner, 2017 und Tadiello, 2020).	34

3.9	Schematische Darstellung der Einbausituation der kapazitiven (KAS) und laserbasierten Abstandssensoren (LAS) sowie ihrer Positionierung am Umfang der Dichtung.	36
3.10	Nomenklatur der relevanten Flächen zur Berechnung der auf die Dichtung wirkenden Druckkräfte.	38
4.1	Verläufe der Druckdifferenz $\Delta\tilde{p}$, Spaltweiten \tilde{s} und Massenströme \tilde{m} während des transienten Schließvorgangs der Dichtung	42
4.2	Rekonstruktion der oberen (■) und unteren (■) Dichtungshalbschalen zu drei diskreten Zeitpunkten während des Schließvorgangs.	47
4.3	Zeitabhängiger Verlauf der Spaltweite \tilde{s} , Druckdifferenz $\Delta\tilde{p}$ und Dichtungsbe- wegung $\Delta\tilde{s}_{\text{LAS}}$ bei Verschiebung des Gehäuses $\Delta\tilde{s}_{\text{Geh}}$ relativ zum Rotor.	49
4.4	Hystereseeffekt für die Spaltweite \tilde{s} und äquivalente Spaltweite $\tilde{s}_{\text{äq}}$ bei Erhö- hung bzw. Absenkung der Druckdifferenz $\Delta\tilde{p}$ und verdrallter bzw. axialer An- strömung.	52
4.5	Transienter Verlauf der Prüfstandsschwingungen V , Druckdifferenz $\Delta\tilde{p}$, des Gegendrucks p_G , der Spaltweite \tilde{s} , des äquivalenten Spalts $\tilde{s}_{\text{äq}}$, der Gehäuse- $\Delta\tilde{s}_{\text{Geh}}$ und Dichtungsbe- wegung \tilde{s}_{LAS} bei steigender Umfangsmachzahl Ma_φ	57
4.6	Spektrogramm der Spaltweite s des gesamten Versuchs bei steigender Umfangs- machzahl. Die Einfärbung stellt die Leistung in dB dar.	59
4.7	Verlauf der Spaltweite \tilde{s} und äquivalenten Spaltweite $\tilde{s}_{\text{äq}}$ für verschiedene Um- fangsmachzahlen Ma_φ bei Konfigurationen mit und ohne Prüfstandsabdeckung sowie mit positivem und negativem Drehsinn des Rotors.	61
4.8	Verlauf der Kräfte \tilde{F} und Luftfilmsteifigkeiten \tilde{k}_{LL} über der Spaltweite \tilde{s} bei verschiedenen Druckdifferenzen $\Delta\tilde{p}$ und Umfangsmachzahlen Ma_φ	64
4.9	Verlauf der aus den Drücken berechneten Kräfte \tilde{F}_p sowie die Differenz zu den gemessenen Kräften $\tilde{F}_p - \tilde{F}$ über der Spaltweite \tilde{s} bei verschiedenen Druckdif- ferenzen $\Delta\tilde{p}$ und Umfangsmachzahlen Ma_φ	66
4.10	Aufbau des numerischen Modells für ein Segment der rotationssymmetrischen Geometrie mit beschrifteten Einlässen und Auslass.	68
4.11	Testplan zur Validierung numerischer Methoden sowie relative Abweichung der äquivalenten Spaltweite $\delta_{\tilde{s}_{\text{äq}}}$ zwischen Numerik und Experiment.	70
4.12	Betrag der relativen Abweichungen zwischen Numerik und Experiment an den Druckbohrungen $ \delta_{p_{\text{DB},i}} $ bzw. der flächengemittelten Drücke $ \delta_{\tilde{p}_2} $ (●), $ \delta_{\tilde{p}_3} $ (▲), $ \delta_{\tilde{p}_4} $ (◆), $ \delta_{\tilde{p}_5} $ (■) und $ \delta_{\tilde{p}_{\text{II}}} $ (●).	71
4.13	Verlauf des dimensionslosen Spaltdrucks \tilde{p} auf der Mittellinie $\tilde{r} = 0$ im Luftlager über ein periodisches Winkelsegment. Numerische Ergebnisse sind als Linien dargestellt und Marker repräsentieren experimentell ermittelte Drücke an den entsprechenden Druckbohrungen.	72
5.1	Aufbau des numerischen Modells der Referenzgeometrie mit beschrifteten Ein- lässen und Auslass (modifiziert nach Tadiello, 2020).	76

5.2	Versuchsplan für die numerischen Untersuchungen der Referenzgeometrie und relative Abweichungen an den 47 Druckbohrungen im Vergleich zum Experiment am ebenen Prüfstand.	77
5.3	Konturen des dimensionslosen Drucks \tilde{p} und der absoluten Machzahl Ma_{abs} für die Strömung durch die Referenzgeometrie bei $p_V = 3,25$ bar, $p_G = 1,5$ bar und $s = 275$ μm . Die Schnittdarstellungen liegen bei $z = -26,42$ mm.	79
5.4	Kontur des dimensionslosen Drucks \tilde{p} im Luftlager und Auslass für die Strömung durch die Referenzgeometrie bei $p_V = 3,25$ bar, $p_G = 1,5$ bar und $s = 275$ μm . Die Schnittdarstellung liegt bei $z = -26,42$ mm.	80
5.5	Skalierte und verzerrte Darstellung der Konturen des dimensionslosen Drucks \tilde{p} und der absoluten Machzahl Ma_{abs} für die Strömung durch die Referenzgeometrie bei $p_V = 3,25$ bar, $p_G = 1,5$ bar und $s = 275$ μm . Die Schnittdarstellungen liegen bei $z = -7,43$ mm.	81
5.6	Profile der Geschwindigkeitskomponente u_y am äußeren und inneren Rand des Luftlagers entlang der x -Achse (Spaltweite) sowie für die Spaltmitte entlang der z -Achse (Tiefe).	82
5.7	Konturen der absoluten Machzahl Ma_{abs} in der Mittelebene des Dichtspalts mit eingezeichneten Stromlinien für die Referenzgeometrie bei verschiedenen Spaltweiten und $p_V = 3,25$ bar sowie $p_G = 1,5$ bar. Die Mittelachse zwischen zwei Belüftungsbohrungen ist mit einer weißen Strichlinie markiert.	84
6.1	Geometrie für das Modell mit Strömungsumlenker (SU) mit eingezeichneten Stromlinien für den Betriebszustand $p_V = 3,25$ bar, $p_G = 1,5$ bar und $s = 275$ μm bei (a) $z = -26,42$ mm und (b) $z = -7,43$ mm.	88
6.2	Relativen Abweichungen an den Druckbohrungen zwischen Experiment und Numerik für die Geometrie mit Strömungsumlenker am Prüfstand für ebene statische Dichtungsmodelle.	89
6.3	Druckverläufe \tilde{p} auf der Luftlagerfläche der Geometrien RG (links) und SU (rechts) für die Spaltweiten $s = 50$ μm , 275 μm und 500 μm bei $p_V = 3,25$ bar.	92
6.4	Druckverläufe \tilde{p} auf der Luftlagerfläche der Geometrien RG und SU für die Spaltweite $s = 500$ μm bei $p_V = 3,25$ bar und $p_G = 1,5$ bar. Die Positionen der Druckbohrungen sind mit \odot markiert. \diamond symbolisieren virtuelle Messpunkte und \bullet weisen auf ein asymmetrisches Druckprofil hin.	95
6.5	Übersicht über die Druckverhältnisse Π , Spaltweiten s und Gegendrücke p_G der 255 durchgeführten Versuchspunkte am ebenen Prüfstand.	97
6.6	Durchflussbeiwert $c_{D,ges}$ über der Spaltweite s in Abhängigkeit der dimensionslosen Druckdifferenz $\Delta\tilde{p}$ für die Geometrie mit Strömungsumlenker. Die Linien (—) entsprechen den Ergebnissen für ein einstufiges Labyrinth und sind der Studie von Kearton und Keh (1952) entnommen.	99

6.7	Berechneter Durchflussbeiwert $c_{D,PZ-PK}$ (◆) und gewichteter Beiwert $c_{D,PZ-PK} \cdot Y_{PZ}$ (■) nach Parker und Kercher (1991) über der Spaltweite s und in Abhängigkeit der dimensionslosen Druckdifferenz $\Delta\tilde{p}$ für die Geometrie mit Strömungsumlenker. Die Linien (—) entsprechen den Ergebnissen für ein einstufiges Labyrinth und sind der Studie von Kearton und Keh (1952) entnommen.	102
6.8	Dimensionsloser Spaltdruck \tilde{p}_5 über der relativen Spaltweite s/r_{BB} und Einteilung in die wesentlichen Bereiche I-III bzw. A und B. Die Farbgebung entspricht der anliegenden Druckdifferenz $\Delta\tilde{p}$	104
6.9	Druckverläufe \tilde{p} auf der Lufterlagerfläche der Geometrien RG (linke Spalte) und SU (rechte Spalte) für die Spaltweiten $s = 900 \mu\text{m}$, $500 \mu\text{m}$ und $s = 175 \mu\text{m}$ (von oben nach unten) bei $\Delta\tilde{p} = 0,33$. (●) weisen auf ein asymmetrisches Druckprofil hin.	107
6.10	Druckverläufe \tilde{p} auf der Lufterlagerfläche der Geometrien RG (linke Spalte) und SU (rechte Spalte) für die Spaltweiten $s = 450 \mu\text{m}$, $200 \mu\text{m}$ und $s = 50 \mu\text{m}$ (von oben nach unten) bei $\Delta\tilde{p} = 0,75$. (●) weisen auf ein asymmetrisches Druckprofil hin.	110
6.11	Beispielhafte Geometrievarianten zur Reduktion der Leckage bzw. Erhöhung der Luftfilmsteifigkeit von axial adaptiven Gleitringdichtungen mit Lufteinblasung (modifiziert nach Tadiello, 2020).	112
A.1	Positionen der Druckmessbohrungen in der Dichtung sowie Darstellung der 5-Loch Kielsonde für den drehenden Aufbau.	129
A.2	Experimentell ermittelter parasitärer Massenstrom \dot{m}_{par} in Abhängigkeit des Vordrucks p_V und des idealen Durchflusskoeffizienten \dot{Q}_{id} für die Referenzgeometrie (●) und die Geometrie mit Strömungsumlenker (○). (—) bzw. (—) repräsentieren entsprechend den linearen Zusammenhang nach Gleichung (A.2).	132
A.3	Tangentiale (—□—), radiale (—○—) und axiale (—◇—) Geschwindigkeitskomponenten über der Kammerhöhe in der Vordruckkavität bei $p_V = 1,66 \text{ bar}$	133
A.4	Durchflussbeiwert $c_{D,\text{ges}}$ über der Spaltweite s in Abhängigkeit der dimensionslosen Druckdifferenz $\Delta\tilde{p}$ für die Referenzgeometrie. Die Linien (—) entsprechen den Ergebnissen für ein einstufiges Labyrinth und sind Kearton und Keh (1952) entnommen.	133

Tabellen

3.1	Messunsicherheiten für alle dimensionsbehafteten Mess- und Zielgrößen	40
6.1	Vergleich der Überströmkoefizienten Ψ und des Massenstroms $\dot{m}_{D,korr}$ bei der Referenzgeometrie (RG) und der Geometrie mit Strömungsumlenker (SU) bei $p_G = 1,5 \text{ bar}$	89
6.2	Vergleich zwischen korreliertem und numerisch berechneten Durchflussbeiwert $c_{D,PZ}$ für die Geometrie mit Strömungsumlenker (SU) bei $p_G = 1,5 \text{ bar}$	101
6.3	Leckage \dot{m} und Kräfte F für die Geometrien RL, DBB und RLDBB im Vergleich zur Geometrie mit Strömungsumlenker	113
A.1	Positionen der Druckmessbohrungen auf der Dichtung für den drehenden Aufbau.	129
A.2	Positionen der beiden Messsysteme KAS und LAS zur Bestimmung des Dichtspalts	130
A.3	Positionen der Druckmessbohrungen auf der Dichtung für den ebenen Aufbau. .	131

1 Einleitung

Am 12. Dezember 2015 haben 196 Staaten sowie die Europäische Union auf der Weltklimakonferenz in Paris ein Abkommen mit dem Ziel geschlossen, die globale Erwärmung auf deutlich unter 2 °C im Vergleich zum vorindustriellen Zeitalter zu begrenzen (Agreement, 2015). Drei Jahre später lieferte der Weltklimarat (IPCC) in einem Sonderbericht mögliche Szenarien, um das wichtige Ziel zu erreichen. Grundsätzlich müssen die in Kohlendioxidäquivalenten angegebenen weltweiten Treibhausgasemissionen bis zum Jahr 2030 um 45 % im Vergleich zu 2010 verringert werden. Bis 2050 müssen die Staaten klimaneutral werden, das heißt die jährlichen Emissionen auf Null reduzieren (Rogelj et al., 2018). Aus der gemeinsamen Verpflichtung heraus haben die Mitgliedsstaaten eigene Vorgaben und Vorhaben auf den Weg gebracht, um dem Klimawandel zu begegnen. So hat beispielsweise die Kommission der Europäischen Union am 11. Dezember 2019 den Europäischen Green Deal vorgestellt, und damit eine Wachstumsstrategie für eine klimaneutrale und ressourcenschonende Wirtschaft vorgelegt (Europäische Union, 2019). Aus dem Strategieplan folgten das europäische Klimagesetz, der Klimapakt und der Klimazielpfad für 2030 sowie konkrete Rechtsvorschriften und Fördermaßnahmen, die unter anderem auf eine deutliche Reduktion der Treibhausgasemissionen in den Bereichen Energie und Verkehr abzielen. Diese beiden Bereiche sind im Jahr 2018 in Deutschland für rund die Hälfte der Emissionen verantwortlich (Umweltbundesamt, 2019). Die Entwicklung verbesserter und neuer Technologien im Verkehrs- und Energiesektor hat folglich große Auswirkungen auf die Reduktion der Treibhausgasemissionen und die Einhaltung der gesetzlich verankerten Klimaziele.

In der Energiewirtschaft und im Flugverkehr spielen Gasturbinen eine zentrale Rolle. Sie werden in Gaskraftwerken oder in kombinierten Gas- und Dampfkraftwerken (GuD) zur Stromerzeugung eingesetzt und sind als Antriebe für moderne Flugzeuge aufgrund ihrer hohen spezifischen Leistungen und herausragenden Zuverlässigkeit derzeit nahezu alternativlos. Im vergangenen Jahrhundert erfuhren Gasturbinen eine rasante Entwicklung. Ihr Wirkungsgrad wurde von 1945 bis heute von unter 20 % auf über 40 % mehr als verdoppelt. Moderne kombinierte GuD-Kraftwerke erreichen sogar Werte über 60 % (Unger und Herzog, 1998). In ähnlicher Weise entwickelten sich die Flugantriebe zu hocheffizienten Maschinen, die den stetig wachsenden weltweiten Reiseverkehr überhaupt erst ermöglicht haben. So ist es gelungen, den spezifischen Kraftstoffverbrauch moderner Flugzeuge, im Vergleich zu Antrieben aus den 1960er Jahren, um bis zu 80 % zu senken (ICAO, 2010). Trotz dieser deutlichen Entwicklungsschritte erfordern die ambitionierten klimapolitischen Ziele, dass Gasturbinen auch in Zukunft verbessert werden müssen. Mit der zu erwartenden Zunahme an erneuerbaren Energien wächst der Bedarf an flexiblen Stützsystemen, die eine sichere Energieversorgung gewährleisten, wenn erneuerbare Ressourcen temporär nicht verfügbar sind (Strauß, 2009). Neben der weiteren Steigerung des thermischen Wirkungsgrads bestimmen zunehmend die Flexibilität und das Teillastverhalten - insbesondere für stationäre Gasturbinen - die aktuellen Entwicklungsziele.

Die Steigerung des thermischen Wirkungsgrads der Gasturbinen gelingt mit der Erhöhung des Verdichtungsdruckverhältnisses und der Turbineneintrittstemperatur. Heutzutage erreichen Luftstrahlantriebe Druckverhältnisse von 50 und die Temperaturen am Turbineneintritt können bis zu

1800 °C betragen (*The jet engine* 2015-2005). Damit überschreiten die Heißgastemperaturen die zulässigen Einsatztemperaturen der verwendeten Schaufelmaterialien, die deshalb im Betrieb gekühlt werden müssen. Auch in Zukunft ist ein weiterer Anstieg der Temperaturen und Drücke zu erwarten, was einerseits neue Materialien und andererseits immer bessere Kühlsysteme erfordert. Die Kühlluft wird dem Verdichter an verschiedenen Positionen entnommen und über das Sekundärluftsystem zu den thermisch hoch belasteten Bauteilen geleitet. Gleichzeitig erfüllt die Sekundärluft weitere Aufgaben, wie beispielsweise das Abdichten von Lagerkammern (Chupp et al., 2014). Der Sekundärluftstrom muss folglich in allen Betriebspunkten ausreichend dimensioniert werden, um stets die Funktionalität der Gesamtmaschine zu gewährleisten. Andererseits bewirkt eine Reduktion der Zapfluft um 1 % eine Einsparung des spezifischen Treibstoffverbrauchs um 0,4 % (Moore, 1975). Dem resultierenden Zielkonflikt kann durch verbesserte Kühlmethode und die Reduktion von Sperrluft sowie die Beseitigung von parasitären Leckagen begegnet werden. Der Einsatz geeigneter Dichtungstechnologien spielt dabei eine zentrale Rolle.

Gerade im transienten Betrieb sind Dichtungen in Turbomaschinen besonders gefordert. Schnelle Lastwechsel gehen einher mit mechanisch und thermisch induzierten Relativbewegungen zwischen stehenden und drehenden Bauteilen sowie einer Veränderung der axialen und radialen Spaltweite, die im Extremfall zum Anstreifen der Komponenten führen kann. Aufgrund der hohen Relativgeschwindigkeiten von über $100 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ kann es zu lokal stark erhöhten Temperaturen kommen, die insbesondere den Rotor beschädigen können, was zu Instabilitäten bis hin zum vollständigem Maschinenversagen führen kann (Chupp et al., 2006). In den vergangenen Jahrzehnten wurde diesem Problem durch den Einsatz von Anstreifbelägen begegnet, die die negativen Folgen des Anstreifens im Betrieb abmildern. Allerdings nutzen sich die Beläge insbesondere während der ersten Betriebsstunden ab, was zu einer Steigerung der Verluste führt. Mullenburg und Mitchell (1977) geben, auf Basis der Ergebnisse von Sallee et al. (1975), einen Anstieg im spezifischen Kraftstoffverbrauch von Flugtriebwerken in der zivilen Luftfahrt um 2 % innerhalb der ersten 1000 Betriebsstunden an und führen ihn auf die Abnutzung von Anstreifbelägen zurück. An diesem Beispiel wird das Potential deutlich, das die weitere Verbesserung und Entwicklung von Dichtungstechnologien birgt.

Für die Verbesserung bestehender Dichtsysteme spielt die Reduktion der Dichtspaltweite eine entscheidende Rolle (Ludwig und Bill, 1980, Lattime und Steinetz, 2002 oder Wiseman und Guo, 2001). Beispielsweise geben Wiseman und Guo für die Bedingungen im Reiseflug an, dass eine Reduktion der Dichtspaltweiten um 0,254 mm zur Verringerung des spezifischen Treibstoffverbrauchs um 1 % führt. Allerdings geht die Reduktion der Spaltweite bei herkömmlichen Dichtungen mit einem erhöhten Anstreifrisiko einher, was wiederum den spezifischen Treibstoffverbrauch erhöht (Sallee et al., 1975). Eine mögliche Lösung stellen berührungsfreie adaptive Dichtungen dar. Dazu zählen beispielsweise Fingerdichtungen, Blattdichtungen, Bürstendichtungen, „HALO“-Dichtungen oder axial adaptive Gleitringdichtungen mit Lufteinblasung (Chupp et al., 2006). Hwang et al. (1996) geben für die zuletzt genannte Gleitringdichtung (engl.: „Aspirating Face Seals“) ein Einsparpotential im spezifischen Treibstoffverbrauch zwischen 0,5 - 2 % an. Unter der Annahme eines spezifischen Treibstoffverbrauchs von 3,55 Liter pro Passagier und 100 km (BDL, 2020) und den für 2018 weltweit in der zivilen Luftfahrt zurückgelegten

8258 Milliarden Personenkilometern (ICAO, 2020), ergäbe sich bei einer Einsparung von 0,5 % bereits eine Reduzierung des Kerosinverbrauchs um 1,47 Milliarden Liter. Dieses enorme Einsparpotential wirkt sich direkt und positiv auf die angestrebten Klimaziele aus, da Emissionen von Treibhausgasen reduziert werden.

Mit adaptiven Dichtungen ist es möglich, geringe Dichtspalte über einen großen Betriebsbereich zu realisieren und gleichzeitig einen berührungsfreien Betrieb zu gewährleisten. Ihre Fähigkeit, transiente relative Dehnungen zwischen zwei Komponenten auszugleichen, ermöglichen schnellere Lastwechsel und eine erhöhte Flexibilität der Gasturbine. Während Anstreifbeläge regelmäßig erneuert werden müssen, können die Wartungsintervalle für berührungslose Dichtungen verlängert werden. In Kombination mit den verringerten Treibstoffkosten ergibt sich ein wirtschaftlicher Vorteil für die neue Dichtungstechnologie, der ihren Einsatz für die Hersteller und Betreiber von Gasturbinen attraktiv macht.

Untersuchungen über verschiedenste Dichtungstechnologien gehören seit vielen Jahrzehnten zu den Hauptforschungsthemen am Institut für Thermische Strömungsmaschinen (ITS). Bereits im Jahr 1933 wurde das Verhalten von Schaufelspaldichtungen in Gegenlauf-Dampfturbinen untersucht (Friedrich, 1933) und seit den 1980er Jahren verstärkt an Labyrinthdichtungen geforscht (Dörr, 1985, Jacobsen, 1987, Schelling, 1988, Waschka, 1991, Scherer, 1994, Denecke, 2008, Schramm, 2011, Weinberger, 2014, Braun, 2016 oder Pychynski, 2016). Mit dem zunehmenden Interesse an adaptiven Dichtsystemen hat sich auch der Forschungsschwerpunkt am ITS in diese Richtung verlagert. Seit einigen Jahren wird verstärkt an adaptiven Dichtsystemen gearbeitet. Dazu zählen flexible Labyrinthdichtungen (Herrmann, 2017), Bürstendichtungen (Pfefferle, 2017 und Hildebrandt, 2021), „HALO“-Dichtungen (Beermann, 2021) und axial adaptive Gleitringdichtungen mit Lufteinblasung (Wilhelm et al., 2019a), die im Rahmen der vorliegenden Arbeit untersucht werden.

Erste experimentelle, analytische und numerische Untersuchungen zum Betriebsverhalten von axial adaptiven Gleitringdichtungen mit Lufteinblasung wurden in den 90er Jahren publiziert. Die Arbeiten belegen die Funktionalität der Technologie und liefern erste Untersuchungsergebnisse zu Leckagen und Spaltweiten. Seit der Jahrtausendwende wurden über fast zwei Jahrzehnte keine experimentellen Ergebnisse für diese Dichtungstechnologie veröffentlicht, obwohl für wesentliche Aspekte, wie etwa das transiente Schließ- und Folgeverhalten im Betrieb keine Erkenntnisse vorliegen. Gleichzeitig wurden regelmäßig neue Patente mit verschiedensten Konfigurationen der Dichtung angemeldet, die darauf hindeuten, dass eine weitere Entwicklung bei den Herstellern stattfindet. Damit das Potential der Technologie und seine Einsatzmöglichkeiten verstanden werden können, muss der wissenschaftliche Kenntnisstand mit entsprechenden Messdaten und numerischen Untersuchungen, insbesondere zum Strömungsfeld, ausgebaut werden.

Die vorliegende Arbeit verfolgt dieses Ziel und trägt mit umfangreichen Messdaten zum stationären und transienten Betriebsverhalten sowie numerischen Daten des Strömungsfelds zum weiteren Verständnis von axial adaptiven Gleitringdichtung mit Lufteinblasung bei. Zu diesem Zweck wird im Folgenden der Aufbau und die Funktionsweise der untersuchten Dichtung beschrieben und auf die Entwicklung verschiedener Patente eingegangen. Aus dem aktuellen wissenschaftlichen Kenntnisstand wird die Wissenslücke und damit die Zielsetzung dieser Arbeit

abgeleitet. Im weiteren Verlauf werden die beiden Prüfstände vorgestellt, mit denen die experimentellen Untersuchungen durchgeführt wurden, bevor das Betriebsverhalten diskutiert wird. Auf Basis validierter numerischer Simulationen wird anschließend das Strömungsfeld in den Hauptstrompfaden der Dichtung beschrieben und der Einfluss einer für den Auslegungsprozess wesentlichen Komponente aufgezeigt.

2 Wissenschaftlicher Kenntnisstand und Zielsetzung

In diesem Kapitel werden die Komponenten und die Funktionsweise einer axial adaptiven Gleitringdichtung mit Lufteinblasung beschrieben und damit die Grundlage für das Verständnis der Arbeit geschaffen. Es werden bisherige Veröffentlichungen zur Beschreibung und Vorhersage des Betriebsverhaltens vorgestellt und mit Hilfe von Patentschriften auf die Entwicklung der Technologie eingegangen. Abschließend werden die offenen wissenschaftlichen Fragen herausgearbeitet und die Zielsetzung der vorliegenden Arbeit formuliert.

2.1 Aufbau und Funktionsweise von axial adaptiven Gleitringdichtungen mit Lufteinblasung

Der Aufbau einer axial adaptiven Gleitringdichtung mit Lufteinblasung besteht aus der Kombination von drei bekannten Dichtungstechnologien. Zur Abdichtung der Hauptströmungspfade kommt eine Kombination aus einer Labyrinthdichtung mit einer gasgeschmierten Gleitringdichtung zum Einsatz. Zur Gewährleistung der axialen Beweglichkeit ist eine sekundäre Dichtung nötig, die aufgrund der möglichen hohen Einsatztemperaturen in einer Maschine in der Regel aus einer Kolbenringdichtung besteht. Adaptive Gleitringdichtungen zeichnen sich durch einen Stator aus, der axial beweglich zwischen einem Gehäuse und einem Rotor gelagert ist. Eine beispielhafte und von Pope (1994) patentierte Konstruktion ist in Abbildung 2.1 gezeigt, die einen Hochdruckbereich auf einem kleineren Radius gegen einen Niederdruckbereich auf einem größeren Radius abdichtet. Zwischen dem Stator und dem Gehäuse ist die Sekundärdichtung (SD) verbaut, die das axiale Gleiten des Stators, mit möglichst geringem Verschleiß bei minimaler Leckage, zulässt. Rückhaltefedern (RF) ziehen den Stator vom Rotor weg, um bei einem plötzlichen Druckabfall oder dem Ausschalten der Maschine ein Anstreifen zu verhindern. Am Stator befinden sich die eigentlichen primären Dichtkomponenten. Im gezeigten Schema findet über die Starterzähne (SZ) eine erste Drosselung der Strömung aus dem Hochdruckgebiet (p_V) in die Kavität stromauf des Primärzahns (PZ) statt. Die Konstruktion gleicht einer divergenten Labyrinthdichtung. Im weiteren Verlauf wird die Luft über dem Primärzahn radial nach außen in die Kavität zwischen Primärzahn und Luftlagerinnenradius (LL) beschleunigt, bevor sie über die Entlüftungsbohrungen (EB) auf den Gegendruck p_G entspannt wird und die Dichtung verlässt. Gleichzeitig wird ein Luftstrom aus dem Hochdruckgebiet stromab der Starterzähne durch die Belüftungsbohrungen (BB) in das Luftlager (LL) eingedüst. Dort teilt sich der Fluidstrom auf und fließt in Richtung steigendem (außen) bzw. sinkendem (innen) Radius aus dem Luftlager aus. Am Innenradius trifft der Luftlagerstrom auf den Strom vom Primärzahn und verlässt die Dichtung durch die Entlüftungsbohrungen. Die Strompfade sind als gepunktete Linie in Abbildung 2.1 dargestellt. Am Außenradius des Luftlagers liegt unmittelbar der Gegendruck an.

Aus der Kräftebilanz am Stator resultiert dessen axialer Abstand bzw. die Spaltweite s zum Rotor. Die Kräfte lassen sich entsprechend ihrer Wirkrichtung in Bezug auf den Dichtspalt in öffnende $F_{\text{Öffnen}}$ und schließende $F_{\text{Schließen}}$ Kräfte sowie Reib- F_{Reib} und Trägheitskräfte $F_{\text{Träg}}$

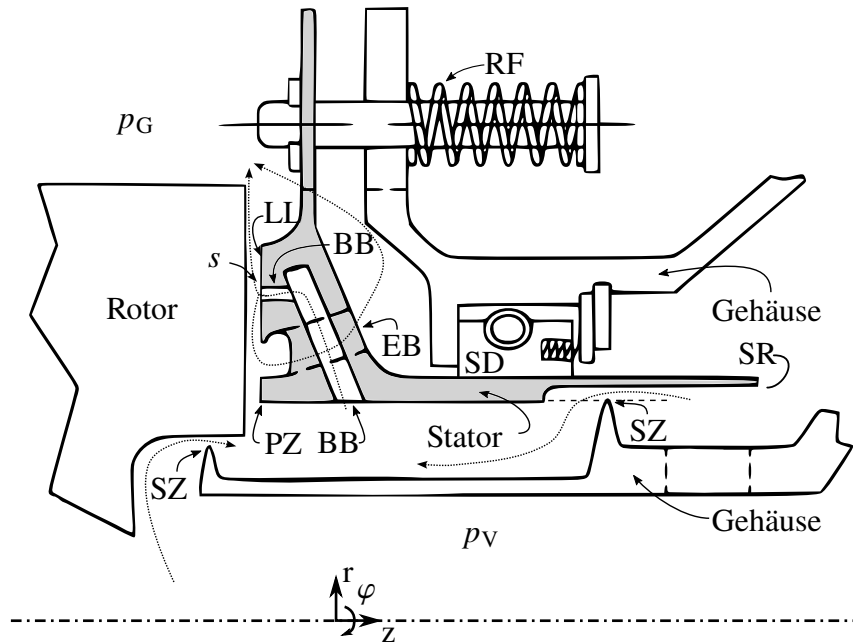


Abbildung 2.1: Aufbau einer adaptiven gasgeschmierten Gleitringdichtung mit Lufteinblasung und ihren wesentlichen Komponenten (modifiziert nach Pope (1994) und Hwang et al. (1996)).

unterteilen. Die Kraftbilanz

$$F_{\text{Öffnen}} - F_{\text{Schließen}} \pm F_{\text{Reib}} = F_{\text{Träg}} \quad (2.1)$$

stellt die Grundlage für die Auslegung von Gleitringdichtungen im Allgemeinen dar (Mayer, 1982).

Zu den öffnenden Kräften zählen die in z -Richtung wirkenden Druckkräfte auf den Primärzahn F_{PZ} , das Luftlager F_{LL} , in der Kavität stromauf der Entlüftungsbohrungen $F_{\text{Kav-EB}}$ sowie die Rückhaltekräfte der Federn $F_{\text{RF}} = k_{\text{RF}} \cdot (z - z_0)$. Dabei ist k_{RF} die Steifigkeit der Druckfedern. Die schließenden Druckkräfte wirken an der Statorrückseite (SR) im Hochdruckgebiet F_{SR} und an den Wandungen der Rückseite des Luftlagers bzw. stromab der Entlüftungsbohrungen im Gegendruckgebiet $F_{\text{G-EB}}$ (vgl. Hwang et al., 1996). In Analogie zu einem gedämpften Feder-Masse-Schwinger, mit der Masse m_{Stator} des Stators, kann Gleichung (2.1) in

$$F_{\text{PZ}} + F_{\text{LL}} + F_{\text{Kav-EB}} + k_{\text{RF}} \cdot (z - z_0) - F_{\text{SR}} - F_{\text{G-EB}} \pm F_{\text{Reib}} = m \cdot \ddot{z}. \quad (2.2)$$

überführt werden. Gleitringdichtungen sind durch das Belastungsverhältnis $k = p_{\text{Gleit}}/p_{\text{V}}$, gebildet aus dem Gleitdruck p_{Gleit} und dem Vordruck p_{V} , charakterisiert (Mayer, 1982). Der Gleitdruck ist als resultierender, über die Kontur der Dichtung gemittelter, Druck zu verstehen, der eine öffnende Kraft bewirkt. Für $k < 1$ wird von entlasteten Dichtungen gesprochen, gilt $k \geq 1$ sind sie belastet. Die in Abbildung 2.1 dargestellte neuartige Dichtung nimmt einen Sonderfall ein, da sich das Belastungsverhältnis in Abhängigkeit der Spaltweite zwischen Rotor und Stator ändert. Überwiegen die schließenden Kräfte, liegt eine entlastete Dichtung vor ($k < 1$). Befindet sich die Kräftebilanz im Gleichgewicht oder überwiegen die öffnenden Kräfte, ist die Dichtung

belastet ($k \geq 1$). Diese Einordnung ist hilfreich, um zwei charakteristische Betriebszustände des Dichtsystems zu definieren. Bei abgeschalteter Maschine bzw. geringer Druckdifferenz

$$\Delta p = p_V - p_G \quad (2.3)$$

überwiegen die Federkräfte F_{RF} gegenüber den Druckkräften. Die Dichtung liegt am Gehäuse an und ist in Abbildung 2.1 also maximal nach rechts verschoben. Diese Position ist im Folgenden als geöffneter Zustand beschrieben. Der axiale Spalt zwischen Rotor und Stator wird als Anfangsspalt bezeichnet.

In Turbomaschinen steigt die anliegende Druckdifferenz mit steigender Drehzahl des Verdichters. Dadurch steigen die schließenden Kräfte an, die Dichtung wird in Richtung des Rotors bewegt und der Dichtspalt nimmt ab. Mit sinkender Spaltweite und der Zuführung von Luft über die Belüftungsbohrungen in das Luftlager, etabliert sich ein Gasfilm im Dichtspalt zwischen Luftlager und Rotor und der Spaltdruck - insbesondere im Luftlager - nimmt zu. Die Luftlagerkraft F_{LL} steigt an und die Bewegung des Stators wird verzögert. Ist die Kräftebilanz wieder hergestellt, kommt der Stator zum Stillstand und es stellt sich ein Gleichgewichtsspalt s^* ein. Im Folgenden wird das Gleichgewicht bei kleinem Dichtspalt auch als geschlossener Zustand der Dichtung bezeichnet.

Bevor auf erste Veröffentlichungen zum Betriebsverhalten eingegangen wird, ist im folgenden Abschnitt eine Übersicht verschiedener Konstruktionen axial adaptiver Gleitringdichtungen mit Lufteinblasung gegeben. Auf Basis der geometrischen Varianten sollen mögliche Entwicklungstendenzen abgeleitet werden.

2.2 Varianten axial adaptiver Gleitringdichtungen

Die erste Konstruktion einer Dichtung basierend auf dem zuvor beschriebenen Funktionsprinzip wurde von Moore (1968) patentiert und ist in Abbildung 2.2a dargestellt. Im Vergleich zu der in Abbildung 2.1 gezeigten Konfiguration fällt auf, dass die Dichtung genau umgekehrt durchströmt wird. Das Hochdruckgebiet befindet sich am Außenradius und das Niederdruckgebiet am Innenradius. Gleichzeitig ist der Starterzahn am Stator befestigt und das Luftlager wird über zwei Bohrungen belüftet. Die in Abbildung 2.2b dargestellte Konstruktion von Pope (1994) weist ebenfalls einen Starterzahn am Stator auf. Allerdings ist die Rotorkontur einfacher gestaltet und kommt ohne den Zahn am Rotor (RZ) aus, der in der Geometrie von Moore (1968) zu sehen ist. Pope (1994) begründet die Änderungen damit, eine möglichst geringe Leckage und eine hohe Dynamik des Stators erzielen zu wollen. Aus diesen Gründen wurde der Primärzahn breiter gewählt, wobei auf eine Minimierung der Gesamtmasse des Stators geachtet wurde.

Auf Basis von experimentellen Untersuchungen schlagen Turnquist et al. (1997) eine Geometrie zur Vermeidung von Interaktion der Strömungen aus dem Luftlager und der über den Primärzahn vor. Zwei Konstruktionsmöglichkeiten von Turnquist et al. (1999a) sind in Abbildung 2.3 dargestellt. Einerseits kann ein axialer Absatz (RA) am Rotor angebracht werden (Abbildung 2.3a) oder andererseits ein Strömungsumlenker (SU) zum Einsatz kommen (Abbildung 2.3b).

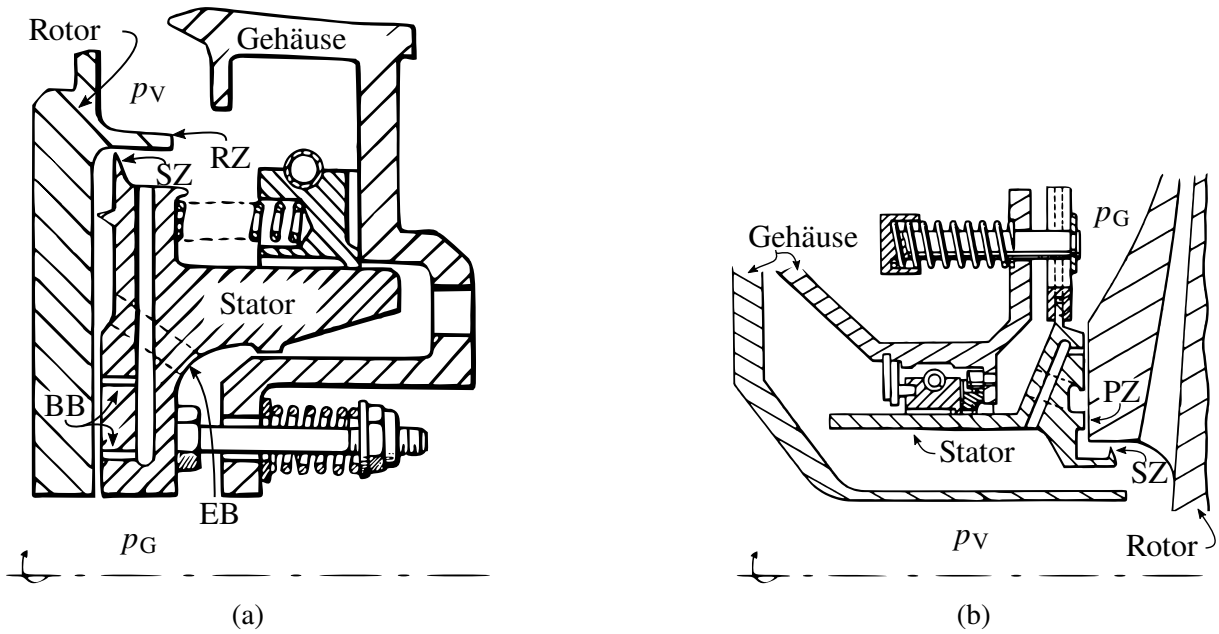


Abbildung 2.2: Erste Patente einer axial adaptiven Gleitringdichtung mit Lufteinblasung
 (a) modifiziert nach Moore (1968)
 (b) modifiziert nach Pope (1994)

Zudem weisen beide Varianten zwei Entlüftungsbohrungen auf. Eine Bohrung leitet die Luft aus der Entlüftungskavität radial nach außen in das Niederdruckgebiet ab, während die zweite Bohrung unter leichter Anstellung in axiale Richtung weist.

Brauer et al. (2004) verzichten vollständig auf die Entlüftung zwischen Primärzahn und Luftlager während Albers et al. (2007) und Kripa et al. (2011) unterschiedlich große oder rechteckige Ent-

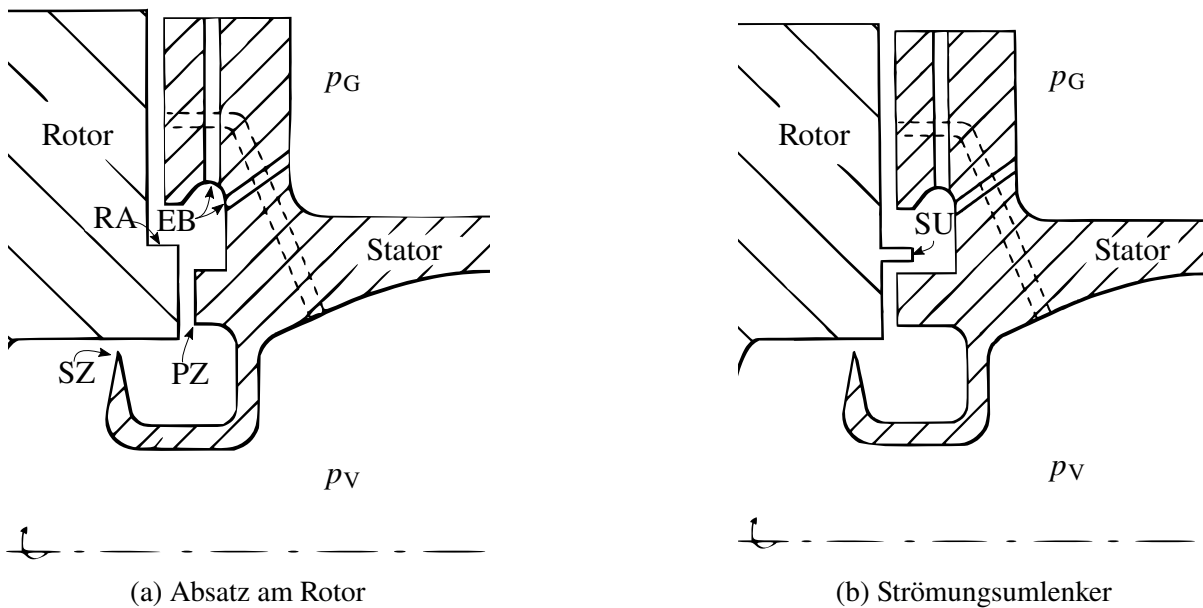


Abbildung 2.3: Konstruktionsvarianten mit angeformtem Strömungsumlenker und Absatz am Rotor (modifiziert nach Turnquist et al. (1999a))

lüftungsbohrungen beschreiben. Ausgehend von den Vorschlägen von Turnquist et al. (1999a) ist durch eine lokale Erhebung am Rotor in radialer Richtung unterhalb des Starterzahns eine variable Drosselung der Strömung über dem Starterzahn in Abhängigkeit der axialen Spaltweite denkbar. Diese soll ein verbessertes Dichtverhalten im geöffneten Zustand der Dichtung ermöglichen (Munsell und Glahn, 2009). In den jüngeren Patentschriften (Albers et al., 2007, Kripa et al., 2011, Tran et al., 2018, Bidkar et al., 2021 und Tran et al., 2021) sind nur Konstruktionen mit radial von außen nach innen strömenden Fluid vorzufinden. Bei den von Albers et al. (2007) und Kripa et al. (2011) geschilderten Konfigurationen sind mehrere, teilweise entgegen der Strömungsrichtung angestellte, Primärzähne am Stator angebracht, die gemeinsam ein mehrstufiges Labyrinth bilden. Nach Denecke (2008) und Braun (2016) ist bei diesen Geometrievarianten mit einem reduzierten Massenstrom bei gleicher axialer Spaltweite zu rechnen.

Abschließend sind in Abbildung 2.4 zwei Varianten für das Luftlager aufgezeigt. Bei der Geometrie in Abbildung 2.4a ist unterhalb des Innenradius am Luftlager ein Auslasszahn (LL-AZ) angebracht, über dessen Funktion Tran et al. (2018) keine Angaben machen. Dennoch ist zu erwarten, dass sich, aufgrund der Drosselwirkung in der Kavität zwischen dem Luftlager und dem Auslasszahn, ein gegenüber dem Gegendruck erhöhter Druck einstellt, was unmittelbare Auswirkungen auf die Öffnungskräfte hat. In Abbildung 2.4b ist um die Belüftungsbohrung eine kreisförmige Tasche eingelassen und die Belüftungsbohrung ist leicht radial nach innen angestellt (Wolfe et al., 1996). Bidkar et al. (2021) und Tran et al. (2021) haben weitere Geometrievarianten für das Luftlager patentiert. Die speziell geformten Taschen im Luftlager zielen darauf ab, eine zusätzliche aerodynamischen Kraftkomponente bei drehendem Rotor zu erzeugen, die zu einer Erhöhung der Luftfilmsteifigkeit im Betrieb führen kann und damit eine zusätzliche Sicherheit gegen ein mögliches Anstreifen im Betrieb bietet. Die Strömung wird in den Taschen in Drehrichtung durch viskose Reibung an der bewegten Rotorfläche beschleunigt und trifft in Umfangsrichtung auf die Wandungen der Tasche. Dort wird das Fluid zunächst aufgestaut, bevor es in den Dichtspalt eindüst. Durch das Aufstauen bilden sich lokale Regionen mit erhöhtem Spaltdruck, die im Mittel zu einer größeren Luftlagerkraft führen. Typischerweise nimmt die aerodynamische Kraft mit steigender Drehzahl zu.

Aus den Patentschriften lassen sich die folgenden Entwicklungstendenzen ableiten:

- Minimierung der Statormasse zur Erhöhung der Dynamik des Dichtsystems
- Reduktion der Leckage
- Erhöhung der Öffnungskraft und Luftfilmsteifigkeit im geschlossenen Zustand zur Vermeidung einer Berührung zwischen Rotor und Stator

Grundlegend sind Verbesserungen für alle genannten Punkte durch die Formgebung einzelner Komponenten erreichbar. So ist basierend auf dem Wissen zu Labyrinthdichtungen davon auszugehen, dass mehrere Primärzähne zu einer Reduktion der Leckage führen. Allerdings ist aufgrund der zusätzlichen Komponenten mit einer erhöhten Statormasse zu rechnen, was Auswirkungen auf die Dynamik hat. Zudem baut sich der Druck über jeden Primärzahn sukzessive vom Vor- auf den Gegendruck ab. Dadurch sind auch veränderte Öffnungskräfte im geschlossenen Zustand zu erwarten.

In Turbomaschinen treten hohe Drücke und Temperaturen auf, die zu starken Verformungen

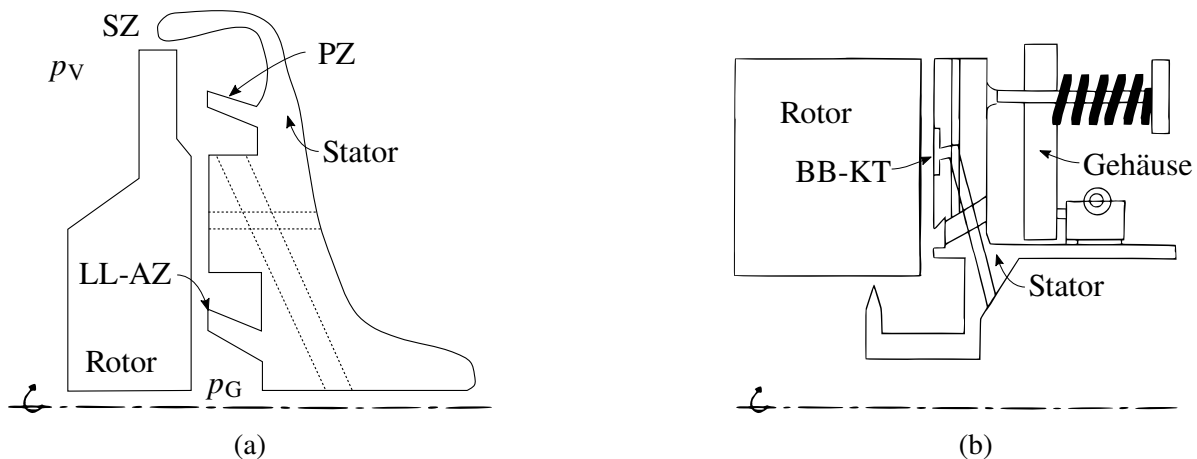


Abbildung 2.4: Konstruktionsvarianten der Luftlagergeometrie

(a) modifiziert nach Tran et al. (2018)

(b) modifiziert nach Hwang et al. (1996)

der Gleitringdichtung führen können. Diese Verformungen können einerseits die axiale Beweglichkeit einschränken und andererseits zur Ausbildung von divergenten oder konvergenten Dichtspalten, mit einhergehender Erhöhung oder Reduzierung der Leckage, führen (Lebeck, 1991). Die Auswirkungen möglicher Verbesserungen an Einzelkomponenten auf das Gesamtbetriebsverhalten muss also bei der Gestaltung berücksichtigt werden. Dazu ist ein umfassendes Verständnis des Dichtsystems sowohl im Hinblick auf das aerodynamische wie auch das mechanische Betriebsverhalten nötig.

Im Folgenden wird auf den wissenschaftlichen Kenntnisstand über das Betriebsverhalten von axial adaptiven Gleitringdichtungen mit Lufteinblasung eingegangen.

2.3 Wissenschaftlicher Kenntnisstand

Zum ersten Mal wurden experimentelle Ergebnisse für eine axial adaptive Gleitringdichtung mit Lufteinblasung von Hwang et al. (1996) veröffentlicht. Für die Untersuchungen wurde die in Abbildung 2.1 dargestellte Konstruktion mit einem Durchmesser von 373,4 mm gefertigt. Um sie realitätsnah als Ersatz für die Labyrinthdichtungen am Verdichteraustritt oder am Turbineneinlass zu testen, wurden ausschließlich metallische Werkstoffe verwendet. Für den Einsatz in der Maschine geben die Autoren einen Temperaturbereich zwischen 538 °C und 704 °C an. Folglich sollte als Material auf eine Nickelbasislegierung zurückgegriffen werden. Für den Versuch bei niedrigeren Temperaturen wurde als Material Edelstahl gewählt. Der Dichtspalt am Starterzahn wurde auf 0,762 mm festgelegt, um relativen radialen Dehnungen zwischen Rotor und Stator Rechnung zu tragen. Im geöffneten Zustand betrug die axiale Spaltweite zwischen 1,9 mm und 3,175 mm. Die Dichtung wurde so ausgelegt, dass sie bereits bei einer Druckdifferenz zwischen 0,62 bar - 0,69 bar schließt.

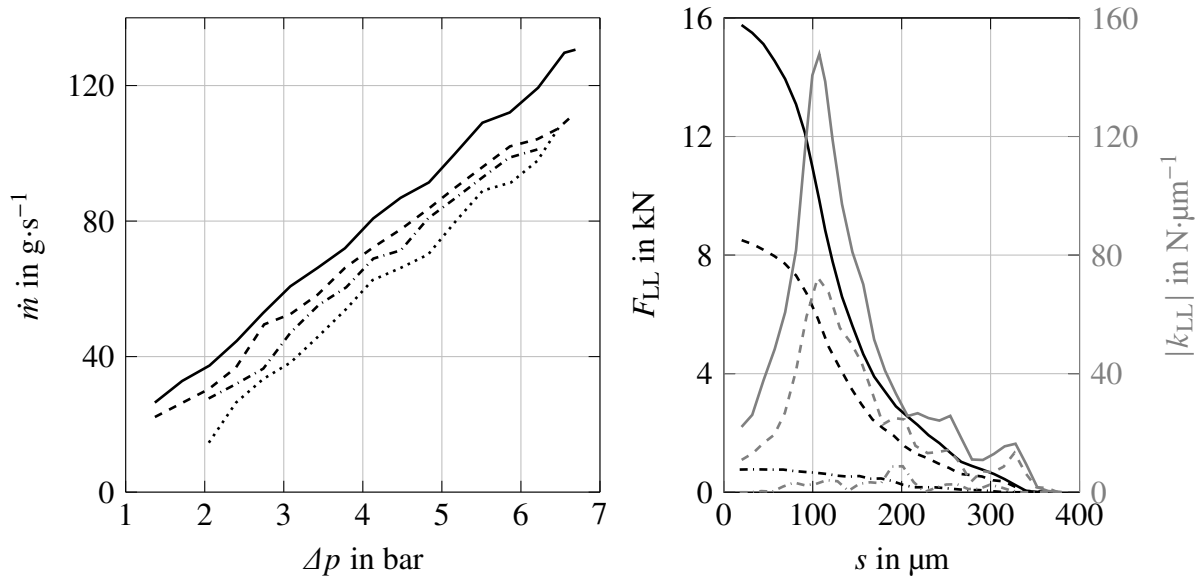
Die Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen belegen die technische Realisierbarkeit für axial adaptive Gleitringdichtungen mit Lufteinblasung und bestätigen die grundlegenden Eigen-

schaften wie den berührungsfreien Betrieb und die geringen Leckageraten. Für Druckdifferenzen bis 7 bar sind für vier Lufttemperaturen (65,6 °C , 121,1 °C , 260 °C und 426,7 °C) bei einer Drehzahl von 11 500 min⁻¹ die Leckagemassenströme beschrieben. Die Autoren stellen einen linearen Zusammenhang zwischen der Leckage und der Druckdifferenz fest, wie in Abbildung 2.5 dargestellt. Mit steigender Temperatur sind geringere Massenströme zu beobachten, was auf die temperaturabhängige Reduktion der Dichte zurückgeführt wird. Die Ergebnisse der Studie sind in SI-Einheiten umgerechnet in Abbildung 2.5a gezeigt. Im Vergleich zu einer vierstufigen Labyrinthdichtung gleichen Durchmessers, geben Hwang et al. (1996) eine Leckagereduktion zwischen 75 und 90 % an. Aus den Massenströmen wird die axiale Spaltweite auf 50,8 µm abgeschätzt. Zudem deuten die Ergebnisse auf eine reduzierte Reibungsaufheizung der Strömung hin, sodass deutlich niedrigere Lufttemperaturen stromab der Dichtung zu erwarten sind verglichen mit der Aufheizung in einem vierstufigen Labyrinth. Weiterhin belegen Hwang et al. (1996) in einem Langzeittest über 736 Stunden, dass kein signifikanter Abrieb an der Dichtung entstanden ist und der Massenstrom nahezu konstant bleibt. Abschließend sind in der Studie Ergebnisse für das Folgeverhalten der Dichtung bei leichter Verkippung zwischen der Rotor- und Gehäuseachse und bei axialer Anregung durch eine Unwucht am Rotor diskutiert. Für alle untersuchten Betriebspunkte wurde ein berührungsfreier Betrieb bestätigt. Allerdings stellen die Autoren fest, dass die Dichtung bei der Anregung mit einer axialen Unwucht des Rotors von 0,127 mm beim Erhöhen der Drehzahl von 4000 min⁻¹ auf 5000 min⁻¹ plötzlich öffnet. Dadurch wurde ein um den Faktor drei erhöhter Massenstrom beobachtet. Die genaue Ursache für das plötzliche Öffnen der Dichtung bleibt unbekannt. Dennoch bleibt festzuhalten, dass die Dichtung den geöffneten Zustand einnimmt, für den eine deutlich erhöhte Leckage bei weiterhin berührungsfreiem Betrieb zu erwarten ist.

Bagepalli et al. (1996) beschreiben im gleichen Jahr eine Vorgehensweise zur dynamischen Modellierung des Betriebsverhaltens der Dichtung, wie sie in Abbildung 2.4b dargestellt ist, die einen Durchmesser von 914,4 mm aufweist. Die Studie zielt darauf ab, das Verhalten der Dichtung bei verschiedensten Lastszenarien, wie zum Beispiel im Leerlauf, beim Rollen auf dem Rollfeld oder beim Abheben des Flugzeugs vorherzusagen (Bagepalli et al., 1996 und Bagepalli, 1996). Der Ansatz basiert auf einem Mehrkörperdynamikmodell, wobei sowohl der Rotor, als auch der Stator und das Gehäuse einen Freiheitsgrad in z -Richtung aufweisen. Der Luftfilm zwischen Rotor und Stator wird über Steifigkeiten und Dämpfungen modelliert. Die Spaltdrücke, Luftfilmsteifigkeiten und -dämpfungen wurden mit Hilfe eines von der NASA entwickelten Programms für verschiedene Betriebspunkte berechnet. Für die Druckdifferenzen 0,414 bar (---), 4,137 bar (- - -) und 7,584 bar (—) sind die Zusammenhänge in Abbildung 2.5b dargestellt. Mit sinkender Spaltweite s ergibt sich ein umgekehrt proportionaler Anstieg der Spaltkraft. Für $s < 100$ µm nimmt die Zunahmerate der Kraft mit sinkendem Spalt ab. Die Zunahmerate

$$k_{LL} = \frac{\partial F_{LL}}{\partial s} \quad (2.4)$$

entspricht der Luftfilmsteifigkeit k_{LL} im Luftlager. Der Betrag der Luftfilmsteifigkeit ist in Abbildung 2.5b mit grauen Kurven für die entsprechenden Druckverhältnisse eingezeichnet und wurde aus den Angaben von Bagepalli et al. (1996) berechnet. Es ist deutlich zu erkennen, dass die Luftfilmsteifigkeit ebenfalls stark von der Spaltweite und dem Druckverhältnis abhängt.



- (a) Leckagemassenstrom \dot{m} für verschiedene Druckdifferenzen Δp bei Lufttemperaturen von 65,6 °C (—), 121,1 °C (---), 260 °C (-·-·-) und 426,7 °C (·····) bei konstanter Drehzahl von 11 500 min^{-1} nach Hwang et al. (1996).
- (b) Verlauf der Spaltkraft F_{LL} und Luftfilmsteifigkeit $|k_{LL}|$ im Luftlager über der Spaltweite s bei den Druckdifferenzen 0,414 bar (-·-·-), 4,137 bar (---) und 7,584 bar (—).

Abbildung 2.5: Experimentelle bzw. analytische Ergebnisse von Hwang et al. (1996) und Bagepalli et al. (1996).

Zur Vorhersage des transienten Betriebsverhaltens bei Lastwechseln in der Maschine interpolieren Bagepalli et al. (1996) die Luftfilmsteifigkeiten und Dämpfungsraten zu jedem berechneten Zeitschritt aus den für die stationären Zustände bestimmten Daten. Die Autoren bestätigen für alle simulierten Betriebszustände einen berührungsfreien Betrieb der Dichtung, dabei variierten die Spaltweiten im geschlossenen Zustand zwischen 38,1 μm und 101,6 μm .

Wolfe et al. (1996) validieren das beschriebene Modell für den stationären Betrieb erfolgreich durch experimentelle Ergebnisse. Die gemessenen Massenströme entsprechen qualitativ den Ergebnissen von Hwang et al. (1996) in Abbildung 2.5a. Nach Korrektur der Lufttemperatur und linearer Skalierung des Massenstroms auf den kleineren Durchmesser, geben Wolfe et al. (1996) an, dass die große und kleine Dichtung bezogen auf den Durchmesser sehr ähnliche Massenströme aufweisen. Weiterhin wird in der Studie gezeigt, dass die Dichtung mit kleinerem Durchmesser auch bei stark mit Staub versetzter Luftströmung einwandfrei funktioniert und praktisch keine Veränderung in der Leckage zu beobachten ist. Außerdem kann der Rotor im Versuchsaufbau axial um bis zu 7,62 mm relativ zum Gehäuse verschoben werden, wodurch die maximal mögliche Bewegung des Stators bzw. der Anfangsspalt begrenzt wird. Dadurch ist es möglich, das Folgeverhalten der Dichtung unter simulierten Relativbewegungen zwischen Rotor und Gehäuse zu testen. Für konstante Druckrandbedingungen bestätigen die Messdaten trotz verändertem Abstand zwischen Rotor und Gehäuse nahezu konstante Massenströme. Die Autoren schließen daraus, dass die Dichtung unter Einhaltung einer konstanten Spaltweite der Rotorbewegung gefolgt ist, ohne diese direkt gemessen zu haben.

Turnquist et al. (1997) führen die experimentellen Untersuchungen bei großem Durchmesser von Wolfe et al. (1996) fort und testen die Dichtung mit drehendem Rotor. Während dieser Versuche trat im Gegensatz zu den stationären Versuchen ein Anstreifen auf. Die Autoren beschreiben das Aussehen der angestrichelten Dichtflächen als „abgewischt“ (Turnquist et al., 1997). In der Folge wurden sowohl am Stator 80 μm als auch am Rotor 1,53 mm Material abgetragen und die Tests wiederholt. Die Ergebnisse nach der Überarbeitung der Dichtung zeigten ein verändertes Betriebsverhalten bei gleichen Betriebsbedingungen im Vergleich zu den Ergebnissen von Wolfe et al. (1996). Im Versuchsaufbau sind erstmals Abstandssensoren verbaut, die den Spalt zwischen Rotor und Stator direkt erfassen.

Der Schließvorgang wurde ab einer Druckdifferenz von 0,14 bar-0,2 bar beobachtet und ein Gleichgewichtsspalt bei 0,4 mm festgestellt, was deutlich über dem Auslegungsbereich zwischen 38 μm und 76 μm lag. Die erhöhte Spaltweite führen die Autoren darauf zurück, dass der Luftstrom vom Primärzahn in das Luftlager eindüst und dort zu einer Druckerhöhung führt. Die Theorie wird mit Hilfe einer 3D-Strömungssimulation bekräftigt. Die Ergebnisse zeigen zum ersten Mal, dass eine Interaktion zwischen der Strömung über den Primärzahn und aus dem Luftlager besteht. In der Studie sind zudem weitere Messergebnisse beschrieben, die den Einfluss verschiedener Parameter auf die Leckage, die Spaltweite und den berührungsfreien Betrieb beschreiben.

Für zwei Anfangsspaltweiten (3,175 mm und 0,508 mm) wurde gezeigt, dass sich der selbe Gleichgewichtsspalt bei 0,4 mm einstellt und folglich die Anfangsspaltweite keinen Einfluss auf den Betriebsspalt hat. Weiterhin wurde der Einfluss der Anzahl an Belüftungsbohrungen auf den Gleichgewichtsspalt untersucht, indem 10 %, 20 %, 50 % und 75 % der Bohrungen mit Metallband verschlossen wurden. Dabei wurde beachtet, dass die verbliebenen offenen Bohrungen symmetrisch am Umfang verteilt sind. Der Test offenbart einen linearen Zusammenhang zwischen der Anzahl an Belüftungsbohrungen und der Leckage. Für 75 % geschlossene Bohrungen ist eine reduzierte Gleichgewichtsspaltweite von 0,178 mm angegeben. Mit zunehmender Anzahl an geöffneten Bohrungen ist ein degressiver Anstieg der Gleichgewichtsspaltweite zu verzeichnen. Mit der Hälfte geöffneter Bohrungen wurde der Einfluss der Druckdifferenz untersucht. Dazu wurde der Vordruck so eingestellt, dass sich konstante Druckdifferenzen von 0,48 bar, 1,03 bar und 2,07 bar ergaben. Mit steigender Druckdifferenz stellen sich größere Spaltweiten und Massenströme ein. Die Autoren führen das Verhalten auf einen stärkeren Anstieg der Öffnungskräfte im Luftlager im Vergleich zu den Schließkräften zurück. Dadurch stellt sich das Kräftegleichgewicht bei einer größeren Spaltweite ein.

Erstmals geben Turnquist et al. (1997) Daten für die Spaltweite und die Leckage bei drehendem Rotor für Drehzahlen bis 2400 min^{-1} an. Bei einer konstanten Druckdifferenz von 1,03 bar und 50 % geöffneten Bohrungen stellt sich eine Spaltweite zwischen 0,305 mm und 0,356 mm ein, wobei eine konstante Leckage festgestellt wird. Da sich keine Veränderung der Spaltweite oder der Leckage mit veränderter Drehzahl beobachten lässt, wird davon ausgegangen, dass die Rotation das Betriebsverhalten nicht beeinflusst.

In der Studie wird zudem gezeigt, dass die Vorspannung und Federsteifigkeit der Rückhaltefedern nur marginalen Einfluss auf den Gleichgewichtsspalt hat. Allerdings ist eine gleichmäßige Verteilung und ausreichende Anzahl von Federn entlang des Umfangs elementar, um das gleich-

mäßige Gleiten der Dichtung in axialer Richtung zu gewährleisten. Beim Versuch mit reduzierter Anzahl an Federn, und folglich vergrößertem Abstand in Umfangsrichtung, stellen sich ungleichmäßige Reibkräfte ein. Schließlich zeigen die Autoren, dass die Reduktion des radialen Spalts über dem Starterzahn von 2,159 mm auf 1,27 mm zu einer Verkleinerung der axialen Spaltweite um 0,102 mm führt, wobei der Gleichgewichtsspalt 0,305 mm beträgt. Turnquist et al. (1997) führen den Effekt auf Änderung des Kammerdrucks zwischen Starter- und Primärzahn zurück, der mit sinkender radialen Spaltweite abnimmt. Folglich nimmt auch die Öffnungskraft ab und es stellt sich ein geringerer Gleichgewichtsspalt ein.

Turnquist et al. (1997) schlagen eine Anpassung der Geometrie vor, um die Strömungen vom Luftlager und dem Primärzahn zu entkoppeln und somit die gewünschten Gleichgewichtsspalte zwischen $38\ \mu\text{m}$ und $76\ \mu\text{m}$ zu erreichen. Turnquist et al. (1998) erläutern die experimentellen Ergebnisse für die angepasste Geometrie. Die Autoren haben einen Strömungsumlenker am Rotor eingefügt, wie er in Abbildung 2.3b dargestellt ist. Sowohl für die statischen wie auch die drehenden Versuche kann ein berührungsloser Betrieb festgestellt werden. Für die verbesserte Geometrie mit Strömungsumlenker sind Gleichgewichtsspalte zwischen $25\ \mu\text{m}$ und $38\ \mu\text{m}$, wie im Auslegungsprozess angedacht, angegeben. Zur Simulation einer axialen Rotorschwingung setzen die Autoren einen modifizierten Rotor mit einer Erhebung an einer Umfangsposition der axialen Rotorfläche ein. Es werden zwei Erhebungen mit $127\ \mu\text{m}$ und $254\ \mu\text{m}$ untersucht, die zu einer Schwingung der axialen Rotoroberfläche, und damit des Luftfilms zwischen Rotor und Dichtung, mit entsprechender Amplitude führen. Es ist ein um 17 % bzw. 33 % erhöhter Massenstrom im Vergleich zu den Versuchen ohne Unwucht festzustellen.

In einer weiterführenden Untersuchung wird der Betrieb bei verkipptem Gehäuse untersucht (Turnquist et al., 1999b). Die Autoren erweitern den Versuchsstand um einen Mechanismus, der eine Schiefstellung der Gehäuseachse in Bezug zur Rotorachse um $\pm 0,27^\circ$ ermöglicht. Die Schiefstellung entspricht der relativen Verkippung zwischen Rotor und Gehäuse eines Triebwerks bei Flugmanövern. Während die Verkippung bei den statischen Versuchen von der Dichtung ausgeglichen werden, wird bei den dynamischen Tests für die höchsten Drehzahlen und Druckdifferenzen erneut ein Anstreifen festgestellt. Die Inspektion der Dichtung und des Rotors ergibt, dass die Rotordichtfläche außerhalb der Anstreiffläche und somit schon vor dem Anstreifereignis eine deutlich höhere Rauigkeit aufwies als ursprünglich angenommen ($3,6\ \mu\text{m}$ anstatt $0,4\ \mu\text{m}$), weshalb die Fläche so nachbearbeitet wurde, dass die Rauigkeit im gewünschten Bereich liegt. In der Folge werden die Tests wiederholt und einerseits wird ein berührungsfreier Betrieb unter Verkippung bei drehendem Rotor festgestellt und andererseits eine deutlich reduzierte Leckage gemessen. Für einen Betriebspunkt stellen die Autoren eine Reduktion im Massenstrom um 24 % fest, die durch die Verringerung der Oberflächenrauigkeit erzielt wird.

Aus diesen Veröffentlichungen lassen sich bereits wesentliche Einfluss- und Zielgrößen ableiten, die für das Betriebsverhalten von axial adaptiven Gleitringdichtungen mit Lufteinblasung bedeutend sind. Die wesentlichen Zielgrößen sind der Leckagemassenstrom \dot{m} und die wirkenden Druckkräfte F . Auf diese Größen haben sowohl die Spaltweite s , die Druckdifferenz Δp als auch die Geometrie der Einzelkomponenten Einfluss. Sind die Einflussgrößen bekannt, bieten sich zur Vorhersage der Leckage bestehende Ansätze für Labyrinth- und Gleitringdichtungen mit Lufteinblasung an. Insbesondere zum Betriebsverhalten von Labyrinthdichtungen sind in der

Literatur zahlreiche Veröffentlichungen zu finden, die von Chupp et al. (2006) oder Denecke (2008) ausführlich zusammengefasst sind. Das Betriebsverhalten von Gleitringdichtungen wird von Lebeck (1991) beschrieben. Zur Vertiefung des grundlegenden Verständnis beider Dichtungstechnologien sei an dieser Stelle auf die genannten Werke verwiesen. Im folgenden wird vertiefend auf die Strömung in Gleitringdichtungen eingegangen, um relevante Parameter und Phänomene aufzuzeigen, die auch im Luftlager von axial adaptiven Gleitringdichtungen mit Lufteinblasung zu erwarten sind.

Bei Gleitringdichtungen hängt die Spaltweite bzw. das dynamische Verhalten der Dichtung wesentlich von den wirkenden Kräften nach Gleichung (2.2) ab. Die Druckkräfte entlang der Dichtungskontur ergeben sich durch die Strömung, die maßgeblich von der Geometrie und den thermodynamischen Randbedingungen bestimmt wird. Zur Vorhersage des Betriebsverhaltens ist es letztlich unabdingbar, die Aerodynamik des Dichtsystems und die Druckverläufe in Abhängigkeit der Geometrie und den thermodynamischen Randbedingungen zu verstehen. Typischerweise treten bei Gleitringdichtungen oder Gleitlagern Betriebsspalte von wenigen Mikrometern auf (Lebeck, 1991). Für den im Rahmen dieser Arbeit untersuchten Dichtungstyp beträgt die Spaltweite jedoch mindestens $30\ \mu\text{m}$ und kann insbesondere beim Schließen und Öffnen der Dichtung auf einige Millimeter ansteigen, wie aus den zuvor beschriebenen Veröffentlichungen hervorgeht. Ob die für Gleitringdichtungen bekannten Zusammenhänge übertragbar sind, muss weiter untersucht und ggf. mit Hilfe experimenteller Daten bestätigt werden.

Einen Beitrag dazu leisten Zimmermann et al. (2017). Die Autoren stellen einen ebenen statischen Prüfstand vor, in dem ein abgewickeltes Segment des Dichtsystems untersucht werden kann. Im Fokus der Studie stehen die Bestimmung der Leckage und der flächigen Druckverteilung im Luftlager. Mit den Ergebnissen schließen die Autoren eine Forschungslücke aus vorangegangenen Arbeiten, in denen im Wesentlichen auf die flächengemittelten Spaltkräfte für statische und dynamische Betriebszustände eingegangen wird (Fourka et al., 1996, Nishio et al., 2011, Gao et al., 2015 oder Franssen et al., 2017). Neben einer detaillierten Fehlerabschätzung für die Messtechnik präsentieren Zimmermann et al. (2017) erste Ergebnisse für die Druckverteilung im Dichtspalt und einen Vergleich zwischen der gemessenen resultierenden Kraft und der aus der Druckverteilung berechneten Öffnungskraft im Luftlager von axial adaptiven Dichtungen mit Lufteinblasung (Zimmermann et al., 2017).

Zimmermann et al. (2018) diskutieren umfangreiche Ergebnisse für den Leckagemassenstrom und den gemittelten Spaltdruck im Luftlager in Abhängigkeit der axialen Spaltweite und Druckdifferenz für eine Geometrie, die der Konstruktion aus Abbildung 2.4b ähnelt. Es ist anzumerken, dass sich der Starterzahn in der Studie am Außenradius befindet und folglich auch die Strömung vom Außen- zum Innenradius erfolgt, also umgekehrt wie in Abbildung 2.4b. Die Autoren geben erstmals Korrelationen zur Vorhersage des Massenstroms

$$\frac{\dot{m}}{\dot{m}_{\text{ref}}} = C_1 \cdot \left(\frac{s}{r_{\text{KT}}} \right)^{C_2} \cdot \left(\frac{\Delta p}{p_{\text{ref}}} \right)^{C_3} \quad (2.5)$$

und des gemittelten Spaltdrucks im Luftlager \bar{p}

$$\frac{\bar{p} - p_G}{p_V - p_G} = C_4 \cdot \left(\frac{s}{r_{KT}} \right)^{C_5} \cdot \left(\frac{\Delta p}{p_{ref}} \right)^{C_6} \quad (2.6)$$

an. Der Referenzdruck p_{ref} und -massenstrom \dot{m}_{ref} sind nicht näher spezifiziert. r_{KT} entspricht dem Radius der kreisförmigen Tasche im Luftlager, die die Belüftungsbohrung umgibt. C_1 - C_6 sind Korrelationskoeffizienten.

Für beide Zielgrößen stellen die Autoren eine deutliche Abhängigkeit vom anliegenden Druckverhältnis

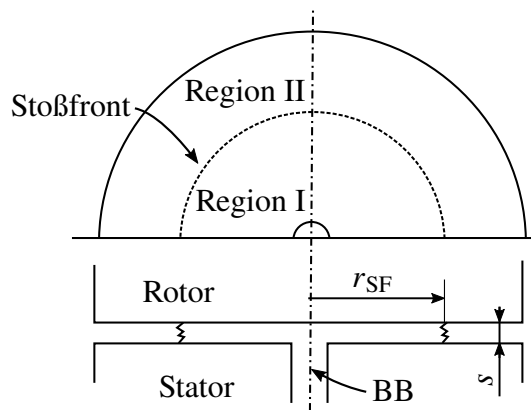
$$\Pi = \frac{p_V}{p_G} \quad (2.7)$$

fest. Bei unterkritischem Druckverhältnis sind C_1 - C_5 konstant, während C_6 linear von der dimensionslosen Spaltweite s/r_{KT} abhängt. Bei überkritischem Druckverhältnis sind alle Koeffizienten konstant. Grundsätzlich folgt aus den Messdaten, dass mit steigender Spaltweite und steigendem Druckverhältnis der Massenstrom zunimmt. Gleichzeitig sinkt mit steigender Spaltweite der gemittelte Spaltdruck ab. Bei überkritischen Druckverhältnissen steigt der Spaltdruck mit zunehmendem Druckverhältnis an, wobei sich der Zusammenhang für unterkritische Zustände umkehrt und von der Spaltweite abhängt.

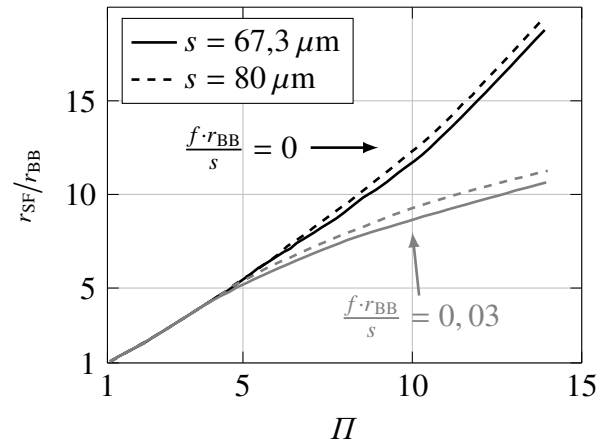
Im zweiten Teil der Studie vergleichen Zimmermann et al. (2018) numerische mit experimentell bestimmten Druckverläufen auf der Rotorwand im Luftlager und stellen eine gute Übereinstimmung bei unterkritischen Bedingungen fest. Bei überkritischen Druckverhältnissen sind große Unterschiede zu erkennen, die die Autoren mit dem Auftreten von Verdichtungsstößen erklären. Die Druckstöße mit lokal sehr hohen Druckgradienten treten in der numerischen Studie genau dort auf, wo sich im Experiment Druckmessbohrungen befinden, was mit großen Messfehlern verbunden ist (Zimmermann et al., 2017). Zimmermann (2021) führt die Ergebnisse aus den vorangegangenen Veröffentlichungen zusammen und ergänzt die Studien, um den Einfluss von Fertigungstoleranzen auf die Strömung im Luftlagerspalt einer Gleitringdichtung mit Lufteinblasung. Von größerer Bedeutung sind nach Zimmermann (2021) Fertigungsabweichungen, die zu einem in Umfangsrichtung konkav geformten bzw. teilweise schräg verlaufenden Luftlagerspalt führen. Sie bewirken eine Vergrößerung bzw. Verringerung der Betriebsspaltweite, was bei der Auslegung einer Gleitringdichtung mit Lufteinblasung berücksichtigt werden sollte.

Aus der Veröffentlichung von Zimmermann (2021) ist das Auftreten eines lokalen Unterdruckgebiets im Luftlager hervorzuheben. Dieser Effekt ist von scheibenförmigen Gleitlagern mit zentraler Luftzuführung bekannt und wird qualitativ von Mori (1961) beschrieben. Aufgrund der Ähnlichkeit mit den Ergebnissen für den Druckverlauf im Luftlagerspalt von Zimmermann et al. (2018) wird auf relevante Arbeiten zur Strömung im Spalt von scheibenförmigen Gleitlagern im Folgenden vertiefend eingegangen.

Ein schematisches Modell eines Gleitlagers ist in Abbildung 2.6a dargestellt, wobei die Bezeichnungen Rotor, Stator und Belüftungsbohrung (BB) eingefügt wurden, um den geometrischen Bezug zu der im Rahmen dieser Arbeit untersuchten adaptiven Dichtung herzustellen. Es wird bedruckte Luft über die zentrale Belüftungsbohrung zugeführt und der Spalt s zwischen Rotor und Stator wird als konstant angenommen. Im Spalt stellen sich zwei Regionen ein. In Region I



(a) Schematischer Aufbau



(b) Relative Position der Stoßfront

Abbildung 2.6: Theoretisches Modell zur Beschreibung des lokalen Unterdruckgebiets in gasgeschmierten Axiallagern mit Luftzuführung von Mori (1961) und Ergebnisse zur relativen Position der Stoßfront r_{SF}/r_{BB} in Abhängigkeit des Druckverhältnisses Π .

(Unterdruckgebiet) liegen Überschallgeschwindigkeiten vor, während die Geschwindigkeiten in Region II ausschließlich im Unterschallbereich liegen. Die beiden Regionen sind durch eine zur Rotoroberfläche senkrechte Stoßfront voneinander getrennt. Das Fluid strömt unter transsonischen Bedingungen aus der Belüftungsbohrung in den Spalt ein. Die Strömung in Region I wird als eindimensional und adiabat und das Fluid als perfektes Gas mit konstanten Bedingungen über der Spaltweite angenommen. Die Haftreibung an den Wänden wird mit dem Reibkoeffizienten f modelliert. In Region II wird die Strömung als viskos und polytrop betrachtet (Mori, 1961). In Abbildung 2.6b sind die Ergebnisse des analytischen Modells bezüglich der relativen Position der Stoßfront r_{SF}/r_{BB} in Abhängigkeit des Druckverhältnisses Π , bei $s = 67,3 \mu\text{m}$ (—) und $s = 80 \mu\text{m}$ (- - -) für das Verhältnis $f \cdot r_{BB}/s = 0$ (—) beziehungsweise $f \cdot r_{BB}/s = 0,03$ (—), dargestellt. Es kann festgehalten werden, dass sich Region I mit zunehmendem Druckverhältnis und zunehmender Spaltweite vergrößert. Mit steigendem Verhältnis $f \cdot r_{BB}/s$ rückt die Stoßfront näher an die Belüftungsbohrung und das lokale Unterdruckgebiet schrumpft. Mit dem Modell sind lediglich qualitative Vorhersagen möglich, was aus einem Vergleich mit experimentellen Daten hervorgeht. Die zum Teil großen quantitativen Abweichungen führen die Autoren auf die getroffenen Annahmen zurück, die eine starke Vereinfachung der realen Strömungszustände darstellen. Zudem stellt die genaue Bestimmung des Reibkoeffizienten f im Überschallgebiet (Region 1) eine große Herausforderung dar (Mori, 1961). Neben der a-priori unbekanntem Reynoldszahl spielt die Oberflächenbeschaffenheit der Wänden eine zentrale Rolle, die stark von Fertigungstoleranzen und den eingesetzten Materialien abhängt.

Durch die Einführung einer Rundung oder Fase am Austritt der Belüftungsbohrung kann das Unterdruckgebiet verkleinert werden. Kreisförmige Taschen, wie von Zimmermann et al. (2018) untersucht, erhöhen die Öffnungskraft im Luftlager, da sich ein erhöhter statischer Druck in den Taschen ausbildet und diese wie ein Druckreservoir wirken. Für Gleitlager mit Taschen muss das Modell von Mori (1961) um eine dritte Region erweitert werden, um den Übergang aus

der Tasche in den Dichtspalt zu beschreiben (Mori et al., 1964). Umfangreiche experimentelle Ergebnisse liefert Kassab (1994) und leitet empirische Korrelationen für gasgeschmierte Lager ab, die jedoch eine rechteckige Tasche um die Belüftungsbohrung aufweisen (Kassab, 1994, Kassab et al., 1997 und Kassab, 1997).

Details zum dreidimensionalen Strömungsfeld im Gleitlager liefert Eleshaky (2009) durch den Einsatz numerischer Simulationen. Für die Untersuchungen wurde ein Gleitlager mit einer Belüftungsbohrung mit Radius $r_{BB} = 1 \text{ mm}$ modelliert und für die Spaltweite $s = 100 \mu\text{m}$ das Strömungsfeld berechnet. Die Ergebnisse sind in guter Übereinstimmung mit experimentellen Daten und erlauben einen tiefen Einblick in das qualitative Strömungsfeld und die Entstehung des Verdichtungsstoßes im Übergang von Region I zu Region II (Eleshaky, 2009). Die Luft strömt über die Belüftungsbohrung in den Dichtspalt zwischen den beiden, in Abbildung 2.7 grau dargestellten, Wänden ein. Die Strömung löst unmittelbar am Übergang der Bohrung zur oberen Wand ab und es bildet sich ein Ablösegebiet aus. Dadurch verkleinert sich der effektiv durchströmte Querschnitt und es bildet sich, in Analogie zur Strömung über einen Labyrinthzahn, eine Einschnürung aus. Aufgrund der starken Umlenkung und Querschnittsverkleinerung wird die Strömung stark beschleunigt und es kann zur Ausbildung von Expansionswellen kommen. An der gegenüberliegenden unteren Wand wird der Belüftungsstrahl aufgestaut, umgelenkt und in den Spalt beschleunigt. In Folge kann sich an der unteren Wand ein Ablösegebiet entwickeln. Zwischen beiden Ablösegebieten bzw. zwischen der oberen und unteren Wand bildet sich ein schwacher schräger Stoß aus, der mit einem plötzlichen Druckanstieg einhergeht. Die Strömung wird verzögert, jedoch nicht notwendigerweise in den Unterschall. Eine Reihe von schwachen und reflektierten Stoßfronten kann sich ausbilden und das Strömungsfeld beeinflussen. Entlang eines Strompfades durch die Belüftungsbohrung in den Spalt wird der effektiv durchströmte Querschnitt zunächst verringert und steigt stromab wieder an. Diese Querschnittsveränderung ist analog zu der in einer Laval-Düse, weshalb die Strömung lokal in den Überschall beschleunigt werden kann. Dabei ist zu bedenken, dass das illustrierte Strömungsfeld rotationssymmetrisch ist, und die durchströmte Fläche mit zunehmendem Abstand zur Bohrungssachse anwächst. Die durchströmten geometrischen Querschnitte im Spalt von Gleitlagern ergeben sich mit der Gleichung

$$A_{GL} = 2 \pi r \cdot s, \quad (2.8)$$

wobei r der Radius in Bezug zur Mittelachse der Belüftungsbohrung ist.

Es ist an dieser Stelle anzumerken, dass diese Zusammenhänge nicht unmittelbar für die Strömung im Luftlager von axial adaptiven Gleitringdichtungen mit Lufteinblasung gelten müssen. Allerdings stellen die Ergebnisse einen Erklärungsansatz für die von Zimmermann et al. (2018) beschriebenen Zusammenhänge und das präsentierte Strömungsfeld dar.

In weiterführenden Studien (Nishio et al., 2011) werden Gleitlager mit mehreren Luftzuführungen untersucht, die entlang des Umfangs angeordnet sind. Die Belüftungsbohrungen haben jedoch einen deutlich kleineren Radius. Die untersuchten Spaltweiten belaufen sich nur auf wenige Mikrometer (vgl. Nishio et al., 2011). Dennoch entsprechen die resultierenden Luftfilmsteifigkeiten qualitativ den Verläufen in Abbildung 2.5b. Weitere experimentelle und numerische Untersuchungen zur Luftfilmsteifigkeit einer hydrodynamischen Gleitringdichtung mit Lufteinblasung beschreiben Trivedi et al. (2018) und Trivedi et al. (2019). Die Autoren verwenden

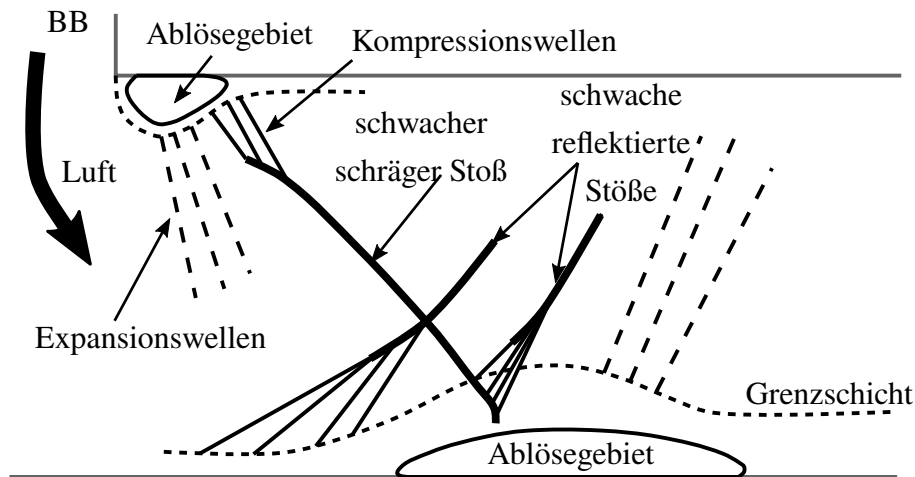


Abbildung 2.7: Schematische Darstellung des Strömungsfelds in einem kreisförmigen gasgeschmierten Luftlager mit zentraler Belüftungsbohrung nach Eleshaky (2009)

superkritisches Kohlendioxid als Arbeitsmedium, da die Dichtung für den Einsatz in einem geschlossenen Rekompansions-Brayton-Prozess untersucht wird. Sie zielen auf ein tieferes Verständnis der Strömung im Dichtspalt ab. Tallman und Bidkar (2018) ergänzen diese Experimente um numerische Ergebnisse für das Strömungsfeld und die Wärmeübergangskoeffizienten im Dichtspalt (Tallman und Bidkar, 2018).

Die Übertragbarkeit der Modelle und Berechnungsansätze von bedruckten Gleitlagern auf axial adaptive Dichtungen mit Lufteinblasung ist weiterhin offen und muss durch detaillierte experimentelle Untersuchungen der Druckverläufe im Luftlager sowie der Strömungsgeschwindigkeiten bestätigt werden. Zimmermann et al. (2019) stellen zu diesem Zweck eine Machbarkeitsstudie zur Anwendung von drucksensitiven Farben im Luftlager vor und präsentieren einen Skalierungsansatz zur Beschreibung von strömungsmechanisch ähnlichen Zuständen. Für identische Ähnlichkeitsparameter, d.h. Reynoldszahl

$$Re = \frac{\rho u L}{\mu}, \quad (2.9)$$

Isentropenkoeffizient κ , Machzahl

$$Ma = \sqrt{\kappa \frac{p}{\rho}} \quad (2.10)$$

und Eulerzahl

$$Eu = \frac{p}{\rho \cdot u^2} \quad (2.11)$$

ergeben sich ähnliche Strömungszustände im Luftlager. Dabei entspricht L der Breite eines periodischen Ausschnitts des Luftlagers oder dem Abstand zwischen zwei benachbarten Belüftungsbohrungen. Die Autoren bestätigen den Ansatz mit numerischen Ergebnissen für ein skaliertes Modell mit skalierten Randbedingungen im Vergleich zu einer Originalkonfiguration, wie sie in einer Maschine verbaut werden würde.

Für adaptive Gleitringdichtungen mit Lufteinblasung wurde im Rahmen dieser Arbeit eine Liste relevanter Größen zur Skalierung des aerodynamischen Betriebsverhaltens der Dichtung im geschlossenen Zustand vorgeschlagen (Wilhelm et al., 2019a). Zur Übersicht sind im Folgenden die wichtigsten Parameter zusammengefasst. Zum tieferen Verständnis wird auf die Veröffentlichung verwiesen. Zur Beschreibung des dimensionslosen Massenstroms wird der Durchflusskoeffizient nach Wittig et al. (1983)

$$C_D = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{id}}, \quad (2.12)$$

genutzt. In dieser Gleichung entspricht \dot{m}_{id} dem Massenstrom der durch eine ideale, reibungsfreie Düse bei gleichem Strömungsquerschnitt fließt. Der ideale Massenstrom berechnet sich nach

$$\dot{m}_{id} = \frac{\dot{Q}_{id} \cdot p_{tot,V} \cdot A}{\sqrt{T_{tot,V}}}, \quad (2.13)$$

mit der idealen Durchflussfunktion

$$\dot{Q}_{id} = \sqrt{\frac{2\kappa}{R_g(\kappa-1)} \left[1 - \left(\frac{1}{\Pi_{eff}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right] \left(\frac{1}{\Pi_{eff}} \right)^{\frac{1}{\kappa}}}, \quad (2.14)$$

die von der universellen Gaskonstante R_g , dem Isentropenexponenten κ und von dem effektiven Druckverhältnis nach Denecke et al. (2005)

$$\Pi_{eff} = \frac{p_{tot,V}}{p_G} \left(1 + \frac{\kappa-1}{2} K_V^2 Ma_\varphi^2 \right)^{\frac{-\kappa}{\kappa-1}} \quad (2.15)$$

abhängt. Das effektive Druckverhältnis nimmt mit steigender Drallzahl

$$K_V = \frac{u_{tan}}{\omega r} \quad (2.16)$$

und steigender Umfangsmachzahl

$$Ma_\varphi = \frac{\omega r}{\sqrt{\kappa R_g T_V}} \quad (2.17)$$

ab. Für eine erfolgreiche Skalierung müssen neben dem effektiven Druckverhältnis, der Drallzahl und der Umfangsmachzahl auch die axiale Reynoldszahl $Re_{ax} = \dot{m}/\mu r$ und die Prandtlzahl $Pr = \mu/c_p \lambda$ als dimensionslose Größen herangezogen werden.

Der Ansatz von Wilhelm et al. (2019a) ist besonders geeignet, um die thermodynamischen Randbedingungen der Gesamtdichtung (Labyrinth- und Gleitringdichtung) zu skalieren. Wird der Ansatz um die von Zimmermann et al. (2019) definierten Parameter ergänzt, ist zusätzlich die Übertragbarkeit der Druckverläufe im Luftlagerspalt gewährleistet.

2.4 Zielsetzung

Die zuvor beschriebenen Untersuchungen über axial adaptive Gleitringdichtungen mit Lufteinblasung belegen die Realisierbarkeit der Technologie und bestätigen die wesentlichen Vorteile gegenüber dem Einsatz mehrstufiger Labyrinthdichtungen in Turbomaschinen. In den Studien von Hwang et al. (1996), Wolfe et al. (1996), Turnquist et al. (1997), Turnquist et al. (1998) und Turnquist et al. (1999b) sind die folgenden Aspekte des stationären Betriebsverhaltens diskutiert worden:

- Berührungsfreier Betrieb bei einer Gleichgewichtsspaltweite von 38 μm -180 μm
- Verschleißfreiheit bei über 700 Betriebsstunden im Ausdauer Versuch
- Einfluss der Fluidtemperatur, der Druckrandbedingungen und der Drehzahl auf die Leckage und die Gleichgewichtsspaltweite
- Berührungsfreies Folgeverhalten bei Relativbewegungen und -verkippen zwischen dem Gehäuse und dem Rotor
- Qualitativer Einfluss der Einzelkomponenten

Dabei liegen nur wenige Messdaten vor, um den Einfluss der Druckrandbedingungen und der Drehzahl auf die Spaltweite ausreichend verstehen zu können. Zum transienten Schließ- und Folgeverhalten der Dichtung gibt es bis heute keine experimentellen Daten, die das analytische Modell zur Vorhersage der Dichtungsdynamik von Bagepalli et al. (1996) bestätigen. Das gilt auch für die wirkenden Öffnungskräfte und die Luftfilmsteifigkeiten bei drehendem Rotor für das untersuchte Dichtsystem.

Mit der vorliegenden Arbeit werden diese Lücken geschlossen und weitere Aspekte, die das stationäre Betriebsverhalten beeinflussen, untersucht. Zur einfachen Übersicht sind die wesentlichen Neuerungen, die im Rahmen dieser Arbeit vorgestellt werden, im Folgenden aufgelistet. Es werden experimentelle Daten

- zum transienten Schließverhalten,
- zum transienten Folgeverhalten bei bewegtem Gehäuse,
- zum Einfluss einer verdrallten Anströmung,
- zu den Öffnungskräften im Luftlager und
- den Luftfilmsteifigkeiten bei drehendem Rotor

präsentiert. Zum besseren Verständnis des Gesamtbetriebsverhaltens werden die Erkenntnisse zudem mit umfangreichen Messdaten zur Leckage und der Spaltweite bei einer Vielzahl verschiedener Druckrandbedingungen und Drehzahlen ergänzt. Dabei kommt hochgenaue Messtechnik zum Einsatz, die insbesondere eine Betriebsspaltmessung im Bereich weniger Mikrometer gewährleistet. Darüber hinaus fehlen in allen bisherigen Veröffentlichungen geometrische Angaben zu den untersuchten Geometrien oder wesentliche Referenzgrößen, die zum Abgleich mit Ergebnissen ähnlicher Konstruktionen, wie von Zimmermann et al. (2019) oder Wilhelm et al. (2019a) vorgeschlagen, nötig sind. Daher werden im zweiten Teil der Arbeit Ergebnisse eines statischen und ebenen Dichtsegments für zwei generische, geometrisch vollständig definierte

Konstruktionen mit und ohne Strömungsumlenker präsentiert. Auf Basis der drehenden und statischen Versuche dienen die Messdaten

- zur Validierung numerischer Strömungssimulationen,
- zur Beschreibung des Strömungsfelds entlang der beiden Hauptstropfade und
- zur Beschreibung des Einfluss des Strömungsumlenkers auf das Betriebsverhalten sowie den Auslegungsprozess

von axial adaptiven Gleitringdichtungen mit Lufteinblasung.

Im folgenden Kapitel wird auf die Vorgehensweise und den drehenden sowie statischen Versuchsaufbau eingegangen. Anschließend wird das transiente und statische Betriebsverhalten diskutiert und mit Hilfe validierter numerischer Verfahren ein tiefer Einblick in das Strömungsfeld der adaptiven Dichtung gegeben. Schließlich werden die Ergebnisse für die generischen Geometrien am statischen ebenen Versuchsaufbau präsentiert. Mit der Beschreibung des Einflusses eines Strömungsumlenkers auf das Betriebsverhalten und die positiven Auswirkungen auf den Auslegungsprozess wird der Ergebnisteil geschlossen. Die wesentlichen Erkenntnisse der Arbeit werden abschließend zusammengefasst.

3 Vorgehensweise und experimentelle Aufbauten

Für die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Untersuchungen sind zwei Versuchsaufbauten notwendig, um einerseits die Messungen mit drehendem Rotor zu ermöglichen und andererseits eine vereinfachte ebene statische Untersuchung der Geometrievarianten zu realisieren. Für die zuerst genannten Experimente wurde der am Institut für Thermische Strömungsmaschinen bestehende Prüfstand für radial adaptive Dichtungen umgebaut. Beermann et al. (2015) beschreiben im Rahmen ihrer Untersuchungen einer radial adaptiven Dichtung ausführlich den Aufbau, die Betriebsgrenzen und die eingesetzte Messtechnik sowie die verfügbare Infrastruktur. Der Prüfstand zur Untersuchung eines ebenen Dichtungsmodells mit statischem Rotor wurde neu konzipiert, gefertigt und in Betrieb genommen. Der Einsatz beider Prüfvorrichtungen ist nötig, um den in Abschnitt 2.4 definierten Fragestellungen erfolgreich nachgehen zu können.

In Abbildung 3.1 ist zum Verständnis der jeweils möglichen Messgrößen ein Schema für beide Prüfstände mit den unabhängigen und abhängigen Parametern sowie den Zielgrößen dargestellt. Darin beziehen sich die mit schwarzer Linie umrandeten Parameter auf den Prüfstand mit drehendem Rotor und die Parameter im hellgrau gestrichelten Rahmen auf den statischen ebenen Aufbau. Der Vordruck p_V und Gegendruck p_G lassen sich unabhängig voneinander einstellen, um das Druckverhältnis Π und die Druckdifferenz Δp variieren zu können. Als Zielgrößen werden in beiden Aufbauten der Massenstrom \dot{m}_D durch die Dichtung und die Drücke $p_{\text{Spalt},i}$ an mehreren Stellen im Dichtspalt erfasst. Im Fall des Prüfstands mit drehendem Rotor können weiterhin die Drehzahl n , die Umfangsgeschwindigkeit der Zuluft u_{tan} , der Startspalt s_0 sowie die Gehäuseposition Δs_{Geh} relativ zum Rotor eingestellt werden. Der sich im Betrieb einstellende Dichtspalt s wird als Zielgröße der rotierenden Messungen aufgezeichnet. Beim ebenen Aufbau wird hingegen die Dichtspaltweite s eingestellt, um die resultierende axiale Druckkraft F_{res} bestimmen zu können. Im ebenen Dichtungsmodell kann die Geometrie der Dichtung und des stehend repräsentierten Rotors variiert werden.

Der drehende Dichtungsmodell ermöglicht es, die grundsätzliche Funktionsweise einer axial adaptiven Gleitringdichtung mit Luftenblasung zu beobachten und dabei das Schließ-, Folge- und Betriebsverhalten zu charakterisieren. Mit den in Abbildung 3.1 beschriebenen Zielgrößen können die Messergebnisse darüber hinaus zur Validierung der im Rahmen der Arbeit durchgeführten numerischen Strömungssimulationen genutzt werden. Mit Hilfe dreidimensionaler numerischer Strömungssimulationen kann der Einfluss einzelner Komponenten auf das Gesamtbetriebsverhalten der Dichtung, insbesondere auf ihre Leckage und Kräftebilanz, untersucht werden. Die experimentellen Ergebnisse am ebenen Dichtungsmodell dienen einerseits zur Validierung der numerischen Ergebnisse und vertiefen andererseits das Verständnis des Betriebsverhaltens der Dichtung.

Im Folgenden wird auf die Veränderungen im Vergleich zum Aufbau von Beermann et al. (2015) am Prüfstand mit drehendem Rotor für adaptive Dichtungen eingegangen und der Aufbau des statischen ebenen Prüfstands beschrieben. Anschließend wird die eingesetzte Messtechnik erläutert und auf die Analyse der Messdaten sowie die Berechnung relevanter Vergleichsgrößen eingegangen. Das Kapitel schließt mit der Beschreibung des Versuchsablaufs und der Versuchsplanung.

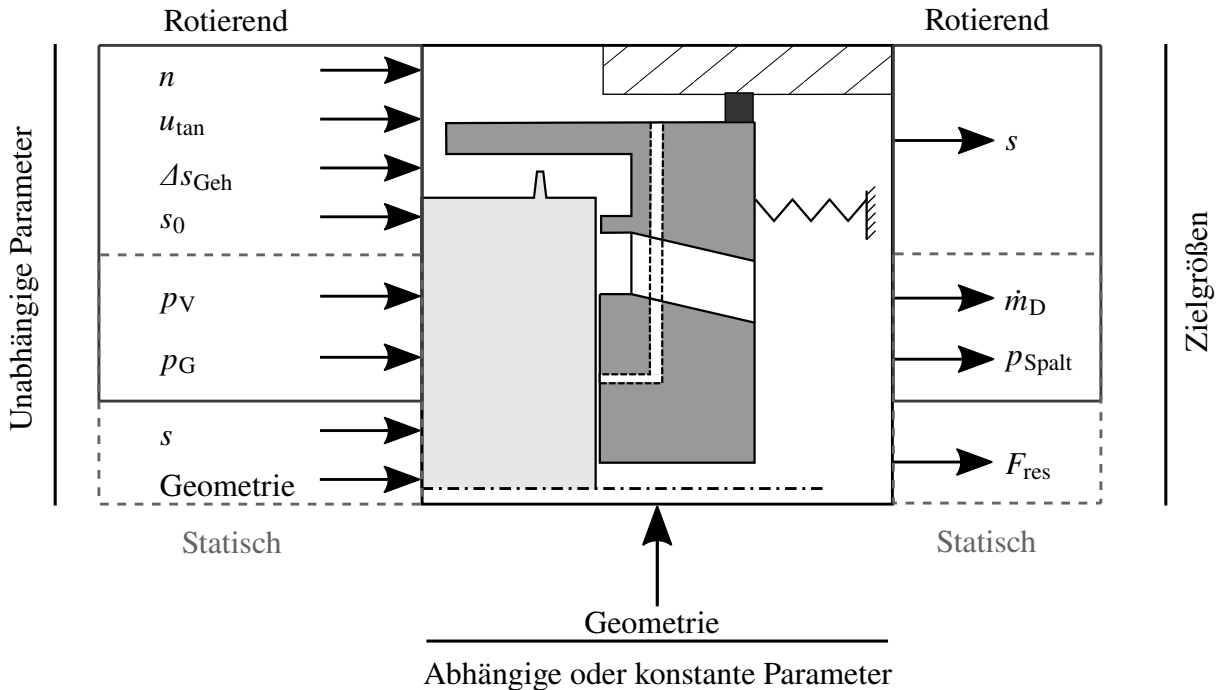


Abbildung 3.1: Schema der Prüfstände mit Parametern und Zielgrößen (modifiziert nach Wilhelm et al., 2019a).

3.1 Prüfstand mit drehendem Rotor

Der Prüfstand für adaptive Dichtungen am ITS wurde gebaut, um radial und axial adaptive Dichtungen für den Einsatz in Turbomaschinen unter variablen Betriebsbedingungen zu untersuchen. Mit dem Aufbau können der Vor- und Gegendruck, die Drehzahl, der Drall in der Anströmung sowie Exzentrizitäten zwischen Rotor und Stator variiert werden. Eine Zusammenfassung der Eingangs- und Ausgangsparameter ist in Abbildung 3.1 dargestellt. Mit der am ITS vorhandenen Verdichterinfrastruktur kann dem Prüfstand trockene Luft mit einem Massenstrom von bis zu $700 \text{ g}\cdot\text{s}^{-1}$ bei maximalem Relativdruck von 10 bar zugeführt werden. Unter Berücksichtigung der Einlauf- und Sekundärverluste des Prüfstands können absolute Vordrücke bis $p_V \leq 9 \text{ bar}$ erreicht werden. Der absolute Gegendruck p_G ist auf 4 bar begrenzt. Bei einem maximalen Rotordurchmesser von $d_{\text{Rotor}} = 580 \text{ mm}$ können Oberflächengeschwindigkeiten bis $u_{\text{Rotor,max}} \leq 240 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ bei $n_{\text{max}} = 8000 \text{ min}^{-1}$ erreicht werden. Mit zwei gekoppelten Axialtraversen können der axiale Abstand zwischen Rotor und Stator Δs_{Geh} und der Startspalt s_0 eingestellt werden. Die Luftzuführung wird über je 12 radiale und tangentielle Einlässe realisiert. Beide Teile werden mit Luft aus einer stromauf gelegenen Beruhigungskammer versorgt. Der gewünschte Vordruck wird über zwei separat regelbare Ventile eingestellt. Durch eine gezielte Kombination der Ventilstellung für die radialen und tangentialen Einlässe kann die tangentielle Geschwindigkeit stromauf der Dichtung in einem Bereich von $0 \leq u_{\text{tan}} \leq 100 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ variiert werden.

In Abbildung 3.2 ist der Mittelschnitt des gegenüber Beermann et al. (2015) angepassten Prüfstands dargestellt. Zusätzlich sind die wichtigsten Komponenten und Positionen der eingesetzten

Messtechnik markiert. Der Rotor (1) ist auf einer Welle montiert, die auf der linken Seite über eine Drehmomenten- und Drehzahlmesswelle mit einem elektrischen Antrieb (nicht dargestellt) verbunden ist. Die Lagertemperaturen werden am Außenring aller vier Lager überwacht. Zusätzlich wird der statische Druck in der Lagerkammer gemessen. Links neben der Vordruckkavität p_V und dem Rotor befinden sich zwei sekundäre Kavitäten (4) und (5). In jeder Kavität werden an zwei Umfangspositionen die statischen Drücke gemessen. Die Dichtung (2) ist zwischen dem Rotor und einer Halterung montiert, die am traversierbaren Gehäuse des Prüfstands befestigt ist. In der Vordruckkavität, oberhalb der Dichtung und des Rotors, werden der Vordruck, die Temperatur und die Luftgeschwindigkeitskomponenten gemessen. Dazu befinden sich an zwei Umfangspositionen je ein Thermoelement und Drucksensor. Die Strömungsgeschwindigkeiten in der Vordruckkavität und der Gegendruckkavität p_G werden jeweils über eine Fünflochsonde erfasst. Zusätzlich wird die axiale Position des Gehäuses relativ zum Rotor mit drei Messtastern bestimmt, die entlang des Umfangs verteilt sind. Die Position der Dichtung wird mit zwei verschiedenen Messsystemen erfasst. Zum Anderen wird der radiale und axiale Spalt zwischen der Dichtung und dem Rotor mit kapazitiven Sensoren (KAS) gemessen, die an der beweglichen Dichtung montiert sind. Zweitens wird der Abstand zwischen der Rückseite der Dichtung und dem Deckel (3) mit Laser-Triangulationssensoren (LAS) gemessen. Zusätzlich werden an 28 Druckmessbohrungen auf der Dichtung die statischen Drücke bestimmt. In der stromab der Dichtung liegenden Gegendruckkavität werden der Druck und die Temperatur an je zwei Positionen am Umfang gemessen. Über einen Zugang im Deckel können mit einer weiteren Fünflochsonde die Geschwindigkeiten der Abluft bestimmt werden.

Die Abluft wird über vier Auslässe in einen Sammelbehälter geführt und stromab durch eine Blendenmessstrecke geleitet. In Abhängigkeit des Abluftmassenstroms \dot{m}_D wird die Luft durch

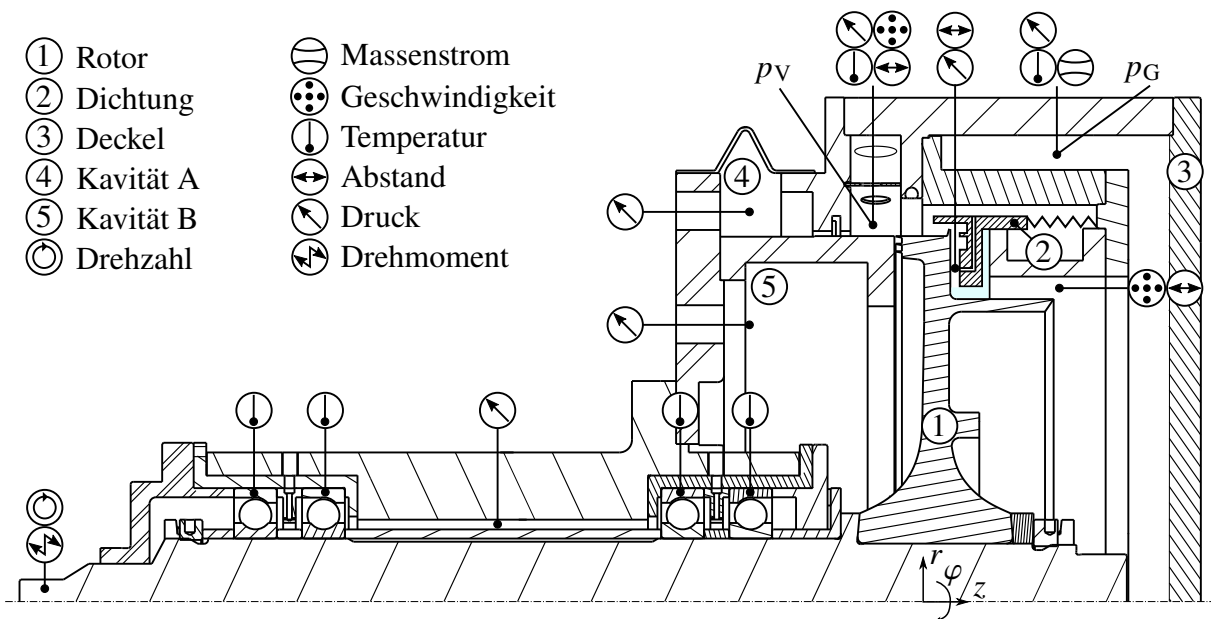


Abbildung 3.2: Mittelschnitt durch den rotierenden Prüfstand mit beschrifteten Komponenten und markierten Positionen der eingesetzten Messtechnik (angepasst nach Beermann et al., 2015).

eine von drei Messleitungen geführt. Die Leitungen haben die Nenndurchmesser 32 mm, 80 mm und 100 mm. Durch diese Aufteilung kann über einen Bereich von $3 \text{ g}\cdot\text{s}^{-1} \leq \dot{m}_D \leq 700 \text{ g}\cdot\text{s}^{-1}$ der Massenstrom mit sehr hoher Genauigkeit bestimmt werden. Weiter stromab verlässt die Abluft den Aufbau über einen Kamin.

Der Rotor und die Dichtung sind aus Gründen der Geheimhaltung in Abbildung 3.2 lediglich skizziert und nicht im realen Maßstab dargestellt. Im Folgenden muss daher auf eine detaillierte Beschreibung der Konstruktionen verzichtet werden. Trotzdem werden die wesentlichen Anforderungen, Materialien und Komponenten einschließlich ihrer Wirk- bzw. Funktionsweise für beide Bauteile erläutert.

3.1.1 Konfiguration des Rotors

Eines der wesentlichen Funktionsmerkmale von axial adaptiven Dichtungen ist der berührungsfreie Betrieb. Damit dies gewährleistet ist, müssen betriebsbedingte axiale Verformungen des Rotors und der Dichtung begrenzt werden. Damit ein Anstreifen am Primärzahn (PZ) verhindert wird, sollte die axiale Verformung der rotoseitigen Gegenlauffläche des Luftlagers (LL) unterhalb des Starterzahns auf $\Delta z_{LL}/s_0 \leq 0,2 \%$ begrenzt sein (vgl. Abbildungen 2.1 und 3.3). In Kombination mit den möglichen Verformungen der Dichtung besteht ansonsten das Risiko, dass der Dichtspalt am Primärzahn zu gering wird, obwohl die Dichtung am Luftlager den gewünschten Betriebsspalt aufweist. Zusätzlich soll die Strömung stromab der Dichtung in einen, der realen Maschine ähnlichen, konzentrischen Ringspalt mit einer rotierenden inneren Wand abgeführt werden. Im Auslegungsprozess wurden Finite-Elemente Berechnungen der Struktur durchgeführt und verschiedene Geometrievarianten miteinander verglichen. Die detaillierten Einstellungen, sowie ein Vergleich unterschiedlicher Geometrien, sind in der Abschlussarbeit von Müller (2017) beschrieben.

Die durchgeführten Untersuchungen ergaben für Drehzahlen bis $n = 6000 \text{ min}^{-1}$ Deformationen innerhalb der zulässigen Toleranz von $\Delta z_{LL}/s^* \leq 10 \%$. Bei Drehzahlen bis $n = 8000 \text{ min}^{-1}$ überschreiten die maximalen Verformungen die Vorgaben und es werden Werte bis $\Delta z_{LL}/s^* < 22 \%$ erreicht. Dabei sind die Verformungen im Wesentlichen auf die asymmetrische Form des Rotorkopfs (vgl. Abbildung 3.3) sowie den vorgegebenen, in axialer Richtung ragenden Arm zurückzuführen. Die Kopfform ergibt sich auf der linken Seite aus den Bauraumrestriktionen des Prüfstands und der zwischen Rotor und Gehäuse benötigten Labyrinthdichtung. Auf der rechten Seite wurde die Kontur entsprechend der oben genannten Vorgaben mit dem Ziel minimaler Verformungen optimiert. Sollte es, entgegen dem gewünschten berührungsfreien Betrieb, zu einem Anstreifen bei Betriebspunkten mit hoher Drehzahl kommen, muss die Verformung als mögliche Ursache berücksichtigt werden. Nach der Festlegung der geeigneten Geometrie und Überprüfung der Verformungen wurde als Material ein wärmebehandelter Edelstahl mit der Bezeichnung 1.4542 ausgewählt. Die Streckgrenze des Materials liegt über $\sigma_{Rp,0,2} > 950 \text{ MPa}$ (bei $20 \text{ }^\circ\text{C}$) und gewährleistet eine ausreichende Sicherheit gegen plastische Deformation.

3.1.2 Konfiguration der Dichtung

Die Dichtungsgeometrie entspricht grundsätzlich den in Kapitel 2.2 beschriebenen Patenten und wurde für den Einsatz in einer stationären Gasturbine weiterentwickelt. Im Wesentlichen unterscheidet sich die untersuchte Dichtung von den Patenten durch die Aufteilung des Kreisrings in zwei Halbschalen, um dem für stationäre Gasturbinen typischen geteilten Gehäuseaufbau Rechnung zu tragen. Der Durchmesser der Dichtung in der Gasturbine wurde um das 2,5-fache verkleinert, um sie in den vorhandenen Prüfstand integrieren zu können. Dabei wurden die Abmessungen im Querschnitt der Dichtung nicht verändert, um eine Skalierung der thermodynamischen Randbedingungen, wie von Wilhelm et al. (2019a) beschrieben, vornehmen zu können. Der Querschnitt ist in Abbildung 3.3 dargestellt. Die Hauptkomponenten der Dichtung (2) sind der Starterzahn (SZ), die Belüftungsbohrungen (BB), der Primärzahn (PZ), die Entlüftungsbohrungen (EB), die Sekundärdichtung (SD) und ein Rückziehmechanismus mit den Rückzugfedern (RF). Drei Hauptstrompfade (A - C) können unterschieden werden. Zum Einen (A) passiert die Strömung den Starterzahn axial, bevor sie radial umgelenkt und über den Primärzahn beschleunigt wird. In der Kavität am Einlass der Entlüftungsbohrungen vermischt sich die Strömung mit dem Luftstrom aus dem Luftlager (LL), das von den Belüftungsbohrungen gespeist wird, bevor sie über die Entlüftungsbohrungen zum Auslass strömt. Damit der Luftstrahl vom Primärzahn nicht unmittelbar in das Luftlager eindüst, ist am Rotor ein Absatz angebracht, wie im Patent von Turnquist et al. (1999a) geschildert. Der zweite Strompfad (B) führt durch die Belüftungsbohrung und teilt sich im Luftlager auf. Das Fluid strömt kreisförmig aus den Belüftungsbohrungen aus und wird radial nach außen und innen beschleunigt. Die nach innen gerichtete Strömung tritt am Innendurchmesser des Luftlagers aus und wird vom Rotor (1, dunkelgrau hervorgehoben) in axiale Richtung umgelenkt. Der dritte Strompfad (C) entsteht über die Sekundärdichtung. Alle Strompfade vermischen sich stromab der Dichtung, bevor das Fluid den Prüfstand verlässt.

Der in Abbildung 3.3 nicht dargestellte Aufbau des Rückhaltemechanismus ähnelt dem in Abbildung 2.1 gezeigten und wurde in Kapitel 2.1 beschrieben. Eine Bewegung der Dichtung in Umfangsrichtung wird durch am Umfang verteilte Gleitbuchsen verhindert. Nach dem Nut- und-Feder-Prinzip gleitet die Dichtung in den Buchsen in axialer Richtung, während sich bei Steigerung der Umfangskraft ein Reibkontakt zwischen der Dichtung und der Gleitbuchse ausbildet.

Für die untersuchte Dichtung kann ein berührungsfreier Betrieb a priori nicht garantiert werden. Folglich müssen der Rotor und die Dichtung einem Anstreifvorgang standhalten, was unmittelbare Auswirkungen auf die Materialauswahl und -behandlung hat. Die Masse der Dichtung beeinflusst zudem die Dynamik und insbesondere die Eigenfrequenz

$$f_{\text{eigen}} \propto \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (3.1)$$

des gesamten Dichtsystems, das vereinfacht als Masse-Feder-Schwinger zu verstehen ist. Um eine Ähnlichkeit zu der Dynamik des Dichtsystems in der Gasturbine herzustellen, sollten die Eigenfrequenzen bei der Skalierung konstant bleiben. Der Zusammenhang lässt sich aus Glei-

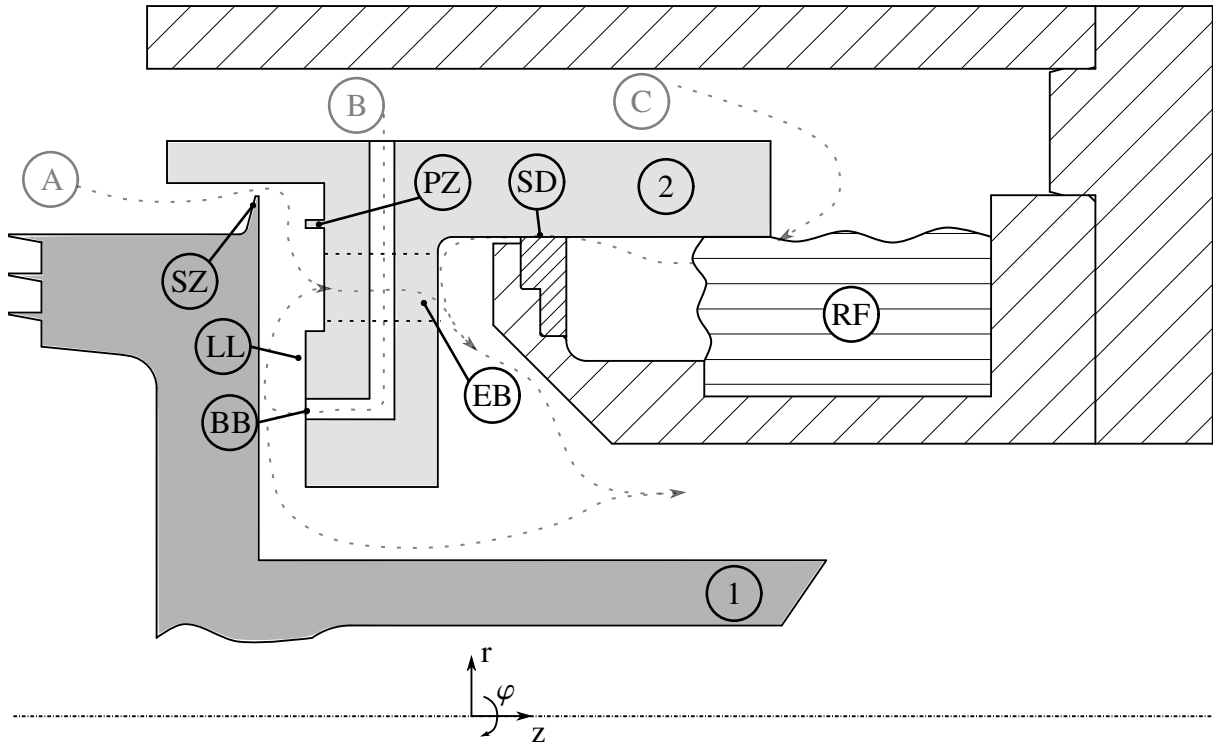


Abbildung 3.3: Querschnitt der axial adaptiven Gleitringdichtung mit Lufteinblasung und markierten Komponenten

chung (3.1) ableiten. Die Masse der Dichtung in der Gasturbine ist näherungsweise $m_{GT} \approx \rho_{GT} \cdot 2\pi r_{GT} \cdot A_{GT}$. Wobei ρ_{GT} die Dichte des Materials, r_{GT} der mittlere Dichtungsdurchmesser und A_{GT} der Dichtungsquerschnitt ist. Wie oben beschrieben, wurde der Querschnitt der Dichtungsgeometrie bei der Skalierung konstant gehalten, lediglich der mittlere Radius $r_{Prüf}$ wurde angepasst. In der Folge gilt für das Materialdichteverhältnis

$$\frac{k_{GT}}{k_{Prüf}} \cdot \frac{r_{Prüf}}{r_{GT}} = \frac{\rho_{GT}}{\rho_{Prüf}} > 1, \quad (3.2)$$

wenn die Eigenfrequenzen $f_{eigen,GT} = f_{eigen,Prüf}$ konstant bleiben sollen. Die Steifigkeit wird maßgeblich von der Luftfilmsteifigkeit im Dichtspalt bestimmt, die sich mit steigendem Vordruck vergrößert. Das Verhältnis der Vordrücke in der Gasturbine zum Prüfstand ist $p_{V,GT}/p_{V,Prüf} > 3$. Wird vereinfachend angenommen, dass die Federsteifigkeit k ähnlich skaliert, folgt mit der geometrischen Skalierung $r_{GT}/r_{Prüf} \approx 2,5$, dass das Material der Dichtung im Prüfstand eine geringere Dichte aufweisen muss als in der Gasturbine. Als geeignetes Material wurde Aluminium (Bezeichnung: 3.3547 bzw. AlMg4.5Mn-W28) gewählt und die Dichtung eloxiert (Hart-Coat®), um eine hohe Oberflächenhärte zu erzielen. Im Falle eines Anstreichens soll eher der Rotor beschädigt werden als die Dichtung. Dieses Risiko wird in Kauf genommen, da sich die Kontaktflächen am Rotor kostengünstig nachbearbeiten lassen.

Bei der Auslegung der minimal möglichen Gleichgewichtsspaltweite s^* spielen neben dem Ziel, eine gegebene Leckage einzustellen, die Verformungen im Betrieb sowie die Fertigungstoleranzen eine große Rolle. Die Deformationen ergeben sich aus druck- und temperaturbedingten

Bauteilverformungen und können mit gekoppelten aerodynamischen und thermo-mechanischen Rechnungen im Vorfeld abgeschätzt werden (Lebeck, 1991). Die Fertigungstoleranzen, insbesondere die Rundlauf toleranz der axialen Dichtflächen, liegen typischerweise im Bereich von wenigen 10 μm und können damit, im vorliegenden Fall, bis 20 % der Nennspaltweite betragen. Sie wirken sich direkt auf den Messfehler der Dichtspaltmessungen aus und werden aus diesem Grund im folgenden Abschnitt detailliert erläutert.

3.1.3 Fertigungstoleranzen

Die Fertigungstoleranzen für den Rundlauf der axialen Dichtflächen im LL und am PZ wurden mit einer Koordinaten-Messmaschine vor und nach der Beschichtung gemessen. Vor dem Beschichten lagen die in Umfangsrichtung gemittelten Abweichungen der gemessenen Werte gegenüber den Nennwerten am LL Außen- (a), Mittel- (m) und Innendurchmesser (i) weniger als $\pm 0,06\%$ der Startspaltweite s_0 . Die durchschnittliche Abweichung am PZ lag bei unter $-0,16\%$ (Messwerte zwischen $0,02\%$ und $-0,3\%$). Die Toleranzen veränderten sich deutlich durch die Beschichtung. In Abbildung 3.4 sind die Fertigungsabweichungen $\Delta\tilde{z} = \frac{z - \tilde{z}_m}{s_0}$ als Differenz zur über dem Umfang gemittelten z -Koordinate am mittleren Luftlagerdurchmesser dargestellt. Die durchgehenden Linien repräsentieren die Verläufe im Luftlager, gestrichelte Linien stehen für die Messungen am Primärzahn. Deutlich negative Differenzen zur gemittelten, mittleren Luftlagerkoordinate sind an den Verbindungspunkten der beiden Halbschalen an den Winkelpositionen $\pm 90^\circ$ zu erkennen. Hier ergeben sich Fertigungsabweichungen bis $-0,6\%$ am inneren Durchmesser (—). Die Betriebsspaltweite wird am mittleren Luftlagerdurchmesser (—) gemessen. Auch dort ergeben sich bezüglich der über dem Umfang gemittelten z -Koordinate Abweichungen bis $-0,46\%$. Negative Fertigungsabweichungen $\Delta\tilde{z}$ bedeuten im Betrieb einen kleineren Abstand zur Gegenfläche am Rotor bzw. eine kleinere reale Spaltweite. Für alle Verläufe im Luftlager sind an der Winkelposition 90° Sprünge von $\Delta z < -0,2\%$ zu $\Delta z > -0,2\%$ zu erkennen. Diese sind entsprechend auf den Übergang von der oberen Halbschale zur unteren Halbschale zurückzuführen. Generell liegen die Abweichungen am Außendurchmesser (—) über denen am mittleren Durchmesser, die Abweichungen am Innendurchmesser zeigen stets die geringsten Differenzen $\Delta\tilde{z}$. Somit ist der Spalt im Luftlager fertigungsbedingt am Innendurchmesser kleiner als am Außendurchmesser. Für die am mittleren Durchmesser eingedüste, und sich aufteilende, Strömung ergibt sich ein divergenter Spalt für den radial nach außen gerichteten Anteil und entsprechend ein konvergenter Spalt für das radial nach innen beschleunigte Fluid. Die gemittelte Spaltänderung von der Mitte zum Außendurchmesser beträgt $0,09\%$, zum Innendurchmesser $-0,11\%$.

Der qualitative Verlauf für die Abweichungen am Primärzahn (- - -) ist identisch mit den Verläufen im Luftlager. Die gemittelte Abweichung zur Luftlagermitte beträgt $0,16\%$. Daher ist die tatsächliche Spaltbreite am Primärzahn im Vergleich zur gemessenen Spaltbreite im LL um diesen Wert größer.

Die Fertigungsabweichungen liegen im Rahmen der vorgegebenen Toleranzen, die bei der Auslegung des berührungsfreien Betriebs berücksichtigt wurden. Die Dichtung ist für die Versuche zulässig. Dennoch sei an dieser Stelle darauf hingewiesen, dass die Abweichungen auf die Start-

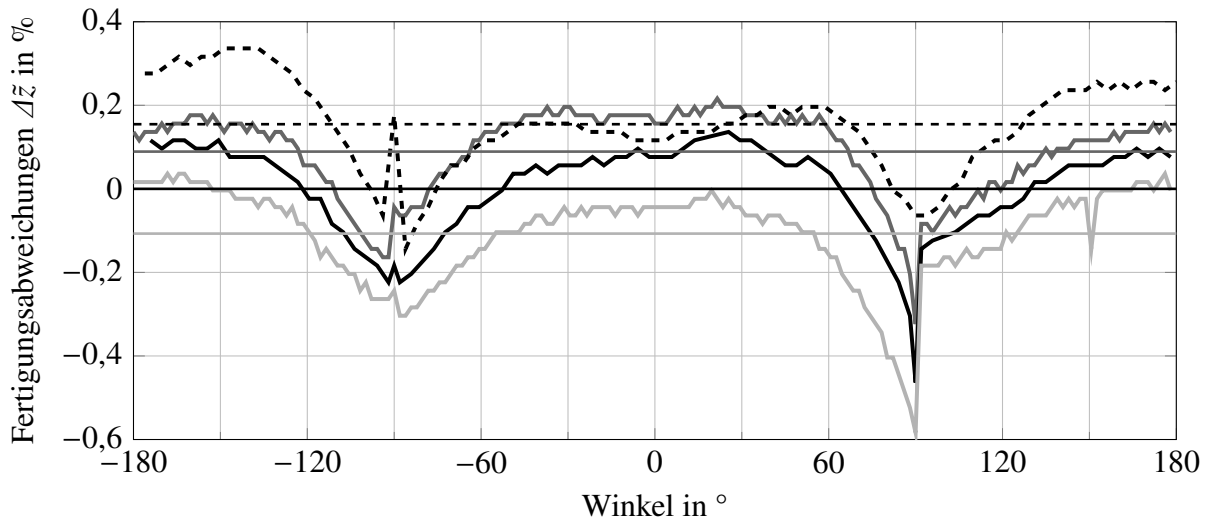


Abbildung 3.4: Dimensionslose Fertigungsabweichungen in z -Richtung in Bezug zum gemittelten mittleren Durchmesser des Luftlagers für den äußeren —, mittleren — und inneren — Durchmesser des Luftlagers sowie für den Primärzahn --- der beschichteten Dichtung. Horizontale Linien entsprechen den jeweils über den Umfang gemittelten Abweichungen.

spaltweite bezogen sind. Wird als Bezugsgröße die Spaltweite im geschlossenen Betrieb der Dichtung herangezogen, ergeben sich beispielsweise für die gemittelte relative Abweichung zwischen Primärzahn und Luftlagermitte Werte bis etwa 8%. Die geringfügig erhöhte Spaltweite am Primärzahn kann folglich in einem erhöhten Massenstrom resultieren und muss bei Vorhersagen der Dichtungsleckage berücksichtigt werden.

3.1.4 Zusatzaufbau zur Bestimmung der Luftfilmsteifigkeit

Der Gleichgewichtsspalt stellt sich bei korrekter Funktion der Dichtung in Abhängigkeit der an den Außenflächen anliegenden Drücke ein. Im geschlossenen und unbewegten Zustand ist die Kräftebilanz im Gleichgewicht. Wird die Dichtung durch eine äußere Kraft, bei konstanten Druckrandbedingungen, axial in Richtung des Rotors gedrückt, verringert sich die Spaltweite. Infolgedessen steigen die öffnenden Kräfte an, was auf eine Erhöhung des Drucks im Luftlager-spalt zurückzuführen ist. Wird zu jeder Spaltänderung Δs die entsprechende Kraftänderung ΔF bestimmt, lässt sich daraus eine näherungsweise Beschreibung der Luftfilmsteifigkeit

$$k_{LL} = \frac{\partial F}{\partial s} \approx \frac{\Delta F}{\Delta s} \quad (3.3)$$

ableiten. Bei dieser Näherung wird davon ausgegangen, dass der Anteil der Kraftänderung durch die Rückzugsfedern vernachlässigbar ist. Diese Annahme ist akzeptabel da die Rückzugskräfte um mindestens eine Größenordnung geringer sind als die Druckkräfte. Mit dem Ziel, die Kraftänderung ΔF zu messen, wurden zusätzliche Bauteile konstruiert und Komponenten ausgewählt, die anstelle des Deckels am Gehäuse des drehenden Versuchsaufbaus befestigt werden können. Für eine möglichst genaue Bestimmung der Zielgröße k_{LL} muss zudem die Spaltweite in kleinen Schritten $\Delta s = 5 \mu\text{m}$ verändert werden können. Die nötigen Aktuatoren sollen zusätzlich in der Lage sein, sich schnell von der Dichtung zu lösen, um das Wiederausrichten der Dichtung nach erfolgter Auslenkung bestätigen zu können. Damit die Auslenkung gleichmäßig am Umfang erfolgen kann, werden vier um 90° versetzte baugleiche Aktuatoren inklusive pneumatischer Regelventile eingesetzt.

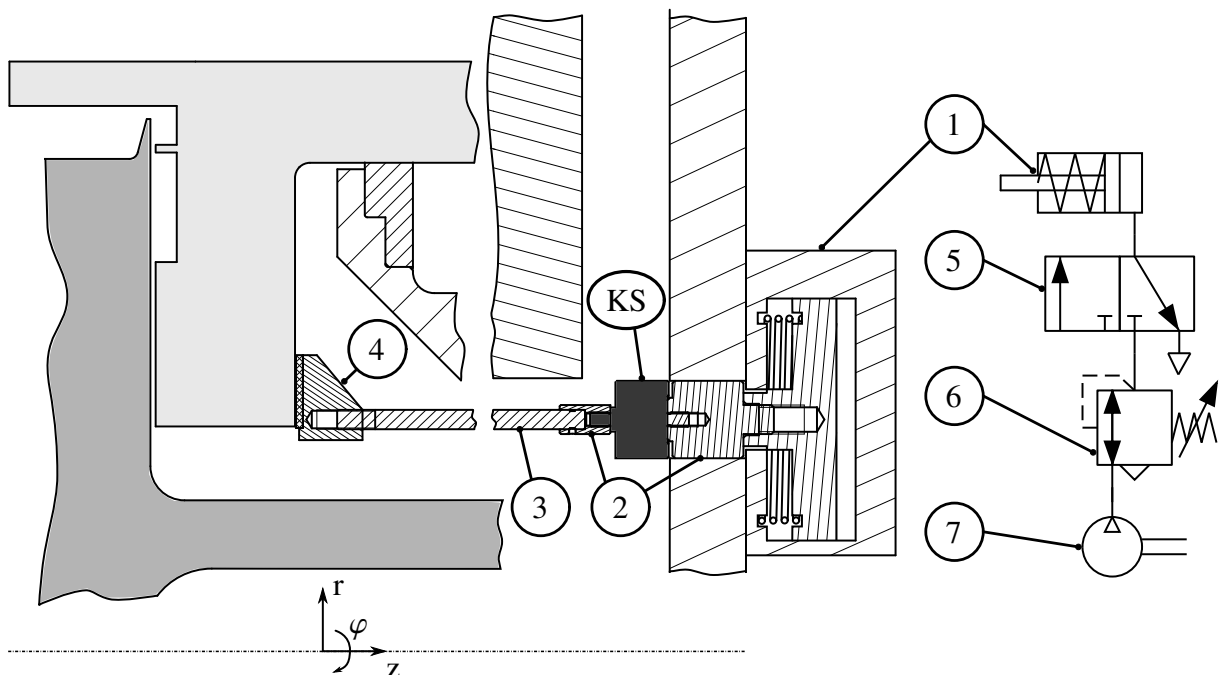


Abbildung 3.5: Schematische Darstellung des Aufbaus zur pneumatischen Einstellung des Dichtspalts sowie der Messung der spaltöffnenden Kräfte.

In Abbildung 3.5 ist eine Skizze des Aufbaus mit allen relevanten Komponenten und dem pneumatischen Positioniersystem dargestellt. Der pneumatische Kurzhubzylinder (1, Aktuator) ist über einen Adapter (2) mit dem Kraftsensor (KS) verbunden. Am Kraftsensor ist über einen weiteren Adapter der Anpressstab (3) und die Anpressplatte (4) befestigt. Die Anpressplatte erstreckt sich über ein Winkelsegment von ungefähr 18° . Es wird erwartet, dass die Druckkräfte je Aktuator zum Auslenken der Dichtung im Betrieb kleiner sind als 2000 N. Die Größenordnung wurde aus vorangegangenen numerischen und experimentellen Untersuchungen an einem ebenen statischen Dichtungsmodell abgeleitet (Zimmermann et al., 2017). Wird der Kurzhubzylinder bedrückt, resultiert eine Kraft, die den Kolben und die Anbauten (KS und 2-4) in axiale Richtung auslenkt. Die Anpressplatte wird an die Rückseite des Luftlagers gepresst und bewegt die Dichtung axial in Richtung des Rotors. Die Bewegung kommt zum Stillstand, wenn sich ein Gleichgewicht zwischen der Aktuatorkraft und der entgegengesetzten spaltöffnenden Kraft im Luftlager einstellt. Für eine präzise Einstellung der Spaltweite erfolgt die Druckregelung mit einem elektromagnetischen Druckregelventil (6). Zur Überprüfung der Beweglichkeit der Dichtung muss der gesamte Aktuator rasch vom Luftlager entfernt werden können. Daher kommt ein 3/2-Wege-Magnetventil (5) zum Einsatz. Das Ventil blockiert die Zuluftleitung vom Kompressor (7) und der Kurzhubzylinder wird entlüftet. Über die im Hubzylinder verbaute Rückstellfeder wird der Anpressschuh von der Dichtung weggedrückt.

3.2 Prüfstand für ebene statische Dichtungsmodelle

Eine Variation der Dichtungs- und Rotorgeometrie ist im Rahmen der für diese Arbeit vorgesehenen Ressourcen nicht möglich. Ein Prüfstand mit stehendem Rotor bietet die Möglichkeit Geometrievariationen kostengünstiger und Versuche bei reduzierter Komplexität durchzuführen. Dies gelingt, indem sowohl auf die Rotation als auch die axiale Beweglichkeit verzichtet wird. Stattdessen wird der Dichtspalt über eine Traverse eingestellt. Zur Vergleichbarkeit der Ergebnisse können am ebenen Dichtungsmodell, wie auch am drehenden Aufbau, Vordrücke bis $p_V = 9 \cdot 10^5$ Pa und Gegendrücke bis $p_G = 4 \cdot 10^5$ Pa eingestellt werden. Der Massenstrom ist durch die vorhandene Blendenmessstrecke auf $\dot{m}_D \leq 200 \text{ g}\cdot\text{s}^{-1}$ und die Spaltweite, durch den Messbereich der Sensoren, auf $s \leq 1$ mm begrenzt. Auf Basis der numerischen und konstruktiven Voruntersuchungen in den Abschlussarbeiten von Kerner (2017), Strauß (2019) und Tadiello (2020) entstand der ebene, nicht-rotierende Prüfstand, der im Folgenden vorgestellt wird.

Die Seitenansicht auf den ebenen Prüfstand ist in Abbildung 3.6 dargestellt. Die in x -Richtung beweglichen Komponenten sind grau hinterlegt. Über ein Kurbelrad mit Feingewindetrieb wird der Führungsstab in x -Richtung verstellt. Zur parallelen Ausrichtung der Dichtung zum Rotor ist ein zweiter Führungsstab mit den genannten Komponenten verbaut, der 132 mm in z -Richtung versetzt positioniert ist. Die Dichtung ist mit mehreren Schrauben am Träger befestigt und kann einfach ausgetauscht werden. Der Rotor ist über einen Rotorträger und mehreren Gewindestangen (nicht dargestellt) mit dem Gehäuse verbunden. Der Rotor, also das Bauteil, welches im drehenden Aufbau dem Rotor entspräche, ist beim ebenen Dichtungsmodell starr. Der Spalt zwischen dem am Rotor befindlichen Starterzahn und der Trägerplatte kann durch Distanzbleche zwischen Rotorträger und Gehäuseboden eingestellt werden. Der Prüfstand wird in Abbildung

3.6 von links nach rechts durchströmt und ist auf der linken Gehäuseseite mit dem Druckluftnetz des ITS verbunden. Der Totaldruck und die Totaltemperatur werden im Ein- und Auslass jeweils mit einer Pitot-Sonde gemessen. Zusätzlich werden in der Vor- (p_V) und Gegendruckkavität (p_G), an 45 Positionen im Luftlager sowie an 2 Positionen oberhalb und unterhalb des Primärzahns die statischen Drücke gemessen. Der kreisförmige Auslass befindet sich in der oberen Gehäuseabdeckung zwischen der Führungs- und Dichtungsbuchse (mit gestrichelter Linie ange deutet). Die ausströmende Luft wird über eine Blendenmessstrecke (DN32 und DN65) in einen Abluftkamin geleitet.

Im Luftlager der Dichtung befinden sich sieben Zuführbohrungen in einem Abstand von 37,98 mm in z -Richtung mit einem Durchmesser von 2 mm, wie in Abbildung 3.7 dargestellt ist. Die Luftzufuhr in die Bohrungen erfolgt durch Zapfluft aus der Vordruckkammer (p_V in Abbildung 3.6), die an der rechten und linken Seitenwand entnommen wird. Die gesamte Breite der Dichtung beträgt 280 mm. Oberhalb des Luftlagers befinden sich zwischen zwei benachbarten Zuführbohrungen jeweils eine Entlüftungsbohrung, mit einem Durchmesser von 15 mm. Die axiale Spaltweite zwischen der Dichtung und dem Rotor wird mit drei Spaltsensoren erfasst. Die Anordnung der Bohrungen, Sensoren und Druckmessstellen ist in Abbildung 3.7 wiedergegeben. Um einer Verkippung der Trägerplatte durch Druckkräfte vorzubeugen, wird sie durch zwei Nutensteine, die mit der oberen Gehäuseabdeckung verschraubt sind, geführt. Um ein axiales Gleiten der Dichtung im Gehäuse zu gewährleisten und gleichzeitig mögliche Leakageströme zwischen den Bauteilen zu reduzieren, sind an den beiden Gehäuseseiten Teflon-Flachdichtungen eingesetzt. Zwischen den übrigen Gehäusekomponenten sind Papierdichtungen verbaut. Der Führungsstab ist gegen die Umgebung mittels O-Ring abgedichtet, der in der Dichtbuchse axial gleiten kann.

Die Ausgestaltungen der im Rahmen dieser Arbeit gezeigten Geometrievarianten folgen aus einer umfangreichen Patentrecherche und den im Rahmen mehrerer Abschlussarbeiten (Kerner (2017), Altenburg (2019), Savvanidis (2019), Lang (2019), Kollmer (2019) und Tadiello (2020)) untersuchten Konfigurationen. Als Referenzfall dient eine generische Konfiguration, die die we-

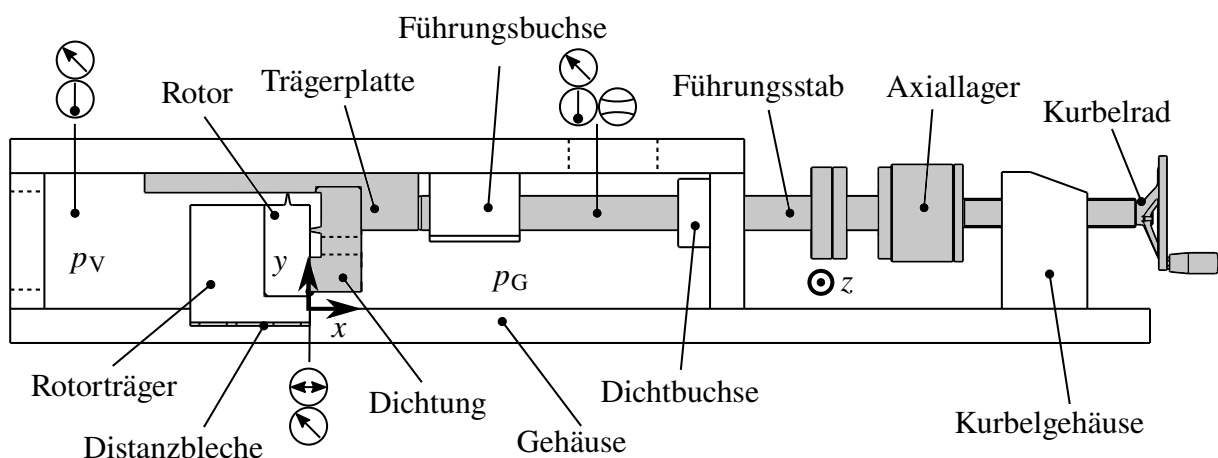


Abbildung 3.6: Seitenansicht des Prüfstands für ebene statische Dichtungsmodelle mit beschrifteten Komponenten und markierten Positionen der eingesetzten Messtechnik. Grau hinterlegte Bauteile sind axial beweglich.

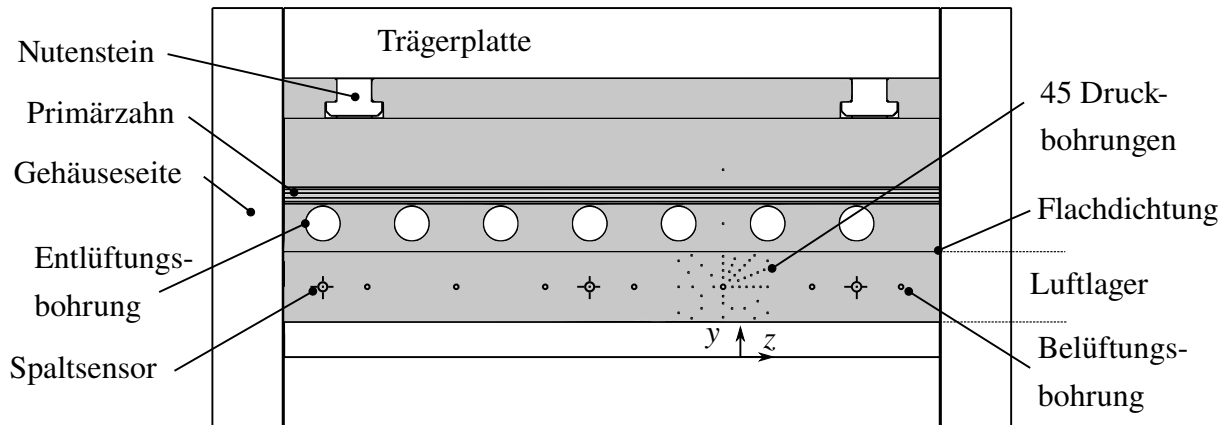


Abbildung 3.7: Vorderansicht des Prüfstands für ebene statische Dichtungsmodelle mit beschrifteten Komponenten. Grau hinterlegte Bauteile sind axial beweglich.

sentlichen Komponenten einer axial adaptiven Gleitringdichtung mit Lufteinblasung aufweist und möglichst einfach gehalten ist. Die Geometrie und ihre Abmessungen sind in Abbildung 3.8 dargestellt. Der Starterzahn (Detail B) und Primärzahn (Detail A) sind als einfache Labyrinthzähne mit scharfen Kanten ausgeführt. Für alle Versuche und numerischen Untersuchungen beträgt der radiale Spalt am Starterzahn $s_{SZ} = 1$ mm.

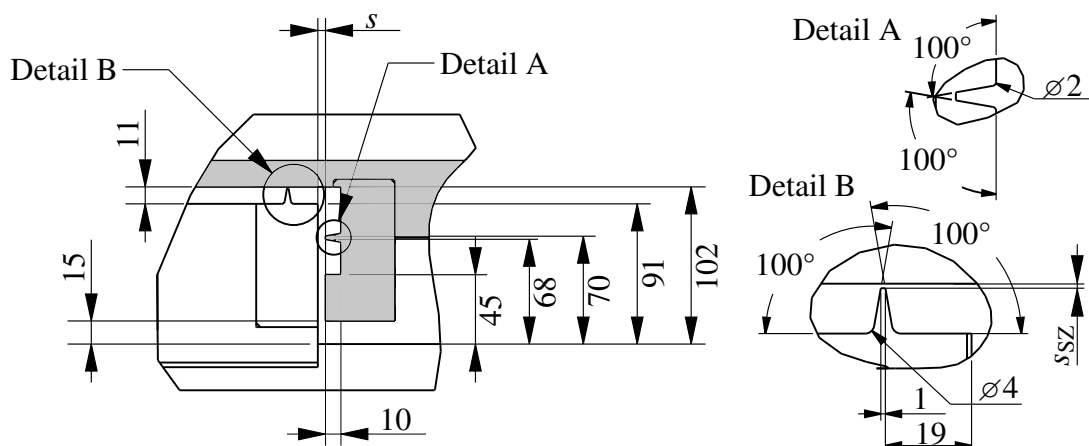


Abbildung 3.8: Abmessungen der Referenzgeometrie am Prüfstand für ebene statische Dichtungsmodelle (nach Kerner, 2017 und Tadiello, 2020).

3.3 Messtechnik und Zielgrößen

In Abbildung 3.2 sind die Positionen von allem Messsystemen schematisch dargestellt. Dazu zählen der Massenstrom von der Zu- und Abluft, die Luftgeschwindigkeiten, die Temperaturen und die Drücke stromauf wie stromab der Dichtung, das Drehmoment und die Drehzahl sowie die Gehäusebewegung. In diesem Kapitel wird auf die Messungen der Spaltweiten, der Spaltdrücke, der Luftgeschwindigkeiten und der Kräfte genauer eingegangen. Die Messwerterfassung sowie weitere Messsysteme am drehenden Aufbau entsprechen den Angaben von Beermann et al. (2015). Am statischen, ebenen Aufbau erfolgt die Datenerfassung mit einem NITMcDAQ-9189 über entsprechende Module für Strom- und Spannungssignale. Die Überwachung, Datenspeicherung und Steuerung erfolgt über die Software LabVIEW von NITM. Das Einstellen eines Betriebspunkts erfolgt durch Vorgabe des Vor- und Gegendrucks, die jeweils über ein entsprechendes Ventil eingestellt werden. Am statischen, ebenen Aufbau wird die gewünschte Spaltweite manuell mit Hilfe von zwei Kurbelrädern eingestellt und kann auf 1 μm reproduzierbar justiert werden. Zum Abschluss dieses Kapitels sind die Definitionen der wesentlichen dimensionslosen Zielgrößen und die Messunsicherheiten beschrieben.

3.3.1 Bestimmung der Spaltweiten

Die Bestimmung des Dichtspalts s zwischen Rotor und Dichtung ist elementar. Mit der Spaltweite kann nicht nur das Schließ- und Folgeverhalten bei adaptiven Dichtungen erfasst werden. Vielmehr ermöglicht eine präzise Messung der Spaltweite das Validieren von numerischen Simulationen durch experimentelle Ergebnisse. Für die Validierung müssen die Randbedingungen der Modellierung möglichst exakt mit den Bedingungen im Experiment übereinstimmen. Das gelingt bei der vorliegenden Dichtung nur, wenn sowohl die Geometrien und Drücke, als auch die Spaltweiten exakt bestimmt werden können.

Axial adaptive Gleitringdichtungen mit Lufteinblasung können große Spaltweiten ausgleichen und erlauben typischerweise Anfangsspalte s_0 von mehreren Millimetern. Die Spaltweite im geschlossenen Zustand hingegen liegt in einer Größenordnung von einigen 50 μm (Hwang et al., 1996). Die hochpräzise Erfassung von Abständen über mehrere Größenordnungen hinweg ist mit einem einzigen Messsystem nicht möglich. Aus diesem Grund kommen für die Erfassung von Spaltweiten kleiner als $s \leq 1 \text{ mm}$ kapazitive Abstandssensoren (KAS) zum Einsatz. Am drehenden Aufbau sind sechs KAS am Umfang verteilt und jeweils zwischen zwei Belüftungsbohrungen in die Dichtung eingeschraubt. Sie messen den Abstand zur gegenüberliegenden Rotorfläche. Zudem werden am drehenden Aufbau für Spaltweiten $s > 1 \text{ mm}$ Sensoren (LAS), die auf dem Messprinzip der Lasertriangulation basieren, eingesetzt. Mit den sechs am Umfang verteilten Messköpfen wird der Abstand zwischen dem Gehäusedeckel und der Rückseite der Dichtung bestimmt. Ein Rückschluss auf den Dichtspalt ist mit den LAS nur indirekt, unter der Annahme einer unverformten Dichtungsgeometrie, möglich. Am statischen, ebenen Aufbau sind ausschließlich drei KAS (Spaltsensoren) im Luftlager angebracht (vgl. Abbildung 3.7), um die Spaltweiten im Betrieb zu erfassen. Um im Betrieb die radialen Spalte zwischen dem Starterzahn und der Dichtung überwachen zu können, kommen drei am Umfang verteilte kapazitive

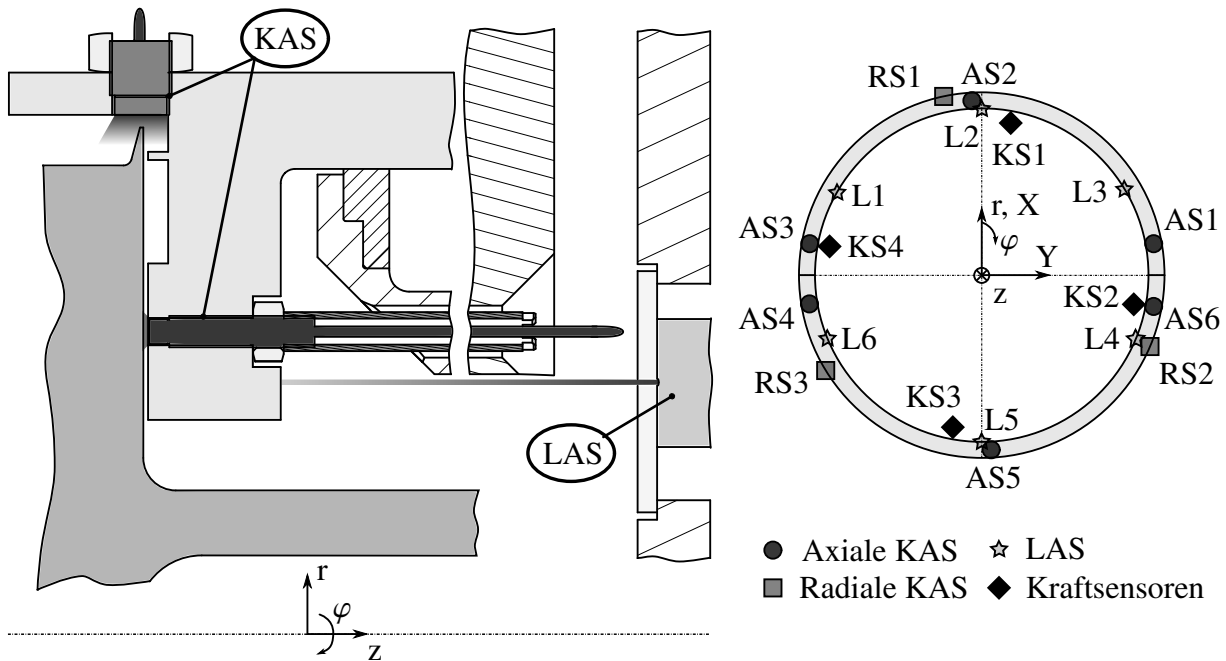


Abbildung 3.9: Schematische Darstellung der Einbausituation der kapazitiven (KAS) und laserbasierten Abstandssensoren (LAS) sowie ihrer Positionierung am Umfang der Dichtung.

Abstandssensoren (RS), mit einem Messbereich bis 3,81 mm, zum Einsatz. Die Einbausituation der verschiedenen Messsysteme ist in Abbildung 3.9 schematisch dargestellt.

Je drei axiale und laserbasierte (L) Sensoren sind auf der oberen bzw. unteren Halbschale der Dichtung platziert. Die Aufteilung wurde gewählt, um ein gegenseitiges Abgleiten der beiden Dichtungshalbschalen im Betrieb erfassen zu können. Die Positionierung der Sensoren am Umfang der Dichtung und ihre Benennungen sind in Abbildung 3.9 rechts und in Tabelle A.2 dargestellt.

Da das LAS vor hohen Drücken und Verunreinigungen geschützt werden muss, wurden die Sensoren außen am Deckel des Gehäuses befestigt. Der optische Zugang wurde durch ein Fensterglas realisiert.

Die Genauigkeit der KAS hängt von ihrer Einbausituation, der Geometrie sowie dem Material der Messgegenfläche ab, im vorliegenden Fall also vom Material und der Formgebung des Rotors. Die Strahlengänge der LAS werden von dem eingesetzten Fensterglas verändert. Aus diesen Gründen müssen beide Systeme für die geplanten Untersuchungen kalibriert werden. Die Kalibrierverfahren wurden im Rahmen dieser Arbeit entwickelt und sind in der Abschlussarbeit von Geil (2018) beschrieben. Um systematische Fehler zu reduzieren, wurden die Sensoren in-situ kalibriert und das Datenerfassungssystem genutzt, das auch am Prüfstand verwendet wird. Durch die präzise Kalibrierung wurden die Fehler durch die Analog-Digital-Wandlung, Umrechnung von Spannung zu Abstand sowie mögliche Material- und Geometrieinflüsse auf unter $\pm 5,5 \mu\text{m}$ reduziert. Der größte Anteil am Gesamtfehler von $\pm 22 \mu\text{m}$ entfällt auf die Bestimmung des Nullpunkts, also dem Messsignal, bei dem ein Dichtspalt $s = 0 \text{ mm}$ vorliegt. Der Nullpunktfehler ist, konservativ abgeschätzt, $\pm 16,5 \mu\text{m}$ und ergibt sich aus den Fertigungstole-

ranzen der Kontaktflächen des Rotors und der Dichtung sowie aus der Positioniergenauigkeit bei der Kalibrierung.

3.3.2 Bestimmung der Spaltdrücke und Geschwindigkeiten

Die Druckmessungen im Ein- und Auslass, in den Kavitäten A und B sowie in der Lagerkammer werden mit verstärkten Druckwandlern aufgenommen. Zum Einsatz kommen Sensoren mit höchster Genauigkeitsklasse (0,04 % vom Endwert). Zusätzlich sind im Luftlager der Dichtung 20 Druckmessbohrungen, in der Entlüftungskavität stromauf der Entlüftungsbohrungen zwei und stromauf des Primärzahns eine Bohrung angebracht, deren Positionen in Abbildung A.1a dargestellt sind. Die Messstellen haben einen Durchmesser von 0,35 mm, um den Einfluss auf das lokale Strömungsfeld möglichst gering zu halten. Fünf der 23 Messstellen sind redundant an einer zweiten um etwa 160° am Umfang versetzten Position ausgeführt, um die Periodizität der Strömung prüfen zu können. Die Positionen aller 28 Druckmessbohrungen sind in Tabelle A.1 im Anhang in dimensionslosen Koordinaten für den Radius r

$$\tilde{r} = \frac{r - r_{LL,i}}{r_{LL,a} - r_{LL,i}} - 0,5 \quad (3.4)$$

und Winkel φ

$$\tilde{\varphi} = \frac{\varphi}{\varphi_{\text{sym}}} \quad (3.5)$$

angegeben. Dabei sind $r_{LL,i}$ und $r_{LL,a}$ der Innen- bzw. Außenradius des Luftlagers und φ_{sym} der Symmetriewinkel. Der Wert $\tilde{r} = 0$ entspricht dem mittleren Radius im Luftlager. Werte von $|\tilde{r}| > 0,5$ entsprechen Radien außerhalb des Luftlagers.

Die Spaltdrücke werden mit zwei pneumatischen Druckscannern mit je 16 Anschlüssen gemessen. Der maximale Messbereich ist auf $8,62 \cdot 10^5$ Pa begrenzt, bei Datenraten bis zu einer Frequenz von 500 Hz.

Die Komponenten der Luftgeschwindigkeiten stromauf und stromab der Dichtung werden mit je einer additiv gefertigten L-förmigen Fünflochsonde gemessen. Beide Sonden sind mit Typ-T Thermoelementen ausgestattet. Die Thermoelemente sind unterhalb des Sondenkopfs in einer speziell geformten Kanalgeometrie angebracht, die einer Venturidüse ähnelt und nach den Gestaltungsrichtlinien von Kiel (1935) konzipiert ist. Dadurch kann neben den Geschwindigkeitskomponenten auch die Totaltemperatur der Strömung bestimmt werden. Die Geometrie des Sondenkopfs ist in Abbildung A.1b dargestellt. Die Sonden wurden für Machzahlen stromauf der Dichtung bis $Ma_V \leq 0,5$ und stromab bis $Ma_G \leq 0,3$ kalibriert. Die Bestimmung der Geschwindigkeitskomponenten erfolgt nach dem von Paul et al. (2011) beschriebenen Verfahren.

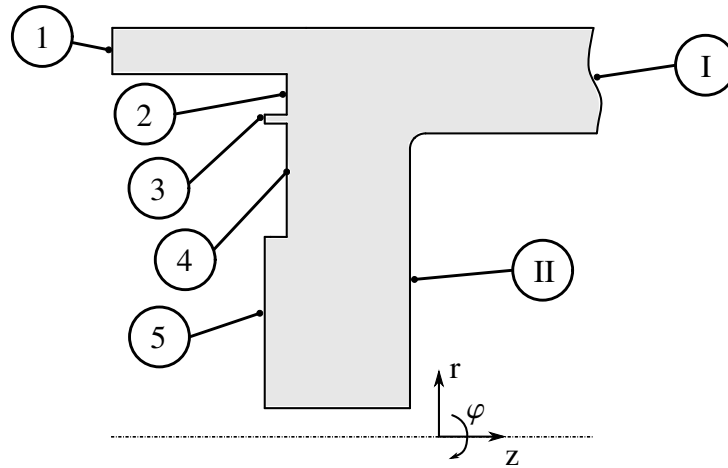


Abbildung 3.10: Nomenklatur der relevanten Flächen zur Berechnung der auf die Dichtung wirkenden Druckkräfte.

3.3.3 Bestimmung der Kräfte

Bei dem in Abschnitt 3.1.4 beschriebenen Aktuatortest werden die axialen Druckkräfte beim Auslenken der Dichtung mit vier Kraftsensoren erfasst. Die Zug-Druck-Kraftsensoren sind für einen Messbereich von ± 2000 N ausgelegt, wobei das Messprinzip auf der durch die äußere Krafteinwirkung resultierenden Stauchung bzw. Dehnung von Dehnmessstreifen basiert. Der Einbauort der Sensoren (KS) ist in Abbildung 3.5 dargestellt, ihre Positionierung am Umfang der Dichtung ist in Abbildung 3.9 rechts (KS1-KS4) gezeigt.

Zusätzlich können die wirkenden Kräfte indirekt aus den gemessenen Drücken und Flächen entlang der Dichtungskontur bestimmt werden. In Abbildung 3.10 sind die relevanten Flächen zur Berechnung der auf die Dichtung wirkenden Kräfte dargestellt. Aus den Drücken, die an den Flächen 1 - 5 anliegen, ergeben sich die Öffnungskräfte. Die Schließkräfte wirken an den Flächen I und II. Die in den Gleichungen (4.8) und (4.9) gemittelten Drücke \bar{p}_i werden wie folgt berechnet.

$$\bar{p}_1 = p_V \quad (3.6)$$

$$\bar{p}_2 = p_{DB,12} \quad (3.7)$$

$$\bar{p}_3 = \frac{p_{DB,12} + p_{DB,23}}{2} \quad (3.8)$$

$$\bar{p}_4 = \frac{p_{DB,22} + p_{DB,23}}{2} \quad (3.9)$$

$$\bar{p}_5 = \frac{\sum_{i=1}^{11} p_{DB,i} + \sum_{i=13}^{21} p_{DB,i}}{20} \quad (3.10)$$

$$\bar{p}_I = p_V \quad (3.11)$$

$$\bar{p}_{II} = p_G \quad (3.12)$$

Dabei sind $p_{DB,i}$ die an den Druckmessbohrungen gemessenen Drücke. Der Index i entspricht der Nummerierung in Tabelle A.1.

3.3.4 Dimensionslose Zielgrößen

Neben den in Abbildung 3.1 gezeigten Messgrößen bieten sich besonders dimensionslose Zielgrößen an, um das Betriebsverhalten rotierender Dichtungen zu charakterisieren und zu vergleichen (Denecke et al., 2005, Denecke, 2008, Wilhelm et al., 2019a und Zimmermann et al., 2019). In Abschnitt 2.3 sind die dimensionslosen Parameter beschrieben, mit denen das aerodynamische Betriebsverhalten von adaptiven Gleitringdichtungen mit Lufteinblasungen skaliert werden kann. Für den Vergleich der Messdaten in dimensionsloser Form müssen darüber hinaus sämtliche Mess- und Zielgrößen entdimensioniert werden. Für jede Messgröße ist im Folgenden der zugehörige dimensionslose Parameter definiert.

$$\text{Drehzahl } n \quad \Leftrightarrow \quad Ma_\varphi = \frac{2\pi n r_{\text{Rotor}}}{\sqrt{\kappa R_g T_V}} \quad (3.13)$$

$$\text{Vordrall } u_{\text{tan}} \quad \Leftrightarrow \quad Ma_{\text{tan}} = \frac{u_{\text{tan}}}{\sqrt{\kappa R_g T_V}} \quad (3.14)$$

$$\text{Spaltweite } s \quad \Leftrightarrow \quad \tilde{s} = \frac{s}{s_0} \quad (3.15)$$

$$\text{Gehäusebewegung } \Delta s_{\text{Geh}} \quad \Leftrightarrow \quad \Delta \tilde{s}_{\text{Geh}} = \frac{\Delta s_{\text{Geh}}}{s_0} \quad (3.16)$$

$$\text{Gegendruck } p_G \quad \Leftrightarrow \quad \Pi = \frac{p_V}{p_G} \quad (3.17)$$

$$\text{Druckdifferenz } \Delta p \quad \Leftrightarrow \quad \Delta \tilde{p} = \frac{p_V - p_G}{p_V} \quad (3.18)$$

$$\text{Druck } p \quad \Leftrightarrow \quad \tilde{p} = \frac{p - p_G}{p_V - p_G} \quad (3.19)$$

$$\text{Kraft } F \quad \Leftrightarrow \quad \tilde{F} = \frac{F}{p_V A_{\text{LL}}} \quad (3.20)$$

$$\text{Luftfilmsteifigkeit } k \quad \Leftrightarrow \quad \tilde{k} = \frac{\Delta \tilde{F}}{\Delta \tilde{s}} \quad (3.21)$$

$$\text{Massenstrom } \dot{m} \quad \Leftrightarrow \quad \tilde{s}_{\text{äq}} = \frac{\dot{m} \cdot \sqrt{T_V}}{p_{\text{tot},V} \cdot \dot{Q}_{\text{id}} \cdot 2\pi r_{\text{Rotor}} \cdot s_0} \quad (3.22)$$

$$\text{Geschwindigkeit } u_{\text{abs}} \quad \Leftrightarrow \quad Ma_{\text{abs}} = \frac{u_{\text{abs}}}{\sqrt{\kappa R_g T_V}} \quad (3.23)$$

$$\text{Winkel } \varphi \quad \Leftrightarrow \quad \tilde{\varphi} = \frac{\varphi}{\varphi_{\text{sym}}} \quad (3.24)$$

$$\text{Radius } r \quad \Leftrightarrow \quad \tilde{r} = \frac{r - r_{\text{LL},i}}{r_{\text{LL},a} - r_{\text{LL},i}} - 0,5 \quad (3.25)$$

Der Startspalt s_0 wurde im Rahmen der Untersuchungen am Prüfstand mit drehendem Rotor konstant bei 5 mm gehalten und im Folgenden als Bezugsgröße verwendet. Zur Vergleichbarkeit der Durchflusscharakteristik hat sich neben dem Durchflusskoeffizient c_D die effektive bzw. äquivalente Spaltweite $s_{\text{äq}}$ (Jahn et al., 2008, Sheng et al., 2011, Deo, 2012 und Tibos et al., 2014) etabliert und wird hier in dimensionsloser Form verwendet.

3.3.5 Messunsicherheiten

In diesem Abschnitt sind die Messunsicherheiten für alle Messgrößen in Tabelle 3.1 aufgelistet. Die Unsicherheiten sind den Herstellerangaben bzw. entsprechenden Normen entnommen und als absolute bzw. relative Unsicherheiten angegeben. Die Fehler für die Massenströme wurden nach DIN 5167-2:2003 berechnet und basieren auf hochpräzisen Druck- und Temperaturmessungen an den Messblenden. Die Unsicherheiten für die dimensionslosen Mess- und Zielgrößen ergeben sich aus einer konservativen Fehlerfortpflanzungsrechnung nach Kline und McClintock (1953).

Tabelle 3.1: Messunsicherheiten für alle dimensionsbehafteten Mess- und Zielgrößen

Messgröße		Messbereich	Unsicherheit
Drehzahl	n	0 - 12 000 min ⁻¹	±12 min ⁻¹
Drehmoment	M	0 - 50 N·m	±0,05 N·m
Vordruck	p_V	0 - 10 · 10 ⁵ Pa	±200 Pa
Gegendruck	p_G	0 - 4 · 10 ⁵ Pa	±80 Pa
Druck	p	0 - 8,6 · 10 ⁵ Pa	±431 Pa
Temperatur	T	-270 °C - 1260 °C	±2,2 K (±0,75 %)
Zuführmassenstrom	\dot{m}_{Zu}	0,15 - 0,7 kg·s ⁻¹	±3 %
Massenstrom	\dot{m}_D	0,1 kg·s ⁻¹ - 0,7 kg·s ⁻¹	≤ ±4,9 %
Umfangsgeschwindigkeit	u_{tan}	0 - 175 m·s ⁻¹	±1 % (±1 m·s ⁻¹)
Kräfte	F	±2 · 10 ³ N	±6 N
Axialspalt	s_{AS}	0 - 1,02 mm	≤ ±21,56 μm
AS1		0 - 1,02 mm	±20,15 μm
AS2		0 - 1,02 mm	±19,20 μm
AS3		0 - 1,02 mm	±21,45 μm
AS4		0 - 1,02 mm	±21,56 μm
AS5		0 - 1,02 mm	±20,79 μm
AS6		0 - 1,02 mm	±18,59 μm
Radialspalt	s_{RS}	0 - 3,81 mm	≤ ±135 μm
RS1		0 - 3,81 mm	±102 μm
RS2		0 - 3,81 mm	±135 μm
RS3		0 - 3,81 mm	±112 μm
Dichtungsbewegung	s_L	±40 mm	≤ ± 0,2 mm
Gehäusebewegung	Δs_{Geh}	0 - 32 mm	±3 μm

4 Stationäres und transientes Betriebsverhalten des Dichtungsmodells mit drehendem Rotor

Mit den in Kapitel 2 diskutierten Veröffentlichungen wurde das stationäre Betriebsverhalten von axial adaptiven Gleitringdichtungen mit Lufteinblasung grundlegend beschrieben. Dabei wurde gezeigt, dass keine Daten bekannt sind, die Aufschluss über das transiente Schließverhalten oder die wirkenden Kräfte geben. Mit diesem Kapitel soll diese Lücke geschlossen werden. Zudem bieten die im Folgenden präsentierten umfassenden experimentellen Untersuchungen die Möglichkeit, den Einfluss von Rotation und verdrallter Anströmung auf die Betriebsspaltweite und die Leckage aufzuzeigen. Dabei werden empirische Berechnungsansätze entwickelt, durch die einfache Vorhersagen für die Gleichgewichtsspaltweite und Leckage ermöglicht werden. Die präsentierten Ergebnisse werden abschließend zur Validierung numerischer Strömungssimulationen genutzt. Die im Folgenden diskutierten Parameter und Zielgrößen sind stets als dimensionslose Größen, wie in Abschnitt 3.3.4 beschrieben, angegeben.

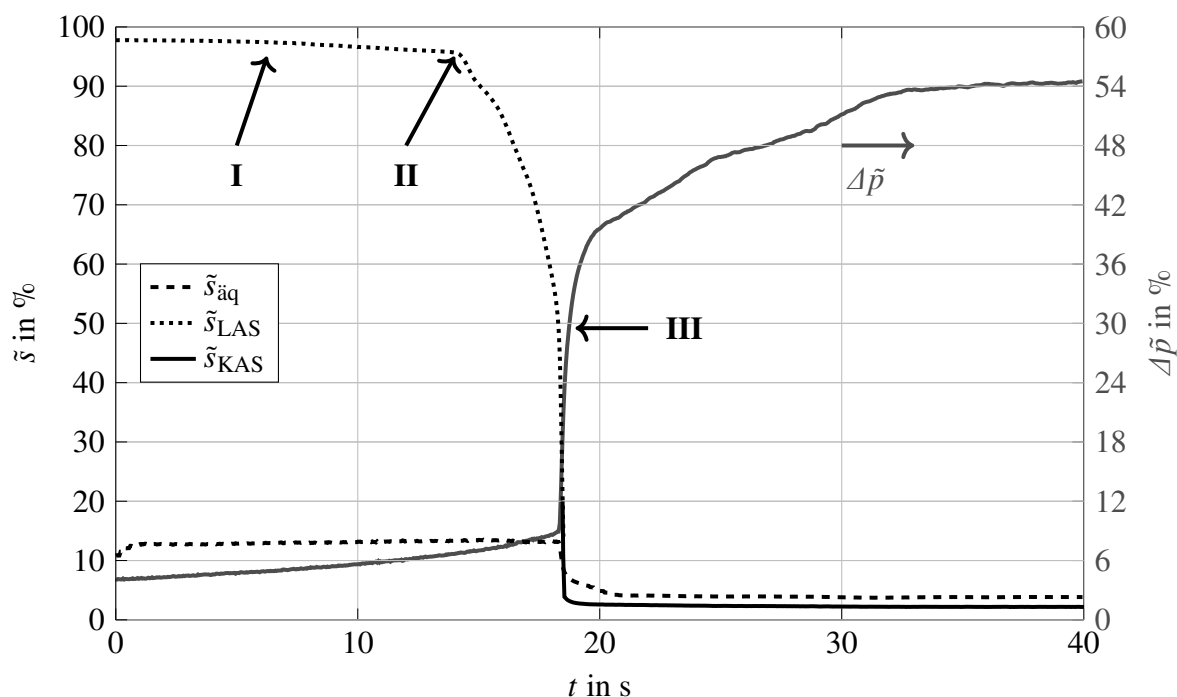
4.1 Schließverhalten

Für die Untersuchung des Schließverhaltens wurde das Auslassventil des Prüfstands voll geöffnet und der Vordruck schrittweise erhöht. Mit steigendem Vordruck wachsen folglich die dimensionslose Druckdifferenz $\Delta\tilde{p}$ und somit die schließenden Druckkräfte.

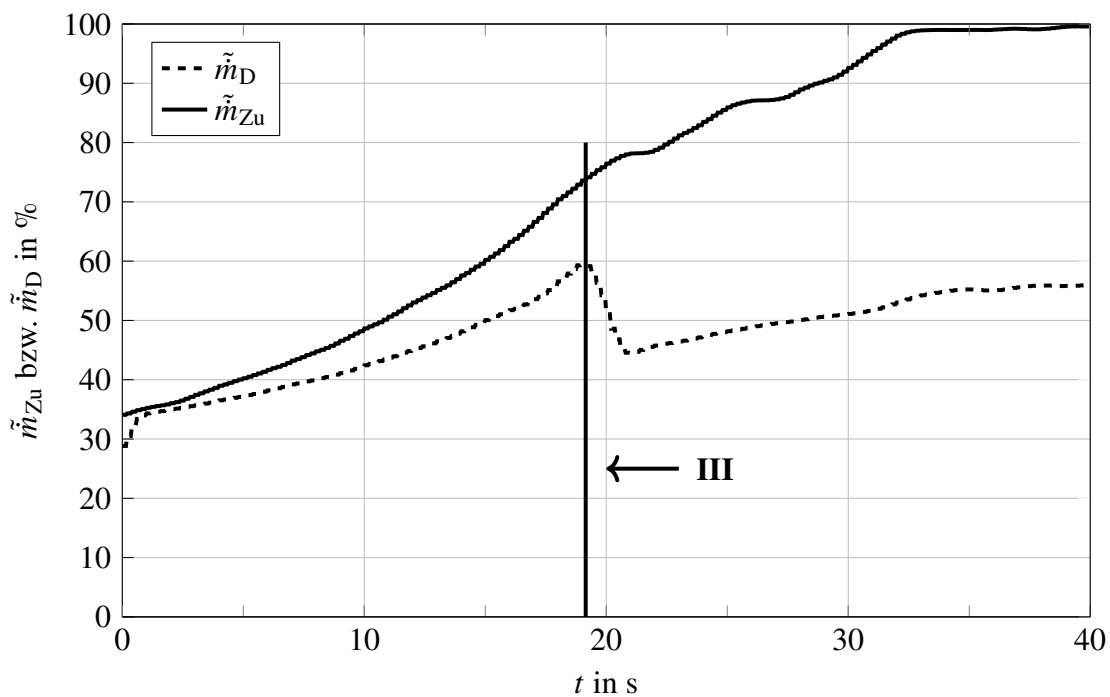
Für adaptive Dichtungen ist zu erwarten, dass es ab einer vorgegebenen Druckdifferenz für die zunächst geöffnete Dichtung, zu einer Verringerung des Dichtspalts kommt. Bei stetiger Erhöhung der Druckdifferenz wird sich die Spaltweite verringern und die Dichtung nähert sich dem Rotor. Für jede anliegende Druckdifferenz etabliert sich ein Kräftegleichgewicht bei einer resultierenden Spaltweite. Gleichzeitig nehmen mit abnehmendem Dichtspalt die spaltöffnenden Kräfte überproportional zu, sodass eine weitere Reduktion des Dichtspalts nur durch eine deutliche Steigerung der Druckdifferenz möglich wird. Im Versuch ergibt sich folglich ein Bereich mit nahezu konstanter Spaltweite bei steigender Druckdifferenz. In diesem Betriebsbereich ist die Dichtung „geschlossen“. Für den Versuch wurde das Einlassventil zum Prüfstand schrittweise geöffnet, bis die Dichtung geschlossen ist. Aus dem Zusammenspiel der Ventil- und Prüfstandscharakteristik ergeben sich der Vordruck bzw. die Druckdifferenz $\Delta\tilde{p}$ und der zugeführte Massenstrom \tilde{m}_{Zu} .

Die Messdaten für den Schließprozess sind in Abbildung 4.1 dargestellt. Zur verbesserten Visualisierung wurde die Anzahl der Messdaten nachträglich digital, durch eine erneute Abtastung mit 20 Hz, reduziert. Dies gilt für die dargestellten Verläufe der Druckdifferenz $\Delta\tilde{p}$ (—), der äquivalenten Spaltweite $\tilde{s}_{\text{äq}}$ (- - -), die mit den LAS erfassten Spaltweiten \tilde{s} (⋯⋯) und für die mit den KAS erfassten Spaltweiten (—) in Abbildung 4.1a sowie für den zum Prüfstand zugeführten relativen Massenstrom \tilde{m}_{Zu} (—) und den relativen Massenstrom durch die Dichtung \tilde{m}_D (- - -) in Abbildung 4.1b. Die Definition der dimensionslosen Parameter ist Kapitel 3.3.4 zu entnehmen.

In den ersten 6,25 s (I) steigt die Druckdifferenz $\Delta\tilde{p}$ (—, rechte Ordinate) von 4,14 % auf 4,93 %.



(a) Spaltweite und Druckdifferenz



(b) Massenströme

Abbildung 4.1: Verläufe der Druckdifferenz $\Delta\tilde{p}$, Spaltweiten \tilde{s} und Massenströme \tilde{m} während des transienten Schließvorgangs der Dichtung

Ab Sekunde 6,25 setzt eine axiale Bewegung der Dichtung ein, die eine leichte Reduktion in der Spaltweite \tilde{s} (\cdots , linke Ordinate) von 97,41 % auf 95,2 % bei $t = 14,25$ s zur Folge hat. Zum Zeitpunkt $t = 14,25$ s (II) findet eine drastische Abnahme der Spaltweite statt, wobei weiterhin

eine nahezu lineare Zunahme der Druckdifferenz zu beobachten ist. Für $t = 18,3$ s (III) hat sich der Dichtspalt auf 49,19 % des Startspalts reduziert und die Druckdifferenz wurde auf 8,93 % des Vordrucks erhöht. In den darauf folgenden 500 ms fällt die Spaltweite schlagartig auf 3,09 % (—, linke Ordinate) und damit in den Messbereich der KAS. Gleichzeitig ist eine deutliche Steigerung der Druckdifferenz auf 31,08 % zu verzeichnen. Während sich die Spaltweite im weiteren Verlauf bis zum Zeitpunkt $t = 20$ s nur geringfügig auf 2,59 % reduziert, findet im gleichen Zeitraum eine deutliche Zunahme der Druckdifferenz auf 39,59 % statt. Die Dichtung befindet sich im geschlossenen Betriebszustand. Bis $t = 33$ s wurde die Druckdifferenz weiter nahezu linear auf einen Wert von 54 % des Vordrucks gesteigert. Im Anschluss wurde die Ventilöffnung konstant gehalten und bis zum Ende des Versuchs bei $t = 40$ s Messdaten aufgezeichnet.

Die äquivalente Spaltweite $\tilde{s}_{\text{äq}}$ (- - -, linke Ordinate) ist für $1 \text{ s} \leq t \leq 18,3 \text{ s}$ nahezu konstant bei etwa 13 % der Startspaltweite. Während des schlagartigen Schließvorgangs nimmt die äquivalente Spaltweite deutlich ab und verbleibt für $t \geq 21$ s nahezu konstant auf einem Niveau von 4 %. Für $t < 1$ s ist mit zunehmender Zeit eine Steigerung der äquivalenten Spaltweite zu verzeichnen. In diesem Bereich etabliert sich die Strömung durch die Dichtung, während sich nahezu keine Druckänderungen im Vor- und Gegendruck ergeben. In der Folge führt ein linear steigender Massenstrom bei nahezu konstanten Druckverhältnissen zu einem linearen Anstieg der äquivalenten Spaltweite. Ab $t \geq 1$ s ist eine Steigerung des Massenstroms mit einer Erhöhung der treibenden Druckdifferenz verbunden, woraus sich für durchströmte Labyrinthdichtungen typischerweise eine konstante äquivalente Spaltweite ergibt.

Grundlegend läuft der Schließprozess der Dichtung so ab, wie zu Beginn dieses Kapitels beschrieben. Die drastische Abnahme des Dichtspalts bei gleichzeitig stark steigender Druckdifferenz zwischen $18,3 \text{ s} \leq t \leq 20 \text{ s}$ ist jedoch nicht intuitiv nachvollziehbar und wird im Folgenden genauer diskutiert. Im geöffneten Zustand der Dichtung und während des Schließvorgangs wirken den spaltschließenden Druckkräften die Feder- und Reibkräfte entgegen. Die Kräftebilanz nach Gleichung (2.1) muss dabei in jedem Betriebspunkt erfüllt sein. Zum Zeitpunkt $t = 14,25$ s wird die Druckdifferenz $\Delta\tilde{p} = 6,82$ % erreicht, für die die schließenden Druckkräfte die Feder- und Haftreibkräfte übersteigen. Die Dichtung setzt sich in Bewegung. Dabei scheint die wirkenden Reibkräfte während der Bewegung gering zu sein. Diese Beobachtung geht aus einer Reihe weiterer Tests hervor, in denen der Vordruck so lange gesteigert wurde bis gerade die Druckdifferenz von etwa 6,8 % zum Start des Schließvorgangs erreicht wurde. Dann wurde die Ventilstellung, und damit der dem Prüfstand zugeführte Massentrom, konstant gehalten. Bei ausreichender Dämpfung ist zu erwarten, dass sich nach Gleichung (2.1) ein Gleichgewichtsspalt einstellt und die anliegende Druckdifferenz konstant bleibt. Im Gegensatz dazu konnte für diese gesonderte Versuchsreihe das gleiche Verhalten festgestellt werden, wie hier beschrieben. Obwohl der zugeführte Massenstrom konstant war, sank die Spaltweite drastisch bei schlagartig steigender Druckdifferenz. Mit anderen Worten, die Dichtung schließt bei Überschreiten der kritischen Druckdifferenz im Bruchteil einer Sekunde vom geöffneten Zustand mit $\tilde{s} \approx 100$ % auf den Betriebszustand mit $\tilde{s} \approx 3$ % und damit verbunden erhöht sich bei konstant zugeführtem Massenstrom die Druckdifferenz.

Mit Hilfe des in Abbildung 4.1b dargestellten zugeführten Massenstroms \tilde{m}_{Zu} (—) und dem Massenstrom durch die Dichtung \tilde{m}_D (- - -) kann das abrupte Schließverhalten besser verstanden werden. Dabei entspricht \tilde{m}_D der Summe aus den drei Strompfaden A, B und C in Abbildung 3.3. Die Daten wurden auf den maximalen zugeführten Massenstrom $\dot{m}_{Zu,max}$ bezogen, der am Ende des Versuchs bei $t = 40$ s vorliegt. Es ist zu erkennen, dass sich der zugeführte Massenstrom nahezu linear bis $t = 33$ s erhöht und anschließend konstant bleibt. Aufgrund der Ventilcharakteristik und der Erfassungsgenauigkeit der Sensoren zur Bestimmung des Zuführmassenstroms liegt bereits zu Beginn der Datenaufzeichnung bei $t = 0$ s ein relativer Massenstrom von 34 % vor.

Der Massenstrom durch die Dichtung \tilde{m}_D (- - -) steigt bis $t = 19,15$ s kontinuierlich mit steigendem zugeführten Massenstrom bzw. steigender Druckdifferenz (vergleiche Abbildung 4.1a) auf knapp 60 % an. Während für $t > 19,15$ s der zugeführte Massenstrom weiter steigt, sinkt der Massenstrom durch die Dichtung auf 44,49 % ab, bevor er für $t > 21$ s wieder steigt. Bei $t = 35$ s erreicht er etwa 55 % und bleibt bis zum Ende des Versuchs nahezu konstant. Auffällig ist, dass der zugeführte Massenstrom ab $t = 33$ s (III) konstant bleibt, während der Massenstrom durch die Dichtung erst ab $t = 35$ s konstant ist. Zudem ist der Einbruch in \tilde{m}_D für $t > 19,15$ s auf den reduzierten Dichtspalt zurückzuführen, da der Schließvorgang der Dichtung zu diesem Zeitpunkt bereits abgeschlossen ist. In beiden Fällen wird deutlich, dass die Änderung des Massenstroms durch die Dichtung zeitlich verzögert abläuft. Die Verzögerung ergibt sich aus der Wechselwirkung der Charakteristika des Einlassventils, der Dichtung und der stromab gelegenen Messblende. Folglich kann geschlossen werden, dass bei einer Veränderung der Einlassventilstellung mindestens 2 s abgewartet werden sollte, bis ein Gleichgewichtszustand des Gesamtsystems erreicht ist.

Aus den Ergebnissen kann gefolgert werden, dass durch das Schließen der Dichtung der Massenstrom durch die Dichtung \tilde{m}_D mit abnehmender Spaltbreite \tilde{s} reduziert wird. Da die Kavität stromauf der Dichtung ständig mit Druckluft versorgt wird und weniger Luft durch die Dichtung abfließt, steigt während des transienten Schließvorgangs der Vordruck an. Gleichzeitig wird mit sinkendem Dichtspalt weniger Luft durch die Dichtung in die Kavität stromab der Dichtung eingedüst. Der Druck in der Kavität (Gegendruck) wird maßgeblich von der Charakteristik der stromab liegenden Messblende bestimmt. Mit sinkendem Massenstrom nimmt der Druckverlust über der Messblende ab und der Gegendruck stromab der Dichtung bzw. stromauf der Messblende wird reduziert, bis sich das Gesamtsystem im Gleichgewicht befindet. Im Gleichgewichtszustand sind der Vordruck, Gegendruck und sämtliche Massenströme konstant. Dieser transiente Änderungsvorgang mit steigendem Vor- und sinkendem Gegendruck führt während des Schließvorgangs der Dichtung zu einer stetig steigenden Druckdifferenz, die wiederum eine kontinuierliche Erhöhung der schließenden Kräfte und damit eine beschleunigte Schließbewegung bewirkt.

An dieser Stelle wird darauf hingewiesen, dass die Datenerfassungsrate für die Massenstrommessungen 10 Hz beträgt. Darüber hinaus ist die Blendenmessstrecke nicht für Hochgeschwindigkeitsmessungen vorgesehen, da der Durchfluss durch die Messblende für eine genaue Messung stationär sein muss. Die dargestellten Massenströme sollten folglich nicht für zeitsynchrone quantitative Vergleiche mit dem KAS-Signal verwendet werden.

Die in Abbildung 4.1 dargestellten Ergebnisse für die Spaltweite \tilde{s} sind Mittelwerte aus den sechs am Umfang verteilten axialen KAS. Für ein vertieftes Verständnis des dreidimensionalen Schließvorgangs der ringförmigen Dichtung sind in Abbildung 4.2 die Ergebnisse der Sensoren AS1 - AS6 zu drei diskreten Zeitpunkten während $t = 18,487$ s, $t = 18,503$ s und nach dem Schließvorgang $t = 20$ s dargestellt. Für die Visualisierung wurde jeweils die axiale Dichtfläche des LL für die obere und untere Halbschale rekonstruiert. In den Abbildungen 4.2a, 4.2c und 4.2e sind die Ergebnisse zu jedem Zeitpunkt in einer dreidimensionalen Ansicht abgebildet, rechts daneben in den Abbildungen 4.2b, 4.2d und 4.2f jeweils die Draufsicht. X und Y sind die kartesischen Koordinaten der reproduzierten Dichtfläche (vgl. Abbildung 3.9), die zur besseren Darstellung auf den Bereich ± 1 skaliert wurden. Zum Zeitpunkt $t = 18,487$ s (Abbildungen 4.2a-b) sind für alle sechs Sensoren Spaltweiten $\tilde{s} < 20$ % zu verzeichnen. Es ist eine Schiefstellung um die Vertikalachse X von $\tilde{s}_{AS2-AS5} = 11,05$ % zu beobachten. Dabei betragen die Spaltweiten am Sensor AS5 $\tilde{s}_{AS5} = 7,65$ % und an Sensor AS2 $\tilde{s}_{AS2} = 18,70$ %. Die Schiefstellung um die Horizontalachse Y fällt etwas geringer aus und beträgt $\tilde{s}_{AS3-AS1} = 6,77$ %. In den folgenden 15 ms nähert sich die Dichtung dem Rotor weiter an. Für $t = 18,503$ s hat sich die Schiefstellung um die Y -Achse auf unter 2 % reduziert. In Bezug auf die X -Achse ist die Dichtung zu diesem Zeitpunkt bereits parallel zur ebenen Rotorfläche ausgerichtet, wie aus den Abbildungen 4.2c und 4.2d ersichtlich ist. Für $t = 20$ s ist der gesamte Dichtring parallel zum Rotor ausgerichtet und die Spaltweite hat sich aufgrund der weiter gestiegenen Druckdifferenz auf 2,58 % des Startspalts reduziert (Abbildungen 4.2e und f).

Die untersuchte adaptive Gleitringdichtung bewegt sich unter leichter Verkipfung bei Überschreiten einer Druckdifferenz von etwa $\Delta p \approx 6,8$ % rasch auf den Rotor zu. Der untere, linke Quadrant der Dichtung (AS5 und AS6) erreicht mit sinkender Spaltweite zuerst einen Minimalspalt, bei dem die spaltöffnenden Kräfte die Schließkräfte überwiegen und die Bewegung vollständig abgebremst wird und sich die Bewegungsrichtung umkehrt. Im weiteren Verlauf richtet sich der Dichtring aufgrund der ungleich verteilten Kraftverhältnisse und der Massenträgheit aus, bis sich auch der obere, rechte Quadrant (AS2 und AS3) auf einen Minimalspalt nähert und die Bewegung der gesamten Dichtung abgebremst wird. Liegt ein über den Umfang nahezu konstanter Spalt vor, halten sich die schließenden und öffnenden Kräfte die Waage, und der Gleichgewichtsspalt hat sich eingestellt. Der Schließvorgang ist abgeschlossen.

Die Bewegung und die Dauer des Schließprozesses sind maßgeblich von den transienten Druckänderungen stromauf und stromab der Dichtung abhängig. Um diese Vorgänge im Detail besser verstehen zu können, wäre insbesondere eine schnelle Regelung des Vordrucks erforderlich. Dies konnte im Rahmen der vorliegenden Arbeit nicht umgesetzt werden. Zudem ist das geringe Volumen der Vordruckkavität von Nachteil, da sich eine spontane Änderung des zu- oder abgeführten Massenstroms, zum Beispiel beim Schließen der Dichtung, unmittelbar in einer deutlichen Änderung des Druckniveaus niederschlägt. Die beobachtete Schiefstellung ist, bezogen auf den Durchmesser der Dichtung, kleiner als $0,2^\circ$. Im geöffneten Zustand liegt der bewegliche Dichtring axial am Gehäuse an. Die Größenordnung der Schiefstellung entspricht den Fertigungstoleranzen der axialen Anschlagfläche. Aus diesem Grund ist zu vermuten, dass der Dichtring bereits im geöffneten Zustand, in Bezug auf die Rotorstirnseite, schief steht, was die leichte Verkipfung beim Anfahren an den Rotor verursacht. In jedem Fall ist die Schief-

stellung für den Betrieb der Dichtung nicht von Nachteil. Im Gegenteil zeigen die Ergebnisse, dass sich die adaptive Dichtung trotz der fertigungsbedingten Toleranzen im Betrieb parallel zur Rotorfläche ausrichtet. Abschließend wird festgehalten, dass der zu Beginn des Kapitels beschriebene theoretische Schließvorgang von adaptiven Gleitringdichtungen mit Lufteinblasung durch die diskutierten Ergebnisse grundlegend validiert wird. Der qualitative Verlauf entspricht dem von Bagepalli et al. (1996) theoretisch für den vorliegenden Dichtungstyp vorhergesagten dynamischen Betriebsverhalten.

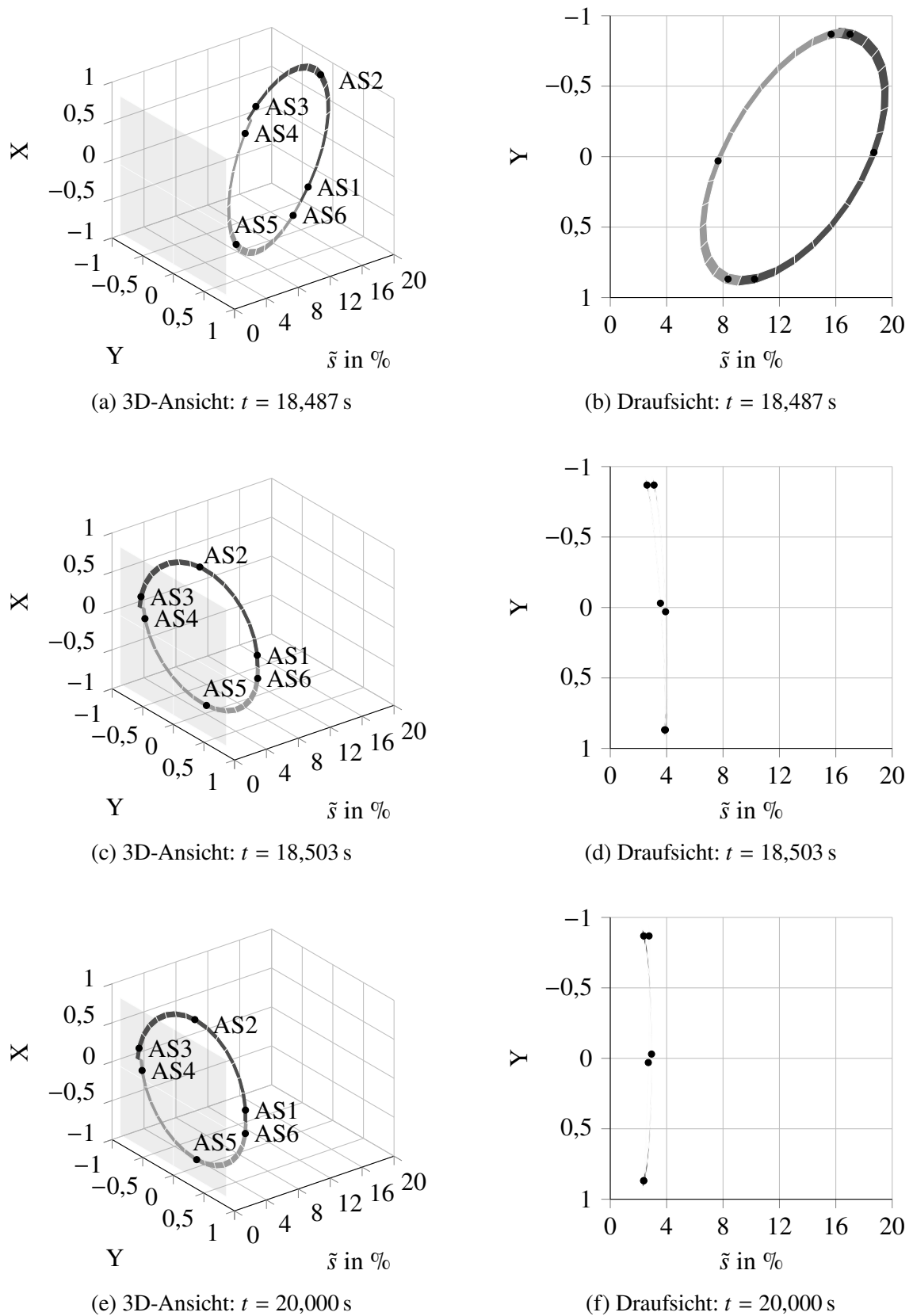


Abbildung 4.2: Rekonstruktion der oberen (■) und unteren (■) Dichtungshalbschalen zu drei diskreten Zeitpunkten während des Schließvorgangs.

4.2 Folgeverhalten

Die Spaltweite stellt sich bei adaptiven Dichtungen in Abhängigkeit der Druckrandbedingungen ein. Der große Vorteil gegenüber konventionellen Labyrinthdichtungen wird deutlich, sobald sich Relativbewegungen zwischen Gehäuse und Rotor ergeben. Bei Labyrinthdichtungen entspricht die Änderung der Dichtspaltweite dieser Relativbewegung. Die Folge sind Änderungen im Durchflussverhalten, plastischer Verschleiß an den Dichtkomponenten oder das totale Versagen der Dichtung (Lattime und Steinetz, 2002). Adaptive Dichtungen sollen trotz dieser Relativbewegung einen nahezu konsten Betriebsspalt erhalten, indem sich die Dichtung relativ zum Gehäuse bewegen kann. Im realen Betrieb treten sowohl langsame Relativbewegungen zwischen Gehäuse und Rotor (z.B. durch thermische Gradienten) wie auch hochfrequente Schwingungen der Dichtung (z.B. angeregt durch Vibrationen) auf. Idealerweise sollten adaptive Dichtungen in allen Betriebszuständen berührungsfrei bleiben. Am Prüfstand mit drehendem Rotor kann eine langsame Relativbewegung zwischen Gehäuse und Rotor vorgegeben werden. In Abbildung 3.3 ist das relativ zum Rotor (2) bewegte Gehäuse schraffiert eingezeichnet und kann im Bild nach links bzw. rechts verschoben werden. Die Fähigkeit der Dichtung (1), trotz dieser Bewegung den Betriebsspalt zu erhalten ohne am Rotor anzustreifen, wird im Folgenden als Folgeverhalten bezeichnet. Um diese Eigenschaft zu überprüfen wurde das Gehäuse ausgehend von einem relativen Spalt zum Rotor $\tilde{s}_0 = 60\%$ ($\Delta\tilde{s}_{\text{Geh}} = -40\%$) auf den Spalt $\tilde{s}_0 = 140\%$ ($\Delta\tilde{s}_{\text{Geh}} = 40\%$) mit einer Rate von $2\% \cdot \text{s}^{-1}$ bewegt. Dabei wurden Datenpunkte mit einer Abtastrate von 2 kHz erfasst und 100 ms-Mittelwerte gespeichert.

Der zeitabhängige Verlauf der Gehäusebewegung $\Delta\tilde{s}_{\text{Geh}}$ (·····) und der Dichtspaltweite \tilde{s} (—) sind in Abbildung 4.3 dargestellt. In den ersten 8,1 s steht das Gehäuse. Der Dichtspalt ist nahezu konstant und beträgt $\tilde{s} = 2,16\%$. Für $t > 8,1$ s wird das Gehäuse relativ vom Rotor wegbewegt. In den folgenden 0,3 s steigt die Dichtspaltweite um 0,06 Prozentpunkte auf $\tilde{s} = 2,22\%$ an. Der Spalt zwischen Gehäuse und Rotor hat sich in dieser Zeit um 0,54 Prozentpunkte vergrößert. Für $t > 8,4$ s bleibt die Dichtspaltweite nahezu konstant, bis die Gehäusebewegung bei $t = 48,1$ s stoppt. Bis $t = 60,6$ s steht das Gehäuse still bei einer relativen Position $\Delta\tilde{s}_{\text{Geh}} = 40\%$. Zwischen $48,1 \text{ s} \leq t \leq 48,4 \text{ s}$ sinkt die Dichtspaltweite auf $2,2\%$ und bleibt bis $t = 60,6$ s nahezu konstant. Für $t > 60,6$ s wird das Gehäuse wieder in Richtung Rotor zurückbewegt. In den ersten 0,3 s fällt die Spaltweite auf $2,09\%$, steigt in den folgenden 10 s auf $\tilde{s} = 2,13\%$ und bleibt bis zum Ende der Gehäusebewegung bei $t = 100,3$ s konstant. Daraufhin erfolgt erneut ein Anstieg in der Spaltweite auf $\tilde{s} = 2,16\%$ bis $t = 100,9$ s. Bis zum Versuchsende bleibt der Dichtspalt wieder konstant.

In Abbildung 4.3 oben ist zudem die Änderung des Abstands zwischen Gehäusedeckel und Dichtungsrückseite $\Delta\tilde{s}_{\text{LAS}}$ (- - -), gemessen mit den LAS, dargestellt. Mit zunehmendem Abstand zwischen Gehäuse und Rotor entfernt sich die Dichtung vom Gehäusedeckel und $\Delta\tilde{s}_{\text{LAS}}$ nimmt ab. Mit den Daten der LAS wird bestätigt, dass sich die Dichtung relativ zum Gehäuse bewegt und ihr Abstand zum Rotor (KAS, \tilde{s}) dabei nahezu konstant bleibt.

Es ist festzuhalten, dass die Dichtung die Änderung der Spaltweite im Rahmen von $\pm 0,1\%$ -Punkten hält, während eine Relativbewegung zwischen Rotor und Gehäuse stattfindet. Die gemessenen Änderungen in der Spaltweite liegen deutlich unter der Messgenauigkeit der KAS,

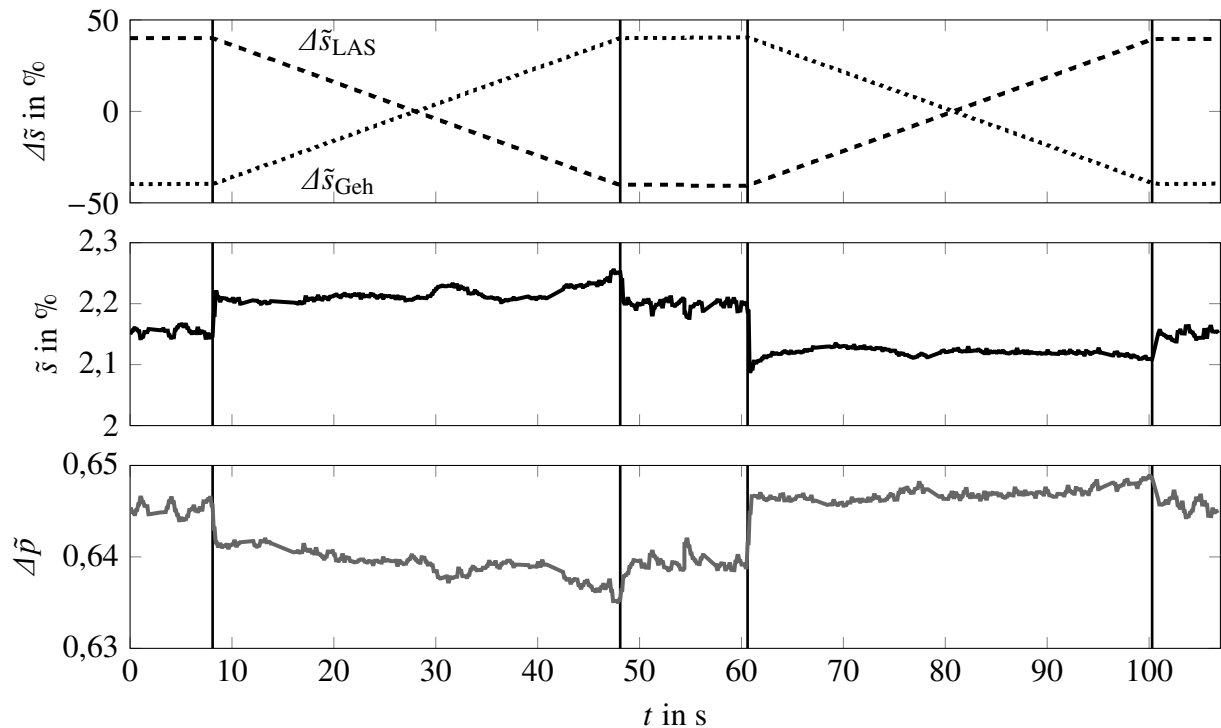


Abbildung 4.3: Zeitabhängiger Verlauf der Spaltweite \tilde{s} , Druckdifferenz $\Delta\tilde{p}$ und Dichtungsbewegung $\Delta\tilde{s}_{\text{LAS}}$ bei Verschiebung des Gehäuses $\Delta\tilde{s}_{\text{Geh}}$ relativ zum Rotor.

die etwa bei $\pm 0,4\%$ -Punkten anzusetzen ist. Trotzdem fallen die Spaltänderungen unmittelbar mit dem Beginn und Ende der Gehäusebewegung zusammen. Mit dem Verlauf der anliegenden Druckdifferenz $\Delta\tilde{p}$ (—), in Abbildung 4.3 unten, wird deutlich, dass jeder Sprung in der Spaltweite mit einer Druckänderung zusammenfällt. Genauer gesagt, wo ein Anstieg in der Spaltweite zu verzeichnen ist, sinkt der Vordruck leicht ab und die Druckdifferenz reduziert sich. Beim Absinken der Spaltweite gilt dieser Zusammenhang entsprechend umgekehrt. Es liegt eindeutig eine Hysterese vor. Aus den vorliegenden über 100 ms gemittelten Daten lässt sich nicht bestimmen, ob zunächst der Spalt oder der Druck eine Änderung erfährt und jeweils die andere Größe beeinflusst. Mit den in Kapitel 4.1 beschriebenen transienten Vorgängen in der Vordruckkavität liegt nachfolgend beschriebener Schluss nahe.

Es wird angenommen, dass eine Haftreibungskraft in den Gleit- und Kontaktflächen zwischen Dichtung und Gehäuse vorliegt (Gleitbuchsen und Sekundärdichtung), die bei einer Relativbewegung zwischen Gehäuse und Dichtung überwunden werden muss, bevor sich die Dichtung relativ zum Gehäuse bewegt. In der Folge ist es möglich, dass das Gehäuse bei steigendem Abstand zum Rotor die Dichtung zunächst mitzieht solange die Haftreibung noch nicht überwunden ist. Aufgrund des leicht gestiegenen Dichtspalts steigt die momentane Leckage und der Vordruck stromauf der Dichtung sinkt. Gleichzeitig sinken auch die spaltöffnenden Kräfte und es stellt sich ein neues Kräftegleichgewicht bei größerer Spaltweite ein. Dieser Prozess wird wiederholt, bis die schließenden Kräfte die Summe aus den öffnenden Kräften und den Haftreibungskräften überwie-

gen. Im Übergang von der Haft- zur Gleitreibung löst sich die Dichtung vom Gehäuse. Ab diesem Moment bleibt die Dichtspaltweite konstant, obwohl sich das Gehäuse weiter vom Rotor entfernt. Wird die Bewegung des Gehäuses gestoppt, verschwinden die Gleitreibkräfte, die den schließenden Kräften entgegenwirken. Die Schließkräfte überwiegen und die Dichtung pendelt sich in einem neuen Gleichgewicht bei kleinerer Spaltweite ein. Wird die Bewegung umgekehrt, gelten die gleichen Bedingungen allerdings wird die Dichtung näher an den Rotor gedrückt, der Spalt reduziert sich, was zu einer Erhöhung der Öffnungskräfte führt.

Die Gleit- und Haftreibkräfte sind nicht eindeutig bestimmbar. Die beschriebenen Vorgänge sind somit lediglich als theoretischer Erklärungsansatz zu verstehen. Gleichzeitig belegen die Erkenntnisse, dass die genaue Kenntnis der wirkenden Reibkräfte eine zentrale Rolle für das dynamische Verhalten der Dichtung spielen und entsprechend im Auslegungsprozess berücksichtigt werden müssen. Absolut betrachtet sind die Spaltänderungen jedoch klein und es ist nur ein marginaler Einfluss auf die Leckage zu erwarten.

4.3 Einfluss verdrahter Anströmung

Zur Charakterisierung der Leckage \tilde{m}_D wurden stationäre Messungen durchgeführt. Dazu wurde der Vordruck p_V schrittweise erhöht, während das Gegendruckventil vollständig geöffnet war. Die Schrittweite wurde so gewählt, dass sich das Druckverhältnis

$$\Pi = \frac{1}{1 - \Delta\tilde{p}} \quad (4.1)$$

zwischen zwei aufeinander folgenden Datenpunkten um $\Delta\Pi = 0,1$ ändert. Dieser Test wurde bei gleicher Schrittweite und sinkendem Druck wiederholt, um Hystereseeffekte zwischen dem Schließen und Öffnen zu untersuchen. Die Daten wurden mit einer Abtastrate von 2 kHz erfasst und über 4 s gemittelt.

In Abbildung 4.4a ist die äquivalente Spaltweite $\tilde{s}_{\text{äq}}$ über der Druckdifferenz $\Delta\tilde{p}$ dargestellt. Dabei sind sämtliche Daten bei verdrahter Anströmung in schwarz und bei rein axialer Anströmung in grau dargestellt. Bei verdrahter Anströmung hat die Luft am Einlass der Dichtung eine tangentielle Geschwindigkeitskomponente von etwa $u_{\text{tan}} \approx 80 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ (siehe Abbildung A.3 im Anhang). Diese Anströmbedingungen werden durch das Eindüsen der Luft durch die in tangentialer Richtung geneigten Zuführkanäle am Prüfstand erzielt. Bei rein axialer Anströmung wird die Luft durch radiale Zuführbohrungen in die Kavität stromauf der Dichtung eingedüst und axial in den Ringspalt stromauf des Starterzahns umgelenkt. Zunächst wird auf die Ergebnisse bei verdrahter Anströmung eingegangen. Für den Fall steigenden Vordrucks bzw. steigender Druckdifferenz (■) ist für $0,029 \leq \Delta\tilde{p} \leq 0,065$ ein leicht degressiver Anstieg in der äquivalenten Spaltweite von 13,77 % auf 14,96 % zu verzeichnen. In diesem Bereich ist die Dichtung geöffnet und der Starterzahn, ein einstufiges Durchblicklabyrinth, bestimmt die Leckage. Der radiale Dichtspalt beträgt $\tilde{s}_{\text{SZ}} = 20 \%$. Insofern deckt sich der degressive Verlauf mit dem für Labyrinthdichtungen typischen degressiven Anstieg des Durchflusskoeffizienten bei unterkritischer Durchströmung (Jerie, 1948, Meyer und Lowrie, 1975 oder Dörr, 1985).

Zwischen $0,065 \leq \Delta\tilde{p} \leq 0,264$ liegen keine Messdaten vor, da die Dichtung in diesem Bereich, wie in Kapitel 4.1 beschrieben, transient schließt. Nach dem Schließvorgang liegt ein äquivalenter Spalt $\tilde{s}_{\text{äq}}$ von 5,68 % vor, der im weiteren Verlauf bis $\Delta\tilde{p} \leq 0,646$ umgekehrt proportional zur Druckdifferenz auf 3,70 % sinkt. In Abbildung 4.4b sind die axialen Spaltweiten \tilde{s} (•) dargestellt, die für diesen Versuch erfasst wurden. Im unteren Teil der Abbildung sind dieselben Messdaten in vergrößertem Maßstab abgebildet, um die Entwicklung des Dichtspalts im geschlossenen Zustand zu verdeutlichen. Bis $\Delta\tilde{p} = 0,058$ liegt die Dichtung am Gehäuse an und der axiale Dichtspalt ist näherungsweise konstant bei $\tilde{s} \approx 110$ %. Bei $\Delta\tilde{p} \leq 0,065$ hat sich der Spalt auf 89,79 % reduziert, die Dichtung liegt nicht mehr am Gehäuse an. Die Dichtung hat sich vom Gehäuse gelöst, wobei ein Kräftegleichgewicht zwischen den Feder-, Reib- und Schließkräften herrscht. Nach dem Schließvorgang liegt ein Spalt von 3,61 % vor, der bis $\Delta\tilde{p} = 0,646$ umgekehrt proportional zur Druckdifferenz auf 2,17 % sinkt.

Das Leckageverhalten der Dichtung ist qualitativ mit den experimentellen Ergebnissen von Wolfe et al. (1996), Turnquist et al. (1998), Zimmermann et al. (2018) und Zimmermann (2021) vergleichbar. Ein quantitativer Vergleich ist aufgrund der unterschiedlichen konstruktiven Ausgestaltung der Dichtung bzw. fehlender Angaben nicht möglich. Der qualitative Verlauf der Spaltweite mit steigendem Druckverhältnis ist auch mit den experimentellen Ergebnissen für eine radial adaptive Dichtung vergleichbar (Beermann et al., 2018b und Beermann et al., 2019b).

Nach Erreichen des maximalen Druckverhältnis $\Delta\tilde{p} = 0,646$ wurde der Versuch für sinkende Druckverhältnisse analog durchgeführt. Dabei ist festzustellen, dass mit sinkendem Druckverhältnis die äquivalenten (▣ in Abbildung 4.4a) und axialen Spaltweiten (• in Abbildung 4.4b) über den gesamten untersuchten Bereich geringer sind, als bei steigendem Druckverhältnis (vergleiche Abbildung 4.4). Diese Differenz nimmt mit sinkender Druckdifferenz zu und erreicht eine Abweichung von etwa 0,1 %-Punkten bei $\Delta\tilde{p} \approx 0,3$. Ein deutlicher Unterschied ergibt sich zwischen $0,065 < \Delta\tilde{p} < 0,264$. Während bei steigendem Druckverhältnis der transiente Schließvorgang stattfindet, kann in diesem Bereich kein transientes Öffnen der Dichtung beobachtet werden. Im Gegenteil ist mit sinkender Druckdifferenz eine umgekehrt proportional steigende Spaltweite zu beobachten. Bei $\Delta\tilde{p} = 0,065$ liegt ein Spalt von 15,29 % vor. Der transiente Öffnungsvorgang findet erst zwischen $0,065 > \Delta\tilde{p} > 0,043$ statt. Für $\Delta\tilde{p} \leq 0,043$ sind die axiale und äquivalente Spaltweite gleich zu den Ergebnissen bei steigender Druckdifferenz. Grundsätzlich sind die Unterschiede im geschlossenen Zustand der Dichtung weit unterhalb der Messgenauigkeit der Sensoren. Für den Öffnungsvorgang zwischen $0,086 < \Delta\tilde{p} < 0,264$ kehren sich auch die Verhältnisse in der Vor- und Gegendruckkavität um. In dem Augenblick, in dem der Vordruck reduziert wird, sinken die Schließkräfte und die Öffnungskräfte überwiegen. Die Dichtung nimmt ein neues Kräftegleichgewicht bei größerer Spaltweite ein. Dieser Vorgang wird bei jeder schrittweisen Reduktion des Vordrucks wiederholt, bis die Spaltweite 15,29 % bei $\Delta\tilde{p} = 0,065$ beträgt. Die weitere Verringerung des Vordrucks führt zum Öffnen der Dichtung.

Für die Druckdifferenz beim Schließen bzw. Öffnen der Dichtung kann folglich eine leichte Hysterese beobachtet werden. Der transiente Schließvorgang ereignet sich für $\Delta\tilde{p} > 0,065$, die Dichtung öffnet jedoch erst wenn $\Delta\tilde{p} < 0,065$ wird. Ein ähnliches Hystereseverhalten konnte auch für die radial adaptive Dichtung festgestellt werden (Beermann et al., 2018b). Die Hysterese könnte zum Beispiel durch unterschiedliche aerodynamische Strömungszustände

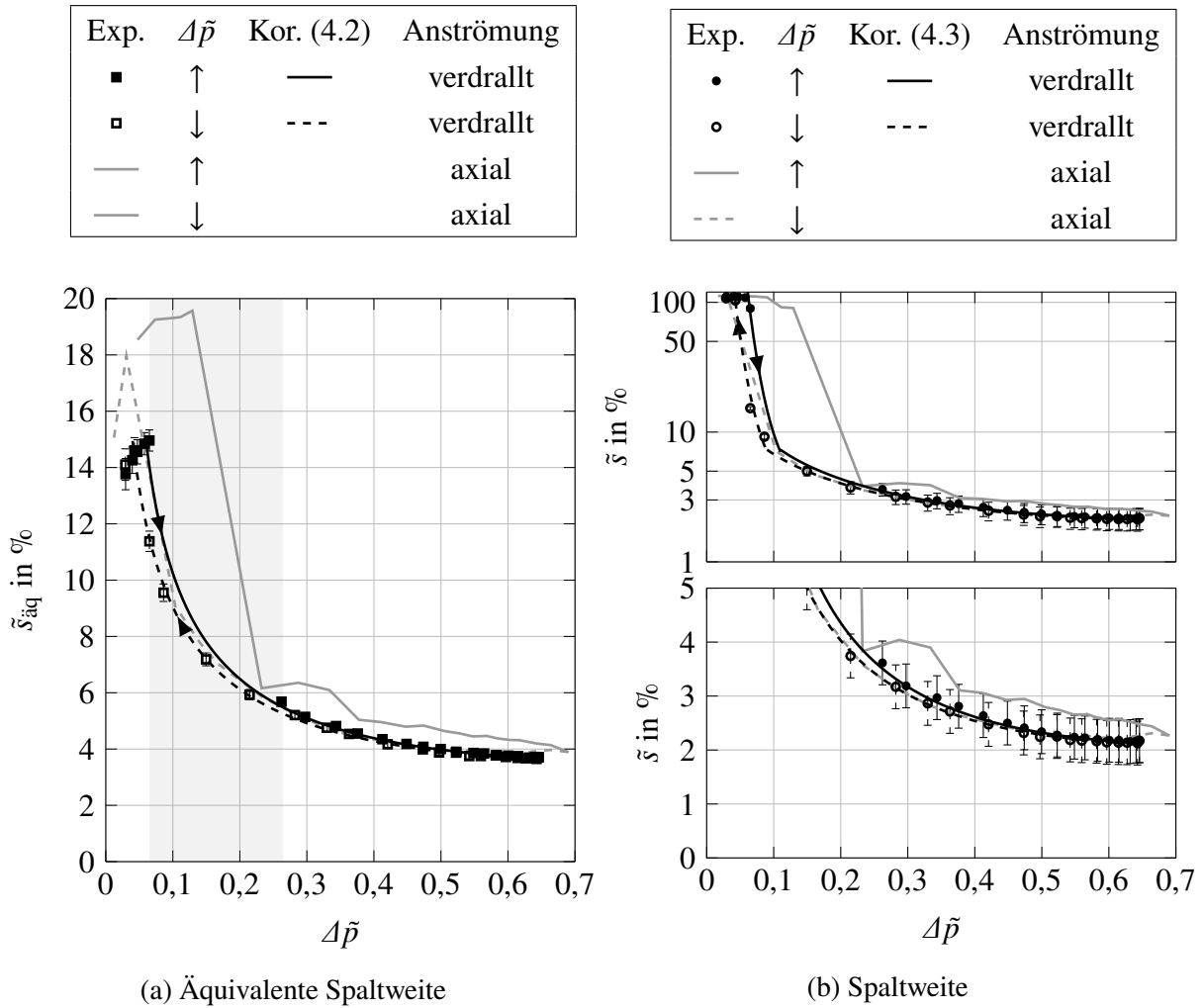


Abbildung 4.4: Hystereseeffekt für die Spaltweite \tilde{s} und äquivalente Spaltweite $\tilde{s}_{\text{äq}}$ bei Erhöhung bzw. Absenkung der Druckdifferenz $\Delta\tilde{p}$ und verdrallter bzw. axialer Anströmung.

beim Öffnungs- bzw. Schließvorgang verursacht werden oder an der Gleit- bzw. Haftreibung in der Aufhängung der Dichtung liegen. In Kapitel 4.1 wurde gezeigt, dass das Schließverhalten von den transienten Vorgängen in der Vor- und Gegendruckkavität abhängt, die wiederum durch den Aufbau des Prüfstands beeinflusst werden. Die Hystereseeffekte könnten ebenfalls durch den Prüfstands Aufbau bedingt sein. Auf eine genaue Untersuchung der Hysterese zwischen Schließen und Öffnen muss an dieser Stelle verzichtet werden, da eine deutlich größere Vordruckkavität oder eine sehr rasche Ventilregelung nötig wäre, um mögliche transiente Druckänderungen in der Vordruckkavität zu unterbinden. Keine der beiden Optionen konnte im Rahmen der vorliegenden Arbeit realisiert werden.

Grundsätzlich entspricht das beschriebene Betriebsverhalten der Dichtung dem Auslegungsziel. Das Schließen findet bei der gewünschten Druckdifferenz von etwa $\Delta\tilde{p} \approx 0,06$ statt. Zudem ist das Öffnen bei noch geringeren Drücken, also die beschriebene Hysterese, beim Einsatz der Dichtung in einer Gasturbine sogar von Vorteil. So wäre sichergestellt, dass die Dichtung selbst bei niedrigsten Druckverhältnissen (z.B. im Leerlauf) geschlossen ist und eine geringe Leckage

aufweist.

Die zu Beginn des Versuchs erfasste Startspaltweite liegt mit 110 % über dem vorgegebenen Startspalt von 100 %. Vorgelagerte Untersuchungen haben ergeben, dass die Einstellung des Startspalts keinen Einfluss auf den Gleichgewichtsspalt nach dem Schließen hat, sofern sich die Dichtung axial frei bewegen kann (Wolfe et al., 1996). Für die vorliegende Dichtung wurde dies für einen Bereich von halber bis doppelter Startspaltweite bestätigt. Dieses Erkenntnis ist insbesondere für den Einsatz der Dichtung in der Gasturbine von Bedeutung, da sich die Startspaltweite durch Verformungen des Gehäuses und Rotors während des Betriebs ändern kann. Am Prüfstand für adaptive Dichtungen können aufgrund der Abmessungen und hohen Drücke Verformungen und Verschiebungen des Gehäuses auftreten, die zu Setzeffekten in den Traversen und Gehäusebauteilen sowie leichten Axialbewegungen des Rotors führen. Infolgedessen können für die Startspaltweite Werte größer 100 % vorkommen, da der Startspalt nicht vor jedem Versuch neu eingestellt wurde.

Aus den diskutierten Daten der Spaltweite \tilde{s} und äquivalenten Spaltweite $\tilde{s}_{\text{äq}}$ bei verdrallter Anströmung können Korrelationen für die Vorhersage der Betriebsspaltweite abgeleitet werden. Für die äquivalente Spaltweite folgt

$$\tilde{s}_{\text{äq}} = a_1 \cdot (\Delta\tilde{p} + \Delta\tilde{p}_{\text{Hyst}})^{a_2 \cdot (\Delta\tilde{p} + \Delta\tilde{p}_{\text{Hyst}}) + a_3}, \quad (4.2)$$

wobei für $a_1 = 0,036\,51$, $a_2 = 0,7299$ und $a_3 = -0,467$ gilt. Dabei ist diese Gleichung nur dort gültig, wo die Dichtung nicht mehr am Stator anliegt ($\tilde{s} < 100\%$). Für $\Delta\tilde{p}_{\text{Hyst}} = 0$ ergibt sich der Verlauf für eine sinkende Druckdifferenz (—) in Abbildung 4.4a und für $\Delta\tilde{p}_{\text{Hyst}} = -0,02$ entsprechend für steigende Druckdifferenz (- - -). Ob ein Hystereseeffekt besteht oder nur durch den Prüfstand bedingt wird, spielt für die Aussagekraft der Korrelation eine untergeordnete Rolle. Sollte sich in künftigen Arbeiten herausstellen, dass die Dichtung keine Hysterese aufweist und diese durch den Prüfstand bedingt ist, kann der Term $\Delta\tilde{p}_{\text{Hyst}} = 0$ gesetzt werden. Für die präsentierten Ergebnisse in Abbildung 4.4b ergibt sich die Druckdifferenz zwischen Öffnen und Schließen zu $\Delta\tilde{p}_{\text{Hyst}} \approx -0,02$.

Die Korrelation für eine Spaltweite $\tilde{s} < 100\%$ lautet

$$\tilde{s} = \begin{cases} b_1 \cdot (\Delta\tilde{p} + \Delta\tilde{p}_{\text{Hyst}})^{b_2} + b_3 & \Delta\tilde{p} + \Delta\tilde{p}_{\text{Hyst}} < 0,09 \\ c_1 \cdot (\Delta\tilde{p} + \Delta\tilde{p}_{\text{Hyst}})^{c_2 \cdot (\Delta\tilde{p} + \Delta\tilde{p}_{\text{Hyst}}) + c_3} & \Delta\tilde{p} + \Delta\tilde{p}_{\text{Hyst}} > 0,09 \end{cases} \quad (4.3)$$

und ist abschnittsweise definiert. Wobei für die Koeffizienten $b_1 = 1,192 \cdot 10^{-6}$, $b_2 = -4,326$, $b_3 = 0,030\,67$, $c_1 = 0,023\,03$, $c_2 = 1,203$, $c_3 = -0,5882$ gilt. Es ergibt sich ebenfalls für $\Delta\tilde{p}_{\text{Hyst}} = 0$ und eine sinkende Druckdifferenz der Verlauf (—) und für $\Delta\tilde{p}_{\text{Hyst}} = -0,02$ bei steigender Druckdifferenz der Verlauf (- - -) in Abbildung 4.4b. Die abschnittsweise Definition des Berechnungsansatzes wird durch den Knick bei $\Delta\tilde{p} + \Delta\tilde{p}_{\text{Hyst}} = 0,09$ bzw. $0,11$ in der Darstellung deutlich. Wie in Abschnitt 4.1 beschrieben, findet ein transientes Schließen bei Überschreiten einer definierten Druckdifferenz statt. In der Folge stellt sich eine Betriebsspaltweite ein, die für eine dimensionslose Druckdifferenz $\Delta\tilde{p} + \Delta\tilde{p}_{\text{Hyst}} = 1$ den Wert c_1 annimmt. Die abschnitts-

weise Definition ergibt sich folglich aus dem Schließprozess ($\Delta\tilde{p} + \Delta\tilde{p}_{\text{Hyst}} < 0,09$) und dem Verhalten bei Erreichen einer stationären Spaltweite ($\Delta\tilde{p} + \Delta\tilde{p}_{\text{Hyst}} > 0,09$). Die Ansätze sind von hervorragender Genauigkeit ($R^2 > 97\%$ bei einem 95 %-Konfidenzintervall) und können genutzt werden, um die Leckage und den Betriebsspalt von axial adaptiven Gleitringdichtungen mit Lufteinblasung qualitativ vorherzusagen. Für quantitative Aussagen müssen in Abhängigkeit der Dichtungsgeometrie 3 Betriebspunkte für den Schließprozess bzw. den geschlossenen Betrieb numerisch oder experimentell bestimmt werden, um die Koeffizienten b_i und c_i ($i = 1, 2, 3$) bestimmen zu können. Dabei ergeben sich gleichzeitig ausreichend Daten, um die Koeffizienten a_i für Gleichung (4.2) zu ermitteln.

Die bisher diskutierten Ergebnisse aus Abbildung 4.4 gelten für verdrallte Anströmbedingungen. In Abbildung 4.4 sind auch Ergebnisse für die Spaltweite und Leckage bei rein axialer Anströmung (— bzw. - - -) dargestellt. In Abbildung 4.4a ist eindeutig zu erkennen, dass die äquivalente Spaltweite bei drallfreier Anströmung über den gesamten Verlauf der Druckdifferenz im Vergleich zum verdrallten Fall erhöht ist. Insbesondere im geöffneten Zustand, für $\Delta\tilde{p} \leq 0,129$, erreicht die äquivalente Spaltweite Werte über dem 1,3-fachen im Vergleich zur verdrallten Anströmung. Im geschlossenen Zustand, für $\Delta\tilde{p} > 0,38$, reduziert sich die Erhöhung auf etwa das 1,1-fache. Für $0,23 < \Delta\tilde{p} \leq 0,38$ wird zunächst ein leichter Anstieg der äquivalenten Spaltweite beobachtet, bevor sie ab $\Delta\tilde{p} > 0,29$ deutlich sinkt und ab $\Delta\tilde{p} > 0,38$ parallel zum Fall mit verdrallter Anströmung verläuft. Mit den Daten für die Spaltweiten in Abbildung 4.4b wird deutlich, dass der Schließvorgang der Dichtung erst bei etwa der doppelten Druckdifferenz beginnt. Für das Schließen bei drallfreier Anströmung ist folglich eine deutlich höhere Druckdifferenz notwendig. Der Schließvorgang verläuft qualitativ wie in Kapitel 4.1 beschrieben. Die Betriebsspalte der geschlossenen Dichtung sind bei axialer Zuströmung etwa 1,15-fach höher als bei verdrallter Anströmung.

Besonders hervorzuheben sind die qualitativ und quantitativ nahezu identischen Verläufe bei Verringerung der Druckdifferenz für verdrallte (◉) und axiale (- - -) Anströmung. Das im Vergleich zur verdrallten Anströmung deutliche Hystereseverhalten bei axialer Anströmung deckt sich qualitativ mit den Ergebnissen von Beermann et al. (2018b). Die Autoren vermuten die Ursache für den Einfluss des Dralls in einer veränderten Durchströmung der Dichtungsrückseite, die zu einer veränderten Kräftebilanz führt. Der Aufbau der vorliegenden axial adaptiven Dichtung ist nicht damit vergleichbar. Der Einfluss der Strömung durch die Sekundärdichtung auf die Kräftebilanz ist in den Augen des Autors vernachlässigbar, da die Sekundärleckage nur sehr gering ist und der Dichtspalt im Bereich weniger Mikrometer erwartet wird. Der Autor vermutet die Ursache vielmehr in der Ausbildung einer durch den Drall verursachten Schließkraftkomponente.

Unter der Annahme gleicher Druckrandbedingungen (Δp und $p_{V,\text{tot}}$) ist der statische Druck bei verdrallter Anströmung stromauf der Dichtung geringer als bei axialer Anströmung. Dies liegt an der erhöhten Tangentialgeschwindigkeit und dem damit erhöhten dynamischen Druck. Im Hochdruckgebiet auf der Rückseite der Dichtung, also auf der Seite der Rückzugfedern, ist damit zu rechnen, dass die Strömung keine Tangentialkomponente aufweist, da sich an mehreren Umfangspositionen Wände befinden und die Strömung in Umfangsrichtung verhindert wird. Unter der Annahme, dass die Verzögerung verlustfrei bzw. mit geringen Verlusten behaftet ist,

stellt sich auf der Rückseite der Dichtung ein höherer statischer Druck als auf der Vorderseite ein. Folglich ergeben sich bei der verdrallten Anströmung trotz konstantem Totaldruck größere Schließkräfte im Vergleich zu rein axialer Anströmung. Denn bei axialer Anströmung ist zu erwarten, dass der statische Druck auf beiden Seiten der Dichtung im Hochdruckgebiet nahezu konstant ist, da die axiale Strömungsgeschwindigkeit in der Größenordnung von wenigen Metern pro Sekunde ist. Mit steigendem Vordruck steigt nicht nur der Totaldruck, sondern auch der Drall und damit der dynamische Druck. Die beschriebene Diskrepanz zwischen öffnender und schließender Kraft wird verstärkt. Dieser Effekt könnte eine Erklärung für das Schließen bei größeren Druckdifferenzen für rein axiale Anströmung sein.

Es ist zu erwarten, dass der Drall der Anströmung auch in der Kammer stromauf des PZ erhalten bleibt, sofern die Dichtung geschlossen ist. Dies wird durch die Untersuchungen zum Verlauf des Dralls in mehrstufigen Labyrinthdichtungen von Denecke (2008) bestätigt. Folglich ist auch in dieser Kavität der statische Druck geringer und es stellen sich kleinere Öffnungskräfte im geschlossenen Zustand bei verdrallter Anströmung ein. Ebenfalls zu erwarten ist eine geringere Gleichgewichtsspaltweite als bei rein axialer Anströmung, bei der die Öffnungskräfte aufgrund des höheren statischen Drucks in der Kavität stromauf des Primärzahns höher sind. Somit liefert die Theorie auch für die erhöhte Gleichgewichtsspaltweite bei rein axialer Anströmung einen Erklärungsansatz. Gegen die Theorie spricht jedoch, dass die statische Druckänderung durch die verdrallte Anströmung eine Größenordnung geringer ist als der Unterschied in der Druckdifferenz, für die das Schließen der Dichtung mit verdrallter bzw. axialer Anströmung beginnt. Insofern müssen weitere Einflüsse vorliegen, die das unterschiedliche Schließverhalten in Abhängigkeit der Anströmung bedingen.

An möglichen Einbaupositionen in der Turbomaschine (z.B. als Verdichterenddichtung) liegen in der Regel verdrallte Anströmbedingungen vor. Aus diesem Grund wird auf die weitere Untersuchung der Unterschiede zu rein axialer Anströmung nicht weiter eingegangen. Die im Folgenden dargestellten Ergebnisse sind bei konstanter verdrallter Anströmung nach Gleichung (2.16) erfasst worden.

4.4 Einfluss der Rotation

Aus den in Kapitel 2.3 vorgestellten Ergebnissen bei drehendem Rotor konnte kein Einfluss der Drehzahl auf das Betriebsverhalten und insbesondere die Spaltweite festgestellt werden. Im Rahmen dieses Kapitels werden diese Beobachtungen durch Experimente mit hochaufgelösten Daten zu den Spaltweiten \tilde{s} in Abhängigkeit der Umfangsmachzahl Ma_φ präsentiert. Außerdem werden Daten bei positiver und negativer Drehrichtung des Rotors gezeigt, um einen möglichen Einfluss der Relativgeschwindigkeit zwischen der Rotoroberfläche und der Strömung zu untersuchen. Zudem werden zeitaufgelöste Messdaten erläutert, die während einer kontinuierlichen Steigerung der Umfangsmachzahl von 0 auf 0,54 innerhalb von 180 s erfasst wurden.

Die Messdaten bei kontinuierlich steigender Umfangsmachzahl sind in Abbildung 4.5 dargestellt. Die Daten wurden mit einer Rate von 2000 Hz erfasst und für eine verbesserte Darstellung mit einem Savitzky-Golay Filter nach Orfanidis (1995) geglättet. Die Verläufe für die Zeit t ,

die Druckdifferenz $\Delta\tilde{p}$, die Spaltweite \tilde{s} und die Gehäusebewegung $\Delta\tilde{s}_{\text{Geh}}$ über Ma_φ sind mit (—) gekennzeichnet und der linken Ordinate zugeordnet. Entsprechend sind die Vibrationen V , gemessen am Gehäuse der Lagerkammer, der relative Gegendruck $p_G/p_{G,t=0}$, die äquivalente Spaltweite $\tilde{s}_{\text{äq}}$ und die Dichtungsbewegung \tilde{s}_{LAS} sind mit (- - -) gekennzeichnet und der rechten Ordinate zugeordnet.

Im oberen Teildiagramm ist der gleichmäßig ansteigende Verlauf der Umfangsmachzahl mit der Zeit dargestellt. Im Bereich $Ma_\varphi \leq 0,36$ erfolgte die Steigerung der Drehzahl durch Vorgabe einer konstanten Änderungsrate. Die Vibrationen V sind bis $Ma_\varphi \leq 0,31$ nahezu konstant und liegen bei Werten unterhalb von $0,35 \text{ mm}\cdot\text{s}^{-1}$. Zwischen $0,31 < Ma_\varphi \leq 0,33$ (Bereich III) steigen die Vibrationen deutlich an und erreichen ein Plateau bei $0,77 \text{ mm}\cdot\text{s}^{-1}$. Um die Betriebssicherheit zu gewährleisten und schnell auf unerwünschte Betriebsänderungen reagieren zu können, wurde die weitere Steigerung der Drehzahl ab $Ma_\varphi > 0,36$ manuell mittels Potentiometer vorgenommen. In der Folge ist der Anstieg der Umfangsmachzahl als stufenweise zu beschreiben und nicht länger linear. Es zeigt sich für $0,37 \leq Ma_\varphi \leq 0,39$ ein plötzliches Abfallen der Vibrationen auf etwa $0,4 \text{ mm}\cdot\text{s}^{-1}$. Bis $Ma_\varphi < 0,44$ bleiben die Vibrationen konstant, bevor sie bis zur maximalen Umfangsmachzahl $0,53$ stufenweise auf einen Wert von $0,62 \text{ mm}\cdot\text{s}^{-1}$ ansteigen.

Bei rotierenden Komponenten existieren Drehzahlbereiche, in denen mit erhöhten Vibrationen zu rechnen ist. Diese Bereiche liegen typischerweise in der Nähe von Systemeigenfrequenzen. Für einen sicheren Betrieb wurden mögliche kritische Betriebsbereiche im Vorfeld zu den hier dargestellten Experimenten untersucht. Daher kann ausgeschlossen werden, dass der deutliche Anstieg der Vibrationen bei $0,31 \leq Ma_\varphi \leq 0,39$ durch Anregung von Systemeigenfrequenzen des Prüfstands hervorgerufen wird. Folglich müssen die erhöhten Vibrationen durch die Interaktion der Dichtung mit dem Prüfstand zustande kommen.

Im zweiten Diagramm von oben in Abbildung 4.5 ist der Verlauf der anliegenden Druckdifferenz $\Delta\tilde{p}$ sowie des Gegendrucks p_G relativ zum Gegendruck bei stehendem Rotor $p_{G,t=0}$ gezeigt. Während des gesamten Versuchs war das Auslassventil vollständig geöffnet und das Vordruckventil so eingeregelt, dass sich eine konstante Druckdifferenz von $0,588$ einstellen soll. Für $Ma_\varphi \leq 0,187$ ist der Verlauf der Druckdifferenz entsprechend nahezu konstant beim Sollwert. Für den Gegendruck ist ein schwach linearer Anstieg zu verzeichnen. Zwischen $0,187 < Ma_\varphi \leq 0,22$ (Bereich II) geht ein leichter Anstieg der Druckdifferenz mit einem plötzlichen Abfall des relativen Gegendrucks um etwa 4 Prozentpunkte einher. In diesem Bereich ist der Vordruck und damit die Ventilstellung konstant. Für $Ma_\varphi > 0,22$ verlaufen sowohl der Gegendruck, als auch die Druckdifferenz wieder auf konstantem Niveau, wie vor dem plötzlichen Absinken. Zwischen $0,31 < Ma_\varphi \leq 0,33$ (Bereich III) steigt plötzlich der relative Gegendruck auf Werte um $p_G/p_{G,t=0} \approx 1,17$. Im gleichen Bereich fällt die Druckdifferenz auf Werte um $\Delta\tilde{p} \approx 0,5$. Daraufhin schwingen beide Größen für $0,33 < Ma_\varphi \leq 0,37$ mit geringer Amplitude um die beschriebenen Werte. Mit der Abnahme der Vibrationen für $0,37 < Ma_\varphi \leq 0,39$ reduziert sich auch der Gegendruck auf den Wert zu Beginn des Versuchs $p_G/p_{G,t=0} \approx 1$ und bleibt bis zur maximalen Umfangsmachzahl konstant. Mit fallendem Gegendruck steigt die Druckdifferenz an und erreicht bei $Ma_\varphi = 0,39$ ein Maximum von etwa $0,62$. Bis zum Ende des Versuchs reduziert sich die Druckdifferenz linear auf den Sollwert $\Delta\tilde{p} = 0,588$.

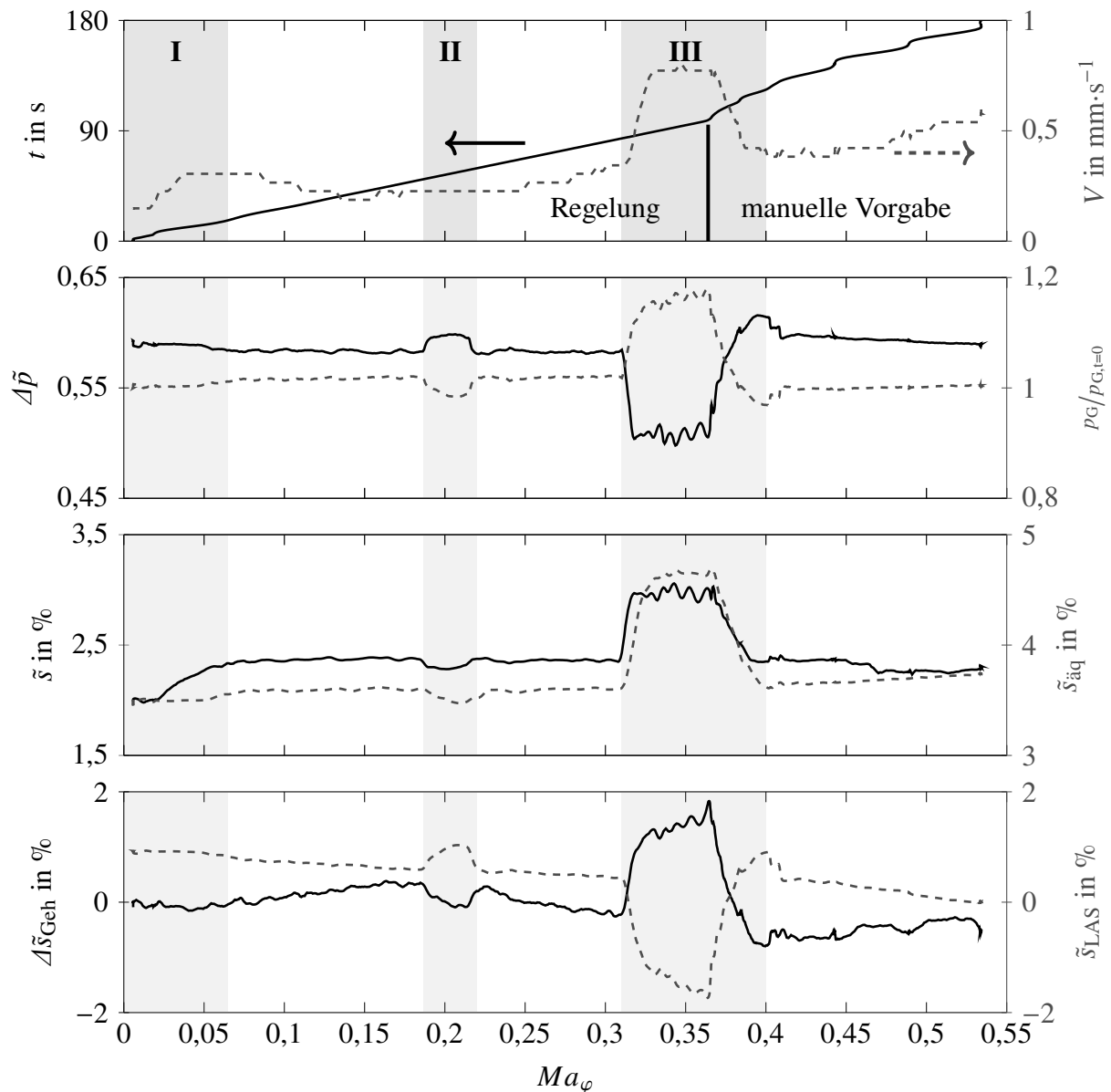


Abbildung 4.5: Transienter Verlauf der Prüfstandsschwingungen V , Druckdifferenz $\Delta\tilde{p}$, des Gegendrucks p_G , der Spaltweite \tilde{s} , des äquivalenten Spalts $\tilde{s}_{\text{äq}}$, der Gehäuse- $\Delta\tilde{s}_{\text{Geh}}$ und Dichtungsbewegung \tilde{s}_{LAS} bei steigender Umfangsmachzahl Ma_φ .

Die Regelung des Einlassventils erfolgt durch Vorgabe eines Soll-drucks p_V . Für den Fall eines unveränderten Gegendrucks ergibt sich eine konstante Druckdifferenz. Fällt oder steigt der Gegendruck, schlägt sich die Änderung in einer entsprechenden Zu- bzw. Abnahme der Druckdifferenz bei konstantem Vordruck nieder. Dadurch lässt sich der Verlauf der Druckdifferenz $\Delta\tilde{p}$ in Abbildung 4.5 erklären. Da das Auslassventil bei diesem Versuch konstant vollständig geöffnet war, kann eine Steigerung des Gegendrucks, wie sie im Bereich III für $0,31 < Ma_\varphi \leq 0,39$ auftritt, nur durch eine Erhöhung des Massenstroms (bzw. der äquivalenten Spaltweite) durch die Dichtung hervorgerufen werden. Bei konstantem Vordruck ist dies nur möglich, wenn sich

ein größerer Dichtspalt einstellt. Dies wird durch die Messdaten bestätigt. Tatsächlich erhöht sich der Dichtspalt \tilde{s} zwischen $0,31 < Ma_\varphi \leq 0,33$ von 2,35 % auf 2,95 %, wie es dem dritten Teildiagramm zu entnehmen ist. In der Folge schwankt die Spaltweite um das erhöhte Niveau, bevor der Dichtspalt zwischen $0,37 < Ma_\varphi \leq 0,39$ wieder auf das Niveau vor dem Anstieg absinkt. Die äquivalente Spaltweite zeigt in diesem Bereich der Umfangsmachzahlen ein vergleichbares Verhalten mit einem Anstieg um etwa 1 Prozentpunkt. Dabei ist festzuhalten, dass das Ansteigen und das Absinken des Massenstroms mit leichtem Zeitverzug erfolgen, was sich aus der Trägheit der Strömung und des Blendenmesssystems ergibt.

Für kleine Umfangsmachzahlen $Ma_\varphi < 0,065$ findet ein degressiver Anstieg der Spaltweite von etwa 2 % auf 2,35 % statt. Bei der äquivalenten Spaltweite kann ein marginaler degressiver Anstieg zwischen $0,05 < Ma_\varphi \leq 0,075$ beobachtet werden. Im weiteren Verlauf sind der äquivalente Spalt und die Spaltweite konstant, bis im Bereich $0,187 < Ma_\varphi \leq 0,22$ eine geringe Reduktion mit anschließender Erhöhung auf den vorherigen Wert stattfindet. Diese Delle im Spaltverlauf fällt mit der Änderung des relativen Gegendrucks zusammen. Bis $Ma_\varphi \leq 0,31$ sind wieder konstante Spaltweiten zu verzeichnen.

Schließlich sind in der untersten Grafik in Abbildung 4.5 die Verläufe der relativen Gehäusebewegung $\Delta\tilde{s}_{\text{Geh}}$ und der Dichtungsbewegung \tilde{s}_{LAS} dargestellt. Es ist an dieser Stelle festzuhalten, dass die relative Gehäusebewegung bei einem starren Gehäuse über den gesamten Betriebsbereich konstant und bei Null liegen sollte. Tatsächlich lassen sich im Bereich II für $0,187 < Ma_\varphi \leq 0,22$ leichte und im Bereich III für $0,31 < Ma_\varphi \leq 0,4$ deutliche Abweichungen erkennen, die mit den spontanen Änderungen der Spaltweite und des relativen Gegendrucks zusammenfallen. Insbesondere im Bereich III für $0,31 < Ma_\varphi \leq 0,4$ steigt $\Delta\tilde{s}_{\text{Geh}}$ auf nahezu 2 %. Die Erfassung der Gehäusebewegung erfolgt genau entgegengesetzt zur Dichtungsbewegung. In der Folge sind die Verläufe mit entsprechend umgekehrten Vorzeichen versehen, was in der Abbildung bestätigt wird. Die Beträge beider Größen sind nicht exakt identisch, was auf eine Reihe von Einflussfaktoren (Verformungen des Gehäusedeckels, Spaltweite, Verunreinigungen) zurückgeführt werden kann. Zudem wurde der Nullpunkt der relativen Gehäusebewegung zu Beginn der Messung gesetzt. Der Nullpunkt der Dichtungsbewegung wurde nachträglich auf den Endwert bei maximaler Drehzahl festgelegt, was die Abweichungen bei $Ma_\varphi = 0$ erklärt.

Aus den transienten Messdaten lässt sich schließen, dass die Dichtspaltweite bei rotierendem Rotor nahezu konstant bleibt. Davon ausgenommen sind die drei Bereiche für $Ma_\varphi < 0,065$ (I), $0,187 < Ma_\varphi \leq 0,22$ (II) und $0,31 < Ma_\varphi \leq 0,4$ (III). Für die ersten beiden Bereiche können aus den Messdaten keine direkten Rückschlüsse auf die Ursachen für die Spaltänderungen gefunden werden. Für alle drei Bereiche ist aber festzuhalten, dass die Spaltänderung stets mit einer Änderung der anliegenden Druckdifferenz einhergeht. Aufgrund der ausgeprägten Veränderung des Dichtverhaltens für $0,31 < Ma_\varphi \leq 0,4$ mit erhöhten Vibrationen und Gehäusebewegungen, wurden die transienten Daten in diesem Bereich mittels diskreter Fourier-Transformation in den Frequenzbereich überführt und ein Spektrogramm erstellt. Das Leistungsspektrogramm ist in Abbildung 4.6 dargestellt, wobei Frequenzbereiche mit hoher Amplitude farblich dunkel markiert sind. Es lassen sich drei wesentliche Frequenzbereiche mit hoher Leistung bei den Frequenzen 500 Hz, 650 Hz und 750 Hz identifizieren. Dabei tritt die dominante Frequenz von $f = 650$ Hz

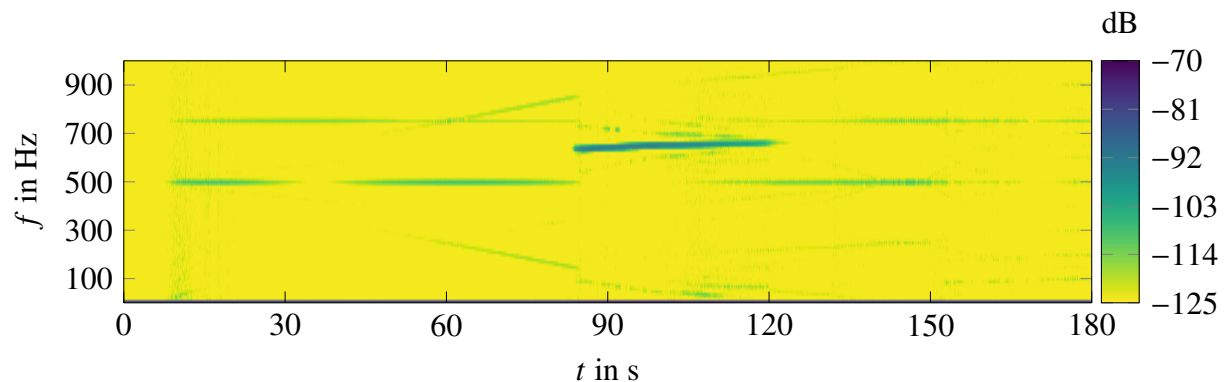


Abbildung 4.6: Spektrogramm der Spaltweite s des gesamten Versuchs bei steigender Umfangsmachzahl. Die Einfärbung stellt die Leistung in dB dar.

nur im Messzeitraum $84 \text{ s} \leq t \leq 120 \text{ s}$ auf, also genau im Bereich $0,31 < Ma_\varphi \leq 0,4$, für den das deutliche Abweichen der Dichtspaltweite zu beobachten ist. Die beiden übrigen dominanten Frequenzen liegen außerhalb dieses Zeitraums nahezu über die gesamte Versuchsdauer vor und sind konstant. Die Frequenz 750 Hz ist für alle Betriebszustände zu beobachten, daher wird vermutet, dass sie durch die elektronische Signalverstärkung oder durch Störsignale verursacht wird. Ein Einfluss auf das Betriebsverhalten wird nicht vermutet.

Mit dieser Erkenntnis lässt sich folgern, dass die Dichtung für $0,31 < Ma_\varphi \leq 0,4$ eine schwingende Bewegung bei einer Frequenz von etwa 650 Hz vollzieht. Die Auswertung der einzelnen über den Umfang verteilten Spaltsensoren zeigt, dass es sich um eine Biegeschwingung der Dichtung relativ zum Rotor handelt. Das heißt, dass der Dichtring an den Positionen $\varphi = 0^\circ$ und $\varphi = 180^\circ$ in Phase schwingt wobei sich die Positionen $\varphi = \pm 90^\circ$ um eine halbe Periodendauer versetzt dazu bewegen. Die periodische Änderung der Spaltweite führt zu einer transienten Änderung der Durchströmung und folglich der Druckniveaus in der Hoch- und Niederdruckkavität stromauf und stromab der Dichtung. Wie bereits in Abschnitt 4.1 beschrieben, ist die dynamische Änderung des Drucks in der Niederdruckkavität mit einer axialen Gehäusebewegung verknüpft. Die Gehäusebewegung induziert eine Spaltänderung, wie in Abschnitt 4.2 mit Abbildung 4.3 diskutiert. Dies führt erneut zu einer veränderten Durchströmung und geänderten Druckniveaus. Die transiente Änderung der Drücke wirkt sich auf die vorherrschenden Kräfte an der Dichtung aus, führt zu einem Ungleichgewicht in der Kräftebilanz und erzwingt eine Ausgleichsbewegung.

Die Erhöhung der Spaltweite in Abbildung 4.5 ergibt sich also aus der Schwingbewegung der Dichtung. Die dargestellte Spaltweite entspricht der über mehrere Perioden gemittelten Amplitude. Die Amplitude der Schwingung wird durch die äußeren Kräfte bestimmt. Nähert sich die Dichtung dem Rotor, steigt der Spaltdruck und die öffnenden Kräfte überwiegen. Entfernt sich die Dichtung vom Rotor nimmt die Leckage zu und sorgt für ein Ungleichgewicht der zu- und abfließenden Massenströme in die und aus der Niederdruckkavität. Der Gegendruck steigt und die schließenden Kräfte überwiegen.

In den übrigen beiden Bereichen $Ma_\varphi < 0,065$ und $0,187 < Ma_\varphi \leq 0,22$ können ebenfalls

Schwingungen ausgemacht werden, wobei einerseits deutlich kleinere Amplituden vorliegen und andererseits keine dominanten Frequenzen bis 1000 Hz erkennbar sind. Die dargestellten Spaltweiten sind erneut als Mittelwert zu verstehen. Zudem lassen die Messdaten keinen Rückschluss zu, wie die Schwingung bei 650 Hz angeregt bzw. wieder vollständig gedämpft wird. Der Autor schließt eine Anregung durch den drehenden Rotor aus, da die Drehfrequenz etwa einen Faktor 10 darunter liegt und sich die Schwingfrequenz nicht gleichmäßig mit der steigenden Drehzahl ändert. Es ist zu vermuten, dass die Schwingung das Ergebnis einer aerodynamischen und mechanischen Kopplung zwischen Dichtung und Prüfstand ist.

Um diese These zu stützen, sowie den Einfluss der Rotation auf das stationäre Betriebsverhalten zu untersuchen, wurden stationäre Messungen bei drehendem Rotor mit und ohne Gehäusedeckel durchgeführt. Durch das Entfernen des Gehäusedeckels entspricht der Druck in der Niederdruckkavität dem Umgebungsdruck, weshalb keine Interaktion zwischen dem Gegen- und der Gehäusebewegung zu erwarten ist. Die Ergebnisse sind in Abbildung 4.7 gezeigt. Als Referenz wird das Verhalten bei geschlossenem Gehäusedeckel herangezogen, wobei $(-\bullet-)$ den Verlauf der Spaltweite über der Umfangsmachzahl markiert und $(-\circ-)$ für die äquivalente Spaltweite steht. Die Messungen wurden bei konstantem $\Delta\tilde{p} = 0,588$ aufgenommen. Zwischen den einzelnen Messpunkten wurde die Drehzahl angepasst und ein stationäres Betriebsverhalten abgewartet.

Für $Ma_\varphi < 0,085$ steigt die Spaltweite von 1,96 % auf 2,05 % linear an. Weiter folgt ein leicht degressiver Anstieg auf etwa 2,28 % bei $Ma_\varphi = 0,13$. Im folgenden Verlauf bleibt die Spaltweite nahezu konstant bis sie ab $Ma_\varphi > 0,31$ deutlich ansteigt. Ihr Maximum erreicht sie bei $Ma_\varphi = 0,33$ mit 2,79 %, bevor sie bis $Ma_\varphi = 0,4$ auf 2,30 % absinkt. In diesem Bereich liegen keine stationären Betriebspunkte vor, da die oben beschriebenen Schwingungen auftreten. Die Ergebnisse sind als gemittelte Werte zu verstehen. Für $Ma_\varphi > 0,4$ findet ein linearer Anstieg der Spaltweite mit steigender Umfangsmachzahl statt. Bei $Ma_\varphi = 0,7$ liegt eine Spaltweite von 2,49 % vor. Bei $Ma_\varphi = 0,25$ ist ein Ausreißer zu beobachten, da einer der sechs Sensoren geringere Werte anzeigt als die übrigen fünf. Dadurch ist der Mittelwert aus allen Sensoren zu niedrig.

Der Verlauf der äquivalenten Spaltweite $(-\circ-)$ ist nahezu identisch, wobei die Werte im Mittel etwa das 1,6-fache des Dichtspalts betragen.

Für die folgenden Versuche wurde der Gehäusedeckel entfernt. Durch das Entfernen des Gehäusedeckels können keine Durchflussmessungen erfolgen, sodass keine Daten für die äquivalenten Spaltweiten vorliegen. Zusätzlich wurde der Einfluss des Drehsinns des Rotors untersucht. Die Ergebnisse mit positivem $(-\blacktriangle-)$ und negativem Drehsinn $(-\blacksquare-)$ sind ebenfalls in Abbildung 4.7 dargestellt. Die Versuche bei geschlossenem Deckel wurden nur mit positivem Drehsinn durchgeführt.

Bei positivem Drehsinn und geöffnetem Deckel $(-\blacktriangle-)$ liegt für $Ma_\varphi < 0,034$ eine konstante Spaltweite von 2,36 % vor. Danach steigt der Spalt auf etwa 2,58 % sprunghaft bei $Ma_\varphi = 0,042$ an, fällt bei $Ma_\varphi = 0,061$ auf 2,48 % ab und steigt bei $Ma_\varphi = 0,070$ wieder auf 2,62 % an. Nachdem der Spalt bei $Ma_\varphi = 0,078$ zunächst wieder auf 2,47 % abgefallen ist, findet ein degressiver Anstieg bis $Ma_\varphi = 0,15$ auf 2,64 % statt. Bis $Ma_\varphi = 0,46$ bleibt die Spaltweite konstant, bevor ein leichter linearer Anstieg bis $Ma_\varphi = 0,62$ beobachtet wird. Die Spaltweite

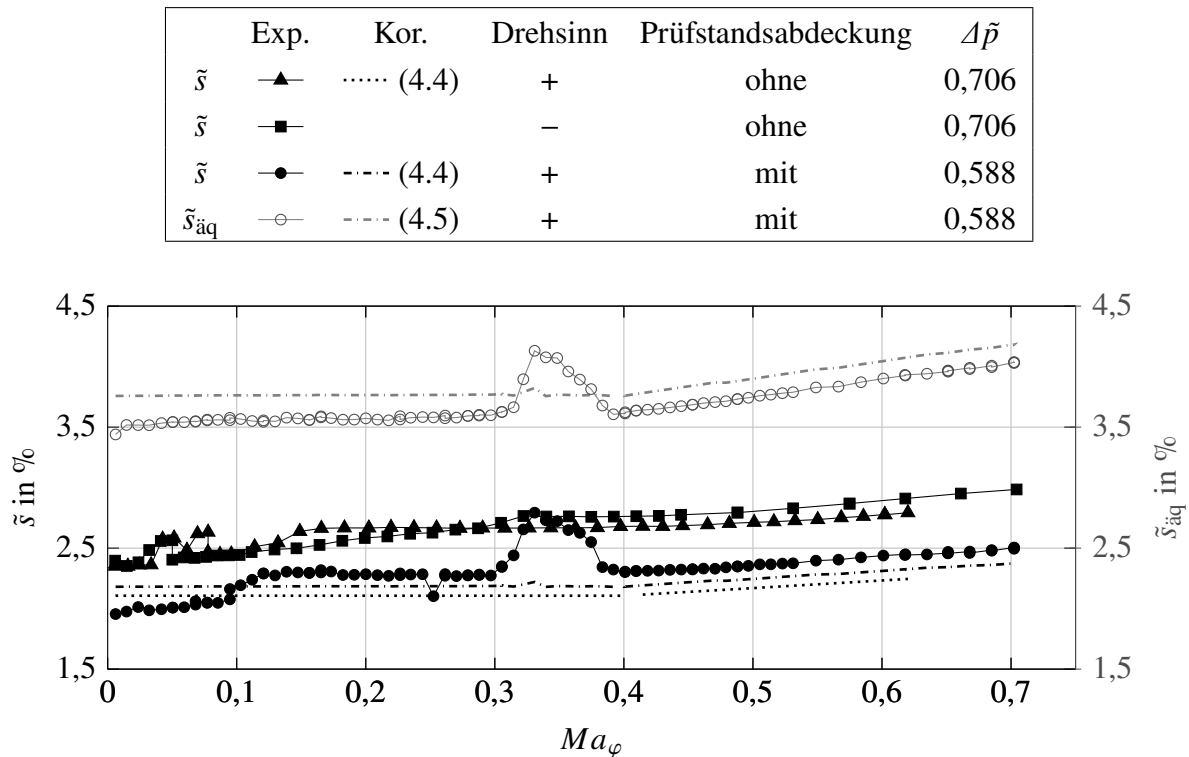


Abbildung 4.7: Verlauf der Spaltweite \tilde{s} und äquivalenten Spaltweite $\tilde{s}_{\text{äq}}$ für verschiedene Umfangsmachzahlen Ma_φ bei Konfigurationen mit und ohne Prüfstandsabdeckung sowie mit positivem und negativem Drehsinn des Rotors.

bei dieser Umfangsmachzahl ist 2,79 %.

Grundlegend kann bei positivem Drehsinn des Rotors - das heißt der Rotor dreht in Richtung der tangentialen Strömungskomponente - ein linearer Anstieg der Spaltweite bei kleinen Umfangsmachzahlen beobachtet werden. Im mittleren Bereich ist der Spalt nahezu konstant, bevor er bei großen Umfangsmachzahlen $Ma_\varphi \geq 0,4$ leicht linear mit steigender Drehzahl zunimmt. Der Verlauf entspricht qualitativ den Ergebnissen mit Gehäusedeckel (\bullet). Für den linearen Anstieg bei kleinen Umfangsmachzahlen kann keine Erklärung gefunden werden. Für den Fall mit negativem Drehsinn (\blacksquare) wird für $Ma_\varphi < 0,024$ ein ebenfalls konstanter Spalt von 2,36 % gemessen. Im Anschluss erhöht sich die Spaltweite linear auf den Wert 2,65 % bei $Ma_\varphi = 0,05$, bevor sie schlagartig auf 2,40 % abfällt und im weiteren Verlauf bis $Ma_\varphi = 0,7$ linear auf 2,98 % ansteigt.

Bei negativem Drehsinn ist ein leichter linearer Anstieg der Spaltweite mit steigender Umfangsmachzahl über den gesamten Meßbereich zu verzeichnen. Für die lokal erhöhten Werte für $Ma_\varphi < 0,1$ kann keine Erklärung gefunden werden.

Wie erwartet, ist für die Fälle mit demontiertem Gehäusedeckel im Bereich $0,31 < Ma_\varphi \leq 0,4$ keine Erhöhung der Spaltweite messbar. Dies ist ein wichtiges Indiz dafür, dass sich die Schwingung der Dichtung, wie sie bei geschlossenem Deckel beobachtet wird, nur dann ausbilden kann, wenn sich der Gegendruck transient mit der Spaltweite verändert bzw. das Gehäuse bewegt.

Die hier gemessenen Änderungen in der Spaltweite sind, als Absolutwerte betrachtet, sehr gering und belaufen sich auf wenige Hundertstel Millimeter. Von größerer Bedeutung sind jedoch die möglichen Ursachen und Folgen einer Dichtungsschwingung im Betrieb. Auch wenn die oben beschriebenen Interaktionen zwischen den Drücken, der Dichtung und dem Gehäuse vorerst nur für den vorliegenden Versuchsaufbau Gültigkeit besitzen, ist es möglich, dass diese Schwingungen auch in Triebwerken auftreten. Aus den Dichtungsschwingungen können sich eine Reihe möglicher Probleme ergeben. Beispielsweise kann ein durch Schwingungen induziertes Anstreifen der Dichtung am Rotor erfolgen, was zu unerwünschtem Wärmeeintrag in den Rotor führt und ggf. den Rotor und die Dichtung zerstört. Je nach Einbauort der Dichtung könnte ein zyklisches Anheben und Absenken des Druckniveaus stromab weitere Komponenten, wie beispielsweise die Kühlung von Turbinenschaufeln, negativ beeinflussen. In jedem Fall muss das dynamische Verhalten der Dichtung bei transienten Lastwechseln sowie stationären Betriebszuständen in weiterführenden Studien genauer untersucht werden, um mögliche Verbesserungen im Hinblick auf die Dämpfung kritischer Schwingungen ableiten zu können.

Die in den Gleichungen (4.2) und (4.3) beschriebenen Berechnungsansätze für die Spaltweite \tilde{s} und äquivalente Spaltweite $\tilde{s}_{\text{äq}}$ können um einen Term ergänzt werden, der den Einfluss der Rotation auf die Spalte für $Ma_\varphi \geq 0,4$ beschreibt. Die Erweiterung gilt lediglich für Druckdifferenzen $\Delta\tilde{p} + \Delta\tilde{p}_{\text{Hyst}} > 0,09$. Für $Ma_\varphi < 0,4$ ist kein eindeutiger Einfluss der Drehzahl auszumachen. Für die Spaltweite ergibt sich

$$\tilde{s} = \begin{cases} c_1 \cdot (\Delta\tilde{p} + \Delta\tilde{p}_{\text{Hyst}})^{c_2 \cdot (\Delta\tilde{p} + \Delta\tilde{p}_{\text{Hyst}}) + c_3} & Ma_\varphi < 0,4 \\ c_1 \cdot (\Delta\tilde{p} + \Delta\tilde{p}_{\text{Hyst}})^{c_2 \cdot (\Delta\tilde{p} + \Delta\tilde{p}_{\text{Hyst}}) + c_3} + c_4 \cdot (Ma_\varphi - 0.4) & Ma_\varphi \geq 0,4 \end{cases} \quad (4.4)$$

mit $c_4 = 0.006295$. Der Verlauf ist in Abbildung 4.7 für $\Delta\tilde{p} = 0,588$ durch (---) und für $\Delta\tilde{p} = 0,706$ durch (····) abgebildet. Während der Verlauf für $\Delta\tilde{p} = 0,588$ eine gute Übereinstimmung mit den Messdaten aufweist, ist bei $\Delta\tilde{p} = 0,706$ eine nahezu konstante Abweichung von 0,5 %-Punkten zu erkennen. Die Abweichung deutet auf einen Einfluss des Gegendrucks hin, der bei geöffneter Gehäuseabdeckung im Vergleich zu den Ergebnissen mit Prüfstandsabdeckung geringer ist. Im Rahmen der Arbeit wurde der Einfluss des Gegendrucks auf das Betriebsverhalten der Dichtung am drehenden Prüfstand nicht weiter untersucht. Daher ist eine Korrektur der Korrelation in Bezug auf den Gegendruck nicht möglich. Für die äquivalente Spaltweite folgt

$$\tilde{s}_{\text{äq}} = \begin{cases} a_1 \cdot (\Delta\tilde{p} + \Delta\tilde{p}_{\text{Hyst}})^{a_2 \cdot (\Delta\tilde{p} + \Delta\tilde{p}_{\text{Hyst}}) + a_3} & Ma_\varphi < 0,4 \\ a_1 \cdot (\Delta\tilde{p} + \Delta\tilde{p}_{\text{Hyst}})^{a_2 \cdot (\Delta\tilde{p} + \Delta\tilde{p}_{\text{Hyst}}) + a_3} + a_4 \cdot (Ma_\varphi - 0.4) & Ma_\varphi \geq 0,4 \end{cases} \quad (4.5)$$

mit $a_4 = 0.0139$. Der Verlauf ist in Abbildung 4.7 für $\Delta\tilde{p} = 0,588$ durch (---) dargestellt. Die Korrelation überschätzt die gemessenen Werte um etwa 0,2 %-Punkte.

Die Abweichungen bei $\Delta\tilde{p} = 0,588$ liegen im Rahmen der Messgenauigkeit der Sensoren und können darüber hinaus durch das Schwingen der Dichtung im Betrieb mit geschlossener Gehäuseabdeckung erklärt werden. Für die nahezu konstante Abweichung bei $\Delta\tilde{p} = 0,706$ kann der reduzierte Gegendruck $p_G = p_{\text{Umg}}$ die Ursache sein. Für die Berechnungsansätze wurde

lediglich $\Delta\tilde{p}$ in Beziehung zu den Spaltweiten gesetzt, der Gegendruck beeinflusst jedoch insbesondere die Schließkräfte der Dichtung. Ein reduzierter Gegendruck bei konstantem Vordruck sorgt für eine Reduktion der Schließkräfte und kann daher eine Erhöhung der Spaltweite bedingen. Auf die wirkenden Kräfte und ihren Einfluss auf den Betriebsspalt wird im folgenden Abschnitt weiter eingegangen.

4.5 Kräftebilanz und Luftfilmsteifigkeit

Wie bereits gezeigt, bewegen sich adaptive Dichtungen in Abhängigkeit der anliegenden Druckrandbedingungen. Dabei stellt sich ein Betriebsspalt ein, der zusätzlich von weiteren Parametern, wie etwa der Drehzahl abhängen kann. Um eine geeignete Auslegung der Dichtung zu gewährleisten, ist ein tiefes Verständnis der vorherrschenden Kräfte unabdingbar. Im Allgemeinen kann die Kräftebilanz für adaptive Dichtungen nach Gleichung (2.1) beschrieben werden (Falaleev und Vinogradov, 2015 oder Beermann et al., 2019b). Dabei wirken Öffnungskräfte $F_{\text{Öffnen}}$ in Richtung größerer Dichtspaltweiten und die Schließkräfte $F_{\text{Schließen}}$ entsprechend entgegengesetzt. Während sich die Dichtung in Bewegung befindet oder beschleunigt wird, gehen zusätzlich die Reib- F_{Reibung} und Trägheitskräfte $F_{\text{Trägheit}}$ in die Bilanz mit ein. Für die vorliegenden Untersuchungen wurden Messungen bei stationärem Betrieb durchgeführt und der Dichtspalt, mit dem in Kapitel 3.1.4 beschriebenen Aufbau, schrittweise verkleinert und die dafür benötigten Kräfte F aufgezeichnet. Durch diese Vorgehensweise verschwinden sowohl die Reib- wie auch die Trägheitskräfte aus Gleichung (2.1). Für die resultierende gemessene Kraft ergibt sich demnach

$$F = F_{\text{Öffnen}} - F_{\text{Schließen}}. \quad (4.6)$$

Gleichzeitig wurden sämtliche Randbedingungen ($\Delta\tilde{p}$, p_V und Ma_φ) konstant gehalten, so dass aus der Änderung der Kraft mit sinkender Spaltweite die Steifigkeit des Luftfilms k_{LL} nach Gleichung (3.3) abgeleitet werden kann. Die Ergebnisse für die dimensionslosen Kräfte \tilde{F} (s. Gl. 3.20) und Luftfilmsteifigkeiten \tilde{k}_{LL} (s. Gl. 3.21) sind in Abbildung 4.8 für verschiedene Spaltweiten, Druckrandbedingungen und Umfangsmachzahlen dargestellt.

Darin repräsentieren (•) die Versuche bei $\Delta\tilde{p} = 0,50$, (◐) bei $\Delta\tilde{p} = 0,67$ und (◑) bei $\Delta\tilde{p} = 0,75$, wobei der Rotor still steht und folglich $Ma_\varphi = 0$ gilt. Für einen schnell drehenden Rotor und $Ma_\varphi = 0,57$ liegen Daten bei $\Delta\tilde{p} = 0,50$ (◐) und $\Delta\tilde{p} = 0,67$ (◑) vor. In Abhängigkeit der Druckdifferenz und Umfangsmachzahl ergeben sich bei einer resultierenden Kraft $\tilde{F} = 0$ verschiedene Gleichgewichtsspaltweiten \tilde{s} , die zwischen 2,2 % und 2,6 % variieren. An diesen Punkten lagen die Aktuatoren nicht an der Dichtung an, sodass die Dichtung selbstständig den Gleichgewichtsspalt einstellt. Mit sinkendem Spalt steigen für alle Betriebsbedingungen die Kräfte nicht-linear an, wobei der Kurvenverlauf näherungsweise quadratisch ist. Für $Ma_\varphi = 0$ und alle Druckrandbedingungen $\Delta\tilde{p} = 0,50$, $\Delta\tilde{p} = 0,67$ bzw. $\Delta\tilde{p} = 0,75$ (•, ◐ bzw. ◑) korrelieren die Messpunkte in exzellenter Näherung mit der Funktion (—)

$$\tilde{F} = (a \cdot \tilde{s} - b)^2, \quad (4.7)$$

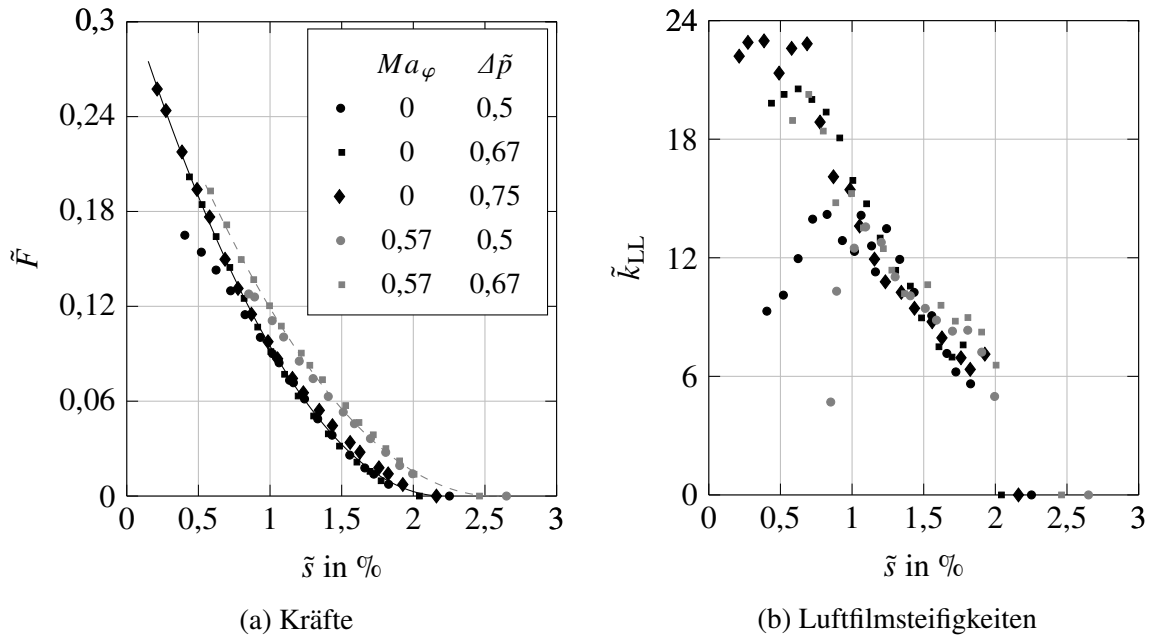


Abbildung 4.8: Verlauf der Kräfte \tilde{F} und Luftfilmsteifigkeiten \tilde{k}_{LL} über der Spaltweite \tilde{s} bei verschiedenen Druckdifferenzen $\Delta\tilde{p}$ und Umfangsmachzahlen Ma_φ .

wobei $a = 25,46$ und $b = 0,5626$ betragen. Auffällig weichen lediglich die Messpunkte für $\Delta\tilde{p} = 0,50$ (•) und $\tilde{s} \leq 0,73$ % von diesem Verlauf ab. In diesem Bereich flacht das Ansteigen der Kraft mit sinkender Spaltweite zunehmend ab. Werden diese Messpunkte bei der Regression nicht berücksichtigt, erhöht sich das Bestimmtheitsmaß und beträgt $R^2 = 99,84$ % (95 % Konfidenzintervall).

Die Ergebnisse mit Rotation bei $Ma_\varphi = 0,57$ (◐ und ◑) verdeutlichen, dass leicht höhere Kräfte zur Auslenkung der Dichtung nötig sind als im Falle ohne Rotation. Die Daten lassen sich mittels der Korrelation nach Gleichung (4.7) mit den Parametern $a = 21,97$ und $b = 0,5645$ (---) sehr gut beschreiben. Das Bestimmtheitsmaß beträgt 99,34 % (95 % Konfidenzintervall). Auch bei drehendem Rotor weichen für $\Delta\tilde{p} = 0,50$ (•) und $\tilde{s} \leq 1$ % die Messungen von der Korrelation ab, während die übrigen Daten exzellent genähert werden. Es liegen jedoch nur zwei Datenpunkte in diesem Bereich vor, die auf ein Abflachen der Kraftzunahme mit sinkender Spaltweite hindeuten.

Das stetige Ansteigen der Kraft mit sinkender Spaltweite wirkt sich positiv auf das Betriebsverhalten von adaptiven Dichtungen aus. Die Zunahme ist nach Gleichung (4.6) mit einer Steigerung der Öffnungskraft für kleinere Spaltweiten verknüpft. Im Betrieb wirkt sich dieser Effekt als eine Sicherheit gegen Anstreifen der Dichtung am Rotor aus. Denn je kleiner der Spalt wird, desto größere Kräfte sind nötig, um die Dichtung an den Rotor zu drücken. Anders ausgedrückt, steigt die Federsteifigkeit des Luftfilms nach Gleichung (3.3) mit sinkender Spaltweite, was in Abbildung 4.8b anhand der bestimmten Luftfilmsteifigkeiten angedeutet ist.

Die Federsteifigkeit verhält sich für alle Betriebsbedingungen und Spaltweiten $\tilde{s} \geq 1$ % linear zur Spaltweite. Mit sinkender Spaltweite nimmt die Luftfilmsteifigkeit \tilde{k}_{LL} zu. Sowohl für $Ma_\varphi = 0$ wie auch bei $Ma_\varphi = 0,57$ dreht sich der Trend für $\tilde{s} < 1$ % bei $\Delta\tilde{p} = 0,50$ (• und ◐)

um, und die Steifigkeiten sinken mit weiter abnehmender Spaltweite. Für die höheren Drücke wird zunächst bis $\tilde{s} \approx 0,75\%$ ein weiterer linearer Anstieg der Luftfilmsteifigkeit mit sinkendem Spalt beobachtet. Für $\tilde{s} \leq 0,75\%$ stellen sich je Druckniveau konstante Steifigkeiten von etwa 23 für $\Delta\tilde{p} = 0,75$ und 20 für $\Delta\tilde{p} = 0,67$ ein.

Die Ergebnisse stimmen qualitativ mit den analytischen Vorhersagen von Bagepalli et al. (1996) in Abbildung 2.5b überein und bestätigen damit die Vorhersagemethode. Die Messdaten bestätigen zudem die Erkenntnis von Zimmermann (2021), dass sich die Steifigkeiten mit sinkendem Spalt lediglich bis zu einem Grenzspalt s_{krit} erhöhen. Unterhalb dieses Grenzspalts stagnieren oder fallen die Steifigkeitswerte. Mit den vorliegenden Messdaten wird deutlich, dass dieser Effekt nicht nur für den ebenen nicht-rotierenden Aufbau von Zimmermann (2021) gilt, sondern auch bei drehendem Rotor auftritt.

Die Messung der Kräfte im laufenden Betrieb ist aufwändig und mit dem Nachteil verbunden, dass die Gehäuseabdeckung demontiert sein muss und folglich keine Massenstrommessungen möglich sind. Die Bestimmung der Kräftebilanz ist jedoch auch indirekt möglich, wenn der Druckverlauf entlang der Dichtungskontur bekannt sind. Aus diesem Grund wurden die 23 Druckmessbohrungen, wie in Abschnitt 3.3.2 beschrieben, angebracht. Die detaillierte Bilanz für die vorliegende axial adaptive Gleitringdichtung mit Lufteinblasung kann auf Basis von Gleichung (2.2) nach Colsher und Shapiro (1972), Mayer (1982), Hwang et al. (1996) und Bagepalli et al. (1996) aufgestellt werden. Für die Öffnungskraft gilt

$$F_{\text{Öffnen}} = \underbrace{\bar{p}_1 \cdot A_1}_{F_1} + \underbrace{\bar{p}_2 \cdot A_2}_{F_2} + \underbrace{\bar{p}_3 \cdot A_3}_{F_3=F_{\text{PZ}}} + \underbrace{\bar{p}_4 \cdot A_4}_{F_4} + \underbrace{\bar{p}_5 \cdot A_{\text{LL}}}_{F_5=F_{\text{LL}}} + F_{\text{RF}}. \quad (4.8)$$

Die Schließkraft wird nach

$$F_{\text{Schließen}} = \underbrace{\bar{p}_I \cdot A_I}_{F_I} + \underbrace{\bar{p}_{II} \cdot A_{II}}_{F_{II}}. \quad (4.9)$$

berechnet, wobei \bar{p}_i die über die Flächen gemittelten Drücke auf den Randflächen A_i sind. Die Bezeichnung der Flächen und die Bestimmung der Drücke aus den Druckbohrungen sind in Abschnitt 3.3.3 beschrieben.

Die aus den Drücken resultierende Kraft $F_p = F_{\text{Öffnen}} - F_{\text{Schließen}}$ (s. Gleichung 4.6) erhält zur Unterscheidung zu der direkt gemessenen Kraft F den Index p. Die Ergebnisse der resultierenden Druckkraft \tilde{F}_p über der Spaltweite sind in Abbildung 4.9a gezeigt. Der zuvor beschriebene Zusammenhang der steigenden Kräfte mit sinkender Spaltweite ist deutlich zu erkennen. Zudem bestätigen die Messungen, dass mit erhöhter Umfangszahl auch die resultierenden Kräfte zunehmen. Bei $\Delta\tilde{p} = 0,50$ (•) sind jedoch unerwartet höhere Kräfte für $\tilde{s} \leq 1,5\%$ zu verzeichnen im Vergleich zu Abbildung 4.8a. Das gilt ebenfalls für die Werte bei $Ma_\varphi = 0,57$ (•). Die Differenz zwischen den resultierenden Druckkräften \tilde{F}_p und gemessenen Kräften \tilde{F} sind in Abbildung 4.9b dargestellt. Anhand der Abweichungen lassen sich drei deutliche Trends ableiten.

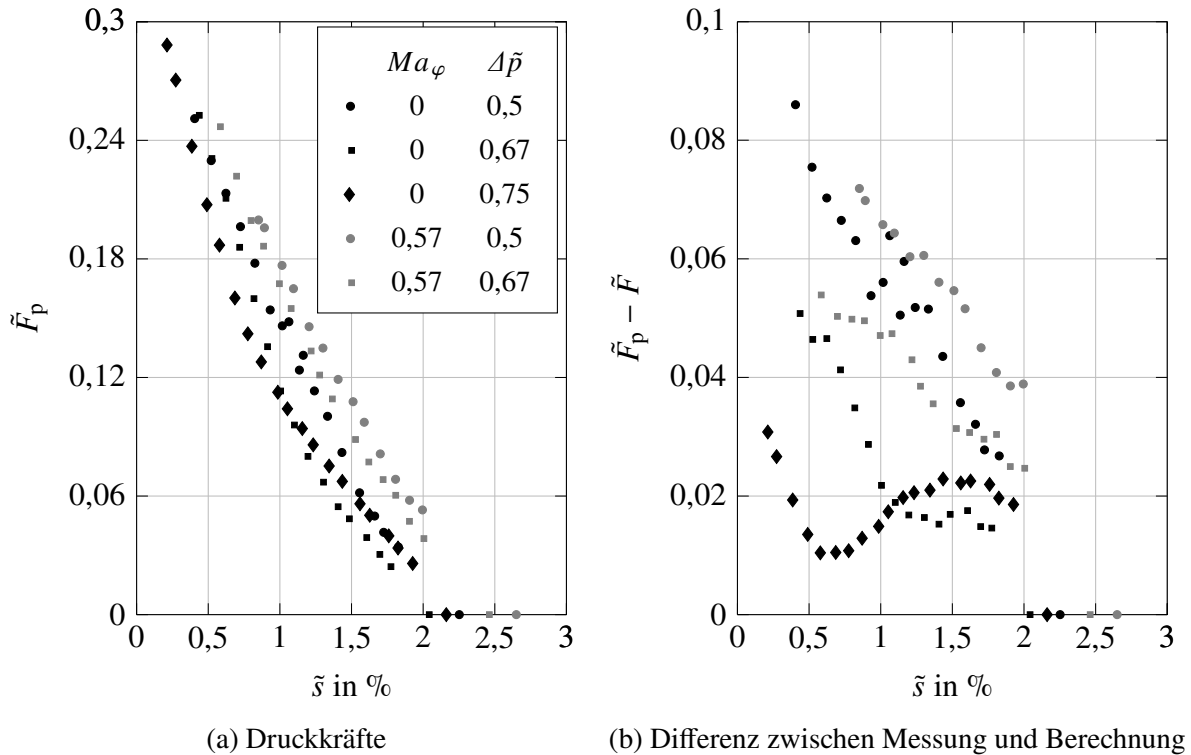


Abbildung 4.9: Verlauf der aus den Drücken berechneten Kräfte \tilde{F}_p sowie die Differenz zu den gemessenen Kräften $\tilde{F}_p - \tilde{F}$ über der Spaltweite \tilde{s} bei verschiedenen Druckdifferenzen $\Delta\tilde{p}$ und Umfangsmachzahlen Ma_φ .

1. Die Differenzen steigen mit sinkender Spaltweite für alle Druckrandbedingungen.
2. Es sind größere Abweichungen zu erkennen für Betriebspunkte mit erhöhter Drehzahl.
3. Die Ergebnisse deuten daraufhin, dass mit steigendem Druck von $\Delta\tilde{p} = 0,50$ (●) bis $\Delta\tilde{p} = 0,75$ (◆) die Abweichungen abnehmen.

Als Ursache für diese Zusammenhänge wird eine zu ungenaue Bestimmung der gemittelten Luftlagerspaltdrücke \bar{p}_5 angenommen. Bei konstanten Druckrandbedingungen und sinkender Spaltweite ändert sich nur die Druckverteilung im Luftlagerspalt wesentlich. Die übrigen Drücke sind entweder konstant, wie etwa der Vor- und Gegendruck, oder haben nur geringen Einfluss, wie der Druck auf der Primärzahnfläche \bar{p}_3 . Zudem verändert sich die Druckverteilung im Luftlager maßgeblich mit veränderter Druckdifferenz und Rotation. Dies wird durch die Ergebnisse von Zimmermann et al. (2018) sowie durch numerische Untersuchungen in der Abschlussarbeit von Altenburg (2019) bestätigt. Folglich ist die verwendete arithmetische Mittelwertbildung der Spaltdrücke zur Bestimmung von \bar{p}_5 zu hinterfragen.

Auf Basis der experimentellen Ergebnisse ist es nicht ohne weiteres möglich, die gefundenen Abweichungen zu erklären. Weiterhin bieten die Messdaten keinen Einblick in mögliche aerodynamische Effekte oder dreidimensional aufgelöste Strömungsfelder. Es ist für das weitere Verständnis unabdingbar, numerische Untersuchungen durchzuführen, um das Betriebsverhalten umfassend verstehen zu können.

4.6 Vereinfachte numerische Modellierung

Numerische Verfahren zur Untersuchung des Strömungsfelds bzw. zur Auslegung von adaptiven Dichtungen werden bereits seit vielen Jahren erfolgreich eingesetzt (z.B. in Turnquist et al. (1998), Zimmermann et al. (2018), Zimmermann (2021) oder Beermann et al. (2019b)). Um das Betriebsverhalten dieser Dichtungstechnologie vollständig abbilden zu können, müssten gekoppelte Fluid-Struktur-Interaktionen modelliert und berechnet werden. Obwohl die Methoden dafür zur Verfügung stehen, ist die gekoppelte Mechanik-Aerodynamik-Simulation mit den derzeit verfügbaren Rechenkapazitäten nicht wirtschaftlich möglich oder die Berechnungen würden zu lange dauern. Beispielsweise stellt die dynamische Änderung des Dichtspalts eine große Herausforderung dar, denn für jede Änderung des Spalts muss ein neues Rechengitter erzeugt werden. Zusätzlich erstreckt sich das Rechengebiet über mehrere Größenskalen, von sehr engen Spalten bis zu großen Kavitäten mit entsprechend stark variierenden Strömungsgeschwindigkeiten, was das Auswählen geeigneter Berechnungsmodelle erschwert. Zur Reduktion der Komplexität des Modells wird im Rahmen dieser Arbeit lediglich das Strömungsfeld bei verschiedenen definierten Spaltweiten simuliert und mit experimentellen Daten verglichen. Die Berechnungen erfolgen mit der Software Ansys®Fluent Version 2020R2.

Das numerische Modell ist in Abbildung 4.10 skizziert. An den Einlässen (SZ- und BB-Einlass) werden die totalen Drücke p_V und am Auslass der statische Druck p_G vorgegeben. Am Einlass zum Starterzahn (SZ-Einlass) wird zudem die tangentielle Geschwindigkeit u_{\tan} vorgegeben. So kann die verdrehte Anströmung modelliert werden. Die Seitenwände (φ -Richtung) sind als periodische Randflächen ausgeführt und erhalten entsprechende Randbedingungen. Die statischen Flächen ($A_2 - A_5$, A_{II} sowie in weiß eingefärbt) sind starre adiabate Wände, an denen die Haftbedingung gilt. In hellgrau eingefärbter Flächen sind drehende, adiabate Wände an denen die Haftbedingung gilt und die Drehzahl n vorgegeben wird. Für alle Berechnungen wird eine konstante Einlasstemperatur von 295 K angenommen. Als Medium wird Luft verwendet, deren Dichte über das ideale Gasgesetz modelliert wird. Die Viskosität der Luft wird über die kinetische Gastheorie berechnet und dabei werden die Standardeinstellungen für sämtliche Koeffizienten verwendet. Die Wärmekapazität und Leitfähigkeit der Luft werden als konstant angenommen und spielen für die Untersuchungen keine Rolle. Die Berechnungen erfolgen mit doppelter Genauigkeit unter Verwendung des k, ω -SST Turbulenzmodells nach Menter (1994) und unter Verwendung der Einstellung *SIMPLE* für die Druck-Geschwindigkeitskopplung.

Die Rechengitter wurden mit der Software Pointwise® in den Versionen 18.3 und 18.4 erzeugt. Der Gittertyp ist unstrukturiert, wobei sich das Gitter als Hybrid aus Tetraedern, Pyramiden, Prismen und Hexaedern zusammensetzt. Um eine geeignete Güte des Rechengitters zu gewährleisten, sind insbesondere die Bereiche in den engen Dichtspalten, an Kanten oder in den Bohrungen strukturiert erstellt worden. Sämtliche Gitterübergänge wurden übereinstimmend gestaltet, so dass keine Interpolationen an den Übergängen nötig sind. Die Zellanzahl variiert je nach Spaltweite zwischen $10 \cdot 10^6$ und $20 \cdot 10^6$, die Knotenzahl entsprechend zwischen $8 \cdot 10^6$ und $15 \cdot 10^6$. Es wurde insbesondere in den Expansionsgebieten am Starterzahn und um die Zuführung der Luft in das Luftlager darauf geachtet, dass der dimensionslose Wandabstand $y^+ < 1$ eingehalten wird. Nähere Informationen zu den Netzen und Netzstudien sind in den

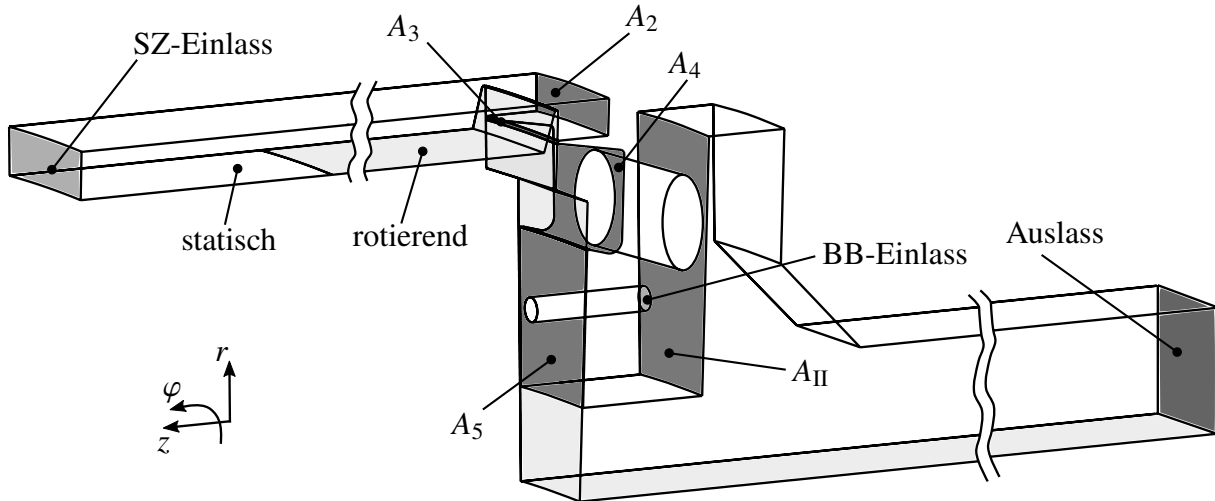


Abbildung 4.10: Aufbau des numerischen Modells für ein Segment der rotationssymmetrischen Geometrie mit beschrifteten Einlässen und Auslass.

Abschlussarbeiten Altenburg (2019) und Tadiello (2020) zu finden. Die Simulationen benötigen etwa $40 \cdot 10^3$ Iterationen, bis eine ausreichende Konvergenz erreicht wird. Als Bewertungsmaße werden neben den Residuen auch die Kräfte auf den Flächen A_i ($i = 1..5, II$) sowie die Kontinuität herangezogen.

Die Auswertung erfolgt teilautomatisiert mit der Software Tecplot 360 EX Version 2019 R1, für die entsprechende Programme erstellt wurden. Das Modell wird im Folgenden genutzt, um das Strömungsfeld einer adaptiven Gleitringdichtung grundlegend zu beschreiben.

Bevor auf das Strömungsfeld in adaptiven Gleitringdichtungen mit Lufteinblasung eingegangen wird, wird erläutert, dass sich numerische Verfahren grundsätzlich eignen, um das Betriebsverhalten zu modellieren. Dazu wurde ein Testplan mit 13 Betriebspunkten definiert, wobei die Umfangszahl Ma_φ und die Druckdifferenz $\Delta\bar{p}$ variiert wurden. Der Testplan ist in Abbildung 4.11a dargestellt. Die Farbgebung und die Marker dienen zur Identifikation der einzelnen Testfälle, die entsprechend nummeriert sind. Anschließend wurden die Betriebspunkte experimentell untersucht und die Spaltweiten \bar{s} bestimmt. Die Dichtspalte wurden auf 0,2 %-Punkte gerundet und entsprechende Rechengitter für die numerische Modellierung erzeugt. Die so bestimmten Werte für die Spaltweiten \bar{s} liegen im Bereich von 1,8 % bis 2,6 %. Zu jedem experimentellen Betriebspunkt und entsprechendem Rechengitter wurde eine numerische Strömungssimulation bei zum Experiment identischen Randbedingungen (p_V , p_G , u_{\tan} und n) durchgeführt. Im Folgenden werden die Abweichungen der äquivalenten Spaltweiten $\bar{s}_{\text{äq}}$, der flächengemittelten Drücke \bar{p}_2 - \bar{p}_5 und \bar{p}_{II} sowie der einzelnen Spaltdrücke $p_{DB,i}$ zwischen der Numerik und dem Experiment verglichen. Die Abweichung δ ist definiert mit

$$\delta = 1 - \frac{Z_{\text{Numerik}}}{Z_{\text{Experiment}}}, \quad (4.10)$$

wobei Z für eine beliebige Messgröße steht.

Die Abweichungen in der äquivalenten Spaltweite liegen im Mittel bei $\delta_{\bar{s}_{\text{äq}}} = 23,5 \%$ und sind in

Abbildung 4.11b dargestellt. Dabei ist die geringste Abweichung für Fall 4 mit 15,4 % und die größte Differenz bei Fall 3 mit 33,4 % zu verzeichnen. Es tritt also in allen Betriebspunkten ein deutlich höherer Massenstrom im Experiment auf, als er durch das numerische Modell berechnet wird. Diese Abweichung ist signifikant und kann eine Reihe von möglichen Ursachen haben. Einerseits können im Experiment Sekundärleckagen auftreten, die das Ergebnis verfälschen. Um diese als Ursache auszuschließen, wurde ein Test durchgeführt und die Hauptstrompfade der Dichtung (vergleiche A und B in Abbildung 3.3) experimentell mit Gummimatten abgedichtet. Die verbliebene Leckage wurde für relevante Druckverhältnisse quantifiziert und ist in den abgebildeten Daten bereits berücksichtigt worden. Folglich bleiben die Möglichkeiten, dass das numerische Modell fehlerhaft ist oder dass im Experiment weitere Einflussfaktoren für eine erhöhte Leckage sorgen. In Kapitel 3.1.3 wurde auf die Fertigungstoleranzen der Dichtung genauer eingegangen und gezeigt, dass der Spalt am Primärzahn größer ist als der Dichtspalt im Luftlager, wo auch die Spaltmessung erfolgt. Zur Überprüfung der Auswirkungen eines vergrößerten Primärzahnspalts wurde das Gitter für Fall 2 angepasst und der Spalt um die Fertigungstoleranz von 0,16 % bzw. 0,32 % vergrößert. Die Auswahl von Fall 2 erfolgte aus zwei Gründen. Zum Ersten beträgt die Abweichung zwischen dem gemessenen und modellierten Spalt weniger als $\delta_{\bar{s}} \leq 0,2 \%$ (bei den übrigen Fällen treten Abweichungen bis $\delta_{\bar{s}} \leq \pm 5 \%$ auf) und zum Zweiten steht bei diesem Betriebspunkt der Rotor still, sodass keine Verformungen der Rotorkontur durch die Rotation vorliegt.

Erwartungsgemäß erhöht sich der Massenstrom durch die Dichtung bei Vergrößerung der Spaltweite, was zu einer Reduktion der Abweichung zwischen Berechnung und Experiment bezüglich der äquivalenten Spaltweite $\delta_{\bar{s}_{\text{äq}}}$ auf 23,3 % bzw. 14,8 % führt. Bereits kleinste Spaltänderungen haben einen deutlichen Einfluss auf den Durchfluss und gleichzeitig erklärt die Fertigungstoleranz am Primärzahn lediglich einen Anteil der gesamten Abweichung. Neben dem vergrößerten Primärzahnspalt können eine Reihe weiterer geometrischer Unterschiede zwischen dem Experiment und der Modellierung auftreten. In der Realität sind an allen Kanten durch die Fertigung Fasen oder Rundungen vorzufinden, die bekannterweise bei Labyrinthdichtungen zu erhöhten Massenströmen führen (Mahler, 1972). Derartige Fasen oder Rundungen, insbesondere an den Zuführbohrungen im Luftlagerspalt, könnten ebenfalls zur Erhöhung der Leckage beitragen. Weiterhin ist der Luftlagerspalt im Betrieb nicht ideal parallel, sondern kann aufgrund von Verformungen oder durch die Fertigungstoleranzen die Form eines divergenten oder konvergenten Spalts annehmen. Alle genannten Einflussgrößen können eine erhöhte Leckage im Experiment verglichen mit den numerischen Ergebnissen erklären. Auf eine weitere Untersuchung der Fehlerursachen muss an dieser Stelle verzichtet werden, da die Möglichkeiten fehlen, eine präzise Vermessung sämtlicher Konturen vorzunehmen. Gleichzeitig müssten die Betriebsverformungen bekannt sein, um ihren Einfluss quantifizieren zu können. Es ist festzuhalten, dass mit dem vorliegenden numerischen Modell grundsätzlich eine deutlich zu niedrige Leckage berechnet wird.

In Abbildung 4.12a sind die Beträge der relativen Abweichungen zwischen Numerik und Experiment an den Druckbohrungen $|\delta_{p_{\text{DB},i}}|$, nach Tabelle A.1, abgebildet. Die Farbgebung und Markierungen entsprechen den in Abbildung 4.11a gezeigten Fallnummern. Mit Ausnahme der Druckbohrungen 6, 8, 10, 13 und 21, die kreisförmig um die Zuluftbohrung im Luftlager an-

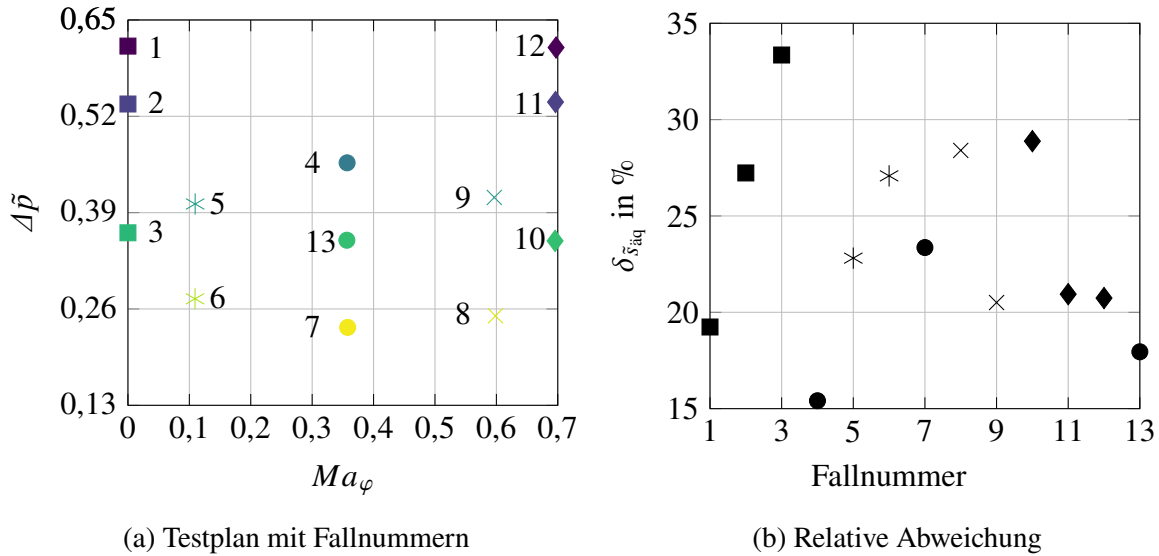


Abbildung 4.11: Testplan zur Validierung numerischer Methoden sowie relative Abweichung der äquivalenten Spaltweite $\delta_{s_{\text{äq}}}$ zwischen Numerik und Experiment.

geordnet sind, liegen die Abweichungen unterhalb von 12 %. An vielen Positionen sogar unter 5 %. Die Differenzen der Drücke an den Druckbohrungen 6, 8, 10, 13 und 21 lassen sich durch ihre Lage im Expansionsgebiet (Region 1 nach Mori, 1961), rund um die Zuführbohrung, begründen. In diesen Bereichen ist mit einem deutlich erhöhten Messfehler von etwa $\pm 21\%$ zu rechnen (Zimmermann et al., 2018). Zimmermann et al. (2018) geben eine gemittelte quadratische Abweichung zwischen den Drücken in der Numerik und dem Experiment von 15,1 % an. Für die vorliegenden 13 Fälle variiert die gemittelte quadratische Abweichung, nach gleicher Berechnung wie von Zimmermann et al. (2018) durchgeführt, zwischen 5 % und 30 %.

Es ist festzuhalten, dass die Abweichungen eine grundlegende Übereinstimmung zwischen Numerik und Experiment belegen. Die höchsten beobachteten Differenzen an den Druckbohrungen rund um die Zuführbohrung, lassen sich auf erhöhte Druckgradienten aufgrund transsonischer Strömungsgeschwindigkeiten im Dichtspalt zurückführen. Insbesondere bei überkritischen Druckverhältnissen (Fälle 1, 2, 11 und 12) werden im Dichtspalt Stöße erwartet, die im numerischen Modell nicht akkurat aufgelöst sind und gleichzeitig zu größeren Messfehlern im Experiment führen (Zimmermann et al., 2018). Diese Erkenntnis wird durch die vorliegenden Messdaten für die genannten vier Fälle (dunkel blaue Markierungen) in Abbildung 4.12a bestätigt. Zur Veranschaulichung des Expansionsgebiets um die Zuführbohrung sind die Verläufe des dimensionslosen Spaltendrucks \bar{p} auf der Mittellinie $\bar{r} = 0$ im Luftlager (vgl. Abbildung A.1a) über ein periodisches Winkelsegment $\bar{\varphi} = \pm 0,5$ in Abbildung 4.13 gezeigt. In Abbildung 4.13a sind die Fälle 4 (---, •), 7 (---, *) und 13 (---, ♦) bei konstanter Umfangsmachzahl $Ma_{\varphi} = 0,36$ dargestellt und in Abbildung 4.13b die Fälle 3 (—, •), 10 (---, *) bei konstanter Druckdifferenz $\Delta\bar{p} = 0,35$. Linien repräsentieren die Druckverläufe aus den numerischen Untersuchungen, die Markierungen stehen für die experimentell bestimmten Drücke im Luftlagerspalt.

Im Bereich der Zuführbohrung $|\bar{\varphi}| \leq 0,09$ (grau markiert) entspricht der Druck dem anliegenden

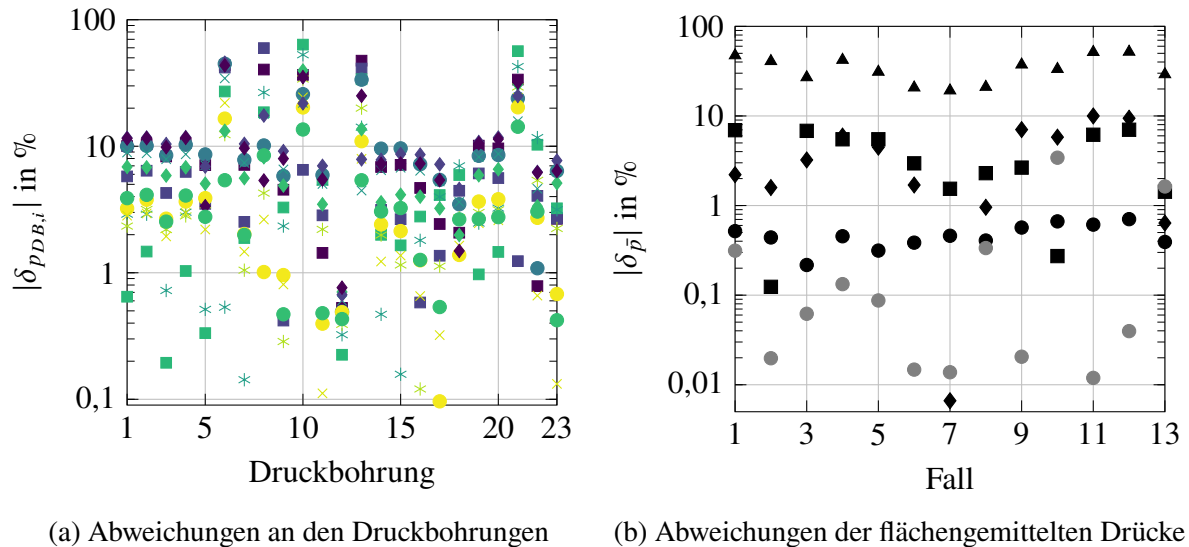


Abbildung 4.12: Betrag der relativen Abweichungen zwischen Numerik und Experiment an den Druckbohrungen $|\delta_{p_{DB,i}}|$ bzw. der flächengemittelten Drücke $|\delta_{\bar{p}_2}|$ (\bullet), $|\delta_{\bar{p}_3}|$ (\blacktriangle), $|\delta_{\bar{p}_4}|$ (\blacklozenge), $|\delta_{\bar{p}_5}|$ (\blacksquare) und $|\delta_{\bar{p}_{II}}|$ (\odot).

Vordruck und $\bar{p} = 1$. Unmittelbar um die Bohrungskontur herum ($0,09 < |\tilde{\varphi}| \leq 0,11$) ist eine drastische Reduktion der Drücke auf Werte bis zu $\bar{p} < -1$ zu erkennen. Dieser Bereich entspricht dem oben beschriebenen Expansionsgebiet. Für alle aufgezeigten Fälle wird deutlich, dass die Druckbohrungen in einem Gebiet mit sehr großen Druckgradienten liegen, was sich negativ auf den Messfehler auswirkt. Für die Fälle 4 (---) und 13 (---) ist ein mehrfaches Ab- und Ansteigen des Drucks im Expansionsgebiet für positive $\tilde{\varphi} > 0,09$ zu beobachten. Dies deutet auf ein lokales Expandieren und Komprimieren der Strömung hin. Eine mögliche Erklärung wäre das Vorliegen von gasdynamischen Stoßfronten aufgrund der drastischen Strömungsexpansion aus der Zuführbohrung in den Dichtspalt hinein, wie mit dem Zwei-Regionen-Modell von Mori (1961) in Kapitel 2.3 beschrieben wurde. Für alle Fälle ist bis zur Symmetrieebene bei $|\tilde{\varphi}| = 0,5$ ein Ansteigen des Drucks auf Werte $\bar{p} > 0,2$ zu erkennen. Für sinkende Druckdifferenzen, also von Fall 4 (---) über Fall 13 (---) zu Fall 7 (---) und $\tilde{\varphi} < 0$ steigt das Niveau des Spaltdrucks leicht an. Für $\tilde{\varphi} \geq 0$ liegen die Druckverläufe (Fälle 4, 7 und 13) fast übereinander. Die experimentellen Messdaten ($\bullet, \blacktriangle, \blacklozenge, \blacksquare, \odot$) zeigen grundsätzlich höhere Drücke, wobei die qualitativen Verläufe identisch sind. Bei stillstehendem Rotor ist das Druckprofil voll symmetrisch (Fall 3: — bzw. \bullet in Abbildung 4.13b). Mit steigender Umfangsmachzahl und bei konstanter Druckdifferenz wird das Profil stärker asymmetrisch. Für Fall 3 mit stillstehendem Rotor liegt der Staupunkt mittig zwischen zwei benachbarten Zuführbohrungen in der Symmetrieebene ($\tilde{\varphi} = \pm 0,5$). Dieser Staupunkt wird mit steigender Umfangsmachzahl in Drehrichtung zur benachbarten Zuführbohrung hin verschoben. Dadurch bildet sich lokal zwischen der Bohrungskontur und dem Staupunkt $-0,38 \leq \tilde{\varphi} \leq -0,09$ (vgl. Fall 10: ---- bzw. \ast) eine weniger stark ausgeprägte Expansion ($\bar{p} > -0,5$) aus, die bei etwa $\tilde{\varphi} = -0,17$ in einer Überhöhung des Spaltdrucks im Vergleich zum Staudruck mündet. Bildlich gesprochen wird das Fluid in Drehrichtung des Rotors mit steigender Umfangsmachzahl beschleunigt. In der Nähe der Zuführbohrung trifft die rotierende Spaltströmung auf den aus der Bohrung in den Spalt eingedüsten Luftstrahl und etabliert einen

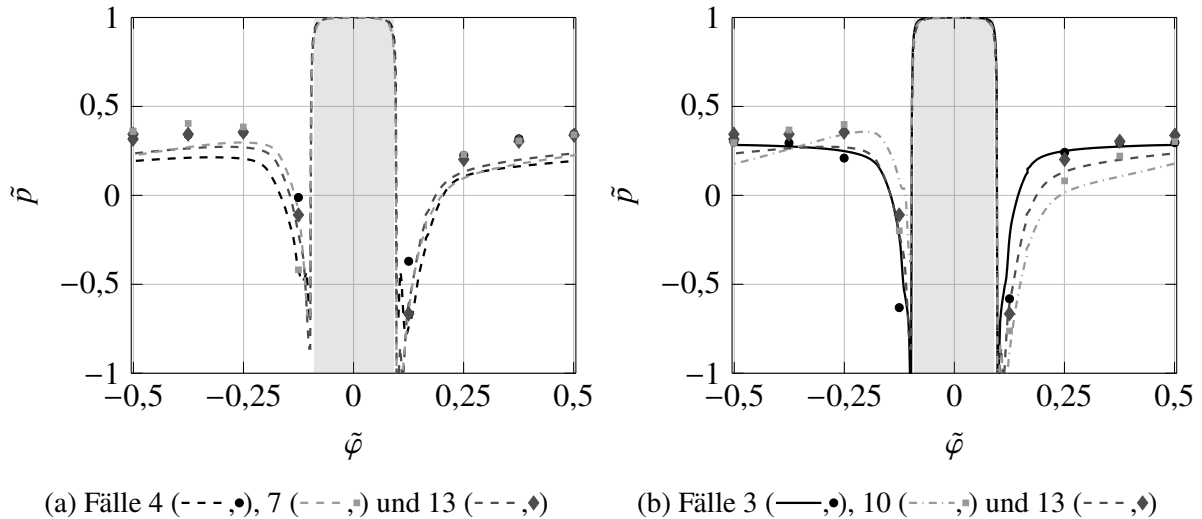


Abbildung 4.13: Verlauf des dimensionslosen Spaltdrucks \tilde{p} auf der Mittellinie $\tilde{r} = 0$ im Luftlager über ein periodisches Winkelsegment. Numerische Ergebnisse sind als Linien dargestellt und Marker repräsentieren experimentell ermittelte Drücke an den entsprechenden Druckbohrungen.

Staupunkt. Denn die Strömung aus der Zuführbohrung und die umlaufende Strömung bewegen sich in entgegengesetzter Richtung. Auf der anderen Seite der Zuführbohrung für $\tilde{\varphi} > 0,5$ strömt das Fluid, getrieben durch den Druckgradienten und den drehenden Rotor, in Richtung positiver $\tilde{\varphi}$. Dadurch vergrößert sich die lokale Expansion ($\tilde{p} < -1$) mit zunehmender Umfangsmachzahl. Durch den verschobenen Staupunkt findet die Expansion auf einem größeren Winkelsegment bzw. längerem Wegstück statt.

Mit Hilfe der beschriebenen numerischen Untersuchungen besteht die Möglichkeit, die gefundenen Abweichungen zwischen den in Abschnitt 4.5 präsentierten berechneten und gemessenen Kräften, die zur Bestimmung der Kräftebilanz herangezogen werden, genauer zu beschreiben. Aus den numerischen Ergebnissen in diesem Abschnitt lassen sich die flächengemittelten Drücke \bar{p}_2 - \bar{p}_5 sowie \bar{p}_{II} direkt bestimmen. Die Abweichungen zu den berechneten gemittelten Drücken aus dem Experiment $|\delta_{\bar{p}_2}|$, $|\delta_{\bar{p}_3}|$, $|\delta_{\bar{p}_4}|$, $|\delta_{\bar{p}_5}|$ und $|\delta_{\bar{p}_{II}}|$ sind in Abbildung 4.12b für alle 13 Testfälle gezeigt. Die Bestimmung der gemittelten Drücke erfolgt nach den Gleichungen (3.6)-(3.12). Die Abweichungen bei den Drücken \bar{p}_2 (●) und \bar{p}_{II} (●) betragen für alle Betriebspunkte weniger als 3,5 %. Für die Drücke \bar{p}_4 (◆) und \bar{p}_5 (■) sind Abweichungen bis 3,5 % zu verzeichnen. Deutliche Unterschiede, größer als 20 %, sind für den Druck am Primärzahn \bar{p}_3 erkennbar. Der Druck \bar{p}_2 wird im Experiment an Druckbohrung 12 erfasst, mit Messfehlern unterhalb von 1 % (vgl. Abbildung 4.12a). Die Berechnung von \bar{p}_3 im Experiment erfolgt durch die Mittelwertbildung des stromauf und stromab gemessenen Kammerdrucks (Druckbohrungen 22 und 23). Die numerischen Ergebnisse zeigen im Vergleich dazu deutlich geringere statische Drücke im Dichtspalt, was die hohen Abweichungen von $|\delta_{\bar{p}_3}| > 20\%$ erklärt. Für \bar{p}_4 und \bar{p}_5 entsprechen die Abweichungen den zuvor diskutierten Differenzen an den einzelnen Druckbohrungen und daher kann keine Bewertung des Mittelungsverfahrens für beide Drücke vorgenommen werden. Dennoch sollte hier ein funktioneller Zusammenhang in der Form $f(\Delta\tilde{p}, \tilde{s})$ gefunden

werden, um die Abhängigkeiten der Luftlagerkräfte von der Druckdifferenz und der Spaltweite quantifizieren zu können.

Mit dem numerischen Modell können die qualitativen Einflüsse der Druckrandbedingungen und Drehzahlen in Übereinstimmung mit dem Experiment aufgelöst werden. Quantitativ sind große Abweichungen in der Leckage bei allen Betriebspunkten zu verzeichnen, wobei die Übereinstimmung an den Druckmessstellen als gut zu bewerten ist. Insgesamt ist anzunehmen, dass die deutlichen Abweichungen in der Leckage durch fertigungsbedingte Unterschiede zwischen Modell und realer Geometrie hervorgerufen werden. Für den Primärzahn konnte exemplarisch gezeigt werden, dass schon kleinste Änderungen einen signifikanten Einfluss auf die Leckage haben. Zudem ist die Spaltweite nicht, wie im numerischen Modell angenommen, über den Umfang konstant. Die präsentierten Messdaten für den Druck sind Mittelwerte aus den sechs über dem Umfang verteilten Sensoren. Insofern treten lokal größere und kleinere Spalte auf, die sich sowohl auf die Druckverteilung wie auch die Leckage auswirken. Es bleibt festzuhalten, dass numerische Verfahren grundsätzlich geeignet sind, um das Strömungsfeld in adaptiven Dichtungen zu modellieren. Aufgrund des komplexen Zusammenwirkens von Bauteildynamik und Aerodynamik ist eine vollständige Modellierung des Gesamtsystems nicht mit vertretbarem Aufwand möglich. Zudem müssen die geometrischen Randbedingungen (Konturen und Spaltweiten) sehr genau bekannt sein, um ein vergleichbares numerisches Modell zu erstellen, was für den vorliegenden Aufbau und bei möglichen Verformungen im Betrieb nicht möglich ist. Für eine bessere Vergleichbarkeit wurde aus diesem Grund der ebene Prüfstand entwickelt, mit dem ein 280 mm breiter abgewickelter Abschnitt einer rotationssymmetrischen Dichtung untersucht werden kann. Am ebenen Prüfstand ist zudem die axiale Spaltweite über den in Abschnitt 3.2 beschriebenen, Verstellmechanismus auf 1 μm genau einstellbar. Damit lassen sich die geometrischen Abweichungen zwischen dem numerischen Modell und dem Experiment drastisch verringern. Durch die Vorgabe der Spaltweite können zudem Korrelationen der Form $\bar{p}_i = f(\Delta\tilde{p}, \tilde{s})$ (mit $i = 2, 4, 5$) abgeleitet werden.

5 Numerisches Strömungsfeld am Dichtungsmodell mit ebener statischer Anordnung

Im vorherigen Abschnitt ist qualitativ gezeigt, dass sich numerische Verfahren zur Beschreibung des Strömungsfelds in axial adaptiven Gleitringdichtungen mit Lufteinblasung grundsätzlich eignen. Dennoch sind die Abweichungen zwischen Modell und Experiment zu groß, um die Verfahren für quantitative Vorhersagen zu nutzen. Die wesentlichen Ursachen werden in den Modellierungsfehlern vermutet, die sich unter Anderen aus den Fertigungstoleranzen und Messfehlern ergeben. In diesem Abschnitt soll durch die Reduktion der Komplexität des Aufbaus eine bessere Vergleichbarkeit zwischen Modell und Experiment erreicht werden. Dazu wird das rotationssymmetrische Problem mit drehendem Rotor in ein ebenes statisches Modell überführt. Zusätzlich wird die Beweglichkeit der Dichtung in axialer Richtung vorgegeben, um den Dichtspalt hochgenau einzustellen. Durch die geeignete Auslegung sämtlicher Komponenten können zudem Bauteilverformungen reduziert werden, um die möglichen Abweichungen zwischen Experiment und Numerik auf ein Mindestmaß zu reduzieren.

Mit Hilfe studentischer Voruntersuchungen (Kerner, 2017, Altenburg, 2019, Kollmer, 2019 und Tadiello, 2020) wurde eine auf bereits veröffentlichten Patenten basierende Referenzgeometrie einer adaptiven Gleitringdichtung mit Lufteinblasung entwickelt und ihr Betriebsverhalten numerisch untersucht. Der Entwurf einer Referenzgeometrie ist nötig, um sämtliche geometrische Daten und die Modellierungsergebnisse veröffentlichen zu können. Im ersten Schritt wurde ein generisches Ringsegment so modelliert, dass es in den zur Verfügung stehenden Bauraum (Rotordurchmesser 580 mm) des drehenden Aufbaus verbaut werden könnte und gleichzeitig eine möglichst einfache Konstruktion einer adaptiven Gleitringdichtung mit Lufteinblasung darstellt. In einem zweiten Schritt wurden die Auswirkungen der Variation von Spaltweite und Druckdifferenz auf das Betriebsverhalten numerisch untersucht. Dabei wurde bestätigt, dass sich für das Betriebsverhalten der Referenzgeometrie ähnliche Trends ergeben wie für den zuvor beschriebenen drehenden Aufbau des Experiments. Schließlich wurde in einem dritten Schritt gezeigt, dass unter Vernachlässigung der Rotation und bei rein axialer Anströmung ein ebenes, abgewinkeltes Modell der Referenzgeometrie genutzt werden kann, um die Effekte der Spaltweiten- und Druckänderung zu untersuchen. Das abgewinkelte Referenzmodell ist in Abschnitt 3.2 beschrieben und in Abbildung 3.6 skizziert. Die Ausgestaltung der ebenen Referenzgeometrie ist in Abbildung 3.8 dargestellt.

Der Aufbau des numerischen Modells ist für die Referenzgeometrie im ebenen Aufbau in Abbildung 5.1 dargestellt. Die Geometrie entspricht einem der sieben symmetrischen Segmente des ebenen Prüfstands, wie in Abschnitt 3.2 beschrieben. Es existieren zwei Einlässe, einer für die Strömung über den Starterzahn (SZ) und einer für die Luftzufuhr in das Luftlager (ZB), sowie ein Auslass. Der SZ-Einlass und der Auslass erstrecken sich über die gesamte Segmentbreite, was eine Vereinfachung gegenüber dem realen Aufbau (DN100 bzw. DN80 Rohrquerschnitte) darstellt. Die Netzerstellung sowie das Lösungs- und Auswerteverfahren entsprechen den im vorherigen Abschnitt beschriebenen Methoden für die rotationssymmetrische Geometrie, die am drehenden Prüfstand untersucht wurde. Für das in diesem Abschnitt beschriebene Modell sind alle Wände statisch und die Anströmung erfolgt rein axial ($u_{\tan} = 0$).

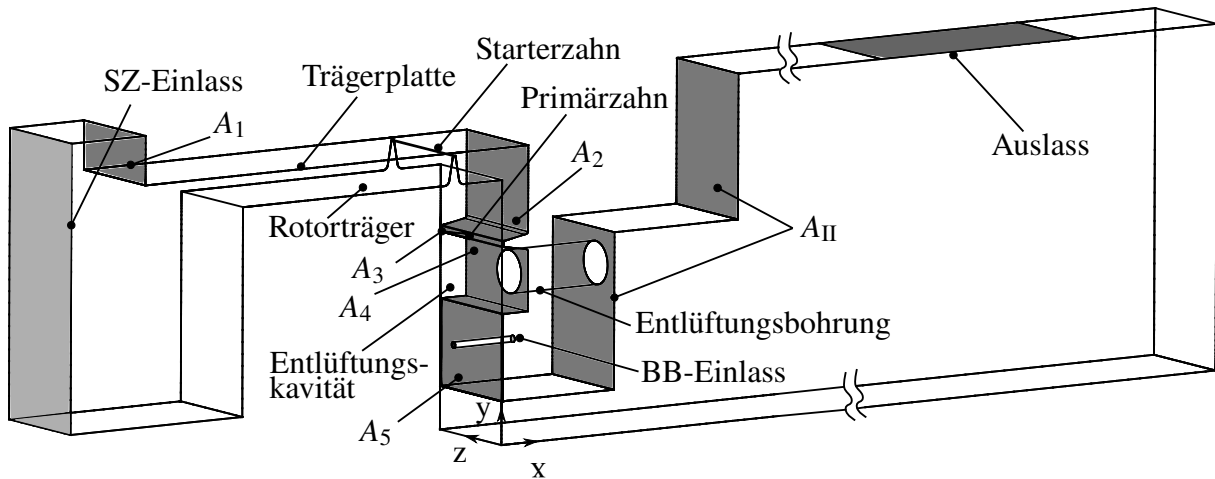


Abbildung 5.1: Aufbau des numerischen Modells der Referenzgeometrie mit beschrifteten Einlässen und Auslass (modifiziert nach Tadiello, 2020).

In Abbildung 5.2a ist der Versuchsplan für die Validierung der numerischen Untersuchungen des ebenen Segments abgebildet. Bei konstantem Gegendruck $p_G = 1,5 \text{ bar}$ wurde der Vordruck p_V zwischen 2 bar und 4,5 bar variiert sowie die Spaltweite s zwischen $50 \mu\text{m}$ und $500 \mu\text{m}$. Die Abweichungen des gemessenen Betriebsspalts im Experiment zum Sollwert liegen bei weniger als $\pm 1,2 \mu\text{m}$, was der Herstellerangabe zur Messgenauigkeit der KAS entspricht. Die Abweichungen - nach Gleichung (4.10) - für den Gegendruck liegen unter $\pm 0,5 \%$ und beim Vordruck unter $\pm 3,2 \%$. Die Beträge der Abweichungen für den um die Seitenleckagen korrigierten Massenstrom für die Fälle $s > 50 \mu\text{m}$ liegen bei unter $3,5 \%$. Die Bestimmung der korrigierten Massenströme ist im Anhang A.2 beschrieben. Für die Fälle bei $s = 50 \mu\text{m}$ wurden die größten Abweichungen im Massenstrom mit $-7,5 \%$ bei $p_V > 3 \text{ bar}$ bzw. $-13,3 \%$ für $p_V = 2,37 \text{ bar}$ festgestellt. Es ist anzumerken, dass für diese Betriebspunkte Massenströme kleiner $10 \text{ g}\cdot\text{s}^{-1}$ auftreten und sich die Messgenauigkeit der Blendenmessstrecke verschlechtert. In Abbildung 5.2b sind die betragsmäßigen Abweichungen der gemessenen Drücke an den 47 Druckbohrungen für alle Betriebspunkte im Vergleich zur Numerik gezeigt. Die meisten Datenpunkte liegen unterhalb von 3% , insgesamt ergibt sich eine gemittelte Abweichung von $1,3 \%$. An den Bohrungen, die nah an der Zuführbohrung positioniert sind (14, 18, 25, 33 und 40), ergeben sich größere Abweichungen der Drücke bis maximal 11% . An Bohrung 30 treten die größten Abweichungen bis $18,4 \%$ auf.

Es ist festzuhalten, dass im Hinblick auf die Druckmessstellen der Anordnung die Übereinstimmung zwischen den numerischen und experimentellen Ergebnisse gut und um ein vielfaches besser als für den Fall des drehenden Prüfstands ist. Auf dieser Grundlage wird im Folgenden das Strömungsfeld für den Betriebspunkt $p_V = 3,25 \text{ bar}$, $p_G = 1,5 \text{ bar}$ und $s = 275 \mu\text{m}$ (● in Abbildung 5.2a) diskutiert.

In den Abbildungen 5.3 und 5.4 sind die Konturen des dimensionslosen Drucks \bar{p} und der absoluten Machzahl Ma_{abs} sowie die Stromlinien für den genannten Betriebspunkt bei $z = -7,43 \text{ mm}$ gezeigt. Die Luft strömt vom Einlass des Prüfstands in den 11 mm hohen rechteckigen Spalt zwischen dem Rotorträger und der Trägerplatte ein (s. Abbildung 5.1). In der 75 mm

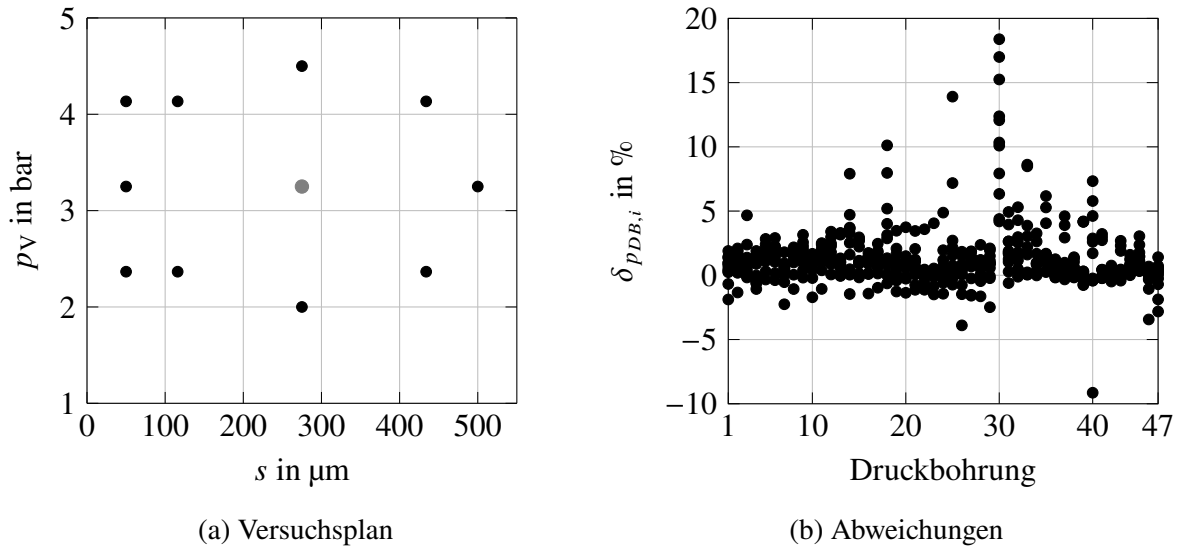


Abbildung 5.2: Versuchsplan für die numerischen Untersuchungen der Referenzgeometrie und relative Abweichungen an den 47 Druckbohrungen im Vergleich zum Experiment am ebenen Prüfstand.

langen Einlaufstrecke ($-105 \text{ mm} \leq x \leq -30 \text{ mm}$) bildet sich eine ebene Kanalströmung aus. Unmittelbar stromauf des Starterzahns ($x = -35 \text{ mm}$) ist dies an den parallelen Stromlinien in Abbildung 5.3a zu erkennen. Die hellgrauen Bereiche entsprechen einem Druck nahe dem Vordruck ($\tilde{p} = 1$) und die grauen Bereiche entsprechen dem Gegendruck ($\tilde{p} = 0$). Dunkelgraue bis schwarze Grauwerte repräsentieren Gebiete, bei denen ein lokaler Unterdruck vorherrscht ($\tilde{p} < 0$). Zum besseren Verständnis ist in Abbildung 5.3b der Konturverlauf der absoluten Machzahl Ma_{abs} dargestellt, worin helle Grautöne für niedrige Machzahlen stehen und dunkle Farben entsprechend für hohe Geschwindigkeiten. Es sei angemerkt, dass die Farbskala für alle in diesem Abschnitt gezeigten Konturgrafiken der Machzahl gilt.

Stromab des Einlasskanals strömt das Fluid über den Starterzahn ($s_{\text{SZ}} = 1 \text{ mm}$) bei $x = -20 \text{ mm}$, wird umgelenkt und beschleunigt. An der Vorderkante der Dichtfinne bildet sich ein für Labyrinthdichtungen typisches Ablösegebiet aus, was zu einer weiteren Einschnürung der Strömung führt (*Vena Contracta*). Stromab des Starterzahns ($x > -19 \text{ mm}$) fließt der eingeschnürte Strahl in axialer Richtung entlang der Trägerplatte ($y > 100 \text{ mm}$), bevor er bei $x = 10 \text{ mm}$ auf die Dichtung trifft und nach innen (geringere y -Werte) umgelenkt wird. Stromab dringt das Fluid weiter radial in den Spalt über dem Primärzahn ($y = 69 \text{ mm}$) ein. An den Stromlinien wird deutlich, dass ein großer Teil des Fluids unmittelbar vom Starterzahn in den Primärzahnspalt befördert wird. Dieses Phänomen ist von Durchblicklabyrinthen bekannt und wird als *Carry-over* Effekt (Ludwig und Bill, 1980) bezeichnet. Zudem bildet sich in der Kavität zwischen $0 \text{ mm} \leq x \leq 10 \text{ mm}$ ein großskaliger Wirbel und ein Eckenwirbel aus. Der Eckenwirbel rotiert um die positive z -Achse und hat sein Zentrum bei $x = 9 \text{ mm}$ und $y = 72 \text{ mm}$. Der große Wirbel rotiert genau entgegengesetzt um den Mittelpunkt $x = 4,2 \text{ mm}$ und $y = 82,8 \text{ mm}$. Durch die Rotation wird Fluid aus dem unteren Bereich der Kammer nach oben ($y > 90 \text{ mm}$) befördert, wo es in Teilen durch zwei kleinere Wirbelsysteme zurück an den Starterzahn umgelenkt wird. Das Fluid wird nahe dem Starterzahn erneut durch den Strahl vom Starterzahn umgelenkt und

zurück zur unteren Kammer befördert. Der Druckabbau über den Starterzahn beläuft sich auf etwa 85 mbar und ist folglich sehr gering. Fast der gesamte Druckabbau findet über den Primärzahn statt, da der Druck in der Kammer stromauf der Entlüftungsbohrung ($y < 67$ mm) nahezu dem Gegendruck ($\tilde{p} = 0$) entspricht. Aufgrund des deutlich kleineren Spalts ($s_{PZ} = 275$ μm) ist über dem Primärzahn eine drastische Beschleunigung der Strömung zu verzeichnen. Sie geht mit lokal transsonischen Bedingungen im Spalt sowie stromab in der Entlüftungskavität einher, was in den Abbildungen 5.3b und 5.3d verdeutlicht wird. Aufgrund des hohen Impulses wird das Fluid entlang der Rotorkontur bis an den äußeren Rand des Luftlagers bei $y = 44$ mm befördert und axial in Richtung der Entlüftungsbohrungen umgelenkt. Bei $x = 0,6$ mm und $y = 47$ mm ist ein kleines Wirbelsystem zu erkennen, das durch das Aufeinandertreffen der aus dem Luftlager austretenden Strömung mit dem Luftstrahl vom Primärzahn entsteht. Im dargestellten Schnitt bildet sich in der Entlüftungskavität kein großskaliger Wirbel aus. Dies ist jedoch auf den dreidimensionalen Charakter der Strömung in der Entlüftungskavität zurückzuführen. Durch die finite Anzahl an Bohrungen strömt das Fluid nicht nur in der x - y -Ebene aus der Kavität aus, sondern wird von einer Strömung entlang der z -Achse überlagert. Der impulsreiche Strahl löst an der unteren Bohrungskante bei $x = 10$ mm und $y = 48,5$ mm von der Wand ab und wird in die Entlüftungsbohrung hinein umgelenkt. Der Strahl legt sich am oberen Rand der Bohrung an die Wandung an und wird axial in die Auslasskavität ausgedüst. In der Folge entwickelt sich ein Wirbel in der Entlüftungsbohrung mit einem Zentrum bei $x = 25$ mm und $y = 57,5$ mm. Das Wirbelsystem verringert den effektiv durchströmten Bohrungsquerschnitt und sorgt für eine leichte Beschleunigung der Strömung aus der Kavität zum Auslass. Aus Gründen der Kontinuität strömt Fluid an der Innenseite der Entlüftungsbohrung aus dem Auslassgebiet zurück in Richtung der Kavität, wird durch den impulsreichen Strom umgelenkt und in den Bohrungswirbel gefördert.

In Abbildung 5.4 sind der dimensionlose Druckverlauf und die Stromlinien im Auslassgebiet dargestellt. Während der Druck nahezu konstant bleibt, sind drei großskalige Wirbel zu erkennen. Die Strömung aus dem Luftlager tritt bei $x = 0$ mm und $y = 14$ mm aus und wird bei $y = -1$ mm an der Innenwand in Richtung des Auslass umgelenkt. Durch die Interaktion mit dem Auslasswirbel entsteht ein Staupunkt bei $x = 74$ mm und die Luftlagerströmung wird umgelenkt und zurück in den Spalt zwischen dem unteren Luftlagerauslass und der Innenwand gefördert.

Die Strömung im Luftlager- und Primärzahnspalt ist in vergrößerter und verzerrter Ansicht in Abbildung 5.5a gezeigt. Zur Veranschaulichung wurde die Darstellung stark verzerrt, um die Visualisierung der Stromlinien innerhalb und außerhalb des Luftlagerspalts zu erleichtern. Insbesondere der Verlauf der absoluten Machzahl Ma_{abs} in Abbildung 5.5b belegt den transsonischen Charakter der Strömung. Am Primärzahn bildet sich an der oberen Kante ($y = 69$ mm) eine Expansionsfront nahezu parallel zur x -Achse aus. Das Gebiet mit lokalen $Ma_{\text{abs}} > 1$ ist räumlich eng begrenzt, so dass bereits über dem Zahn eine Verzögerung der Strömung auf $Ma_{\text{abs}} < 1$ zu erkennen ist.

Im Luftlager wird das Fluid über die Belüftungsbohrung mit $Ma_{\text{abs}} = 0,32$ eingeblasen. Bereits am Auslass der Bohrung bei $x = 0,05$ mm ist eine drastische Expansion der Strömung zu erkennen, die sich entlang des Bohrungsumfanges ausbildet und sich röhrenförmig über die gesamte

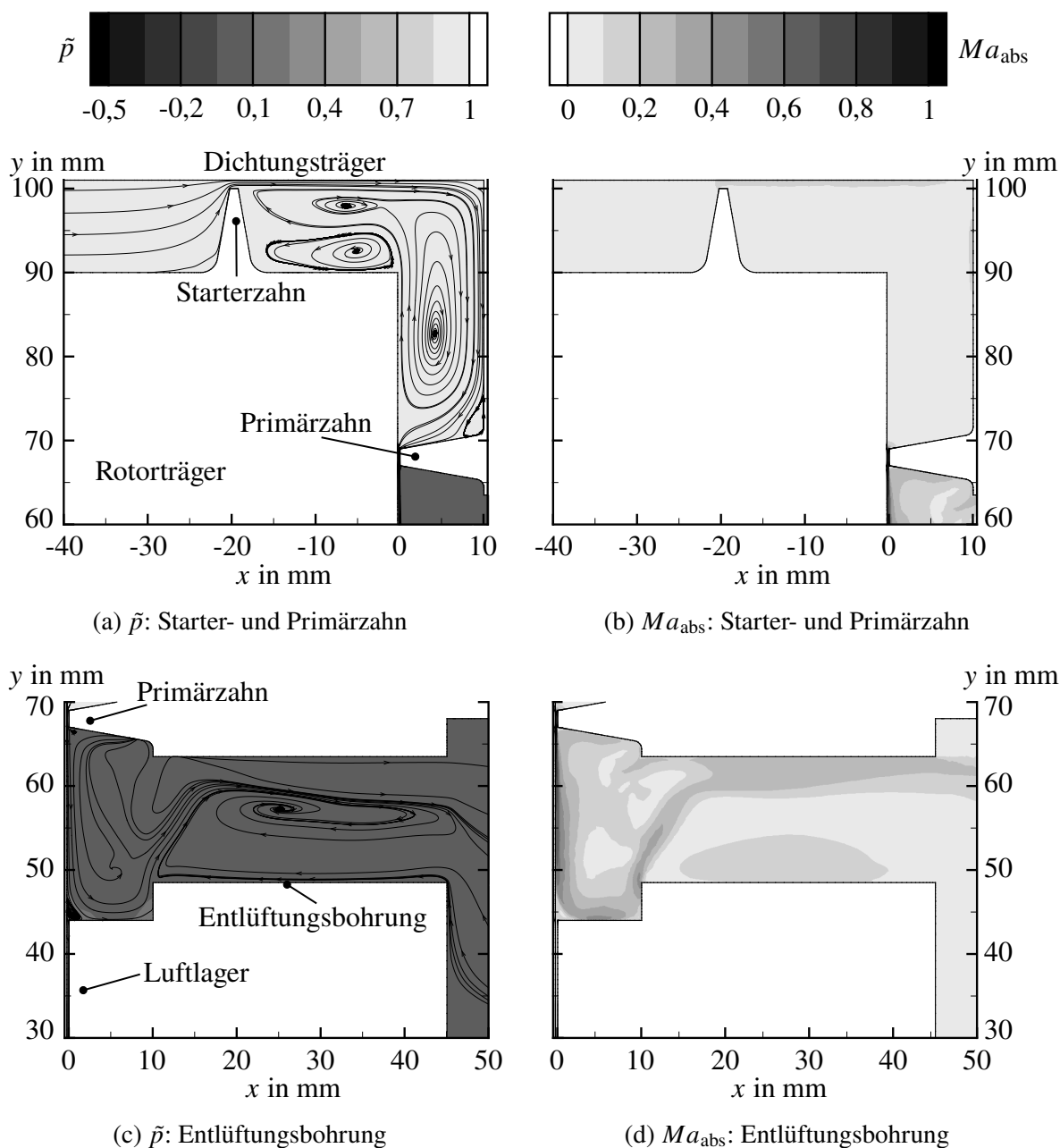


Abbildung 5.3: Konturen des dimensionslosen Drucks \tilde{p} und der absoluten Machzahl Ma_{abs} für die Strömung durch die Referenzgeometrie bei $p_V = 3,25$ bar, $p_G = 1,5$ bar und $s = 275$ μm . Die Schnittdarstellungen liegen bei $z = -26,42$ mm.

Spaltweite erstreckt (vgl. Abbildung 5.5a). Die Strömung aus der Bohrung wird am gegenüberliegenden Rotor aufgestaut und umgelenkt. Dadurch bildet sich ein birnenförmiges Gebiet im Luftlager mit lokalen Geschwindigkeiten $Ma_{\text{abs}} > 1$ (vgl. Abbildung 5.5b) aus, dessen Zentrum außerhalb der Spaltmitte leicht in Richtung der Dichtung verschoben ist. Die Strömung teilt sich in zwei Anteile auf. Ein Teil strömt in negative y -Richtung aus dem Luftlager bei $y = 14$ mm aus und interagiert mit dem zuvor beschriebenen Wirbel in der Auslasskavität. Der zweite Teil fließt in positive y -Richtung und interagiert mit dem impulsreichen Luftstrahl vom Primärzahn

bei $y = 44 \text{ mm}$, wie bereits beschrieben. Es ist dabei zu beachten, dass die hier beschriebenen Strömungszustände nur für die Position $z = -7,43 \text{ mm}$, also dem Mittelschnitt durch die Belüftungsbohrung, gelten.

Die lokale Expansion und Beschleunigung der Strömung von der Belüftungsbohrung in den Dichtspalt kann mit der im Kapitel 2.3 beschriebenen Zwei-Regionen-Theorie nach Mori (1961) erklärt werden. Das beschriebene Strömungsfeld ähnelt qualitativ den Ergebnissen für bedruckte Gleitlager von Eleshaky (2009) (s. Abbildung 2.7). In Abbildung 5.5b ist am Austritt der Bohrung, genau wie von Eleshaky (2009) beschrieben, ein Rezirkulationsgebiet zu erkennen, so dass die effektiv durchströmte Fläche reduziert wird. Die Luft strömt rotationssymmetrisch aus der Bohrung aus und mit zunehmender Entfernung zur Bohrungsmitte nimmt der durchströmte Querschnitt $A_s = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot s$ zu, wobei $r > r_{\text{BB}}$. In Analogie zur Laval-Düse strömt die Luft zunächst in eine Düse mit sinkendem Querschnitt - von der Belüftungsbohrung in den Dichtspalt - ein, wird auf Schallgeschwindigkeit beschleunigt und anschließend aufgrund des steigenden Strömungsquerschnitts weiter in den Überschall beschleunigt. Gleichzeitig ist bei derart hohen Strömungsgeschwindigkeiten mit kleinen Spaltweiten und der Haftbedingung an den Wänden mit hohen Reibverlusten zu rechnen. Die Strömung wird folglich verzögert und aufgrund ihres transsonischen Charakters ist mit verlustbehafteten Druckstößen zu rechnen. Die Verzögerung, die nach Eleshaky (2009) durch einen oder mehrere schwache schräge Stöße erfolgt, sorgt wiederum für einen steigenden statischen Druck, der sich bis zum Rand des Luftlagers sukzessive auf das Niveau in der Entlüftungskavität abbaut.

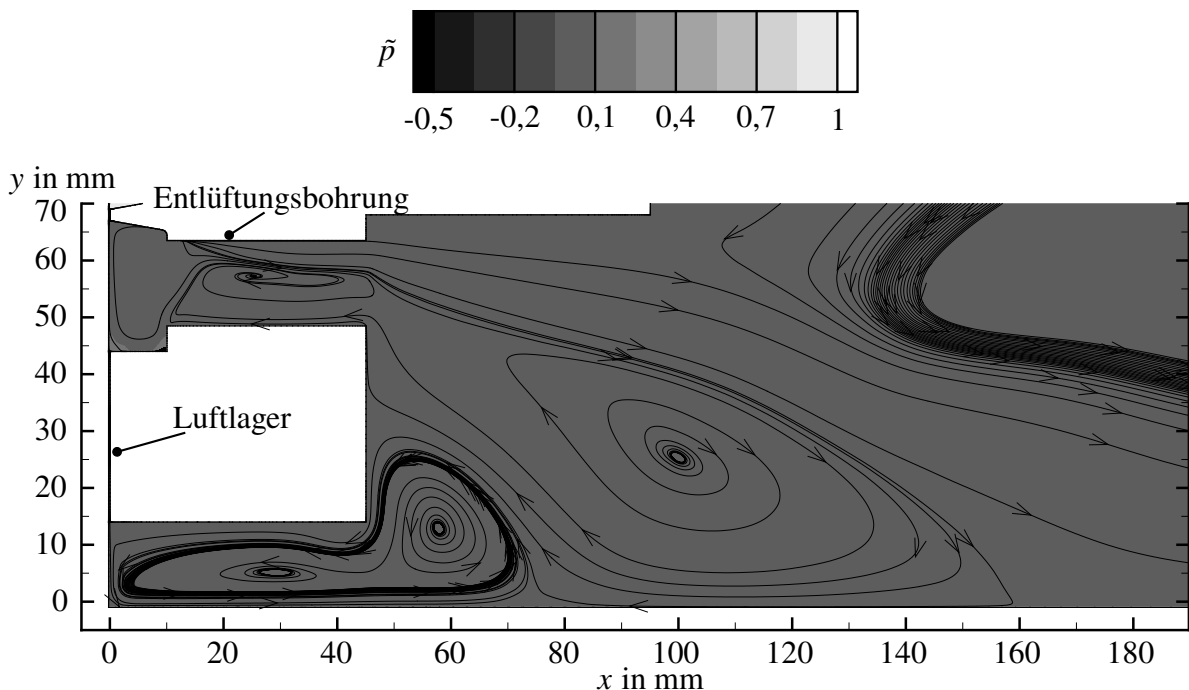


Abbildung 5.4: Kontur des dimensionslosen Drucks \tilde{p} im Luftlager und Auslass für die Strömung durch die Referenzgeometrie bei $p_V = 3,25 \text{ bar}$, $p_G = 1,5 \text{ bar}$ und $s = 275 \text{ }\mu\text{m}$. Die Schnittdarstellung liegt bei $z = -26,42 \text{ mm}$.

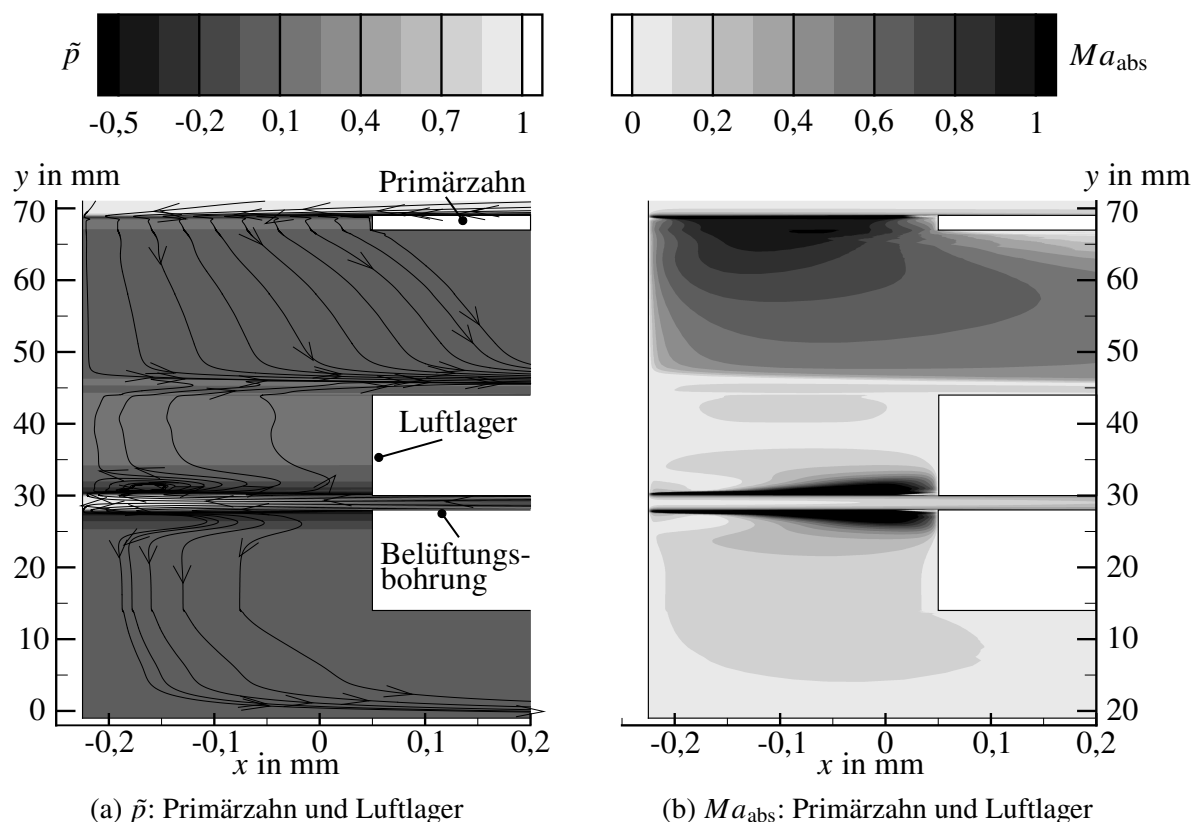


Abbildung 5.5: Skalierte und verzerrte Darstellung der Konturen des dimensionslosen Drucks \tilde{p} und der absoluten Machzahl Ma_{abs} für die Strömung durch die Referenzgeometrie bei $p_V = 3,25$ bar, $p_G = 1,5$ bar und $s = 275$ μm . Die Schnittdarstellungen liegen bei $z = -7,43$ mm.

Für die Referenzgeometrie wird eine Interaktion der Strömungen vom Primärzahn und dem Luftlager beobachtet, ähnlich wie sie von Turnquist et al. (1997) beschrieben ist. Entlang der z -Achse sind Bereiche auszumachen, in denen die Luft vom Primärzahn in das Luftlager eindüst und dieses am Innenradius verlässt. In anderen Bereichen bildet sich oberhalb des Luftlagers ein Staupunkt aus, da die beiden entgegengesetzten Luftstrahlen dort aufeinandertreffen. Es sind in Abbildung 5.6a die Profile der y -Geschwindigkeitskomponente am Luftlagerrand bei $y = 44$ mm über der Spaltweite (x -Achse) bei $z = -7,43$ mm, $z = -26,42$ mm und $z = -37,98$ mm dargestellt. In der Symmetrieebene, die zwischen der Entlüftungsbohrung und der Belüftungsbohrung bei $z = -37,98$ mm (vgl. Lage des Koordinatensystems in Abbildung 3.7) liegt, strömt das Fluid über die gesamte Spaltweite aus dem Luftlager in positiver y -Richtung aus. Die über die x -Achse gemittelte Geschwindigkeit (\cdots) beträgt $30,35$ $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$. In der Nähe des Rotors für $x < -0,1$ mm ist ein Rückgang der Geschwindigkeit mit einem lokalen Minimum bei $x = -0,192$ mm zu verzeichnen. In Richtung der Rotorwand nimmt die Geschwindigkeit wieder leicht zu, bevor sie zur Wand hin auf 0 $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ absinkt. Bis zum Mittelschnitt durch die Belüftungsbohrung bei $z = -7,43$ mm reduziert sich die mittlere Geschwindigkeit (—) und das lokale Minimum verschwindet. In der Spaltmitte zwischen $-0,15$ mm $\leq x \leq 0,02$ mm bildet sich ein Plateau aus bei $u_y = 19,5$ $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$. Aufgrund der Haftbedingungen wird die Strömung zu den

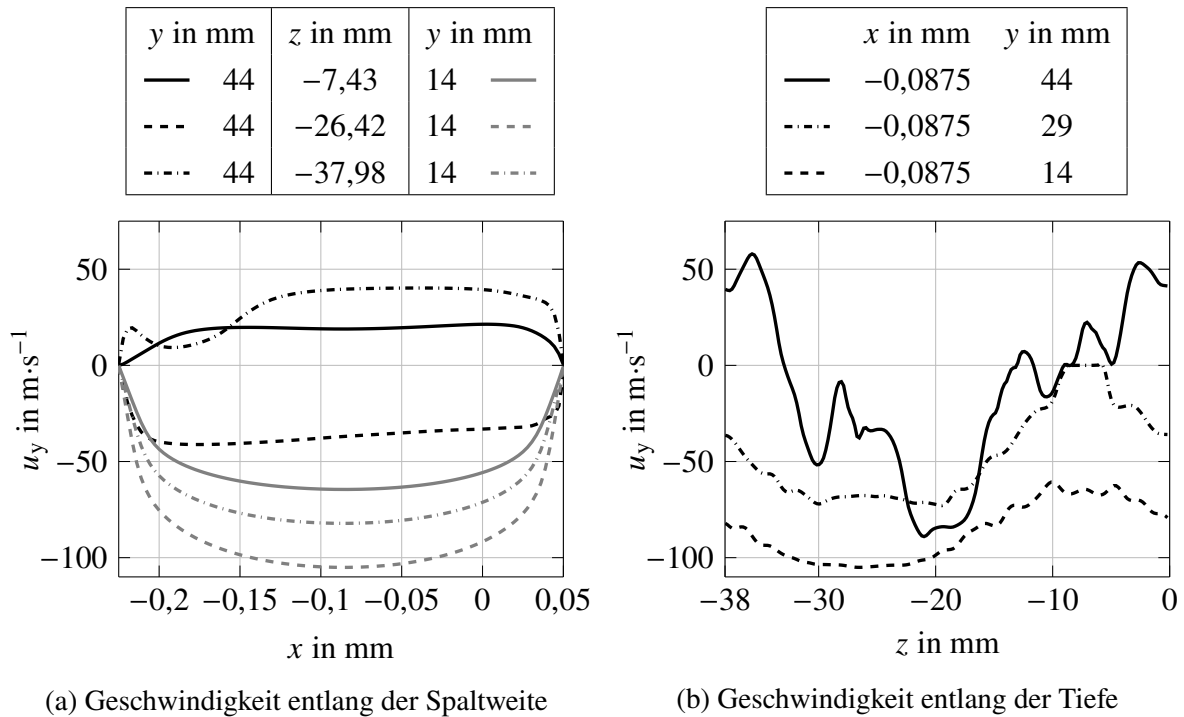


Abbildung 5.6: Profile der Geschwindigkeitskomponente u_y am äußeren und inneren Rand des Luftlagers entlang der x -Achse (Spaltweite) sowie für die Spaltmitte entlang der z -Achse (Tiefe).

Wandungen hin vollständig verzögert. Im Schnitt durch die Achse der Entlüftungsbohrung bei $z = -26,42$ mm (- - -) strömt das Fluid über die gesamte Spaltbreite aus der Entlüftungskammer in das Luftlager ein. Am Innenrand bei $y = 44$ mm (graue Kurven) strömt die Luft entlang der gesamten Spaltbreite aus dem Luftlager aus, was für alle z -Positionen gilt.

In Abbildung 5.6b ist der Verlauf der y -Geschwindigkeitskomponente entlang der Tiefe (z -Achse) im Mittelschnitt durch das Luftlager bei $x = -0,0875$ mm am äußeren (—) und inneren Rand (- - -) sowie in der Luftlagermitte (- · - · -) ($y = 29$ mm) dargestellt. Am äußeren Rand ist eine deutliche Veränderung der Geschwindigkeit entlang der Tiefe zu verzeichnen. Insbesondere im Bereich der Entlüftungsbohrung (-34 mm $< z < -18$ mm) findet eine Überströmung von der Entlüftungskavität in das Luftlager statt und es liegen negative y -Geschwindigkeiten vor. Außerhalb dieses Bereichs nehmen die Geschwindigkeiten zu und sind zwischen -8 mm $< z < -35$ mm ausschließlich positiv. In der Mitte des Luftlagers (- · - · -) ist $u_y = 0$, wo die Luft aus der Belüftungsbohrung in den Spalt eindüst ($-8,43$ mm $\leq z \leq -6,43$ mm), und in allen anderen Regionen negativ. Unterhalb der Entlüftungsbohrung ergeben sich die betragsmäßig höchsten Geschwindigkeiten in negative y -Richtung von etwa -70 m·s⁻¹. Am inneren Rand des Luftlagers (- - -) entspricht der Verlauf von u_y über z qualitativ dem Verlauf in der Luftlagermitte, jedoch wurde die Strömung beschleunigt, weshalb sich ein höherer gemittelter Geschwindigkeitsbetrag ergibt und zentrisch unterhalb der Entlüftungsbohrung Werte von -105 m·s⁻¹ erreicht werden.

Eine Erklärung der Abhängigkeiten folgt aus der Analyse der Stromlinien für die Spaltweiten $s = 1$ mm, 0,5 mm, 0,05 mm bei $p_V = 3,25$ bar und $p_G = 1,5$ bar ($\Delta\tilde{p} = 0,54$) in Abbildung

5.7. Die dargestellten Konturen gelten für die Spaltmitte und sind den numerischen Ergebnissen entnommen worden. Für $s = 1 \text{ mm}$ strömt die Luft vom Primärzahn über die gesamte Breite ($-37,98 \text{ mm} \leq z \leq 0 \text{ mm}$) in das Luftlager bei $y = 44 \text{ mm}$ ein. Der zunächst transsonische Strahl wird in der Entlüftungskavität verzögert, so dass $Ma_{\text{abs}} > 0,2$ am Eintritt in das Luftlager ist. In der Mitte zwischen zwei Belüftungsbohrungen ($z = -26,42 \text{ mm}$) fließt die Luft vom Primärzahn nahezu parallel zur vertikalen Achse durch das Luftlager und verlässt dieses am inneren Rand. Bei $z = -7,5 \text{ mm}$ und $y = 31 \text{ mm}$, also etwas oberhalb der Belüftungsbohrung, bildet sich ein Staupunkt aus. Er ergibt sich, da die Luft aus den Belüftungsbohrungen kreisförmig in den Spalt einströmt und sich folglich auch in positive y -Richtung, entgegengesetzt zum Luftstrahl vom Primärzahn bewegt. Der Impuls der aus der Belüftungsbohrung austretenden Luft ist offensichtlich gering, denn er wird umgehend bis zum Stillstand verzögert und in entgegengesetzte Richtung um die Bohrung herum umgelenkt. Die Umlenkung ist mit einer starken Beschleunigung verbunden. Dies wird durch das hufeisenförmige Gebiet, mit hohen Ma_{abs} rund um die Belüftungsbohrung herum, deutlich. Die Ursache für das Aufstauen und Umlenken ist der Luftstrahl vom Primärzahn, der ebenfalls am Staupunkt um die Bohrung herum abgelenkt und beschleunigt wird. Folglich ergibt sich zwischen zwei benachbarten Belüftungsbohrungen eine Region mit hohen Geschwindigkeiten am inneren Rand des Luftlagers ($-37,98 \text{ mm} \leq z < -11 \text{ mm}$). Der Anteil der über die Bohrung zugeführten Luft, die in das untere Segment ($y < 29 \text{ mm}$) eingedüst wird, strömt vollständig mit moderater Geschwindigkeit aus dem Luftlager bei $y = 14 \text{ mm}$ aus. In diesem Bereich ($-11 \text{ mm} \leq z < 0 \text{ mm}$) liegt entsprechend eine geringere absolute Machzahl vor.

Die beschriebene Strömung ist auch für $s = 0,5 \text{ mm}$ zu beobachten und entspricht den qualitativen Ergebnissen von Turnquist et al. (1997). Bei der reduzierten Spaltweite ist jedoch zu erkennen, dass die Luft über den Primärzahn deutlich stärker beschleunigt wird und sich in der Entlüftungskavität höhere Geschwindigkeiten ergeben. Dennoch wird die Luft über den Eintritt in das Luftlager stärker verzögert oder zuvor in das oben beschriebene Wirbelsystem in der Entlüftungskavität umgelenkt. Bei $y = 44 \text{ mm}$ düst der vom Primärzahn kommende Luftstrahl nur noch für $-5 \text{ mm} < z < -28 \text{ mm}$ direkt in das Luftlager ein. An den übrigen Positionen fließt Luft aus dem lokalen Wirbelsystem in der Kavität der Belüftungsbohrung unmittelbar am Rand des Luftlagers zurück in den Luftlagerspalt. Dort sind deutlich geringere Geschwindigkeiten im Vergleich zur größeren Spaltweite zu beobachten. Gleichzeitig verschiebt sich der Staupunkt über der Belüftungsbohrung in positive y -Richtung und leicht in Richtung positiver z -Werte. Wird der Massenstrom durch die Bohrung auf die über alle N_{BB} Belüftungsbohrungen summierte Austrittsfläche in den Spalt

$$A_{\text{BB},s} = 2 \cdot \pi \cdot r_{\text{BB}} \cdot N_{\text{BB}} \cdot s \quad (5.1)$$

bezogen, ergibt sich ein Maß für die Impulsstromdichte $\dot{m}_{\text{BB},s}/A_{\text{BB}} = \rho \cdot u$. Sie steigt mit sinkender Spaltweite bei konstantem Druckverhältnis an. Es wird angenommen, dass der steigende Impulsstrom, der in positive y -Richtung weist, bei sinkender Spaltweite zunehmend die Ausströmung aus dem Luftlager verdrängt. Tatsächlich kann für $s = 0,05 \text{ mm}$ keine Ausströmung in das Luftlager beobachtet werden und die Strömung in unmittelbarer Umgebung der Bohrung ist, wie für Gleitlager zu erwarten, achsensymmetrisch zur Bohrungsaachse ($y = 29 \text{ mm}$). Auf-

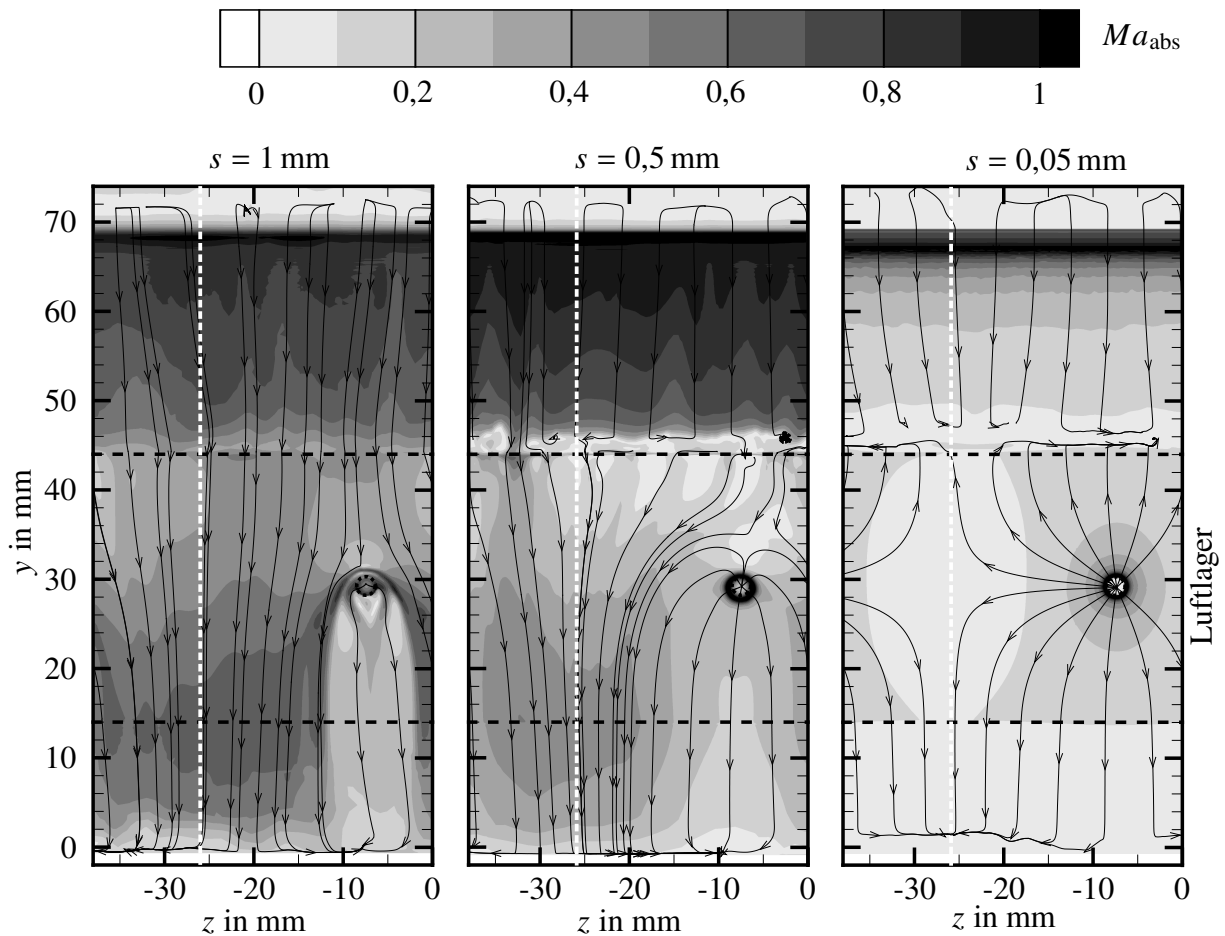


Abbildung 5.7: Konturen der absoluten Machzahl Ma_{abs} in der Mittelebene des Dichtspalts mit eingezeichneten Stromlinien für die Referenzgeometrie bei verschiedenen Spaltweiten und $p_V = 3,25$ bar sowie $p_G = 1,5$ bar. Die Mittellachse zwischen zwei Belüftungsbohrungen ist mit einer weißen Strichlinie markiert.

fallend ist auch die deutlich reduzierte Geschwindigkeit des Luftstrahls vom Primärzahn. Die Strömungsgeschwindigkeiten in der Entlüftungskavität sind deutlich geringer bei der geringsten untersuchten Spaltweite $s = 0,05$ mm, was auf den reduzierten Massenstrom zurückzuführen ist. Für die vier numerisch untersuchten Spaltweiten $s = 1$ mm, $0,5$ mm, $0,275$ mm und $0,05$ mm ist ein Anstieg der Impulsstromdichte am Primärzahn von $s = 1$ mm bis $0,275$ mm zu verzeichnen. Die Reduktion auf $s = 0,05$ mm führt jedoch demgegenüber zu einer Reduktion der Impulsstromdichte. Somit ist zu vermuten, dass es bei konstanten Druckrandbedingungen eine Spaltweite gibt, für die der Impuls der Strömung aus der Belüftungsbohrung gerade ausreicht, um eine Ausströmung in das Luftlager zu verhindern.

In der Abschlussarbeit von Tadiello (2020) wird zur Identifikation einer Strömung, die in das Luftlager eindringt, der Koeffizient

$$\Psi = \frac{1}{A} \iint_A \frac{\vec{u} \cdot \vec{n}}{|\vec{u} \cdot \vec{n}|} dA \quad (5.2)$$

vorgeschlagen. Dabei ist A die durchströmte Fläche am oberen Luftlagerrand bei $y = 44$ mm, \vec{u} der Geschwindigkeitsvektor und \vec{n} der Normaleneinheitsvektor der Fläche in y -Richtung. Sofern $\Psi = 1$ gilt, strömt ausschließlich Fluid in positive y -Richtung aus dem Luftlager aus. Für $\Psi < 1$ gibt es lokale Ausströmbereiche. Ist $\Psi = -1$ strömt Fluid über die gesamte Fläche aus der Entlüftungskavität in das Luftlager ein. Für die hier untersuchten Fälle ergeben sich für $s = 50$ μm Koeffizienten $\Psi = 1$. Bei allen übrigen Punkten tritt Überströmung auf und es gilt $\Psi < 1$. Grundsätzlich ergibt sich eine Verringerung von Ψ mit steigender Spaltweite s .

Die Untersuchungen von Zimmermann et al. (2018) bzw. Zimmermann (2021) wurden ebenfalls an einen ebenen Dichtsegment durchgeführt. Zimmermann et al. gehen von einem zur Achse der Belüftungsbohrung symmetrischen Strömungsprofil im Luftlager aus, was durch die Messdaten in guter Näherung belegt wird. Aus den veröffentlichten Daten kann kein direkter Schluss auf die zugrundeliegenden Betriebsbedingungen und Spaltweiten gezogen werden, was einen direkten Vergleich erschwert. Allerdings nutzen die Autoren zur Bestimmung des Dichtspalts Sensoren der Firma Capacitec (HPT-150), mit einem Messbereich von 3,81 mm und geben einen absoluten Messfehler von 21 μm an (Zimmermann et al., 2017). Unter der Annahme, dass dieser Fehler auch bei den Ergebnissen von Zimmermann et al. (2018) gilt, können die Spaltweiten auf Basis der Fehlerbalken abgeschätzt werden. Demnach liegen die gemessenen Spaltweiten im Bereich von etwa 100 μm bis 2 mm. Zum Vergleich mit dem hier beschriebenen Betriebspunkt eignet sich ein Fall mit Spaltweite 290 μm , den die Autoren diskutieren. Für diesen Fall beschreiben Zimmermann et al. (2018) eine symmetrische Ausströmung aus der Belüftungsbohrung in das Luftlager und stellen fest, dass es keine Anzeichen für eine Überströmung gibt. Zwar ist das Druckniveau nicht bekannt, jedoch wurde oben gezeigt, dass es für die Überströmung keine Rolle spielt. Sowohl bei den im Rahmen dieser Arbeit vorliegenden wie auch bei den Ergebnissen von Zimmermann et al. (2018) wurden unter- und überkritische Druckverhältnisse untersucht.

Die wesentlichen Unterschiede könnten in der untersuchten Geometrie des Rotors liegen. Zimmermann et al. (2018) skizzieren einen Rotor mit Absatz wie in Abbildung 2.3a dargestellt, so dass die Vermutung nahe liegt, dass die Strömungen vom Luftlager und Primärzahn geometrisch entkoppelt sind (Turnquist et al., 1999b). Die im Rahmen der vorliegenden Arbeit diskutierte Referenzgeometrie ist aus einer Reihe von Patenten über adaptive Gleitringdichtungen (Moore, 1968, Pope, 1994 und Brauer et al., 2004) abgeleitet. Die hier diskutierte Konstruktion weist, im Gegensatz zur Skizze von Zimmermann et al. (2018), einen glatten Rotor auf, so dass ein Luftstrahl vom Primärzahn ungehindert auf das Luftlager treffen kann.

Das hier verwendete numerische Verfahren zur Berechnung des Strömungsfelds einer generischen axial adaptiven Gleitringdichtung mit Lufteinblasung liefert eine gute Übereinstimmung mit den experimentellen Ergebnissen am ebenen statischen Prüfstand. Damit liegen erstmals

valide Daten für das Strömungsfeld einer vollständig geometrisch definierten adaptiven Gleichstromdichtung mit Lufteinblasung vor. Die diskutierten Ergebnisse für das Strömungsfeld sind in guter Übereinstimmung mit bereits veröffentlichten Ergebnissen aus der Literatur. Damit ist belegt, dass sich das numerische Verfahren auch für quantitative Vorhersagen des Betriebsverhaltens eignet.

Für die Asymmetrie im Luftlager macht Zimmermann (2021) einen vom Gegendruck abweichenden Druck in der Entlüftungskavität verantwortlich. Dieser wird maßgeblich durch die Gestaltung der Entlüftung bzw. die Strömung in der Entlüftungskavität bestimmt. Es muss folglich untersucht werden, inwiefern sich die Trennung der Strompfade auf die Überströmung und folglich die Asymmetrie im Luftlager auswirkt. Daher werden im folgenden Kapitel Ergebnisse für die Referenzgeometrie mit angebrachtem Strömungsumlenker präsentiert, der zur Trennung der Strompfade dient. Kann gezeigt werden, dass die Trennung der Strompfade ausreicht, um stets ein symmetrisches Strömungsprofil im Luftlager zu erhalten, hat dies unmittelbar Auswirkungen auf den Auslegungsprozess. Denn nach Wilhelm et al. (2019a) und Zimmermann et al. (2019) lassen sich dann die thermodynamischen Randbedingungen sowie der Massenstrom und die Spaltdrücke für das Labyrinth und das Luftlager einfach skalieren.

6 Einfluss eines Strömungsumlenkers auf das stationäre Betriebsverhalten

Die Trennung der Strompfade durch das Labyrinth und die Gleitringdichtung kann den Auslegungsprozess einer axial adaptiven Gleitringdichtung mit Lufteinblasung erheblich vereinfachen. Der Ansatz liegt nahe, dass bei Entkopplung der Strömungen durch Labyrinth und Luftlager eine getrennte Auslegung für beide Komponenten erfolgen kann. So könnten optimale Lösungen für die Einzelkomponenten im Vorfeld gefunden werden, die zusammengesetzt eine optimale Konfiguration einer axial adaptiven Dichtung ergeben. Im ersten Teil dieses Kapitels wird gezeigt, dass ein Überströmkoeffizient $\Psi = 1$ unabhängig von den anliegenden Drücken und Spaltweiten gelten muss, um beide Strompfade getrennt voneinander betrachten zu können. Dazu wird die von Turnquist et al. (1999a) patentierte Konstruktion mit einem Strömungsumlenker (SU) zunächst detailliert untersucht. Im Anschluss werden die Ergebnisse mit den Resultaten für die Referenzgeometrie (s. Kapitel 5) verglichen und gezeigt, wie sich die Aufteilung der Strompfade auf das Betriebsverhalten auswirkt.

6.1 Trennung der Strompfade

Der Strömungsumlenker (SU) ist mittig in der Entlüftungskavität bei $y = 56$ mm am Rotor angebracht. Er ist 4 mm breit (in y -Richtung), ragt 5 mm (in x -Richtung) in die Entlüftungskavität und erstreckt sich über die gesamte Tiefe des Versuchsträgers (in z -Richtung). Die Variante ist in Abbildung 6.1a dargestellt. Am Rotor sind die Ecken zur einfacheren Fertigung mit einem Radius von 1 mm abgerundet. Die übrigen Kanten sind scharfkantig und gratfrei ausgeführt. Die Stromlinien für den numerisch untersuchten Fall mit $p_V = 3,25$ bar, $p_G = 1,5$ bar und $s = 275$ μm sind in Abbildung 6.1a eingezeichnet, was dem in Abschnitt 5 untersuchten Fall ohne Strömungsumlenker entspricht. Es wird deutlich, dass der Strahl aus dem Primärzahn weiterhin entlang des Rotors in die Entlüftungskavität eindüst, bis er am Strömungsumlenker in axiale Richtung umgeleitet wird. Ein Teil des Luftstrahls wird direkt in die Entlüftungsbohrungen geleitet (in der Darstellung nicht sichtbar). Für -34 mm $< z < -18$ mm, wo dichtungsseitig keine Entlüftungsbohrung sondern eine Wand ist, trifft der Strahl auf die Dichtungswand und teilt sich in zwei Wirbel auf. Dies ist in Abbildung 6.1b dargestellt. Oberhalb des SU bildet sich ein Wirbel mit positivem und unterhalb entsprechend mit negativem Drehsinn bezüglich der z -Achse aus. Der untere Wirbel interagiert mit dem Luftstrahl aus dem Luftlager, drückt diesen an den Rotor, bevor die Strahlen vom SU in axiale Richtung umgelenkt werden und stromab durch die Entlüftungsbohrungen entweichen. Durch die finite Anzahl an Entlüftungs- und Belüftungsbohrungen ergibt sich in der Entlüftungskavität eine dreidimensionale Strömung. Dies erklärt die ungleichmäßige Einströmung in die Entlüftungsbohrung und wurde für die Referenzgeometrie bereits beschrieben.

Qualitativ ist die gewünschte Funktion des Strömungsumlenkers damit für einen Betriebspunkt gezeigt. Bevor nun der Einfluss auf die Druckverteilung im Luftlager diskutiert wird, kann seine Funktionsweise auch quantitativ für nahezu alle Versuchspunkte mit Hilfe des Überströmkoeffizienten Ψ belegt werden. Während für die Referenzgeometrie lediglich bei den drei

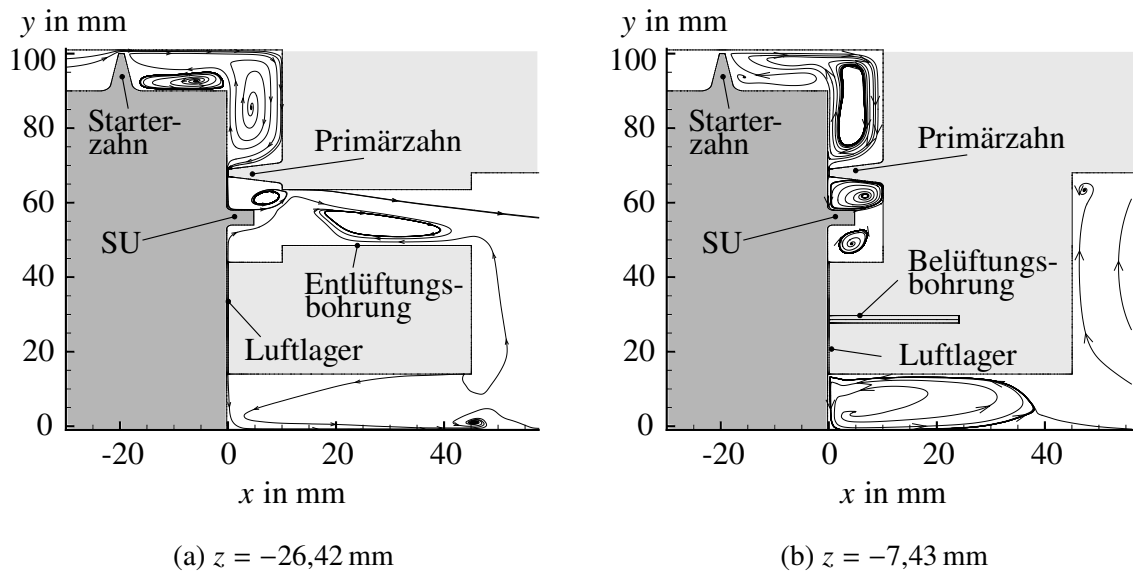


Abbildung 6.1: Geometrie für das Modell mit Strömungsumlenker (SU) mit eingezeichneten Stromlinien für den Betriebszustand $p_V = 3,25$ bar, $p_G = 1,5$ bar und $s = 275$ μm bei (a) $z = -26,42$ mm und (b) $z = -7,43$ mm.

Versuchspunkten mit $s = 50$ μm ein $\Psi = 1$ vorliegt, ergeben sich bei der Geometrie mit Strömungsumlenker nur drei Fälle mit $\Psi < 1$ für $s > 434$ μm (vergleiche Tabelle 6.1), wobei für alle Fälle ein $\Psi > 0,6$ gilt. Bei der Referenzgeometrie treten für $s > 275$ μm bereits Werte $\Psi < 0$ auf, was bedeutet, dass auf mehr als der Hälfte der Fläche am Luftlageraußenrand Fluid in das Luftlager eintritt und folglich ein großflächiger Einfluss auf das Druckfeld im Luftlager zu erwarten ist.

In Abbildung 6.2 sind die relativen Abweichungen an den Druckbohrungen zwischen den Ergebnissen der Numerik und dem Experiment für die Geometrie mit Strömungsumlenker dargestellt. Es ist eine hervorragende Übereinstimmung festzustellen mit Abweichungen kleiner $\pm 3\%$ für alle Bohrungen, die sich außerhalb des Expansionsgebiets rund um die Belüftungsbohrung befinden. Die restlichen Bohrungen (14, 18, 25, 30, 33 und 40) weisen größere Abweichungen unter $\pm 17\%$ auf, was in Übereinstimmung mit den zu erwartenden Fehlern nach Zimmermann et al. (2018) ist. Die Abweichung bezüglich des Massenstroms liegt bei unter $\pm 3,51\%$. Davon ausgenommen sind die drei Fälle mit $s = 50$ μm sowie der Fall mit $s = 116$ μm und $p_V = 2,37$ bar, für die die geringsten Massenströme von $\dot{m}_{D,\text{korr}} < 16$ $\text{g}\cdot\text{s}^{-1}$ auftreten. Für diese Versuche steigt mit sinkendem Massenstrom die Abweichung von $-9,28\%$ bei $\dot{m}_{D,\text{korr}} = 15,7$ $\text{g}\cdot\text{s}^{-1}$ auf $-57,3\%$ bei $\dot{m}_{D,\text{korr}} = 5,6$ $\text{g}\cdot\text{s}^{-1}$, was auf einen steigenden Messfehler im Experiment zurückzuführen ist. Mit sinkendem Massenstrom nimmt die Druckdifferenz über der Messblende ab und erreicht die untere Grenze des Messbereichs des Differenzdruckaufnehmers. Nahe der Messbereichsgrenzen nimmt die Messunsicherheit des Differenzdruckaufnehmers und folglich der Fehler des berechneten Massenstroms zu. Die numerischen Ergebnisse sind damit als valide zu betrachten und können zur Auswertung der Druckverteilung und zur Bestimmung von Spaltdruckkorrelationen genutzt werden. Die experimentell ermittelten und um parasitäre Leckagen korrigierten Massenströme sind für alle berechneten Versuchspunkte in Tabelle 6.1 zusammengefasst. Es ist anzumerken, dass sich der Massenstrom weder in den numerischen noch experimentellen Er-

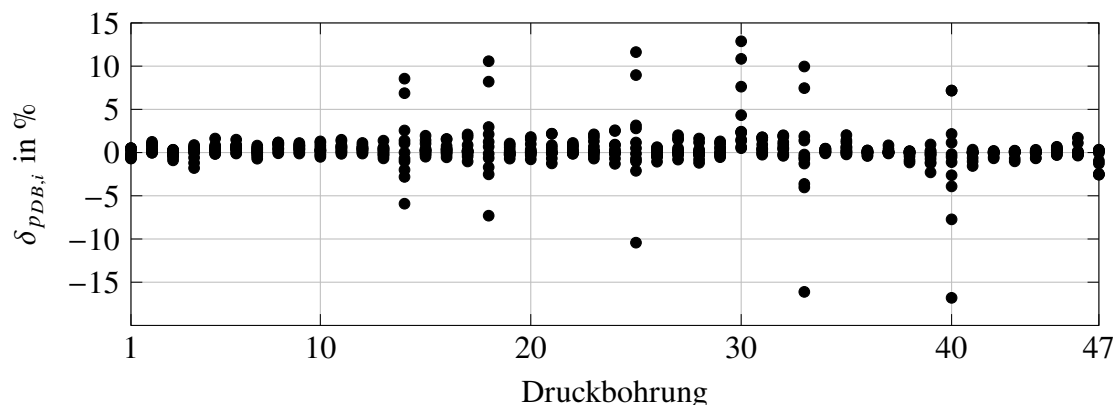


Abbildung 6.2: Relativen Abweichungen an den Druckbohrungen zwischen Experiment und Numerik für die Geometrie mit Strömungsumlenker am Prüfstand für ebene statische Dichtungsmodelle.

gebnissen zwischen beiden untersuchten Geometrievarianten unterscheidet. Die geringfügigen Abweichungen liegen im Rahmen möglicher Messfehler bzw. Korrelationsfehler zur Bestimmung der parasitären Leckagen.

Die Auswirkungen eines Überströmkoeffizienten $\Psi < 1$ auf die Druckverteilung im Luftlager wird durch die Druckverläufe in Abbildung 6.3 deutlich. Dargestellt sind die Konturen des dimensionslosen Drucks \tilde{p} für die Referenzgeometrie sowie die Geometrie mit Strömungsumlenker für die drei Spaltweiten $s = 50 \mu\text{m}$, $275 \mu\text{m}$ und $500 \mu\text{m}$ bei $p_V = 3,25 \text{ bar}$ und $p_G = 1,5 \text{ bar}$. Bei $s = 500 \mu\text{m}$ strömt für die Referenzgeometrie nahezu über den gesamten Dichtspalt am äußeren

Tabelle 6.1: Vergleich der Überströmkoeffizienten Ψ und des Massenstroms $\dot{m}_{D,\text{korr}}$ bei der Referenzgeometrie (RG) und der Geometrie mit Strömungsumlenker (SU) bei $p_G = 1,5 \text{ bar}$

p_V bar	s μm	Ψ_{RG}	Ψ_{SU}	$\dot{m}_{D,\text{korr,RG}}$ $\text{g}\cdot\text{s}^{-1}$	$\dot{m}_{D,\text{korr,SU}}$ $\text{g}\cdot\text{s}^{-1}$
2,0	275	-0,09	1	29,08	28,25
2,37	50	1	1	4,98	3,59
2,37	116	0,93	1	15,51	14,38
2,37	434	-0,78	0,82	56,55	56,65
3,25	50	1	1	8,29	6,33
3,25	275	-0,22	1	56,49	56,11
3,25	500	-0,97	0,62	93,04	93,04
4,13	50	1	1	10,75	9,78
4,13	116	0,59	1	28,91	29,92
4,13	434	-0,51	0,94	105,73	105,95
4,5	275	-0,05	1	79,01	79,15

Luftlagerrand bei $y = 44$ mm Luft zurück in das Luftlager und es gilt $\Psi = -0,97$. Infolgedessen ergibt sich ein unsymmetrisches Druckfeld bezüglich der Mittelachse bei $y = 29$ mm (Abbildung 6.3a). In der oberen Hälfte ergeben sich deutlich höhere Drücke von $0,1 \leq \tilde{p} < 0,25$ gegenüber denen in der unteren Hälfte von $-0,05 \leq \tilde{p} < 0,1$. Um die Belüftungsbohrung herum bilden sich kreisförmige Expansionsgebiete aus, die in Richtung der unteren Luftlagerhälfte oval verzogen sind. Die Asymmetrie ist eine direkte Folge der Strömung in das Luftlager, die der in positive y -Richtung expandierenden Strömung aus der Belüftungsbohrung entgegen gerichtet ist und in einem Staupunkt oberhalb der Belüftungsbohrung resultiert. Im unteren Bereich fließt die Luft ungehindert bis zum Austritt aus dem Luftlager bei $y = 14$ mm. Der über die Luftlagerfläche gemittelte Druck $\bar{p}_{5, \text{RG}} = 1,62$ bar liegt leicht über dem Gegendruck $p_G = 1,5$ bar. Im Gegensatz dazu ist die Druckverteilung bei der Geometrie mit Strömungsumlenker vollständig symmetrisch bezüglich der Mittelachse, wie in Abbildung 6.3b dargestellt ist. Die Belüftungsbohrung ist von einem kreisrunden Expansionsgebiet umgeben, mit lokalem Unterdruck innerhalb eines Radius von etwa 5 mm. Auf der restlichen Fläche liegt nahezu der Gegendruck an und der gemittelte Druck $\bar{p}_{5, \text{SU}} = 1,49$ bar ist entsprechend niedriger im Vergleich zur Referenzgeometrie. Mit abnehmender Spaltweite steigt der Überströmungskoeffizient und das von der Überströmung beeinflusste Gebiet im Luftlager verkleinert sich, wie in Abbildung 6.3c deutlich wird. Auch für die auf $s = 275$ μm reduzierte Spaltweite ist das Expansionsgebiet leicht in Richtung der unteren Luftlagerhälfte verzerrt. Allerdings schrumpft das Gebiet für beide Geometrien. Rund um den Austritt der Belüftungsbohrung sinkt gleichzeitig das Druckniveau weiter ab. Folglich ist die Expansion am Auslass der Belüftungsbohrung stärker bei reduzierter räumlicher Ausprägung, was mit hohen Druckgradienten und in der Folge erhöhten Strömungsgeschwindigkeiten einher geht. Der flächengemittelte Druck fällt auf $\bar{p}_{5, \text{RG}} = 1,59$ bar und bleibt für die Geometrie mit Strömungsumlenker konstant bei $\bar{p}_{5, \text{SU}} = 1,49$ bar (Abbildung 6.3d). Wird die Spaltweite weiter reduziert, ergeben sich für beide Geometrien nahezu identische und symmetrische Verläufe, was aufgrund $\Psi_{\text{RG}} = \Psi_{\text{SU}} = 1$ bei identischen Druckrandbedingungen zu erwarten ist (vergleiche Abbildungen 6.3e und f). Das Expansionsgebiet ist auf einen Radius von 1,33 mm um die Mittelachse der Belüftungsbohrung geschrumpft. Für die Gebiete außerhalb dieses Radius ergeben sich kreisförmige Bereiche mit lokal erhöhtem Druck gegenüber dem Gegendruck p_G die sich oval in z -Richtung mit steigendem Abstand zur Bohrungssachse verzerren. Zwischen zwei Belüftungsbohrungen ergibt sich ein Staupunkt auf der Mittelachse des Luftlagers bei $z = -26,42$ mm und $y = 29$ mm. Für die Referenzgeometrie ist das den Staupunkt umgebende Gebiet mit erhöhtem Druck in y -Richtung breiter im Vergleich zur Geometrie mit Strömungsumlenker. Aus diesem Grund ergeben sich die leicht unterschiedlichen gemittelten Drücke $\bar{p}_{5, \text{RG}} = 1,68$ bar und $\bar{p}_{5, \text{SU}} = 1,67$ bar.

Die symmetrischen Druckverläufe für alle diskutierten Spaltweiten im Fall der Geometrie mit Strömungsumlenker ähneln den von Zimmermann et al. (2018) und Zimmermann (2021) diskutierten Verläufen. Die Ausbildung des Unterdruckgebiets sowie dessen Schrumpfen mit sinkender Spaltweite entsprechen dem Zwei-Regionen-Modell von Mori (1961), das in Kapitel 2.3 beschrieben ist. Die zuvor gefundenen Abweichungen zu den Ergebnissen für die Referenzgeometrie sind eindeutig auf die Strömung aus der Entlüftungskavität in das Luftlager zurückzuführen. Durch die aerodynamische Entkopplung der Strömungen durch das Primär-

zahnlabrynth und durch das Luftlager ist es möglich, die Auslegung für beide Komponenten unabhängig voneinander vorzunehmen. Für eine Entkopplung muss $\Psi = 1$ gelten. Damit der Skalierungsansatz von Wilhelm et al. (2019a) angewendet werden kann, muss darüber hinaus der Druck in der Entlüftungskavität nahezu dem Gegendruck entsprechen. Nur dann sind die am Labrynth und am Luftlager anliegenden Druckrandbedingungen identisch.

Im Folgenden werden die experimentellen Ergebnisse am Dichtungsmodell mit ebener statischer Anordnung im Detail präsentiert. Dafür wird im nächsten Abschnitt zunächst auf die Bestimmung der Spalt- und Kammerdrücke eingegangen.

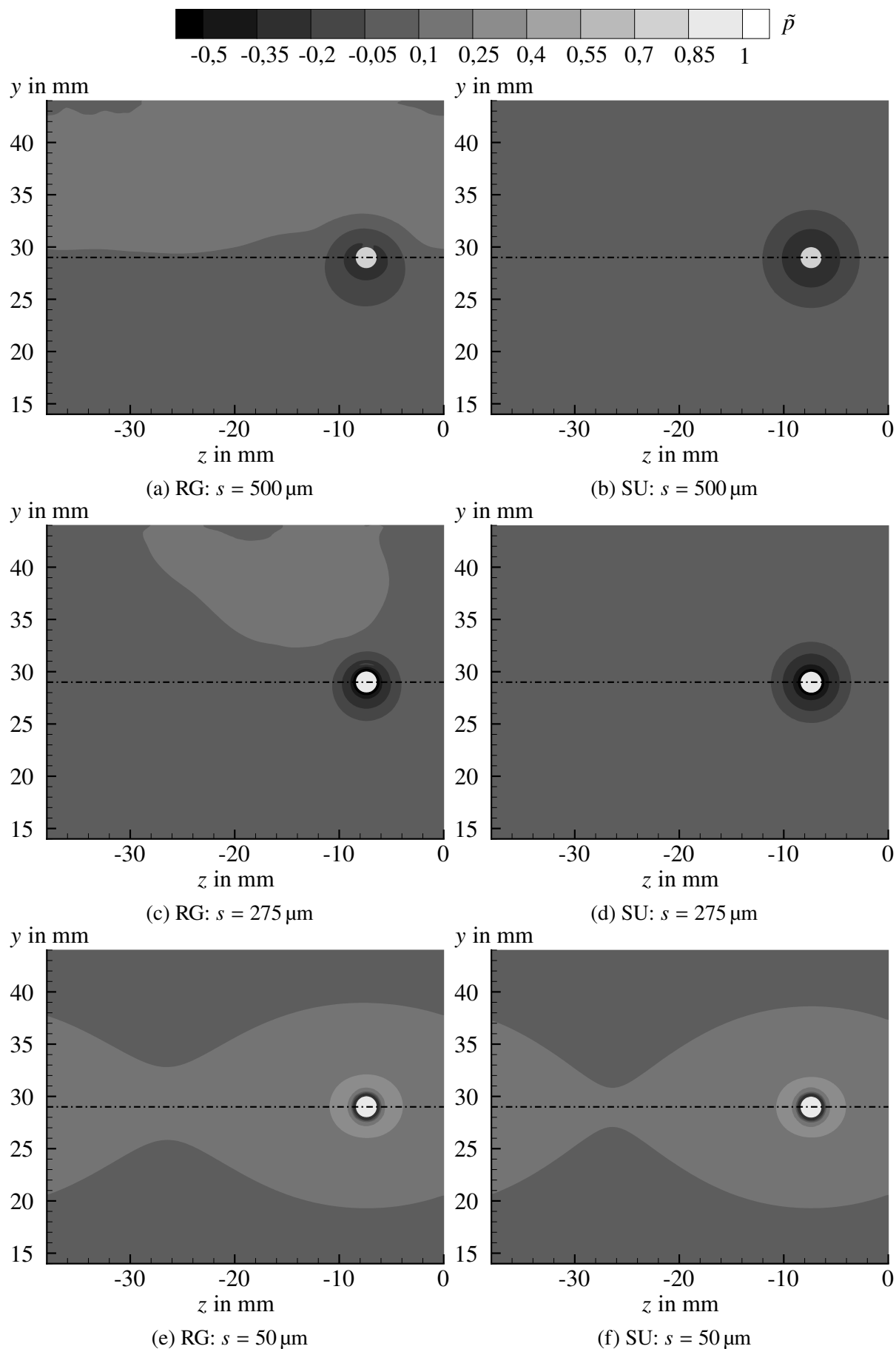


Abbildung 6.3: Druckverläufe \tilde{p} auf der Luftlagerfläche der Geometrien RG (links) und SU (rechts) für die Spaltweiten $s = 50 \mu\text{m}, 275 \mu\text{m}$ und $500 \mu\text{m}$ bei $p_V = 3,25$ bar.

6.2 Ermittlung der Spalt- und Kammerdrücke

Bevor auf die experimentellen Ergebnisse und Berechnungsansätze eingegangen werden kann, wird in diesem Abschnitt geprüft, wie die Berechnung der wirkenden Kräfte aus den gemessenen Drücken entlang der Dichtung erfolgen kann. Dazu werden verschiedene Ansätze geprüft und mit den aus den numerischen Ergebnissen bestimmten flächengemittelten Druckkräften verglichen.

Die über die jeweiligen Flächen gemittelten Drücke \bar{p}_2 - \bar{p}_5 (s. Abbildung 5.1) können aus den numerischen Ergebnissen unmittelbar abgeleitet werden. Im Gegensatz dazu wird im Experiment der Druck nur an einer diskreten Anzahl an Messstellen erfasst. Zum Vergleich der Drücke \bar{p}_2 und \bar{p}_4 steht lediglich jeweils eine Druckmessbohrung zur Verfügung. Auf der Dichtfläche am Primärzahn ist keine Druckbohrung angebracht und folglich gibt es keinen Vergleichspunkt für \bar{p}_3 . Im Luftlager liegen hingegen 45 Druckbohrungen vor, mit denen \bar{p}_5 berechnet werden kann. Die Positionen der Druckbohrungen sind in Abbildung 3.7 gezeigt und in Tabelle A.3 aufgelistet.

Die Berechnungsvorschriften für die gemittelten Spalt- und Kammerdrücke werden mit den aus den numerischen Simulationen gewonnen gemittelten Drücken verglichen, um eine Bewertung der Verfahren zu ermöglichen. Dies ist möglich, da zuvor bereits verdeutlicht wurde, dass die numerischen Ergebnissen quantitativ belastbar sind. Die exakten Positionen der im folgenden nummerierten Druckbohrungen können Tabelle A.3 entnommen werden.

Der gemittelte Druck \bar{p}_1 auf der Fläche A_1 entspricht in allen numerisch berechneten Versuchspunkten dem Vordruck p_V . Zudem existiert im Experiment keine Druckmessbohrung an dieser Fläche. Daher gilt der Zusammenhang

$$\bar{p}_1 = p_V. \quad (6.1)$$

In Abbildung 6.2 ist die Übereinstimmung zwischen den Drücken im Experiment und der Numerik an den Messpositionen bereits belegt. In der Kavität zwischen Starter- und Primärzahn ist nur eine Druckbohrung vorhanden. Der Ansatz für den flächengemittelten Druck \bar{p}_2 lautet

$$\bar{p}_2 = p_{DB,46}. \quad (6.2)$$

Mit den numerischen Ergebnissen kann dies bestätigt werden. Für alle untersuchten Betriebspunkte weichen die gemittelten Drücke $\bar{p}_{2,Num}$ von den ebenfalls in der Numerik bestimmten lokalen Drücken $p_{DB,46,Num}$ um weniger als $\pm 0,32\%$ ab, die gemittelte Abweichung liegt bei $0,06\%$. Mit Gleichung (6.2) kann folglich in hervorragender Näherung der gemittelte Kammerdruck \bar{p}_2 aus den experimentellen Daten bestimmt werden.

Der Druck \bar{p}_3 im Dichtspalt auf dem Primärzahn kann im vorliegenden Aufbau nicht direkt gemessen werden. Der Druck hängt jedoch stark vom lokalen Strömungsfeld im Dichtspalt ab. Wie in Abbildung 5.5b dargestellt ist, bildet sich am Einlass über dem Primärzahn ein Ablösegebiet aus. Je nach Druckverhältnis und dem Verhältnis b/s zwischen der Spitzenbreite b und der Spaltweite s bleibt der Luftstrahl entweder über die gesamte Spaltbreite abgelöst oder legt sich im Spalt erneut an die Wand an (Denecke, 2008). Der Einfluss der genannten Effekte auf den Druck \bar{p}_3 müsste in Abhängigkeit der Geometrie, der umgebenden Drücke \bar{p}_2 bzw. \bar{p}_4

sowie der Spaltweite s genau untersucht werden, um eine geeignete Vorhersage zu ermöglichen. Aus der Literatur sind jedoch keine analytischen Ansätze oder empirischen Korrelationen zur Abschätzung von \bar{p}_3 bekannt. Der Wanddruck geht in die Berechnung der Öffnungskräfte nach Gleichung (4.8) ein. Für den ebenen Aufbau hat die resultierende Kraft F_3 für alle 11 untersuchten Punkte einen Anteil an der Öffnungskraft von weniger als 1,9% und ist damit mindestens um eine Größenordnung geringer als die übrigen Kräfte. Dabei ist anzumerken, dass für die vorliegende Dichtspitze $b/s \geq 2$ gilt, da die Dichtspitze vergleichsweise breit gestaltet wurde. Typischerweise werden Labyrinthdichtspitzen mit einem Verhältnis $b/s \approx 1$ gestaltet (Denecke, 2008). Mit sinkendem b/s reduziert sich auch die Primärzahnfläche A_3 und folglich F_3 . Ihr Anteil an der Öffnungskraft ist für typische Labyrinthdichtungen entsprechend noch geringer. Aus den jüngsten Patenten axial adaptiver Gleitringdichtungen mit Lufteinblasung geht hervor, dass die Primärzahngeometrie stark einem Labyrinthzahn ähnelt. Insofern wird vereinfachend angenommen, dass

$$\bar{p}_3 = \bar{p}_4 \quad (6.3)$$

gilt. Mit $\bar{p}_4 \approx 1,5 \text{ bar} = \text{konst.}$ ergeben sich für alle Versuchspunkte nahezu konstante Kräfte auf den Primärzahn von $F_3 \approx 84 \text{ N}$. In den numerischen Ergebnissen hingegen variiert die Kraft zwischen $60 \text{ N} \leq F_3 \leq 146 \text{ N}$ in Abhängigkeit der Druckdifferenz und Spaltweite. Trotz dieser Abweichungen besteht nur ein geringer Einfluss auf die gesamte Kräftebilanz. Deshalb ist die Vereinfachung nach Gleichung (6.3) gerechtfertigt.

Der Druck in der Entlüftungskavität \bar{p}_4 kann nach dem gleichen Prinzip wie \bar{p}_2 bestimmt werden. Die Abweichungen zwischen dem über die Fläche gemittelten Druck $\bar{p}_{4,\text{Num}}$ und dem lokalen Druck $p_{\text{DB},47,\text{Num}}$ liegen bei unter 2,2%, im Mittel bei 0,7%. Folglich wird der Kammerdruck

$$\bar{p}_4 = p_{\text{DB},47} \quad (6.4)$$

durch den Druck an der Druckbohrung 47 bestimmt.

Zur Bestimmung des über die Fläche gemittelten Drucks im Luftlager \bar{p}_5 werden die Daten der Druckbohrungen 1-25 benutzt. Sie dienen als Stützstellen für eine flächige Interpolation auf Basis eines kubischen Delaunay-Triangulationsverfahrens. Das Ergebnis dieses Verfahrens ist in Abbildung 6.4 für beide Geometrien und die Spaltweite $s = 500 \mu\text{m}$ bei $p_V = 3,25 \text{ bar}$ und $p_G = 1,5 \text{ bar}$ dargestellt. Die 25 Druckbohrungen, die für die Interpolation genutzt werden, befinden sich nur im oberen rechten Quadranten ($x_{\text{BB}} \geq 0$ und $y_{\text{BB}} \geq 0$) und sind mit (○) gekennzeichnet. Zur Erzeugung des Gesamtbilds wird das Druckprofil zunächst an der Ordinate und anschließend an der Abszisse gespiegelt. Folglich entsteht ein symmetrisches Druckprofil. Die Kreise in den gespiegelten Quadranten entsprechen den Druckbohrungen 26-45, die achsensymmetrisch zu einigen Bohrungen im oberen rechten Quadranten angeordnet wurden. Sie werden zur Überprüfung der Symmetrieannahme genutzt. Für jede ausgefüllte Markierung (●) (Abbildung 6.4a) weicht der gemessene Druck um mehr als 4% von der Referenzmessstelle ab. In diesem Fall ist von einem asymmetrischen Druckverlauf auszugehen. Als Beispiel kann Abbildung 6.4a mit dem numerischen Ergebnis für den gleichen Betriebspunkt in Abbildung 6.3a verglichen werden. Offensichtlich liegt hier eine asymmetrische Druckverteilung vor, wie für die Referenzgeometrie bei dieser Spaltweite zu erwarten ist. Für die Geometrie mit SU hingegen

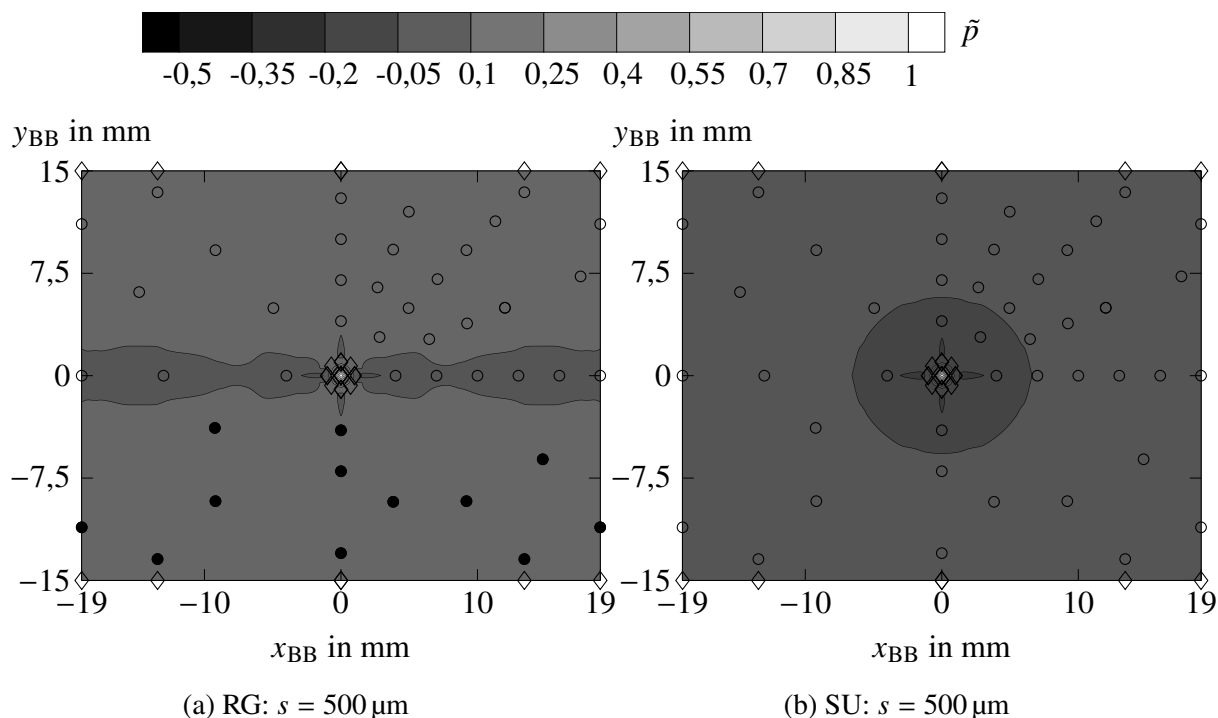


Abbildung 6.4: Druckverläufe \tilde{p} auf der Luftlagerfläche der Geometrien RG und SU für die Spaltweite $s = 500 \mu\text{m}$ bei $p_V = 3,25 \text{ bar}$ und $p_G = 1,5 \text{ bar}$. Die Positionen der Druckbohrungen sind mit (o) markiert. (diamond) symbolisieren virtuelle Messpunkte und (bullet) weisen auf ein asymmetrisches Druckprofil hin.

ist aus Abbildung 6.4b ein symmetrischer Verlauf zu folgern, der in sehr guter Näherung dem Verlauf in Abbildung 6.3b entspricht.

Allerdings wird der Druck im Expansionsgebiet rund um die Belüftungsbohrung in allen Fällen mit zu hohen Werten wiedergegeben. Das liegt zum Einen an fehlenden Bohrungen im Nahbereich der Belüftungsbohrung und zum Anderen an den großen Messfehlern, die aufgrund großer Druckgradienten zu erwarten sind. Um in diesem Bereich dennoch sinnvoll interpolieren zu können, wurden drei virtuelle Druckstützstellen (diamond) an den Koordinaten $(0|1)$, $(0,71|0,71)$ und $(1|0)$ hinzugefügt, an denen der gleiche Druck angenommen wird, wie an den Positionen $(0|4)$, $(2,83|2,83)$ und $(4|0)$. Entsprechend wurden am Außenrand des Luftlagers bei $(0|15)$, $(13,44|15)$ und $(18,99|15)$ drei weitere virtuelle Stützstellen erstellt, für die jeweils der gleiche Druck wie an den nahe gelegenen Druckmessstellen angenommen wird. Im Zentrum bei $(0|0)$ ist eine letzte virtuelle Messstelle eingefügt, deren Druck dem Vordruck entspricht.

Die Bestimmung des mittleren Drucks $\bar{p}_{5,LL}$ erfolgt durch die Berechnung des arithmetischen Mittelwerts der interpolierten Drücke für $x_{\text{BB}} \geq 0$ und $y_{\text{BB}} \geq 0$. Es wird an dieser Stelle darauf hingewiesen, dass in der Fläche A_5 der Querschnitt der Belüftungsbohrung A_{BB} nicht enthalten ist. Mit $A_{\text{LL}} = A_5 + A_{\text{BB}}$ folgt der gemittelte Druck

$$\bar{p}_5 = \bar{p}_{5,LL} \frac{A_{\text{LL}}}{A_5} - p_V \frac{A_{\text{BB}}}{A_5}. \quad (6.5)$$

Die Güte dieses Verfahrens kann für die Geometrie mit Strömungsumlenker im Vergleich zu den numerischen Ergebnissen bewertet werden. Dazu wird die prozentuale Abweichung

$$\delta_{\bar{p}_5} = 1 - \frac{\bar{p}_{5,\text{Exp}}}{\bar{p}_{5,\text{CFD}}} \quad (6.6)$$

zwischen dem aus den experimentellen Daten ermittelten Druck $\bar{p}_{5,\text{Exp}}$ und dem über die Fläche gemittelte Druck aus der numerischen Studie $\bar{p}_{5,\text{CFD}}$ bestimmt. Für alle 11 Versuchspunkte ist $\delta_{\bar{p}_5} < \pm 1,5\%$ (im Mittel $\bar{\delta}_{\bar{p}_5} = -0,7\%$). Im Vergleich dazu steigt die Abweichung leicht auf Werte kleiner $\pm 2,1\%$ (im Mittel $\bar{\delta}_{\bar{p}_5} = -0,9\%$), falls lediglich der arithmetische Mittelwert aus den 45 Druckbohrungen zur Berechnung von $\bar{p}_{5,\text{Exp}}$ genutzt wird.

Das beschriebene Berechnungsverfahren ist für stark asymmetrische Druckverläufe ungenau. Für die Referenzgeometrie ist eine maximale Abweichung $\delta_{\bar{p}_5} < \pm 10,2\%$ festzustellen ($\bar{\delta}_{\bar{p}_5} = -4,4\%$). Wobei die Berechnung von $\bar{p}_{5,\text{Exp}}$ als arithmetischer Mittelwert genauere Ergebnisse liefert mit $\delta_{\bar{p}_5} < \pm 5,5\%$ ($\bar{\delta}_{\bar{p}_5} = -3,0\%$).

Ein Auftreten möglicher Überströmungen in das Luftlager oder fertigungsbedingte Asymmetrien des Luftlagerspalts können einen ungleichen Druckverlauf bewirken. Zum Einfluss fertigungsbedingter Asymmetrien im Luftlager hat Zimmermann (2021) umfangreiche experimentelle Untersuchungen durchgeführt. Es ist an dieser Stelle festzuhalten, dass Fertigungstoleranzen insbesondere bei niedrigen Spaltweiten und hohen Druckdifferenzen an Einfluss gewinnen. Um die Datenpunkte einfacher vergleichen zu können und den mittleren Fehler gering zu halten, wird im Folgenden der über die Fläche gemittelte Druck $\bar{p}_{5,\text{Exp}}$ als arithmetischer Mittelwert aller 45 Druckbohrungen im Dichtspalt bestimmt. Für die Druckverläufe hingegen wird das oben beschriebene Interpolationsverfahren genutzt.

Schließlich bestätigen die numerischen Ergebnisse für den gemittelten Druck auf der Fläche A_{II} , den Zusammenhang

$$\bar{p}_{\text{II}} = p_{\text{G}}. \quad (6.7)$$

Die Abweichungen zum Sollwert $p_{\text{G}} = 1,5 \text{ bar}$ liegen bei unter $\pm 0,12\%$.

Damit können alle gemittelten Drücke direkt aus den experimentellen Daten bestimmt und für die Berechnung der Kräftebilanz genutzt werden. Im folgenden Abschnitt werden die experimentellen Ergebnisse für die im Rahmen dieser Arbeit untersuchten Geometrien beschrieben.

6.3 Experimentelle Ergebnisse und Berechnungsansätze

In diesem Abschnitt wird der Einfluss der Einzelkomponenten der Dichtung auf das Gesamtbetriebsverhalten anhand der experimentellen Ergebnisse für die Referenzgeometrie sowie die Geometrie mit Strömungsumlenker diskutiert. Es werden empirische Berechnungsansätze für die gemittelten Drücke \bar{p}_2 und \bar{p}_5 abgeleitet und erstmals eine umfassende dimensionsbehaftete Datenbasis einer generischen adaptiven Gleitringdichtung mit Lufteinblasung geschaffen.

Für jede Geometrie wurden mehr als 200 Versuche bei verschiedenen Randbedingungen durchgeführt. Der Vordruck wurde zwischen $1,1 \text{ bar} \leq p_{\text{V}} \leq 7 \text{ bar}$, der Gegendruck zwischen

$1 \text{ bar} \leq p_V \leq 4 \text{ bar}$ und die Spaltweite zwischen $20 \mu\text{m} \leq s \leq 1 \text{ mm}$ variiert. Es wurde darauf geachtet, dass einerseits große Druckverhältnisse $\Pi \leq 7$ erzielt werden und andererseits bei konstantem Druckverhältnis ein Einfluss des Gegendrucks untersucht werden kann. In Abbildung 6.5 ist dies durch die Überlagerung mehrerer Datenpunkte mit unterschiedlichen Grautönen verdeutlicht. In der Darstellung wird zudem die Limitierung möglicher Spaltweiten-Druckkombinationen durch den maximal erfassbaren Massenstrom $\dot{m}_D \leq 200 \text{ g}\cdot\text{s}^{-1}$ veranschaulicht. Während bei kleinen Spaltweiten hohe Druckverhältnisse bis 6,78 erreicht wurden, reduziert sich das maximal mögliche Druckverhältnis linear mit steigender Spaltweite auf 2,45 bei $s = 1 \text{ mm}$. Um systematischen und methodischen Fehlern vorzubeugen, wurden Druck- bzw. Spaltänderungen in verschiedener Reihenfolge vorgenommen.

Typischerweise wird die Strömung in Labyrinthdichtungen mit einer idealen Düse verglichen. Dieser Ansatz bietet sich auch bei adaptiven Dichtungen an, die zum Teil aus Labyrinthen bestehen (Beermann, 2021). Der reduzierte Massenstrom bzw. die äquivalent durchströmte Querschnittsfläche

$$A_{\text{äq}} = \frac{\dot{m}_{D,\text{kor}} \cdot \sqrt{T_V}}{p_{\text{tot},V} \cdot \dot{Q}_{\text{id}}} \quad (6.8)$$

wird auf den kleinsten durchströmten geometrischen Querschnitt bezogen, um den Durchflussbeiwert c_D zu erhalten. Für die hier untersuchte adaptive Dichtung hängt der kleinste Querschnitt von der Spaltweite und der Geometrie der Belüftungsbohrung ab. Er ist durch Gleichung (6.9) und für die Labyrinthdichtung durch Gleichung (6.10) definiert.

$$A_{\text{BB}} = \begin{cases} 2 \cdot \pi \cdot r_{\text{BB}} \cdot N_{\text{BB}} \cdot s & \text{für } s \leq \frac{r_{\text{BB}}}{2} \\ \pi \cdot r_{\text{BB}}^2 \cdot N_{\text{BB}} & \text{für } s > \frac{r_{\text{BB}}}{2} \end{cases} \quad (6.9)$$

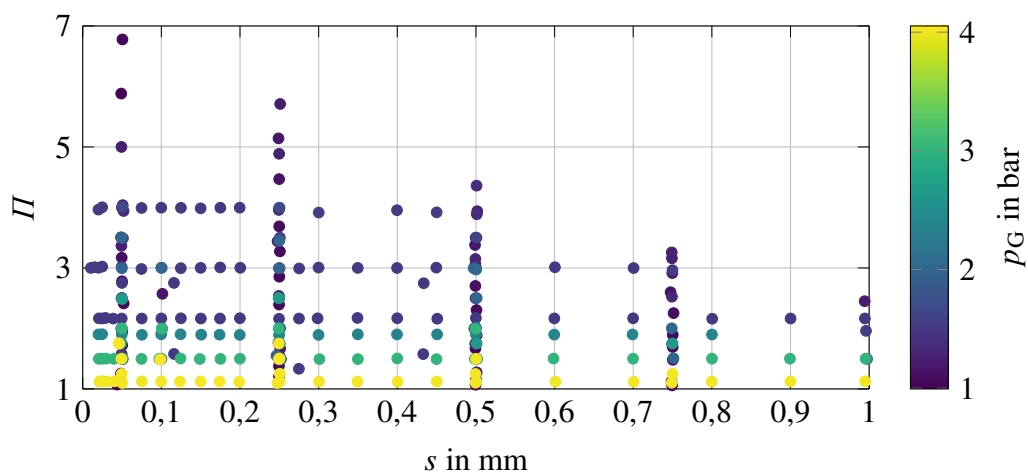


Abbildung 6.5: Übersicht über die Druckverhältnisse Π , Spaltweiten s und Gegendrücke p_G der 255 durchgeführten Versuchspunkte am ebenen Prüfstand.

$$A_{PZ} = \begin{cases} s \cdot L_{SU} & \text{für } s \leq s_{SZ} \\ s_{SZ} \cdot L_{SU} & \text{für } s > s_{SZ} \end{cases} \quad (6.10)$$

Für die Referenzgeometrie und die Geometrie mit Strömungsumlenker gelten $r_{BB} = s_{SZ} = 1 \text{ mm}$ und $N_{BB} = 7$. Für alle Versuche, die am ebenen Prüfstand durchgeführt wurden, gilt zudem $s \leq s_{SZ}$. Unter dieser Voraussetzung ist die kleinste durchströmte Fläche

$$A_{\min} = \begin{cases} s \cdot (L_{SU} + 2 \cdot \pi \cdot r_{BB} \cdot N_{BB}) & \text{für } s \leq \frac{r_{BB}}{2} \\ s \cdot L_{SU} + \pi \cdot r_{BB}^2 \cdot N_{BB} & \text{für } s > \frac{r_{BB}}{2} \end{cases} \quad (6.11)$$

nicht nur von der durchströmten Breite des Prüfstands L_{SU} abhängig, sondern auch vom Radius der Belüftungsbohrung r_{BB} . Die resultierenden Durchflussbeiwerte

$$c_D = \frac{A_{\ddot{a}q}}{A_{\min}} \quad (6.12)$$

sind in Abbildung 6.6 als Datenpunkte mit Fehlerbalken dargestellt. Helle Töne repräsentieren hohe und dunkle Töne entsprechend niedrige dimensionslose Druckdifferenzen $\Delta\tilde{p}$ nach Gleichung (3.18). Im Mittel ist ein degressiver Anstieg des Durchflussbeiwerts von $c_D = 0,05$ auf $0,8$ festzustellen für zunehmende Spaltweiten $s < 300 \mu\text{m}$. Bei konstanter Spaltweite ist eine deutliche Abhängigkeit des c_D -Wertes von der Druckdifferenz zu erkennen. Bei $s = 50 \mu\text{m}$ ergibt sich für $\Delta\tilde{p} = 0,09$ ein $c_D = 0,44$, während für $\Delta\tilde{p} = 0,85$ $c_D = 0,84$ erreicht wird. Mit steigender Spaltweite nimmt das Band zwischen dem minimalen und maximalen c_D bei konstanter Spaltweite ab. Bei $s = 250 \mu\text{m}$ betragen die Unterschiede lediglich $\Delta c_D = 0,12$. Für zunehmende $s > 300 \mu\text{m}$ sinkt der Durchflussbeiwert nahezu linear ab und erreicht bei $s = 995 \mu\text{m}$ im Mittel den Wert $c_D = 0,61$. Überkritische Druckrandbedingungen ($\Delta\tilde{p} > 0,472$) führen stets zu größeren Durchflussbeiwerten im Vergleich zu unterkritischen ($\Delta\tilde{p} \leq 0,472$) Betriebspunkten. Mit sinkendem Massenstrom und sinkender Spaltweite steigen die Messfehler, was insbesondere für $s \leq 75 \mu\text{m}$ in einer großen Messunsicherheit des Durchflussbeiwerts mündet. Für die Referenzgeometrie ergibt sich ein qualitativ und quantitativ ähnlicher Verlauf. Die Daten sind in Abbildung A.4 angehängt.

Snow (1952) trägt zur Diskussion der Studie von Kearton und Keh (1952) Messdaten eines einstufigen Labyrinths bei, wobei der c_D -Wert über dem Verhältnis der Spitzenbreite b zur Spaltweite s für verschiedene Druckverhältnisse dargestellt wird. Die Messdaten von Kearton und Keh (1952) wurden mit der Spitzenbreite des Primärzahns $b_{PZ} = 2 \text{ mm}$ auf die vorliegenden Spaltweiten umgerechnet. Die resultierenden Werte sind in Abbildung 6.6 als Linien (—) eingezeichnet. Die Farbgebung entspricht von hell nach dunkel den Druckdifferenzen $\Delta\tilde{p} = 0,6, 0,5$ und 0 . Es zeigt sich bei geringen Spaltweiten ein qualitativ sehr ähnlicher Verlauf zu den Ergebnissen für die im Rahmen dieser Arbeit untersuchten adaptiven Dichtung.

Aus den Daten geht hervor, dass sich für einstufige Labyrinthdichtungen ein sinkender c_D -Wert bei kleinen Spaltweiten ergibt. Zudem nimmt die Abhängigkeit des Durchflussbeiwerts von der Druckdifferenzen mit sinkendem Spalt zu. Für $s \leq 75 \mu\text{m}$ liegen keine Daten vor, wobei die Autoren davon ausgehen, dass sich ein kleinster Wert von $c_D = 0,6$ ergibt, was nicht für die

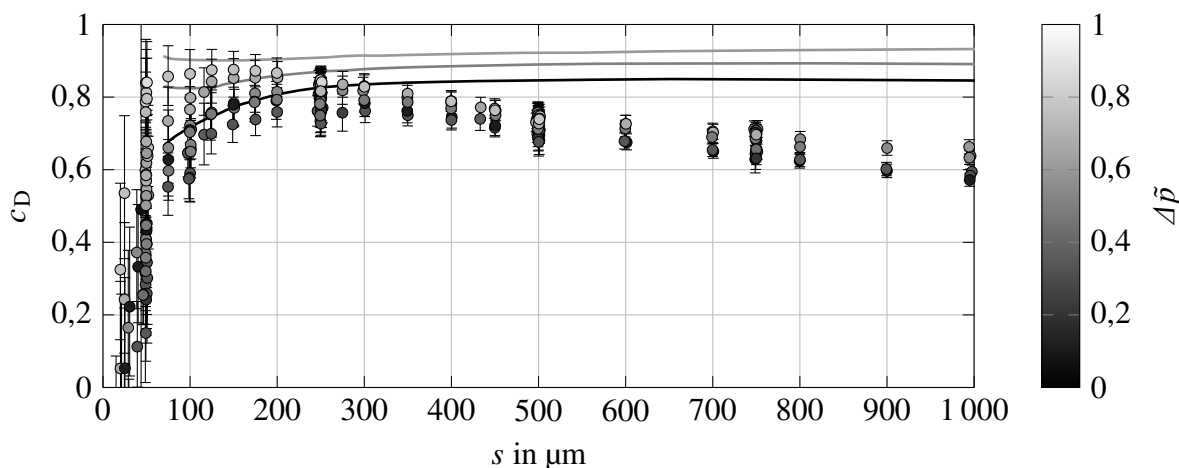


Abbildung 6.6: Durchflussbeiwert $c_{D,ges}$ über der Spaltweite s in Abhängigkeit der dimensionslosen Druckdifferenz $\Delta\bar{p}$ für die Geometrie mit Strömungsumlenker. Die Linien (—) entsprechen den Ergebnissen für ein einstufiges Labyrinth und sind der Studie von Kearton und Keh (1952) entnommen.

Ergebnisse der adaptiven Dichtung gilt. Bei Labyrinthdichtungen hat das Verhältnis b/s großen Einfluss darauf, ob die Strömung im Dichtspalt, die typischerweise an der Vorderkante des Labyrinthzahns ablöst, vollständig abgelöst bleibt oder sich erneut an die Wand anlegt (Weissert, 1996 und Wittig et al., 1996). Ist die Spaltweite klein im Verhältnis zu einer breiten Spitze legt sich die Strömung wieder an. Der Massenstrom durch die Dichtung kann in diesem Fall in Analogie zu einer langen Bohrung modelliert werden. Ist b/s klein, ähnelt das Labyrinth einer Blende. Für die adaptive Dichtung ist $2 \leq b/s \leq 195$, wobei das Verhältnis mit sinkendem Spalt steigt. Folglich sollte die Strömung, für die im Rahmen dieser Arbeit untersuchte Dichtung, in Analogie zu einer langen Bohrung modelliert werden (Denecke, 2008). Andererseits weichen gerade bei großen Spaltweiten $s \geq 300 \mu\text{m}$ die c_D -Werte zwischen dem einstufigen Labyrinth und der adaptiven Dichtung deutlich voneinander ab. Für einstufige Labyrinth bleibt c_D nahezu konstant und lediglich abhängig von der Druckdifferenz. Die Durchflussbeiwerte sind grundsätzlich etwas größer, als für die adaptive Dichtung beobachtet wird.

Nun liegt es nahe, dass sich die Strömung durch eine adaptive Dichtung nicht exakt wie bei einem einstufigen Labyrinth verhält. Schließlich besteht sie aus einer Labyrinth- und einer Gleitringdichtung. Ein direkter Vergleich ist nur möglich, wenn nur die Strömung durch das Labyrinth mit den Ergebnissen von Snow (1952) verglichen wird. Das ist jedoch nur für die numerischen Untersuchungen möglich, damit eine separate Auswertung der Massenströme \dot{m}_{PZ} bzw. \dot{m}_{BB} erfolgen kann. Aus der Kontinuität und der Definition des Durchflussbeiwerts folgt

$$c_{D,ges} = c_{D,PZ} \underbrace{\frac{p_{tot,V,PZ}}{p_V} \frac{\dot{Q}_{id,PZ}}{\dot{Q}_{id}} \frac{A_{PZ}}{A_{min}}}_{Y_{PZ}} + c_{D,BB} \underbrace{\frac{A_{BB}}{A_{min}}}_{Y_{BB}}, \quad (6.13)$$

der gesamten Dichtung aus den Durchflussbeiwerten $c_{D,PZ}$ für den Primärzahn und $c_{D,BB}$ für das Luftlager. $p_{tot,V,PZ}$ ist der Totaldruck stromauf des Primärzahns. Dieser ist nicht exakt bekannt,

kann aber sowohl im Experiment wie in der Numerik mit $p_{\text{tot},V,PZ} \approx \bar{p}_2$ näherungsweise bestimmt werden. Während der Durchflusskoeffizient $\dot{Q}_{\text{id}} = f(\Pi, \kappa, R_g)$ vom äußeren Druckverhältnis $\Pi = p_{\text{tot},V}/p_G$ abhängt, ist $\dot{Q}_{\text{id},PZ} = f(\Pi_{PZ}, \kappa, R_g)$ vom lokalen Druckverhältnis $\Pi_{PZ} = p_{\text{tot},V,PZ}/p_G$ über dem Primärzahn abhängig. Es wird an dieser Stelle $p_G = p_{G,PZ}$ vorausgesetzt, was später bestätigt wird. Aus den Messdaten lässt sich für die Geometrie mit Strömungsumlenker der Druck in der Kammer stromauf des Primärzahns mit der Funktion

$$\frac{\bar{p}_2}{p_G} = -0,2049 \cdot \left(\frac{s}{s_{SZ}} \right)^{2,297} + \Pi^{1-0,07161 \cdot \frac{s}{s_{SZ}}} \quad (6.14)$$

bestimmen. Das Bestimmtheitsmaß der Korrelation beträgt $R^2 = 99,92\%$ und die Wurzel aus dem gemittelten Fehlerquadrat beträgt $2,83\%$. Für kleine Spaltweiten entspricht der Kammerdruck \bar{p}_2 dem Vordruck p_V und nimmt mit steigendem Spaltweitenverhältnis $\frac{s}{s_{SZ}}$ ab. Mit steigendem $\frac{s}{s_{SZ}}$ nimmt der Einfluss des Starterzahns zu und die Kombination aus dem Starter- und Primärzahn wirkt wie ein mehrstufiges Labyrinth. Bei $s = s_{SZ}$ ist das Labyrinth geometrisch mit einem zweistufigen Labyrinth vergleichbar. Mit den Gleichungen (6.9)-(6.11) und (6.14) können die Gewichtungsfaktoren Y für die Durchflussbeiwerte in Gleichung (6.13) bestimmt werden.

Der Durchflussbeiwert für die kompressible Strömung durch das Labyrinth kann näherungsweise mit den Korrelationen von Parker und Kercher (1991) für eine lange scharfkantige Bohrung bestimmt werden. Für die genaue Berechnung wird auf Denecke (2008) verwiesen. Der Autor beschreibt das Verfahren detailliert im Anhang seiner Veröffentlichung. Die mit der Korrelation von Parker und Kercher (1991) berechneten ($c_{D,PZ-PK}$) und aus der Strömungssimulation bestimmten ($c_{D,PZ}$) Durchflussbeiwerte sind für die 11 untersuchten Betriebspunkte in Tabelle 6.2 zusammengefasst. Für alle Spaltweiten $s > 50 \mu\text{m}$ betragen die Abweichungen weniger als $\pm 5,9\%$. Bei $s = 50 \mu\text{m}$ sind die Abweichungen deutlich größer und der c_D -Wert wird in der Simulation deutlich überschätzt. Denecke (2008) gibt an, dass in diesem Bereich der Fanno-Reibungsverlust den Durchflussbeiwert dominiert. Insbesondere bei größeren Spaltweiten $s \geq 275 \mu\text{m}$ liefert die Korrelation jedoch gute Ergebnisse.

Die nach Parker und Kercher (1991) berechneten $c_{D,PZ-PK}$ -Werte sind für sämtliche Versuchspunkte für die Geometrie mit Strömungsumlenker in Abbildung 6.7 dargestellt. Es ist deutlich zu erkennen, dass der Verlauf des Durchflussbeiwerts für das Labyrinth (◆) sehr gut zu den Daten von Kearton und Keh (1952) passt. Die Abhängigkeit des c_D -Wertes von der Druckdifferenz ist bei der Korrelation weniger deutlich ausgeprägt im Vergleich zu den Daten von Kearton und Keh (1952). Da die Strömung durch das Labyrinth nicht separat untersucht wurde, ist eine Validierung von $c_{D,PZ-PK}$ mit experimentellen Daten nicht möglich. Wird $c_{D,PZ-PK}$ mit dem entsprechenden Gewichtungsfaktor Y_{PZ} aus Gleichung (6.13) multipliziert, resultiert ein leicht linearer Abfall mit steigender Spaltweite (■) und die Abhängigkeit von der Druckdifferenz nimmt leicht zu. Der Verlauf ähnelt für $s \geq 275 \mu\text{m}$ qualitativ den Ergebnissen für $c_{D,ges}$ in Abbildung 6.6, jedoch ist die Steigung des gewichteten Durchflussbeiwerts (■) flacher. Für $s \geq 500 \mu\text{m}$ ($s > r_{BB}/2$) ist in Analogie zur Lavaldüse zu erwarten, dass die Strömung in der Belüftungsbohrung Schallgeschwindigkeit erreicht und damit den Volumenstrom begrenzt. Folglich ist bei konstanten Druckrandbedingungen und damit konstanter Dichte der Massenstrom sowie auch

Tabelle 6.2: Vergleich zwischen korreliertem und numerisch berechneten Durchflussbeiwert $c_{D,PZ}$ für die Geometrie mit Strömungsumlenker (SU) bei $p_G = 1,5$ bar

s in μm	$\Delta\tilde{p}$	$c_{D,PZ-PK}$	$c_{D,PZ}$	$\delta_{c_{D,PZ}}$
50	0,366	0,628	0,782	-24,51 %
50	0,538	0,707	0,835	-18,11 %
50	0,637	0,724	0,838	-15,75 %
116	0,366	0,767	0,811	-5,84 %
116	0,637	0,813	0,838	-3,07 %
275	0,250	0,809	0,813	-0,44 %
275	0,538	0,854	0,837	2,03 %
275	0,667	0,854	0,838	1,84 %
434	0,366	0,828	0,826	0,22 %
434	0,637	0,853	0,838	1,77 %
500	0,538	0,855	0,836	2,14 %

$c_{D,BB}$ in diesem Bereich konstant. Der Gewichtungsfaktor Y_{BB} nimmt jedoch linear ab, da A_{BB} konstant ist für $s > r_{BB}/2$, während A_{\min} weiterhin linear mit der Spaltweite zunimmt.

Zusammenfassend kann geschlossen werden, dass $c_{D,ges}$ bei großen Spaltweiten $s > r_{BB}/2$ und Spitzenbreiten-zu-Spaltweiten-Verhältnissen $b_{PZ}/s \geq 2$ aufgrund der Gewichtungsfaktoren Y sinkt, obwohl nahezu von der Spaltweite unabhängige Durchflussbeiwerte für beide Komponenten zu erwarten sind. Aus Gleichung (6.13) geht auch hervor, welchen Anteil die Einzelkomponenten auf die gesamte Leckage haben. Bis $s = r_{BB}/2$ ist $Y_{BB} = 0,14$ konstant, und fällt bis $s = s_{SZ}$ linear auf 0,07. Y_{PZ} ist für $s/s_{SZ} < 0,1$ konstant und beträgt 0,87. Mit steigender Spaltweite nimmt der Einfluss des Starterzahns und der Druckdifferenz auf Y_{PZ} zu und der Gewichtungsfaktor sinkt im Mittel auf 0,76 bei $s = s_{SZ}$. Folglich ist die genaue Bestimmung des Durchflussbeiwerts für das Labyrinth von großer Bedeutung für die vorliegende Dichtung, während sich Fehler in der Bestimmung des Beiwerts für die Belüftungsbohrung schwächer auf den gesamten Massenstrom auswirken. Wird jedoch der Radius oder die Anzahl der Bohrungen erhöht und ein konstanter Durchflussbeiwert angenommen, erhöht sich der Gewichtungsfaktor Y_{BB} . Für ein tiefergehendes Verständnis der Einflussgrößen auf die Leckage im Luftlager wird auf die Dissertation von Zimmermann (2021) verwiesen.

Ein expliziter allgemeingültiger Berechnungsansatz für die Leckage einer axial adaptiven Gleitringdichtung mit Lufteinblasung ist an dieser Stelle nicht zielführend. Vielmehr bestätigt die Diskussion der Ergebnisse, dass aus der Literatur bekannte Berechnungsansätze für die Einzelkomponenten genutzt werden können, um das Betriebsverhalten der Gesamtdichtung vorherzusagen. Für Luftlager existieren theoretische und empirische Ansätze (z.B. in Lebeck, 1991), die jedoch für eine spezifische Luftlagergeometrie einer Gleitringdichtung mit Lufteinblasung explizit bestätigt werden müssen. Allerdings sind die Strömungen durch Labyrinth- wie auch Gleitringdichtungen stark von ihrer Geometrie abhängig, wie Zimmermann (2021) belegt. Wie

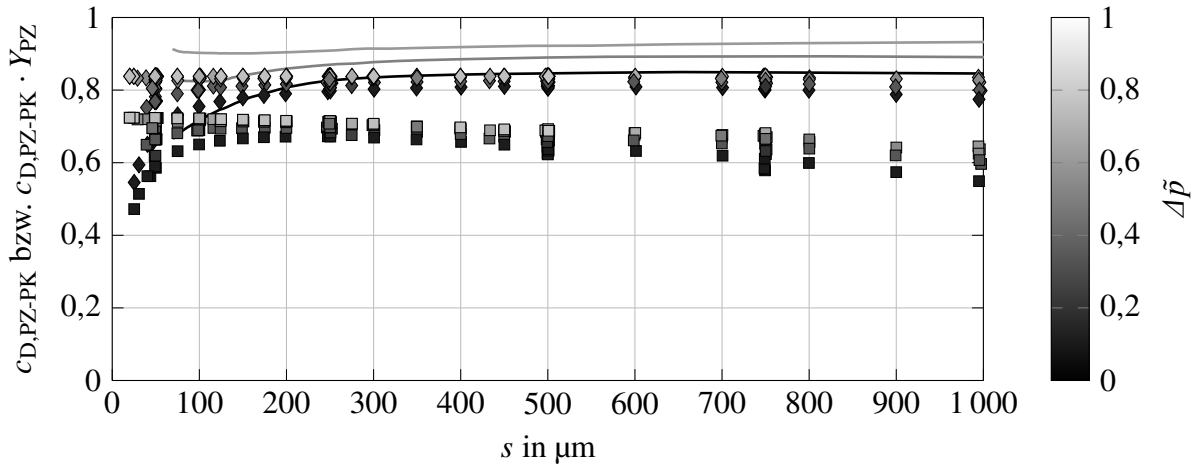


Abbildung 6.7: Berechneter Durchflussbeiwert $c_{D,PZ-PK}$ (\blacklozenge) und gewichteter Beiwert $c_{D,PZ-PK} \cdot Y_{PZ}$ (\blacksquare) nach Parker und Kercher (1991) über der Spaltweite s und in Abhängigkeit der dimensionslosen Druckdifferenz $\Delta \bar{p}$ für die Geometrie mit Strömungsumlenker. Die Linien (—) entsprechen den Ergebnissen für ein einstufiges Labyrinth und sind der Studie von Kear-ton und Keh (1952) entnommen.

bereits gezeigt wurde, ermöglichen numerische Verfahren eine gute Vorhersage der Durchflussbeiwerte. Zudem ermöglichen die Methoden, geeignete Geometrievarianten kostengünstig zu untersuchen. Sofern sich die Strömungen durch die Labyrinth- und die Gleitringdichtung gegenseitig nicht beeinflussen, können beide Komponenten unabhängig voneinander ausgelegt werden. In einem zweiten Schritt lassen sich die Ergebnisse, mit Gleichung (6.13), für beide Dichtungstypen zusammenführen und gute Vorhersagen für die axial adaptive Gleitringdichtung treffen.

Bevor auf die experimentellen Ergebnisse und die Korrelation für den flächengemittelten Druck im Luftlager \bar{p}_5 eingegangen wird, muss sichergestellt werden, dass der Druck \bar{p}_4 in der Entlüftungskavität in allen Betriebspunkten in guter Näherung dem Gegendruck \bar{p}_G entspricht. Dies ist eine Grundvoraussetzung zur Trennung der Strompfade, worauf mit einem Gedankenexperiment eingegangen wird.

Der Druck \bar{p}_4 wird an der Druckbohrung 47 im Experiment bestimmt (Gleichung (6.4)). Im Vergleich zum Gegendruck p_G weicht der Druck für alle Versuchspunkte um weniger als 5% ab. In den numerischen Ergebnissen sind ebenfalls leichte Abweichungen zwischen \bar{p}_4 und p_G erkennbar, die auf die Form und Lage der Wirbelsysteme in der Entlüftungskammer zurückzuführen sind. Der Gegendruck p_G wird an der Seitenwand des Prüfstands stromab der Dichtung gemessen. Auch dort können Wirbelsysteme die Messgenauigkeit beeinflussen. Insofern ist die Abweichung akzeptabel und die Annahme $\bar{p}_4 = p_G$ gerechtfertigt. Es ist an dieser Stelle anzumerken, dass diese Annahme nur gelten kann, wenn der Druckabfall über die Entlüftungsbohrungen sehr gering ist. Bei konstantem Massenstrom wird mit sinkender Querschnittsfläche die Strömungsgeschwindigkeit durch die Bohrungen steigen. In der Folge nehmen die Reib- und folglich Druckverluste zu. Bei konstantem Gegendruck stromab der Entlüftungsbohrungen wird sich der Druck in der Entlüftungskavität erhöhen. Dieser wirkt sich auf das lokale Druckverhält-

nis über dem Primärzahn aus und beeinflusst den Druckgradienten im Luftlager. Folglich könnte sich bei konstanter Spaltweite und konstanten Druckrandbedingungen ein anderes Strömungsfeld etablieren. Im Luftlager kann ein reduzierter Druckgradient zwischen Belüftungsbohrung und Entlüftungskavität zu einer asymmetrischen Strömung im Dichtspalt führen, da an der dem Starterzahn abgewandten Seite des Luftlagers stets Gegendruck anliegt, während der Druck an der dem Starterzahn zugewandten Seite nicht mehr dem Gegendruck entspreche. Folglich ist ein asymmetrischer Druckverlauf zu erwarten, der elementaren Einfluss auf die Kräftebilanz der Dichtung hat. Auf Basis dieser theoretischen Betrachtung wird deutlich, dass die Gestaltung einer geeigneten Entlüftung für den Betrieb einer axial adaptiven Gleitringdichtung mit Lufteinblasung von großer Bedeutung ist. Im Rahmen dieser Arbeit wurde daher die Entlüftung einfach gehalten und mit ausreichend großen Bohrungen gestaltet.

Im Folgenden wird auf die experimentellen Ergebnisse für den flächengemittelten Druck im Luftlager \bar{p}_5 (s. Abbildung 3.10) für die Referenzgeometrie und die Geometrie mit Strömungsumlenker eingegangen. Die Ergebnisse werden mit Hilfe von Druckkonturen im Luftlager bewertet, um ein tieferes Verständnis für die zugrundeliegende Strömung im Dichtspalt aufzubauen. Abschließend wird für die Geometrie mit Strömungsumlenker eine Korrelation für den flächengemittelten Spaltdruck präsentiert.

In Abbildung 6.8 ist der dimensionslose Spaltdruck \tilde{p}_5 über der dimensionslosen Spaltweite s/r_{BB} für beide Geometrievarianten aufgetragen. Abgebildet sind je Geometrie sechs Versuchsreihen, für die jeweils ein konstantes Druckverhältnis eingestellt und die Spaltweite von $s = 20 \mu\text{m}$ bis 1 mm variiert wurde. Die Grautöne der Datenpunkte und Verbindungslinien entspricht der anliegenden dimensionslosen Druckdifferenz. Niedrige Druckdifferenzen werden durch dunkle Töne und hohe Werte entsprechend durch helle Töne repräsentiert. Mit steigender Spaltweite und Druckdifferenz nimmt die Leckage zu. Für die höchste Druckdifferenz liegen nur Werte bis zu einer Spaltweite von $s/r_{BB} = 0,5$ vor. Für größere Spaltweiten treten hohe Massenströme auf, die den zulässigen Messbereich der eingesetzten Messblenden überschreiten.

In Abbildung 6.8a sind die Ergebnisse für die Referenzgeometrie aufgetragen. Der Verlauf des dimensionslosen Drucks über der auf den Radius der Belüftungsbohrung bezogenen Spaltweite s/r_{BB} kann in drei Bereiche (I-III) eingeteilt werden. Im Bereich I für $s/r_{BB} > 0,4$ nimmt mit sinkender Spaltweite der Druck \tilde{p}_5 leicht zu, bis ein lokales Maximum erreicht wird. Die Lage des Maximums ist abhängig von der anliegenden Druckdifferenz. Bei unterkritischen Druckverhältnissen liegt das Maximum zwischen $0,4 \leq s/r_{BB} \leq 0,5$, während es bei überkritischen Druckverhältnissen mit steigender Druckdifferenz weiter in Richtung $s/r_{BB} = 1$ verschoben ist. Für zunehmendes $s/r_{BB} > 0,4$ weichen die Messwerte mit steigender Druckdifferenz zunehmend voneinander ab. Bei $s/r_{BB} = 0,4$ sind die Messwerte nahezu identisch und für alle gemessenen Druckdifferenzen ist $\tilde{p}_5 = 0,08$. Bei $s/r_{BB} = 0,8$ liegen die Spaltdrücke in Abhängigkeit der Druckdifferenz zwischen $0,07 \leq \tilde{p}_5 \leq 0,1$.

Im Bereich II für $0,125 < s/r_{BB} \leq 0,125$ sinkt der Spaltdruck mit abnehmender Spaltweite und erreicht in Abhängigkeit der Druckdifferenz zwischen $0,125 \leq s/r_{BB} \leq 0,175$ ein lokales Minimum. Die Lage und der Absolutwert des Minimums nehmen mit steigender Druckdifferenz ab. Für die höchste Druckdifferenz liegt das Minimum $\tilde{p}_5 = 0,03$ bei $s/r_{BB} = 0,125$, für die niedrigste Druckdifferenz ist $\tilde{p}_5 = 0,06$ bei $s/r_{BB} = 0,175$ lokalisiert. Zwischen $0,1 \leq s/r_{BB} \leq 0,4$ weichen

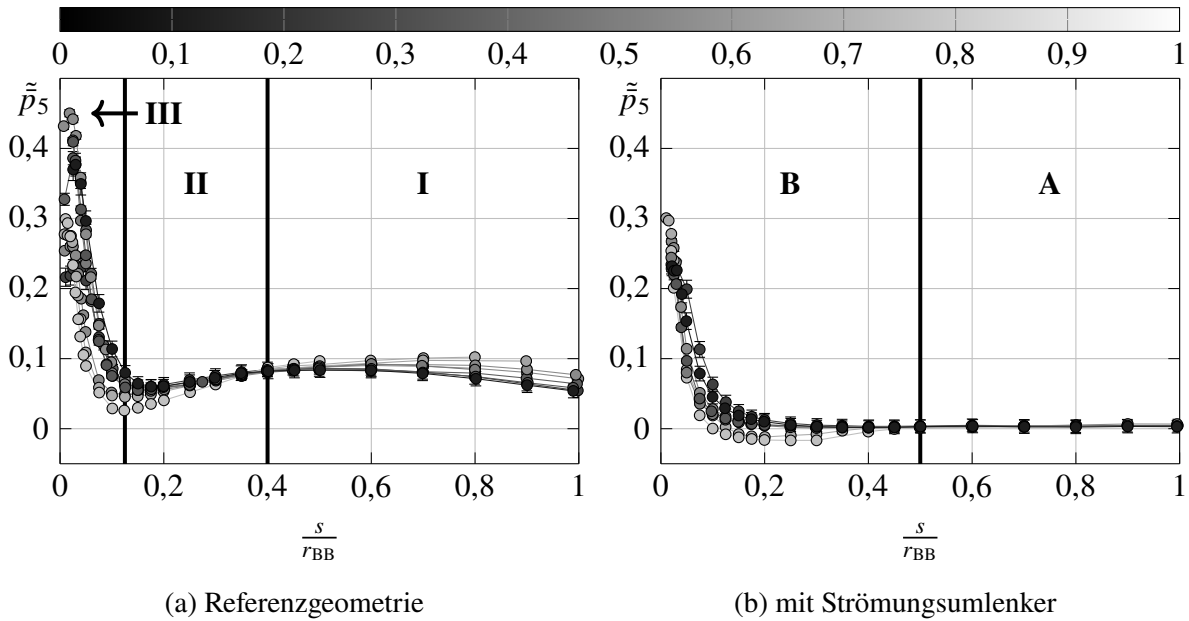


Abbildung 6.8: Dimensionloser Spaltdruck \tilde{p}_5 über der relativen Spaltweite s/r_{BB} und Einteilung in die wesentlichen Bereiche I-III bzw. A und B. Die Farbgebung entspricht der anliegenden Druckdifferenz $\Delta\tilde{p}$.

die Messwerte mit abnehmender Spaltweite und steigender Druckdifferenz stärker voneinander ab.

Schließlich ist im Bereich III für $0 \leq s/r_{BB} \leq 0,125$ für alle Druckdifferenzen ein deutlicher Anstieg des dimensionslosen Spaltdrucks mit abnehmender Spaltweite zu verzeichnen. Bis $s/r_{BB} = 0,02$ werden Werte bis $\tilde{p}_5 = 0,45$ erreicht. Es ist eine deutliche Unterscheidung zwischen über- und unterkritischen Druckdifferenzen nötig, was mit den Beobachtungen von Zimmermann et al. (2018) und Zimmermann (2021) übereinstimmt. Bei unterkritischen Druckverhältnissen werden höhere Spaltdrücke im Vergleich zu überkritischen Druckverhältnissen erreicht. Gleichzeitig gilt für beide Bereiche die Tendenz, dass höhere Druckverhältnisse in höheren maximalen Spaltdrücken resultieren. Abschließend ist für $s/r_{BB} < 0,05$ eine Abschwächung der Zunahme des Spaltdrucks mit abnehmender Spaltweite festzustellen. Für $s/r_{BB} < 0,03$ bleibt der Spaltdruck bei niedrigeren Druckdifferenzen konstant bzw. sinkt leicht ab. Allerdings ist aufgrund der Fertigungstoleranzen des Aufbaus in diesem Bereich mit einem lokalen Kontakt zwischen dem Rotor und der Dichtung zu rechnen, so dass das Druckfeld von starker Asymmetrie geprägt sein kann und der gemittelte Druck entsprechend ungenau wird. Für ein vertieftes Verständnis über die Auswirkungen von Fertigungstoleranzen auf die Strömung im Luftlager wird auf die Dissertation von Zimmermann (2021) verwiesen.

Bevor die beschriebenen Verläufe im Detail analysiert werden können, werden die Messdaten für die Geometrie mit Strömungsumlenker präsentiert. Mit den sich ergebenden Unterschieden ist ein direkter Einstieg in die Diskussion der Ergebnisse möglich. Die Resultate sind in Abbildung 6.8b dargestellt.

Die Verläufe unterscheiden sich deutlich zu den Messdaten für die Referenzgeometrie. Im Bereich A für $s/r_{BB} \geq 0,5$ ist für alle Druckdifferenzen ein nahezu konstanter Spaltdruck $\tilde{p}_5 \approx 0,003$

zu beobachten. Mit zunehmenden Spaltweiten und höheren Druckdifferenzen ist ein minimaler Anstieg im Spaltdruck zu verzeichnen. Allerdings liegen für $s/r_{\text{BB}} \geq 0,8$ die Abweichungen der Spaltdrücke $0,002 \leq \tilde{p}_5 \leq 0,005$ im Bereich der Messgenauigkeit. Der Effekt ähnelt, wenn auch deutlich abgeschwächt, den beschriebenen Verläufen für die Referenzgeometrie im Bereich I. Für $s/r_{\text{BB}} < 0,5$ verhalten sich die gemessenen Spaltdrücke umgekehrt proportional zur Spaltweite. Bis $s/r_{\text{BB}} = 0,03$ steigen die Spaltdrücke für kleine Druckdifferenzen auf Werte um $\tilde{p}_5 = 0,23$, für überkritische Druckdifferenzen steigen die Werte mit abnehmendem Spalt weiter auf $\tilde{p}_5 = 0,3$ bei $s/r_{\text{BB}} = 0,01$ während die Spaltdrücke bei unterkritischen Druckdifferenzen in diesem Bereich konstant bleiben. Für die beiden größten Druckdifferenzen $\Delta\tilde{p} = 0,67$ und $0,75$ ist im Bereich $0,2 \leq s/r_{\text{BB}} < 0,5$, im Unterschied zu den übrigen Druckdifferenzen, eine leichte Abnahme des Spaltdrucks zu verzeichnen, bevor die Drücke für kleinere Spaltweiten wieder deutlich ansteigen. In diesem Bereich werden Werte $\tilde{p}_5 < 0$ (lokaler Unterdruck) erreicht, was strömungsmechanisch bei einer starken Expansion der Strömung im Dichtspalt möglich ist.

Anhand von Abbildung 6.3 ist für die numerischen Untersuchungen bereits belegt worden, dass für die Referenzgeometrie bei größeren Spaltweiten asymmetrische Druckverläufe zu erwarten sind und diese auf die Überströmung in das Luftlager zurückzuführen sind. Gleichzeitig wurde der Strömungsumlenker gezielt so gestaltet, dass diese Überströmungen nicht mehr auftreten. Kann eine Asymmetrie in den Druckprofilen für die Referenzgeometrie nachgewiesen werden, während die Geometrie mit Strömungsumlenker Symmetrie aufweist, ist eine mögliche Erklärung für die unterschiedlichen Verläufe der gemittelten Spaltdrücke gefunden.

Die Druckverläufe \tilde{p} auf der Luftlagerfläche sind für die Referenzgeometrie (linke Spalte) und die Geometrie mit Strömungsumlenker (rechte Spalte) für die Spaltweiten $s = 900 \mu\text{m}$, $500 \mu\text{m}$ und $s = 175 \mu\text{m}$ (von oben nach unten) bei $\Delta\tilde{p} = 0,33$ in Abbildung 6.9 dargestellt. Es ist deutlich zu erkennen, dass für die Spaltweiten $s > 175 \mu\text{m}$ bei der Referenzgeometrie (links) kein symmetrisches Profil vorliegt, wie es beim Strömungsumlenker (rechts) der Fall ist. Gleichzeitig besteht eine Asymmetrie der Strömung zwischen der oberen und unteren Luftlagerhälfte, was durch die Markierungen (●) für $y_{\text{BB}} < 0 \text{ mm}$ veranschaulicht ist. Bei der Betrachtung der übrigen Druckverläufe für alle gemessenen Spaltweiten zwischen $s = 900 \mu\text{m}$ und $500 \mu\text{m}$ fällt auf, dass sich das lokale Gebiet mit erhöhtem Spaltdruck ($x_{\text{BB}} < \pm 8 \text{ mm}$) mit sinkender Spaltweite auf die gesamte Breite des Luftlagers ausweitet. Bei $s = 500 \mu\text{m}$ ist auf der gesamten oberen Luftlagerfläche ein erhöhter Druck festzustellen, was in Abbildung 6.9 (mittlere Reihe und linke Spalte) gezeigt ist. In der unteren Hälfte des Luftlagers werden niedrigere Drücke erfasst, was eine Erklärung für die Asymmetrie liefert. Qualitativ ähneln die Ergebnisse den numerischen Ergebnissen (Abbildung 6.3a), für die eine Überströmung als Ursache der Asymmetrie belegt wurde. Das Ausbreiten des lokalen Hochdruckgebiets erklärt auch den Anstieg des gemittelten Spaltdrucks \tilde{p}_5 in diesem Bereich.

Mit sinkender Spaltweite wird das Hochdruckgebiet in positive y_{BB} -Richtung und hin zur Mittelachse ($x_{\text{BB}} = 0$) verdrängt und verkleinert. Dabei bleibt die Asymmetrie zwischen oberer und unterer Hälfte bestehen. Für $s = 200 \mu\text{m}$ wird lediglich an den drei Druckbohrungen auf der Mittelachse der unteren Luftlagerhälfte ein niedrigerer Druck als in der oberen Hälfte gemessen. Letztlich ist der Verlauf für $s \leq 175 \mu\text{m}$ symmetrisch. Hingegen ist bei der Geometrie mit Strömungsumlenker für alle Spaltweiten (Abbildung 6.9 rechts) ein symmetrischer Druckverlauf

zu beobachten. Damit wird deutlich, dass die Überströmung aus der Entlüftungskavität in das Luftlager bei der Referenzgeometrie zu einer asymmetrischen Druckverteilung im Luftlager führen kann. Die Trennung der Strömungen durch das Luftlager und den Primärzahn mit Hilfe eines Strömungsumlenkers führt zu einer symmetrischen Druckverteilung im Luftlager.

In Kapitel 5 ist die Interaktion der Strömungen vom Primärzahn und aus der Belüftungsbohrung diskutiert worden. Auf Basis der präsentierten Ergebnisse kann der im folgenden beschriebene Ansatz zur Erklärung der unterschiedlichen Druckverläufe angenommen werden.

Das Ansteigen des gemittelten Spaltdrucks und die Asymmetrie des Druckverlaufs bei großen Spaltweiten sind auf die Verzögerung der Strömung in Teilen der oberen und die Beschleunigung in der unteren Luftlagerhälfte zurückzuführen. Gleichzeitig strömt das Fluid zwischen zwei benachbarten Belüftungsbohrungen von außen nach innen durch das Luftlager, was die Asymmetrie entlang der Luftlagerbreite und das zunächst lokale Staugebiet über der Bohrung erklären (s. Abbildung 5.7). Mit verringernder Spaltweite nehmen die Überströmung und die mittlere Geschwindigkeit im Spalt ab, weshalb der Spaltdruck insgesamt steigt. Die Bereiche, in denen die Luft vom Primärzahn direkt durch das Luftlager transportiert wird, werden kleiner. Stattdessen wird das Fluid vermehrt aus dem Wirbelsystem in der Kavität oberhalb des Luftlagers zurück in den Luftlagerspalt gesaugt (vgl. Abbildung 5.7). Der Impulsstrom der Überströmung nimmt ab und die Strömung aus der Belüftungsbohrung dominiert zunehmend die Verhältnisse im Spalt. Mit der weiteren Reduktion der Spaltweite nimmt die Expansion bzw. Beschleunigung der Strömung aus der Belüftungsbohrung in den Dichtspalt zu und der Spaltdruck sinkt. Beim Erreichen einer weiteren Grenzspaltweite verschwindet die Überströmung in den Dichtspalt vollständig. Aus den numerischen Ergebnissen kann entnommen werden, dass mit einer weiteren Reduktion der Spaltweite das lokale Expansionsgebiet, das die Belüftungsbohrung umgibt, schrumpft. Dies deckt sich mit den Ergebnissen für zentral belüftete Gleitlager von Mori (1961). Aufgrund der konstanten Druckrandbedingungen steigen die lokalen Druckgradienten und die Strömung wird auf $Ma_{\text{abs}} > 1$ beschleunigt. Qualitativ entspricht das Strömungsfeld im Dichtspalt unter diesen Bedingungen dem in Abbildung 2.7 dargestellten Schema nach Eleshaky (2009). Aufgrund der geringen Spaltweite ist mit hohen Reibverlusten zu rechnen und die Strömung wird rasch verzögert. Die Verzögerung in den Unterschall geht mit einem oder mehreren Druckstößen einher, die zu einem plötzlichen Anstieg des statischen Drucks führen. Das Resultat ist ein Gebiet mit erhöhtem Spaltdruck rund um die Belüftungsbohrung, wie es zum Beispiel in Abbildung 6.3f gezeigt ist. Diese Zusammenhänge entsprechen dem von Mori (1961) entwickelten Zwei-Regionen-Modell für Axiallager mit Luftzuführung.

Die Expansion und das Ausbilden einer transsonischen Strömung ist auch bei den numerisch untersuchten unterkritischen Druckverhältnissen ($s = 116 \mu\text{m}$) zu beobachten. Je weiter der Spalt reduziert wird, desto kleiner wird das Expansionsgebiet und die Bereiche mit lokalem Überdruck wachsen. Schließlich steigen die gemittelten Spaltdrücke mit abnehmender Spaltweite.

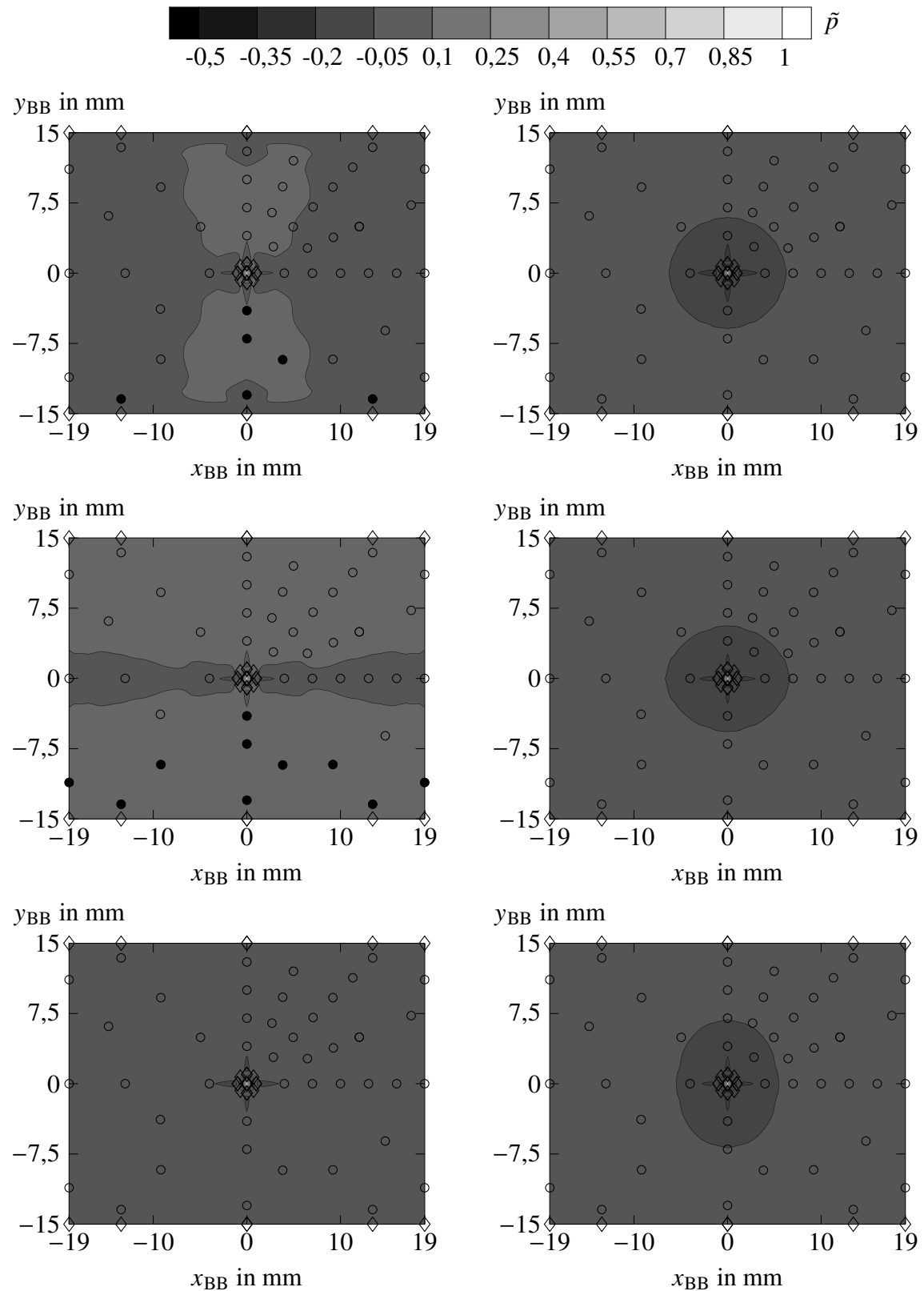


Abbildung 6.9: Druckverläufe \tilde{p} auf der Luftlagerfläche der Geometrien RG (linke Spalte) und SU (rechte Spalte) für die Spaltweiten $s = 900 \mu\text{m}$, $500 \mu\text{m}$ und $s = 175 \mu\text{m}$ (von oben nach unten) bei $\Delta\tilde{p} = 0,33$. (•) weisen auf ein asymmetrisches Druckprofil hin.

Auffällig in den Druckverläufen aus Abbildung 6.8 ist, dass bei beiden Geometrien für hohe Druckdifferenzen ein lokales Minimum von \tilde{p}_5 erreicht wird, das mit zunehmender Druckdifferenz zu kleineren Spaltweiten verschoben ist. Grundsätzlich nimmt \tilde{p}_5 bei geringeren Druckdifferenzen für sinkende Spaltweiten zunächst stärker zu als bei hohen Druckdifferenzen. Gleichzeitig ist für hohe Druckdifferenzen eine größere Steigung bei kleinen Spaltweiten festzustellen, was in einer erhöhten Luftfilmsteifigkeit resultiert. Für die Geometrie mit Strömungsumlenker sind in den Druckverläufen für die Spaltweiten $200 \mu\text{m} \leq s \leq 450 \mu\text{m}$ keine Hinweise auf eine Überströmung zu finden. Stattdessen nimmt in diesem Bereich mit sinkender Spaltweite die Expansion zu und der lokale dimensionslose Druck wird deutlich reduziert. Das ist zur Veranschaulichung bei $\Delta\tilde{p} = 0,75$ für die Referenzgeometrie (linke Spalte) und die Geometrie mit Strömungsumlenker (rechte Spalte) in Abbildung 6.10 dargestellt. Von oben nach unten dargestellt sind die Verläufe des dimensionslosen Drucks \tilde{p} für $s = 450 \mu\text{m}$, $200 \mu\text{m}$ und $s = 50 \mu\text{m}$. Während im Luftlager bei der Referenzgeometrie eine Asymmetrie zwischen oberer und unterer Hälfte besteht, liegt bei $s = 200 \mu\text{m}$ ein symmetrischer Druckverlauf vor. An den vier Positionen ($x_{\text{BB}} \geq \pm 13 \text{ mm}$ und $y_{\text{BB}} = \pm 15 \text{ mm}$) sind kleine Regionen mit lokalem Unterdruck, das heißt Gebiete mit Drücken unterhalb des Gegendrucks, zu erkennen, an denen gerade $\tilde{p}_5 < 0$ bzw. im Rahmen der Genauigkeit $\tilde{p}_5 = 0$ gilt. Die Belüftungsbohrung ist von einem Unterdruckgebiet, mit Werten $-0,35 \leq \tilde{p}_5 < -0,2$, umgeben. Das umliegende Unterdruckgebiet weist Werte $-0,2 \leq \tilde{p}_5 < -0,05$ auf, die auch bei $s = 450 \mu\text{m}$ in diesem Bereich zu beobachten sind. Im Vergleich zu den Konturen bei $s = 450 \mu\text{m}$ ergibt sich durch die verstärkte Expansion ein reduzierter gemittelter Spaltdruck.

Qualitativ können die gezeigten Druckverläufe mit dem Regionen-Modell nach Mori (1961) erklärt werden. Im Unterdruckgebiet (Region I) wird die Strömung durch den engsten Querschnitt und, in Analogie zur Lavaldüse, in dem sich aufweitenden ringförmigen Spaltquerschnitt beschleunigt. Analog zum qualitativ zu erwartenden Strömungsfeld nach Eleshaky (2009), kann angenommen werden, dass die Strömung in diesem Bereich deutlich in den Überschall expandiert. Aufgrund von Reibeffekten wird die Strömung verzögert, es kann zur Bildung von Druckstößen kommen und der Druck steigt schlagartig an. Für höhere Vordrücke ist aufgrund der gasdynamischen Effekte ein höherer Spaltdruck bei kleinen Spaltweiten zu erwarten. Das ist eine mögliche Erklärung dafür, dass für $\Delta\tilde{p} = 0,11$ (●) bei der Geometrie mit Strömungsumlenker niedrigere gemittelte Spaltdrücke auftreten, im Vergleich zu $\Delta\tilde{p} = 0,25$ (●). Beim Fall für $\Delta\tilde{p} = 0,11$ beträgt der Vordruck $p_V = 4,5 \text{ bar}$ bei $p_G = 4 \text{ bar}$. Für $\Delta\tilde{p} = 0,25$ ist $p_V = 2 \text{ bar}$ und $p_G = 1,5 \text{ bar}$.

Mit dem Korrelationsansatz von Zimmermann et al. (2018) kann der Spaltdruck im Luftlager für die Geometrie mit Strömungsumlenker durch

$$\tilde{p}_5 = a_1 \cdot \left(\frac{s}{r_{\text{BB}}} \right)^{a_2} \cdot \Delta\tilde{p}^{a_3 \cdot \frac{s}{r_{\text{BB}}} + a_4} \quad (6.15)$$

beschrieben werden. Die Koeffizienten sind $a_1 = 0,005932$, $a_2 = -0,8984$, $a_3 = 3,778$ und $a_4 = -0,3457$. Das Gütemaß der Korrelation beträgt $R^2 = 86,6\%$, wobei die Wurzel aus dem mittleren quadratischen Fehler $0,027$ beträgt. Allerdings weichen insbesondere die Messergebnisse bei überkritischen Druckdifferenzen stärker ab.

Mit dem Modell zur Beschreibung der Aerodynamik im Luftlager nach Mori (1961) in Kombination mit der möglichen Überströmung lassen sich die komplexen Vorgänge im Dichtspalt erklären. Zur Bestätigung können einerseits flächig aufgelöste Druckmessungen dienen oder andererseits mit geeigneten Verfahren die lokalen Strömungsgeschwindigkeiten bestimmt werden. Diese Untersuchungen wurden jedoch nicht im Rahmen dieser Arbeit vorgenommen. Den Ergebnissen des numerischen Modells kann, insbesondere bei den lokal auftretenden Verdichtungsstößen, nicht voll vertraut werden. Einerseits müssten die Regionen a-priori bekannt und entsprechend fein vernetzt sein und andererseits sollten die genutzten physikalischen Modelle für die transsonische Spaltströmung validiert sein. Es ist beispielsweise offen, ob Turbulenz im Dichtspalt eine Rolle spielt und welche Turbulenzmodelle geeignet wären, diesen Einfluss adäquat zu modellieren. Für den zweiten genannten Punkt sind wieder Experimente nötig. Folglich sind die beschriebenen Zusammenhänge und Erklärungen als Theorien aufzufassen, die die Strömung im Dichtspalt qualitativ beschreiben.

Die experimentellen Ergebnisse, die in diesem Kapitel diskutiert wurden, liefern erstmals eine ausgiebige Datenbasis für zwei generische Geometrien axial adaptiver Gleitringdichtungen mit Lufteinblasung. Die Resultate bestätigen die Vermutung, dass sich die aerodynamische Entkopplung der Strömungen durch das Labyrinth und das Luftlager positiv auf den Auslegungsprozess der gesamten Dichtung auswirkt. Eine getrennte Auslegung und Bestimmung der Leckage und Druckkräfte für beide Einzelkomponenten ist möglich, sofern beim Zusammenfügen der Komponenten keine Überströmung in das Luftlager stattfindet. Dies kann durch eine geometrische Trennung der Strompfade realisiert werden. Auf dieser Basis können die Leckagen und Wanddrücke für beide Strompfade separat bestimmt und für die Auslegung der gesamten Dichtung aufsummiert werden. Zur Bestätigung dieses Ansatzes sind im folgenden Abschnitt die numerischen Ergebnisse für zwei Geometrievarianten gezeigt, die jeweils eine Reduzierung der Leckage durch das Labyrinth bzw. eine Erhöhung der Kräfte im Luftlagerspalt zum Ziel haben.

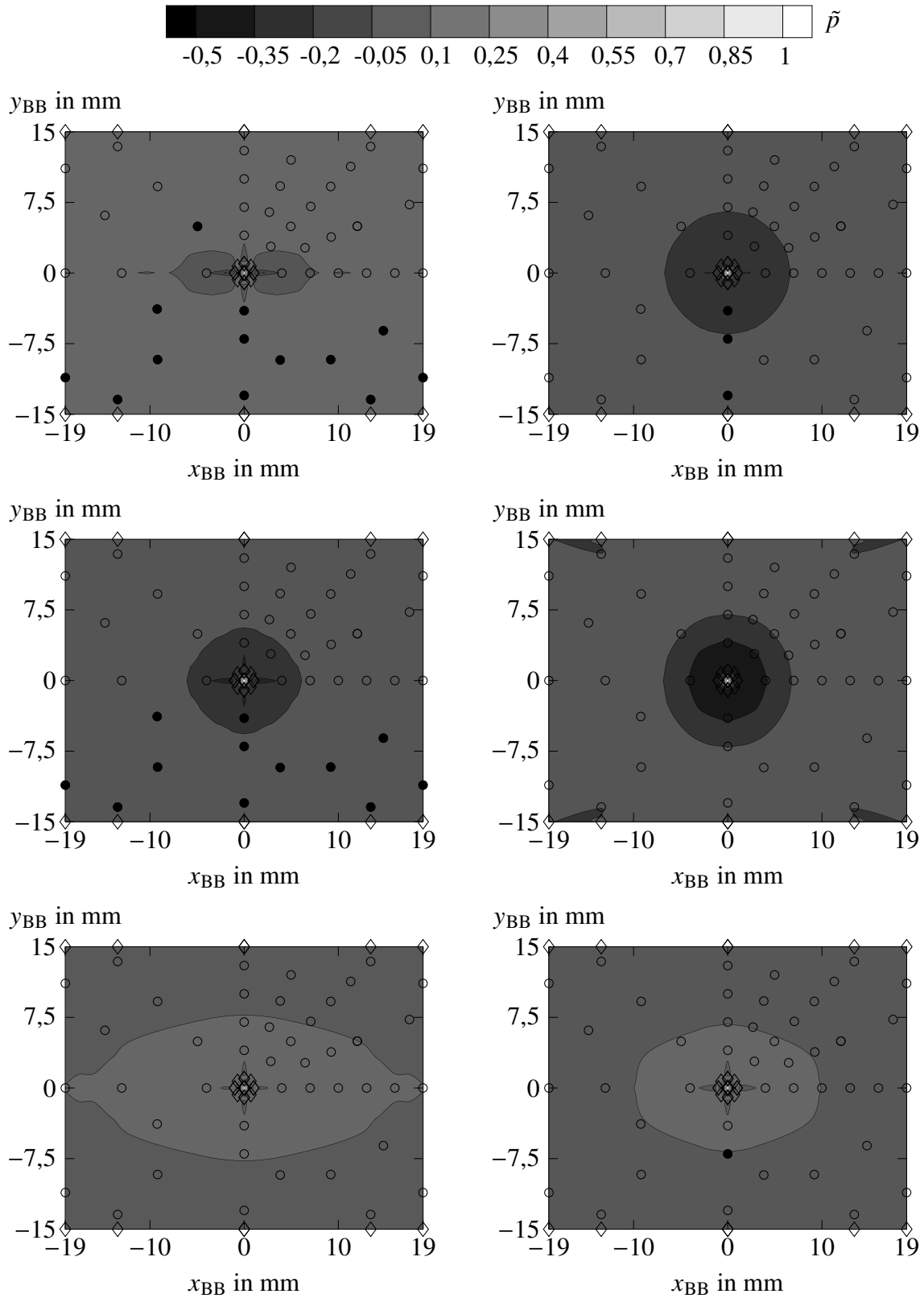


Abbildung 6.10: Druckverläufe \tilde{p} auf der Luftlagerfläche der Geometrien RG (linke Spalte) und SU (rechte Spalte) für die Spaltweiten $s = 450 \mu\text{m}$, $200 \mu\text{m}$ und $s = 50 \mu\text{m}$ (von oben nach unten) bei $\Delta\tilde{p} = 0,75$. (•) weisen auf ein asymmetrisches Druckprofil hin.

6.4 Beispielhafte Auslegung durch Optimierung der Einzelkomponenten

Die Auslegungsziele für Dichtungen hängen stark von ihrem Einbauort in der Turbomaschine ab. Während Blattspitzen- oder Schaufelfußdichtungen eine Umströmung der Rotor- oder Statorschaufeln verhindern sollen, werden Verdichterenddichtungen bewusst so gestaltet, dass in jedem Betriebspunkt ein gewünschter Massenstrom aus dem Hauptstrom abgezapft wird. Dieser Zapflustrom dient stromab beispielsweise zur Kühlung thermisch belasteter Bauteile oder als Sperrluft, um unerwünschten Ölaustritt aus der Lagerkammer zu unterbinden (Chupp et al., 2006 und Hwang et al., 1996). Zwei wesentliche Entwicklungsziele für axial adaptive Gleitringdichtungen mit Lufteinblasung sind der berührungsfreie Betrieb und das gezielte Einstellen eines möglichst geringen Leckagemassenstroms.

Aus der Literatur und den experimentellen Daten, die in dieser Arbeit präsentiert wurden, geht hervor, dass bei adaptiven Dichtungen die Leckage mit sinkender Spaltweite abnimmt und bei Erhöhung des Druckverhältnisses zunimmt. Gleichzeitig steigt mit abnehmender Spaltweite das Risiko, dass es zu einer Berührung zwischen der Dichtung und dem drehenden Rotor kommt. Es ergibt sich ein direkter Zielkonflikt für die Auslegung. Ein möglicher Lösungsweg folgt durch die Aufspaltung der Gesamtdichtung in ihre Einzelkomponenten und die Verbesserung der Komponenten im Hinblick auf eine Zielgröße. An zwei fiktiven Beispielen wird im Folgenden gezeigt, wie sich die Veränderungen an einzelnen Komponenten auf die gesamte Dichtung auswirken. Als Ausgangspunkt und zum Vergleich der Ergebnisse dient die Geometrie mit Strömungsumlenker (s. Kapitel 6.3).

Das erste Verbesserungsziel ist die Reduzierung der Gesamtleckage, wobei die Spaltweite $s = 50 \mu\text{m}$ betragen soll und die wirkenden Kräfte im Vergleich zur Geometrie mit Strömungsumlenker möglichst unverändert bleiben sollen. Die Leckagereduktion soll durch eine Veränderung des Primärzahnlabirints erfolgen. Die Auslegung erfolgt für den Betriebspunkt mit $p_V = 3,25 \text{ bar}$ und $p_G = 1,5 \text{ bar}$.

Bei Labyrinthdichtungen nimmt die Leckage mit einer steigenden Anzahl an Dichtspitzen ab (Kearton und Keh, 1952). Folglich bietet es sich an, einen weiteren Labyrinthzahn einzuführen. Damit die Kräfte möglichst konstant bleiben, sollten die gemittelten Wanddrücke von einer geometrischen Umgestaltung weitestgehend unbeeinflusst bleiben. Der Zahn sollte daher besser stromab des Primärzahns positioniert werden, damit \bar{p}_2 (s. Abbildung 3.10) unverändert bleibt. Wird der zweite Zahn zudem am Rotor zwischen Primärzahn und Luftlager platziert, sorgt er gleichzeitig wie ein Absatz am Rotor für die nötige Entkopplung zwischen Primärzahn- und Luftlagerströmung. Eine mögliche Geometrie ist in Abbildung 6.11a skizziert. Die Spitzenbreite des statorseitigen Primärzahns wurde von 2 mm auf 0,5 mm reduziert und die Schräge auf der Innenseite ($y = 68,5 \text{ mm}$) entfernt. Damit entsteht eine glatte und ausreichend hohe Wand, die die Gegenfläche für die neue Dichtfinne darstellt. Der neu am Rotor angebrachte Labyrinthzahn ist in positive y -Richtung entgegen der Strömungsrichtung angestellt und bildet einen neuen Dichtspalt mittig zwischen der oberen Kante der Entlüftungsbohrung und dem inneren Rand des Primärzahns bei $y = 66,3 \text{ mm}$. Eine Anstellung der Dichtfinne kann eine Reduktion der Leckage bei Labyrinthdichtungen bewirken Braun (2016). Um die übrige Konstruktion so wenig wie möglich ändern zu müssen, wurde der Primärzahn nicht angestellt. Die Spaltweite beträgt

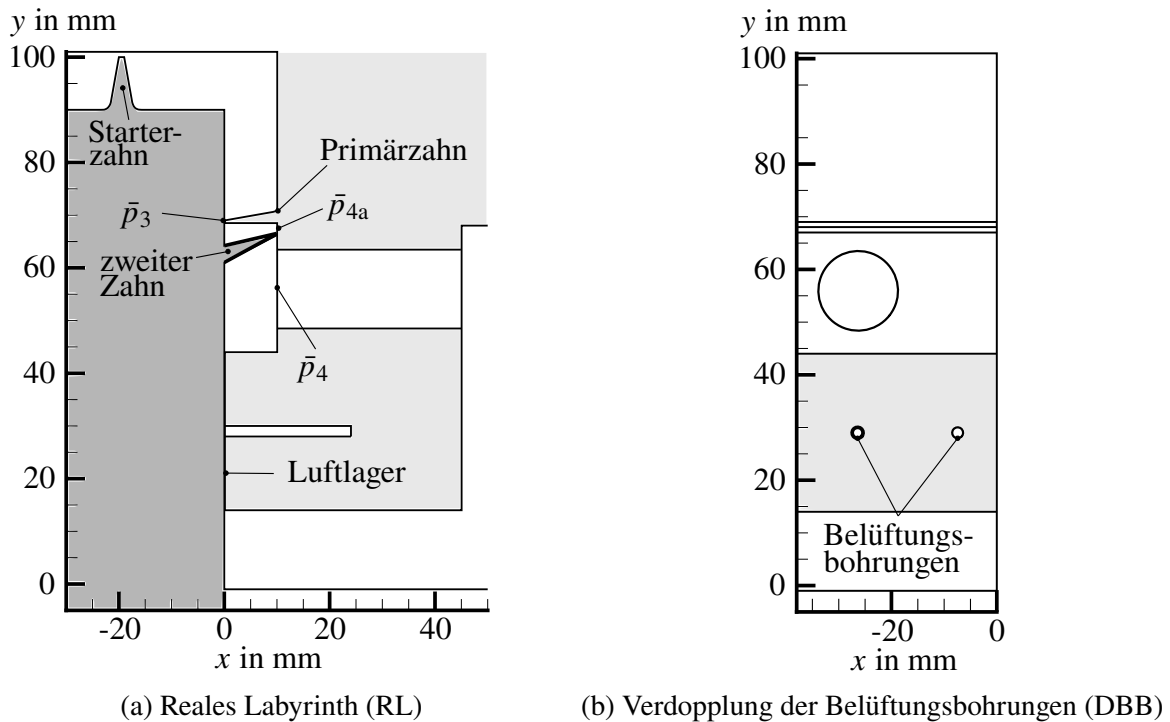


Abbildung 6.11: Beispielhafte Geometrievarianten zur Reduktion der Leckage bzw. Erhöhung der Luftfilmsteifigkeit von axial adaptiven Gleitringdichtungen mit Lufteinblasung (modifiziert nach Tadiello, 2020).

50 μm und die Spitzenbreite ist 0,2 mm. Alle anderen Komponenten entsprechen der Geometrie mit Strömungsumlenker. Die Geometrievariante wird im Folgenden als reales Labyrinth (RL) bezeichnet.

Für den genannten Betriebspunkt wurde die numerische Simulation mit angepasster Geometrie RL wiederholt. Die Ergebnisse für die Kräfte und Leckagen sind relativ zu den Resultaten für die Referenzgeometrie mit Strömungsumlenker in Tabelle 6.3 zusammengefasst. Durch die Umgestaltung ist der Massenstrom über den Starterzahn und das reale Labyrinth um 12,3 % gesunken. Die Leckage durch das Luftlager ist erwartungsgemäß unverändert. Dadurch ergibt sich eine Reduktion der Gesamtleckage \dot{m}_D um 10,4 %. In der Kavität zwischen dem Primärzahn und der neu angebrachten Dichtspitze bildet sich ein Druck $\bar{p}_{4a} > \bar{p}_4$ (s. Abbildung 6.11 a) aus, was in einer leichten Erhöhung (3,5 %) der summierten Wandkräfte $F_1 + F_2 + F_4$ resultiert. Gleichzeitig ist die Kraftkomponente F_3 um 68,7 % gesunken, was maßgeblich auf die Reduktion der Spitzenbreite des PZ zurückzuführen ist. Durch das veränderte Verhältnis von Spitzenbreite zu Spaltweite ergibt sich auch eine veränderte Spaltströmung, die zu einem veränderten Wanddruck \bar{p}_3 führt. Im Luftlager ist eine marginale Veränderung der Kraft um 0,2 % festzustellen, was auf ein verändertes Wirbelfeld in der Entlüftungskavität zurückzuführen ist. In Summe ergibt sich eine Erhöhung der Öffnungskraft um 1 %.

Das Beispiel belegt, dass eine Veränderung der Labyrinthströmung keine Auswirkungen auf das Luftlager hat, solange die Strompfade entkoppelt sind. Somit ist eine deutliche Reduktion der Leckage möglich bei nahezu konstanter Kräftebilanz.

Im zweiten Beispiel wird für den gleichen Betriebspunkt eine höhere Öffnungskraft im Luftlager gefordert. Mit einem erhöhten mittleren Spaltdruck kann beispielsweise eine erhöhte Luftfilmsteifigkeit erzielt werden. Ein steiferer Luftfilm bedeutet, dass mit sinkender Spaltweite die Öffnungskraft stärker zunimmt. Damit eine Berührung zwischen Rotor und Stator erfolgt, ist folglich eine größere Kraft nötig. Somit kann eine erhöhte Sicherheit gegen Anstreifen gewährleistet werden.

Ein hoher gemittelter Spaltdruck im Luftlager ist durch die Vergrößerung der Gebiete mit lokalem Überdruck ($\tilde{p}_5 > 0$) möglich. Unter der Annahme, dass sich am zuvor diskutierten Druckverlauf um eine Belüftungsbohrung herum nichts ändert, ist der einfachste Ansatz die Anzahl der Belüftungsbohrungen zu erhöhen. Für das zweite Beispiel ist daher die Anzahl an Belüftungsbohrungen verdoppelt worden, die Geometrie wird im Folgenden mit DBB abgekürzt. Die hinzugefügte Bohrung liegt, um eine halbe Symmetrielänge verschoben, zentrisch unterhalb der Entlüftungsbohrung in der Mitte des Luftlagers. Die Geometrievariante ist in Abbildung 6.11b dargestellt. Alle übrigen Komponenten entsprechen der Geometrie mit Strömungsumlenker.

Die Ergebnisse der numerischen Simulation sind ebenfalls in Tabelle 6.3 beschrieben. Durch die Verdopplung der Belüftungsbohrungen verdoppelt sich der Massenstrom durch das Luftlager \dot{m}_{BB} . Der Massenstrom über die Labyrinthdichtung \dot{m}_{SZ} bleibt unverändert, was in Summe zu einer Erhöhung des Gesamtmassenstroms \dot{m}_D um 15,8 % führt. Gleichzeitig erhöht sich, wie gewünscht, die Kraft im Luftlager um 9,8 % während die übrigen Kraftkomponenten unverändert sind. Auch dieses Beispiel belegt, dass die separate Auslegung der Einzelkomponenten möglich ist. Die Krafterhöhung wirkt als erhöhte Sicherheit gegen Anstreifen, allerdings muss für die Verbesserung in diesem Fallbeispiel eine erhöhte Leckage in Kauf genommen werden.

Zum Abschluss wurden beide Geometrievarianten zur Geometrie mit der Benennung RLDBB zusammengefügt. Das heißt im Luftlager befinden sich zwei Belüftungsbohrungen (DBB) und am Rotor ist die zweite Dichtspitze angebracht (RL). Für RLDBB wurde die numerische Simulation beim genannten Betriebspunkt wiederholt und die Ergebnisse relativ zur Geometrie mit Strömungsumlenker in Tabelle 6.3 eingefügt. Es zeigt sich, dass für alle Kräfte und Massenströme die Summe der Änderungen der Einzelkomponenten der Änderung für die zusammengesetzte Geometrie entspricht. Es kann geschlossen werden, dass die Geometrie RLDBB eine Optimierung der Referenzgeometrie mit Strömungsumlenker im Hinblick auf die Sicherheit gegen Anstreifen darstellt sowie eine reduzierte Leckage aufweist im Vergleich zur Geometrie DBB.

Das Ergebnis bekräftigt die Vorgehensweise, die Strompfade zwischen Labyrinth und Luft-

Tabelle 6.3: Leckage \dot{m} und Kräfte F für die Geometrien RL, DBB und RLDBB im Vergleich zur Geometrie mit Strömungsumlenker

Geometrie	$\delta \dot{m}_{SZ}$	$\delta \dot{m}_{BB}$	$\delta \dot{m}_D$	$\delta F_{1,2,4}$	δF_3	δF_5	$\delta F_{\text{Öffnen}}$
<i>RL</i>	-12,3 %	0 %	-10,4 %	3,5 %	-68,7 %	0,2 %	1 %
<i>DBB</i>	0 %	100 %	15,8 %	0 %	0 %	9,8 %	2,6 %
<i>RLDBB</i>	-12,3 %	100 %	5,4 %	3,5 %	-68,7 %	10 %	3,6 %

lager zu entkoppeln. Existieren beispielsweise für einen gegebenen Betriebsbereich optimale Lösungen für Luftlager mit Lufteinblasung und eine Labyrinthdichtung, können beide Komponenten zu einer axial adaptiven Gleitringdichtung mit Lufteinblasung zusammengesetzt und die Zielgrößen einfach aufsummiert werden. In einem zweiten Schritt kann über die Position der Sekundärdichtung die Schließkraft definiert werden, um beim gewünschten Betriebsspalt eine optimale adaptive Gleitringdichtung mit Lufteinblasung zu realisieren. Die Voraussetzungen sind entkoppelte Strompfade ($\Psi = 1$) und geringe Druckverluste in den Entlüftungsbohrungen $p_4 \approx p_G$.

7 Zusammenfassung

Ein schnelles Anfahren sowie rasche Lastwechsel sorgen im Betrieb moderner Gasturbinen und Flugzeugtriebwerke für thermische und mechanische Verformungen zwischen drehenden und stehenden Komponenten. Für die eingesetzten Dichtsysteme bedeutet das extreme Herausforderungen. Mit neuartigen adaptiven Dichtungen ist es möglich, geringe Spaltweiten über weite Betriebsbereiche einzuhalten und dabei einen berührungsfreien Betrieb der Komponenten bei minimaler Leckage zu gewährleisten. Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurde eine axial adaptive Gleitringdichtung mit Lufteinblasung experimentell und numerisch untersucht. Die Dichtung besteht im Wesentlichen aus einer Labyrinthdichtung, einer Gleitringdichtung und einer Sekundärdichtung, die in einem Bauteil kombiniert sind. Aufgrund des axialen Bewegungsfreiheitsgrads stellt sich der Dichtspalt abhängig von den anliegenden, vorwiegend durch die Druckrandbedingungen geprägten, Kräfte ein.

Zum Verständnis des stationären und transienten Betriebsverhalten wurde ein bestehender Prüfstand für adaptive Dichtungen umgebaut und mit hochauflösender Messtechnik ausgestattet. In der Folge wurde das transiente Schließverhalten, das Folgeverhalten bei bewegtem Gehäuse und die Einflüsse verdrallter Anströmung sowie der Rotation auf das Dichtungsverhalten untersucht. Die transienten Daten belegen die Funktionalität des Dichtsystems und bestätigen analytische Vorhersagemethoden, die in vorangegangenen Publikationen beschrieben wurden. Die verdrallten Anströmbedingungen wirken sich auf die nötige Druckdifferenz aus, ab der die Dichtung in Richtung Rotor gedrückt wird, bevor sich der gewünschte Dichtspalt einstellen kann. Schließlich konnte, entgegen früherer Publikationen, eine geringe Zunahme der Dichtspaltweite bei hohen Drehzahlen beobachtet werden.

Erstmals wurden im Rahmen der vorliegenden Arbeit experimentelle Daten zur Spaltkraft und Luftfilmsteifigkeit für das Luftlager des Dichtsystems bei drehendem Rotor präsentiert. Dazu wurde ein spezieller Aufbau mit pneumatischen Aktuatoren entwickelt, mit denen der Dichtspalt im Betrieb eingestellt werden konnte, wobei die nötigen Kräfte mit entsprechender Sensorik erfasst wurden. Die Daten belegen den für Gleitringdichtungen zu erwartenden Anstieg der Spaltkraft mit sinkender Spaltweite. Zur Vorhersage der Dichtspaltweite und der Spaltkräfte wurden empirische Berechnungsansätze vorgeschlagen, die bei der Auslegung einer solchen Dichtung helfen können.

Im zweiten Teil der Arbeit wurde das Strömungsfeld entlang der Hauptstrompfade genauer beschrieben und dabei der Einsatz einer numerischen Methode zur Strömungssimulation validiert. Als Referenz wurden umfangreiche experimentelle Ergebnisse auf einem zweiten statischen und ebenen Prüfstand erzeugt, der zu diesem Zweck geplant und aufgebaut wurde. Auf der Basis dieser Ergebnisse wurde der Einsatz eines Strömungsumlenkers untersucht. Durch die gezielte Umlenkung der Strömung konnte gezeigt werden, dass sich beide Hauptstrompfade entkoppelt untersuchen und auslegen lassen. Damit ist erstmals aufgezeigt worden, dass für die Auslegung einer axial adaptiven Gleitringdichtung mit Lufteinblasung auf den umfangreichen Wissensstand zu Labyrinthdichtungen sowie Gleitringdichtungen unter bestimmten Voraussetzungen zurückgegriffen werden kann.

Daraufhin wurde für jeden der beiden Hauptstrompfade eine optimierte Geometrie entwor-

fen, numerisch untersucht und mit der Geometrie mit Strömungsumlenker verglichen. Einerseits wurde eine Reduktion der Leckage durch Optimierung der Labyrinthdichtung erreicht und andererseits wurde das Risiko gegen Anstreifen durch Hinzufügen einer zweiten Belüftungsbohrung reduziert. Die Kombination beider Verbesserungen wurde in einer dritten Geometrie vereint und untersucht. Die numerischen Ergebnisse bestätigen, dass die Optimierung der Einzelkomponenten auf die kombinierte Geometrie voll übertragbar sind.

Im Rahmen der Arbeit wurden umfassende experimentelle Daten für eine vollständig definierte generische adaptive Gleitringdichtung mit Lufteinblasung präsentiert und die Daten zur Validierung numerischer Strömungssimulationen genutzt. Erstmals wurde auf Basis dieser Daten der Einfluss eines Strömungsumlenkers auf den Auslegungsprozess axial adaptiver Gleitringdichtungen mit Lufteinblasung beschrieben.

Bei den experimentellen Untersuchungen konnte ein Schwingen der Dichtung beobachtet werden, das auf eine dynamische Interaktion zwischen der Aerodynamik und Mechanik der Reibkontakte und Relativbewegungen zwischen Rotor und Gehäuse hindeutet. Dieses mitunter hochfrequente dynamische Verhalten kann zu Instabilitäten führen, die zu einem Anstreifen der Dichtung am Rotor führen könnten. Eine genaue Untersuchung dieser dynamischen Effekte und der Beschreibung des schwingenden Dichtsystems sollte in künftigen Arbeiten erfolgen, um das dynamische Betriebsverhalten besser zu verstehen und die Betriebssicherheit für den Einsatz in Turbomaschinen zu gewährleisten.

Literatur

- Agreement, P. (2015). „Paris agreement“. In: *Report of the Conference of the Parties to the United Nations Framework Convention on Climate Change (21st Session)*. Bd. 4. HeinOnline. Paris, Frankreich, S. 2017.
- Albers, J. C., Crudgington, P., Glynn, C. C. und Herron, W. L. (2007). „Atmende Labyrinthdichtung“. DE200710027364.
- Bagepalli, B. (1996). „Aspirating seal development: Analytical modeling and seal test rig“. In: *NASA Conference Publication*. Cleveland, USA.
- Bagepalli, B., Imam, I., Wolfe, C., Tseng, T., Shapiro, W. und Steinetz, B. (1996). „Dynamic analysis of an aspirating face seal for aircraft-engine application“. In: *32nd Joint Propulsion Conference and Exhibit*. Lake Buena Vista, USA.
- BDL (2020). *Klimaschutzreport 2019*. URL: <https://www.bdl.aero/de/publikation/klimaschutzreport/> (abgerufen am 30.03.2020).
- Beermann, L., Höfler, C. und Bauer, H.-J. (2015). „Design of a High-Speed Rotating Test Rig for Adaptive Seal Systems“. In: *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*. Bd. 2B: Turbomachinery. American Society of Mechanical Engineers. Montreal, Kanada.
- Beermann, L. (2021). *Das Leckageverhalten einer radial adaptiven Dichtung in Abhängigkeit von strömungsmechanischen und geometrischen Einflussfaktoren*. Berlin, Deutschland: Logos Verlag.
- Beermann, L., Wilhelm, J. und Bauer, H.-J. (2019b). „Measurements and Modeling of the Movement Behavior of a Radial Adaptive Seal“. In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Band 141, Heft 11.
- Beermann, L. S., Wilhelm, J., Höfler, C. und Bauer, H.-J. (2018b). „Experimental Investigation of the Sealing Performance of a New Adaptive Seal System“. In: *Proceedings of GPPS Forum 18*. Zürich, Schweiz.
- Bidkar, R. A., Wolfe, C. E., Gibson, N. E. M., Erdmenger, R. R., Trivedi, D. und Tran, Q. T. N. (2021). „Aspirating face seal assembly for a rotary machine“. US Patent 10,900,570.
- Brauer, J. C., Glynn, C. C., Tseng, W.-Y. und Cabe, J. L. (2004). „Seal for a rotating member“. US Patent 6,719,296.
- Braun, E. (2016). *Ein Beitrag zur Formoptimierung von Labyrinthdichtungen*. Berlin, Deutschland: Logos Verlag.
- Chupp, R. E., Hendricks, R. C., Lattime, S. B., Steinetz, B. M. und Aksit, M. F. (2014). *Turbomachinery Clearance Control in Turbine aerodynamics, heat transfer, materials, and mechanics*. American Institute of Aeronautics und Astronautics, Inc.
- Chupp, R. E., Hendricks, R. C., Lattime, S. B. und Steinetz, B. M. (2006). „Sealing in turbomachinery“. In: *Journal of Propulsion and Power*, Band 22, Heft 2.

- Colsher, R. und Shapiro, W. (1972). *Steady-state and dynamic performance of a gas-lubricated seal*. Techn. Ber. Philadelphia, USA.
- Denecke, J. (2008). *Rotierende Labyrinthdichtungen mit Honigwabenanstreifbelägen : Untersuchung der Wechselwirkung von Durchflussverhalten, Drallverlauf und Totaltemperaturänderung*. Berlin, Deutschland: Logos Verlag.
- Denecke, J., Färber, J., Dullenkopf, K. und Bauer, H.-J. (2005). „Dimensional Analysis and Scaling of Rotating Seals“. In: *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*. Bd. 3: Turbo Expo 2005, Parts A and B. Reno, USA, S. 1149–1160.
- Deo, H. V. (2012). „Compliant plate seals: Testing and validation“. In: *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*. Bd. 44700. American Society of Mechanical Engineers. Kopenhagen, Dänemark, S. 2233–2240.
- Dörr, L. (1985). „Modellmessungen und Berechnungen zum Durchflußverhalten von Durchblicklabyrinthen unter Berücksichtigung der Übertragbarkeit“. Diss. Universität Karlsruhe (TH).
- Eleshaky, M. E. (2009). „CFD investigation of pressure depressions in aerostatic circular thrust bearings“. In: *Tribology International*, Band 42, Heft 7, S. 1108–1117.
- Europäische Union (2019). *Klimaschutzmaßnahmen der EU und der europäische Grüne Deal*. URL: https://ec.europa.eu/clima/policies/eu-climate-action_en (abgerufen am 26.03.2021).
- Falaleev, S. und Vinogradov, A. (2015). „Analysis of dynamic characteristics for face gas dynamic seal“. In: *Procedia Engineering*, Band 106, Heft, S. 210–217.
- Fourka, M., Tian, Y. und Bonis, M. (1996). „Prediction of the stability of air thrust bearings by numerical, analytical and experimental methods“. In: *Wear*, Band 198, Heft 1-2, S. 1–6.
- Franssen, R. H. M., Potze, W., De Jong, P., Fey, R. H. B. und Nijmeijer, H. (2017). „Large amplitude dynamic behavior of thrust air bearings: modeling and experiments“. In: *Tribology International*, Band 109, Heft, S. 460–466.
- Friedrich, H. (1933). „Untersuchungen über das Verhalten der Schaufelspaltdichtungen in Gegenlauf-Dampfturbinen - Ein Beitrag zur Frage des Spalverlustes in Dampfturbinen“. Diss. Universität Karlsruhe (TH).
- Gao, S., Cheng, K., Chen, S., Ding, H. und Fu, H. (2015). „CFD based investigation on influence of orifice chamber shapes for the design of aerostatic thrust bearings at ultra-high speed spindles“. In: *Tribology international*, Band 92, Heft, S. 211–221.
- Herrmann, N. (2017). „Untersuchung des Konzepts einer flexiblen Labyrinthdichtung für den Einsatz als Deckbanddichtung unter den Aspekten Leckage und Anstreiftoleranz“. Diss. Karlsruhe, Deutschland.

- Hildebrandt, M. (2021). *Ein Beitrag zum Verständnis des Anstreif- und Leckageverhaltens von Bürstendichtungen bei Variation geometrischer Parameter*. Berlin, Deutschland: Logos Verlag.
- Hwang, M., Pope, A. N. und Shucktis, B. (1996). „Advanced seals for engine secondary flowpath“. In: *Journal of Propulsion and Power*, Band 12, Heft 4.
- ICAO (2010). *Environmental Report 2010: Aviation and Climate Change*. Montreal, Kanada.
- ICAO (2020). *The world of Air Transport in 2018*. URL: <https://www.icao.int/annual-report-2018/Pages/the-world-of-air-transport-in-2018.aspx> (abgerufen am 30.03.2020).
- Jacobsen, K. (1987). „Experimentelle Untersuchungen zum Durchfluß und Wärmeübergang in Durchblick- und Stufenlabyrinthen“. Diss. Universität Karlsruhe (TH).
- Jahn, I. H., Owen, A. K., Franceschini, G. und Gillespie, D. (2008). „Experimental characterisation of the stiffness and leakage of a prototype leaf seal for turbine applications“. In: *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*. Bd. 43147. Berlin, Deutschland, S. 1657–1666.
- Jerie, J. (1948). „Flow through straight-through labyrinth seals“. In: *Proc. Seventh Int. Cong. Appl. Mech*, Band 2, Heft 1.
- Kassab, S. Z. (1994). „Performance of an externally pressurized rectangular gas bearing under constant effective recess pressure“. In: *Tribology international*, Band 27, Heft 3, S. 159–167.
- Kassab, S. Z. (1997). „Empirical correlations for the pressure depression in externally pressurized gas bearings“. In: *Tribology international*, Band 30, Heft 1, S. 59–67.
- Kassab, S. Z., Noureldeen, E. M. und Shawky, M. A. (1997). „Effects of operating conditions and supply hole diameter on the performance of a rectangular aerostatic bearing“. In: *Tribology international*, Band 30, Heft 7, S. 533–545.
- Kearton, W. und Keh, T. (1952). „Leakage of air through labyrinth glands of staggered type“. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, Band 166, Heft 1, S. 180–195.
- Kiel, G. (1935). „Gesamtdruckgerät mit großer Unempfindlichkeit gegen Schräganströmung“. In: *Bericht der Deutschen Versuchsanstalt für Luftfahrt*, Band 35, Heft 3.
- Kline, S. und McClintock, F. (1953). „Analysis of uncertainty in single-sample experiments“. In: *Mechanical Engineering*, Band 75, Heft 3.
- Kripa, V., Albers, J. C., William, L. H., Crudgington, P., Mahesh, K., Sai Raju, I. und Prathap A. an Herron, C. (2011). „Seal assembly“. US20110229311.
- Lattime, S. und Steinetz, B. (2002). „Turbine engine clearance control systems: current practices and future directions“. In: *38th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit*. Indianapolis, USA, S. 3790.
- Lebeck, A. O. (1991). *Principles and design of mechanical face seals*. New York, USA: John Wiley & Sons.

- Ludwig, L. P. und Bill, R. C. (1980). „Gas path sealing in turbine engines“. In: *ASLE Transactions*, Band 23, Heft 1, S. 1–22.
- Mahler, F. H. (1972). *Advanced Seal Technology*. Techn. Ber. East Hartford, USA: Pratt und Whitney Aircraft.
- Mayer, E. (1982). *Axiale Gleitringdichtungen*. 7., neubearb. u. erw. Aufl. Düsseldorf, Deutschland: VDI-Verlag.
- Menter, F. R. (1994). „Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications“. In: *AIAA journal*, Band 32, Heft 8, S. 1598–1605.
- Meyer, C. A. und Lowrie J. A., I. (1975). „The Leakage Thru Straight and Slant Labyrinths and Honeycomb Seals“. In: *Journal of Engineering for Power*, Band 97, Heft 4.
- Moore, A. (1975). „Gas Turbine Engine Internal Air Systems: A Review of the Requirements and the Problems“. In: *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*. Bd. ASME 1975 Winter Annual Meeting: GT Papers. Houston, USA.
- Moore, C. C. (1968). „Sealing means for axial flow compressor discharge“. U.S. Patent 3,383,033.
- Mori, H. (1961). „A Theoretical Investigation of Pressure Depression in Externally Pressurized Gas-Lubricated Circular Thrust Bearings“. In: *Journal of Basic Engineering*, Band 83, Heft 2, S. 201–208.
- Mori, H., Miyamatsu, Y. und Sakata, S. (1964). „Research on externally pressurized circular thrust gas-lubricated bearings“. In: *Bulletin of JSME*, Band 7, Heft 26, S. 467–473.
- Mulenburg, G. und Mitchell, J. (1977). „Simulation of turbine engine operational loads“. In: *AIAA/SAE 13th Propulsion Conference 1977*. Bd. 77-912. Orlando, USA.
- Munsell, P. M. und Glahn, J. A. (2009). „Hydrostatic seal assembly and the corresponding compressor assembly and gas turbine engine“. EP2053201.
- Nishio, U., Somaya, K. und Yoshimoto, S. (2011). „Numerical calculation and experimental verification of static and dynamic characteristics of aerostatic thrust bearings with small feedholes“. In: *Tribology International*, Band 44, Heft 12, S. 1790–1795.
- Orfanidis, S. J. (1995). *Introduction to signal processing*. Englewood Cliffs, USA: Prentice-Hall, Inc.
- Parker, D. M. und Kercher, D. (1991). *An enhanced method to compute the compressible discharge coefficient of thin and long orifices with inlet corner radiusing*. Techn. Ber., S. 53–63.
- Paul, A. R., Upadhyay, R. R. und Jain, A. (2011). „A novel calibration algorithm for five-hole pressure probe“. In: *International Journal of Engineering, Science and Technology*, Band 3, Heft 2.
- Pfefferle, D. (2017). *Untersuchung des Wärmeeintrags und der Reibleistung anstreifender Bürstendichtungen*. Berlin, Deutschland: Logos Verlag.

- Pope, A. N. (1994). „Gas Bearing Sealing Means“. US Patent 5,284,347.
- Pychynski, T. (2016). *Entwicklung und experimentelle Validierung eines Ansatzes für die Modellierung des Anstreifverhaltens von Labyrinthdichtungen mit Honigwabeneinlaufbelägen*. Berlin, Deutschland: Logos Verlag.
- Rogelj, J., Shindell, D., Jiang, K., Fifita, S., Forster, P., Ginzburg, V., Handa, C., Kheshgi, H., Kobayashi, S., Kriegler, E. et al. (2018). „Mitigation pathways compatible with 1.5 C in the context of sustainable development“. In: *Global warming of 1.5° C*. Intergovernmental Panel on Climate Change (IPCC), S. 93–174.
- Sallee, G. P., Kruckenberg, H. und Toomey, E. (1975). *Analysis of turbofan engine performance deterioration and proposed follow-on tests*. Techn. Ber.
- Schelling, U. (1988). „Numerische Berechnung kompressibler Strömungen mit Wärmeübergang in Labyrinthdichtungen“. Diss. Universität Karlsruhe (TH).
- Scherer, T. (1994). „Grundlagen und Voraussetzungen der numerischen Beschreibung von Durchfluß und Wärmeübergang in rotierenden Labyrinthdichtungen“. Diss. Universität Karlsruhe (TH).
- Schramm, V. (2011). *Labyrinthdichtungen maximaler Dichtwirkung: Ein Ansatz zur rechnerbasierten Formoptimierung*. Berlin, Deutschland: Logos Verlag.
- Sheng, N., Ruggiero, E. J., Devi, R., Guo, J. und Cirri, M. (2011). „Experimental and analytical leakage characterization of annular gas seals: honeycomb, labyrinth and pocket damper seals“. In: *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*. Bd. 5: Heat Transfer, Parts A and B. Vancouver, Kanada, S. 723–729.
- Snow, E. W. (1952). „Diskussionsbeitrag“. In: *Proc. Inst. Mech. Engrs*. Bd. 166.
- Strauß, K. (2009). *Kraftwerkstechnik : zur Nutzung fossiler, nuklearer und regenerativer Energiequellen*. Berlin, Heidelberg, Deutschland.
- Tallman, J. A. und Bidkar, R. A. (2018). „Heat Transfer Coefficient Characterization for Large Aspect-Ratio Thin Films in Film-Riding Seals“. In: *ASME Turbo Expo 2018: Turbomachinery Technical Conference and Exposition*. American Society of Mechanical Engineers Digital Collection. Philadelphia, USA.
- The jet engine* (2015-2005). [6. edition]. Chichester, UK: John Wiley & Sons, Ltd on behalf of Rolls-Royce plc.
- Tibos, S., Aujla, R., Pyzik, P., Lewis, M. und Justl, S. (2014). „A Theoretical and Experimental Analysis of the Sealing Capability of a Membrane Seal“. In: *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*. Bd. 5C: Heat Transfer. Düsseldorf, Deutschland.
- Tran, Q. T. N., Erdmenger, R. R. und Potokar, C. J. (2018). „Aspirating seal assembly and method of assembling“. US Patent 9,976,420.

- Tran, Q. T. N., Gibson, N. E. M., Erdmenger, R. R., Wolfe, C. E., Johnson, S. D. und Valencia, A. G. (2021). „Aspirating face seal assembly for a rotary machine“. US Patent 10,895,324.
- Trivedi, D., Bidkar, R. A., Wolfe, C. und Zheng, X. (2018). „Film-stiffness characterization for supercritical CO₂ film-riding seals“. In: *ASME Turbo Expo 2018: Turbomachinery Technical Conference and Exposition*. American Society of Mechanical Engineers Digital Collection. Oslo, Norwegen.
- Trivedi, D., Bidkar, R. A., Wolfe, C. E. und Mortzheim, J. (2019). „Supercritical CO₂ Tests for Hydrostatic Film Stiffness in Film-Riding Seals“. In: *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*. Bd. 58721. American Society of Mechanical Engineers. Phoenix, USA.
- Turnquist, N., Bagepalli, B., Reluzco, G., Wolfe, C., Tseng, T., McNickle, A., Dierkes, J., Athavale, M. und Steinetz, B. (1997). „Aspirating face seal modeling and full scale testing“. In: *33rd Joint Propulsion Conference and Exhibit*. Seattle, USA.
- Turnquist, N. A., Bagepalli, B. S., Reluzco, G. und Tseng, W.-Y. (1999a). „Rotor and stator assembly configured as an aspirating face seal“. US Patent 5,975,537.
- Turnquist, N. A., Tseng, T., McNickle, A. und Steinetz, B. (1999b). „Full scale testing of an aspirating face seal with angular misalignment“. In: *35th Joint Propulsion Conference and Exhibit*. Los Angeles, USA.
- Turnquist, N., Tseng, T., Steinetz, B., McNickle, A., Dierkes, J. und Athavale, M. (1998). „Analysis and full scale testing of an aspirating face seal with improved flow isolation“. In: *34th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit*. Cleveland, USA.
- Umweltbundesamt (2019). *Berichterstattung unter der Klimarahmenkonvention der Vereinten Nationen und dem Kyoto-Protokoll 2020 - Nationaler Inventarbericht zum Deutschen Treibhausgasinventar 1990 - 2018*. Dessau-Roßlau, Deutschland: Umweltbundesamt.
- Unger, D. P. und Herzog, H. J. (1998). *Comparative study on energy R & D performance: Gas turbine case study*.
- Waschka, W. (1991). „Zum Einfluß der Rotation auf das Durchfluß- und Wärmeübergangsverhalten in Labyrinthdichtungen und Wellendurchführungen“. Diss. Universität Karlsruhe (TH).
- Weinberger, T. (2014). *Einfluss geometrischer Labyrinth- und Honigwabenparameter auf das Durchfluß- und Wärmeübergangsverhalten von Labyrinthdichtungen*. Berlin, Deutschland: Logos Verlag.
- Weissert, I. (1996). „Numerische Simulation dreidimensionaler Strömungen in Sekundärluftsystemen von Gasturbinen unter besonderer Berücksichtigung der Rotation“. Diss. Karlsruhe, Deutschland: Universität Karlsruhe (TH).
- Wilhelm, J., Schwitzke, C., Bauer, H.-J. und Nguyen, T. (2019a). „A new approach for scaling aspirating face seal aerodynamics“. In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Band 141, Heft 3.

- Wiseman, M. W. und Guo, T.-H. (2001). „An investigation of life extending control techniques for gas turbine engines“. In: *Proceedings of the 2001 American Control Conference*. Bd. 5. IEEE. Arlington, USA.
- Wittig, S., Kim, S., Jakoby, R. und Weißert, I. (1996). *Experimental and numerical study of orifice discharge coefficients in high-speed rotating disks*.
- Wittig, S., Dörr, L. und Kim, S. (1983). „Scaling Effects on Leakage Losses in Labyrinth Seals“. In: *ASME Journal of Engineering for Power*.
- Wolfe, C., Bagepalli, B., Turnquist, N., Tseng, T., McNickle, A., Hwang, M. und Steinetz, B. (1996). „Full scale testing and analytical validation of an aspirating face seal“. In: *32nd Joint Propulsion Conference and Exhibit*. Lake Buena Vista, FL.
- Zimmermann, A., Giepmans, R., Nguyen, Q. T., Aalburg, C. und Guemmer, V. (2017). „Design of a static test rig for advanced seals and air bearing testing“. In: *International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery*. Maui, USA.
- Zimmermann, A., Graiff, M., Guemmer, V. und Nguyen, T. (2019). „Pressure-sensitive paint measurements in narrow clearances - a feasibility study“. In: *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2019: Turbomachinery Technical Conference and Exposition*. Phoenix, USA.
- Zimmermann, A., Guemmer, V., Nguyen, T. und Giepmans, R. (2018). „Experimental investigation and numerical validation of the bearing face flow of an adaptive seal“. In: *ASME Turbo Expo 2018: Turbomachinery Technical Conference and Exposition*. American Society of Mechanical Engineers. Oslo, Norwegen.
- Zimmermann, A.-L. (2021). „Experimental Investigation of the Characteristics of Aerostatic Thrust Bearings and their Response to Bearing Face Imperfections“. Diss. Technische Universität München.

Betreute studentische Arbeiten

- Altenburg, S. (2019). „Eine numerische Studie zum Einfluss der thermodynamischen Randbedingungen auf das aerodynamische Betriebsverhalten einer adaptiven Gleitringdichtung“. Masterarbeit. Institut für Thermische Strömungsmaschinen (ITS), Karlsruher Institut für Technologie (KIT). Betreuer: Prof. Hans-Jörg Bauer, Mitbetreuer: Julius Wilhelm, M. Sc.
- Faron, D. (2017). „Vorschlag zur Skalierung einer adaptiven Gleitringdichtung“. Bachelorarbeit. Institut für Thermische Strömungsmaschinen (ITS), Karlsruher Institut für Technologie (KIT). Betreuer: Prof. Hans-Jörg Bauer, Mitbetreuer: Julius Wilhelm, M. Sc.
- Geil, F. (2018). „Kalibrierung hochpräziser Abstandssensoren zur Bestimmung der Dichtspaltweite in einem Hochdrehzahlprüfstand für adaptive Gleitringdichtungen“. Bachelorarbeit. Institut für Thermische Strömungsmaschinen (ITS), Karlsruher Institut für Technologie (KIT). Betreuer: Prof. Hans-Jörg Bauer, Mitbetreuer: Julius Wilhelm, M. Sc.
- Kerner, M. (2017). „Entwicklung eines generischen CAD - Modells für adaptive Gleitringdichtungen“. Bachelorarbeit. Institut für Thermische Strömungsmaschinen (ITS), Karlsruher Institut für Technologie (KIT). Betreuer: Prof. Hans-Jörg Bauer, Mitbetreuer: Julius Wilhelm, M. Sc.
- Kollmer, M. (2019). „Einfluss von thermodynamischen Randbedingungen auf das aerodynamische Betriebsverhalten einer adaptiven Gleitringdichtung“. Bachelorarbeit. Institut für Thermische Strömungsmaschinen (ITS), Karlsruher Institut für Technologie (KIT). Betreuer: Prof. Hans-Jörg Bauer, Mitbetreuer: Julius Wilhelm, M. Sc.
- Lang, F. (2019). „Eine numerische Studie zum Einfluss der Geometrie des Luftlagers auf das aerodynamische Betriebsverhalten einer adaptiven Gleitringdichtung“. Masterarbeit. Institut für Thermische Strömungsmaschinen (ITS), Karlsruher Institut für Technologie (KIT). Betreuer: Prof. Hans-Jörg Bauer, Mitbetreuer: Julius Wilhelm, M. Sc.
- Leicht, L. (2018). „Entwicklung einer Miniaturwindkanalanlage“. Bachelorarbeit. Institut für Thermische Strömungsmaschinen (ITS), Karlsruher Institut für Technologie (KIT). Betreuer: Prof. Hans-Jörg Bauer, Mitbetreuer: Julius Wilhelm, M. Sc., Mitbetreuer: Florian Wehner, Dipl.-Ing.
- Lorenzo, I. A. (2019). „Development of a 1D flow model for the air supply infrastructure of a test bench for adaptive seals“. Bachelorarbeit. Institut für Thermische Strömungsmaschinen (ITS), Karlsruher Institut für Technologie (KIT). Betreuer: Prof. Hans-Jörg Bauer, Mitbetreuer: Julius Wilhelm, M. Sc.
- Müller, O. (2017). „Auslegung und Konstruktionsoptimierung eines Hochdrehzahlrotors“. Bachelorarbeit. Institut für Thermische Strömungsmaschinen (ITS), Karlsruher Institut für Technologie (KIT). Betreuer: Prof. Hans-Jörg Bauer, Mitbetreuer: Julius Wilhelm, M. Sc.
- Savvanidis, I. (2019). „Numerische Studie zum Einfluss von Geometrievarianten auf das aerodynamische Betriebsverhalten einer adaptiven Gleitringdichtung“. Masterarbeit. Institut für

Thermische Strömungsmaschinen (ITS), Karlsruher Institut für Technologie (KIT). Betreuer: Prof. Hans-Jörg Bauer, Mitbetreuer: Julius Wilhelm, M. Sc.

Strauß, L. (2019). „Entwurf eines Prüfstands zur Bestimmung des Strömungsfelds einer adaptiven Gleitringdichtung mit Lufteinblasung“. Bachelorarbeit. Institut für Thermische Strömungsmaschinen (ITS), Karlsruher Institut für Technologie (KIT). Betreuer: Prof. Hans-Jörg Bauer, Mitbetreuer: Julius Wilhelm, M. Sc.

Tadiello, P.-M. (2020). „Numerical investigation of the influence of individual components of an aspirating face seal on its aerodynamic characteristics“. Masterarbeit. Institut für Thermische Strömungsmaschinen (ITS), Karlsruher Institut für Technologie (KIT). Betreuer: Prof. Hans-Jörg Bauer, Mitbetreuer: Julius Wilhelm, M. Sc.

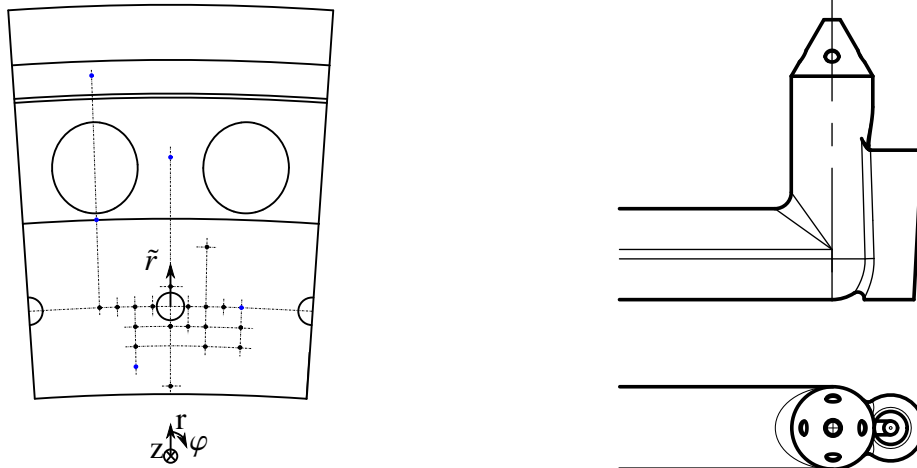
Ursprung, M. (2017). „Aerodynamische Simulation des Vordrallsystems in einem Hochdrehzahlprüfstand“. Masterarbeit. Institut für Thermische Strömungsmaschinen (ITS), Karlsruher Institut für Technologie (KIT). Betreuer: Prof. Hans-Jörg Bauer, Mitbetreuer: Julius Wilhelm, M. Sc.

Veröffentlichungen

- Beermann, L., Wilhelm, J. und Bauer, H.-J. (2019a). „Measurements and Modeling of the Movement Behavior of a Radial Adaptive Seal“. In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Band 141, Heft 11.
- Beermann, L. S., Wilhelm, J., Höfler, C. und Bauer, H.-J. (2018a). „Experimental Investigation of the Sealing Performance of a New Adaptive Seal System“. In: *Proceedings of GPPS Forum 18*. Zürich, Schweiz.
- Hühn, L., Wilhelm, J., Schwitzke, C. und Bauer, H.-J. (2020). „Extensive Experimental and Analytical Investigation of the Aerodynamic Flow Field of Labyrinth Seals with Innovative Liner Configurations“. In: *Proceedings of the 18th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery (ISROMAC18)*. 18th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery. Bd. 1909. Journal of Physics: Conference Series. Maui, USA.
- Wilhelm, J., Schwitzke, C., Bauer, H.-J. und Nguyen, T. (2019b). „A new approach for scaling aspirating face seal aerodynamics“. In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Band 141, Heft 3.

Anhang

A.1 Positionierung der Messtechnik



- (a) Vorderseitenansicht der Dichtung mit markierten Druckmessbohrungen. Blau hervorgehobene Messstellen sind redundant, an zwei am Umfang versetzten Positionen, vorhanden.
- (b) Vorder- und Seitenansicht der 5-Loch Kielsonde mit integrierter Temperaturmessung.

Abbildung A.1: Positionen der Druckmessbohrungen in der Dichtung sowie Darstellung der 5-Loch Kielsonde für den drehenden Aufbau.

Tabelle A.1: Positionen der Druckmessbohrungen auf der Dichtung für den drehenden Aufbau.

Nummer	\tilde{r}	$\tilde{\varphi}$	Nummer	\tilde{r}	$\tilde{\varphi}$
1	0	0,5	15	-0,114	-0,25
2	-0,114	0,5	16	-0,228	-0,25
3	-0,228	0,5	17	-0,341	-0,25
4	0	0,38	18	-0,455	0
5	0	0,25	19	0	-0,38
6	0	0,13	20	0	-0,5
7	-0,114	0,25	21	-0,114	0
8	-0,114	0,13	22	0,5	-0,5
9	-0,228	0,25	23	0,851	0
10	0,114	0	24	0	0,5
11	0,341	0,25	25	-0,341	-0,25
12	1,324	-0,5	26	0,5	-0,5
13	0	-0,13	27	0,851	0
14	0	-0,25	28	1,324	-0,5

Tabelle A.2: Positionen der beiden Messsysteme KAS und LAS zur Bestimmung des Dichtspalts

Benennung	Sensortyp	Umfangsposition	Messbereich	Orientierung
AS1	HPT-40E	80°	1,02 mm	axial
AS2	HPT-40E	-2°	1,02 mm	axial
AS3	HPT-40E	80°	1,02 mm	axial
AS4	HPT-40E	100°	1,02 mm	axial
AS5	HPT-40E	178°	1,02 mm	axial
AS6	HPT-40E	-100°	1,02 mm	axial
RS1	HPT-150A	-12°	3,81 mm	radial
RS2	HPT-150A	113°	3,81 mm	radial
RS3	HPT-150A	-122°	3,81 mm	radial
L1	LK-H152	-60°	80 mm	axial
L2	LK-H152	0°	80 mm	axial
L3	LK-H152	60°	80 mm	axial
L4	LK-H152	113°	80 mm	axial
L5	LK-H152	180°	80 mm	axial
L6	LK-H152	-113°	80 mm	axial

Tabelle A.3: Positionen der Druckmessbohrungen auf der Dichtung für den ebenen Aufbau.

Nummer	x in mm	y in mm	z in mm	Nummer	x in mm	y in mm	z in mm
1	0,00	40,11	-26,42	24	0,00	36,00	-7,43
2	0,00	36,27	-27,86	25	0,00	33,00	-7,43
3	0,00	42,44	-31,98	26	0,00	42,44	-20,87
4	0,00	33,97	-33,40	27	0,00	38,19	-16,62
5	0,00	29,00	-26,42	28	0,00	33,95	-12,38
6	0,00	29,00	-29,41	29	0,00	40,11	-26,42
7	0,00	40,31	-34,10	30	0,00	14,22	-1,31
8	0,00	33,97	-33,40	31	0,00	29,00	-26,42
9	0,00	29,00	-32,41	32	0,00	29,00	-20,43
10	0,00	38,19	-36,22	33	0,00	29,00	-11,43
11	0,00	32,83	-36,17	34	0,00	17,89	-26,42
12	0,00	29,00	-35,41	35	0,00	25,17	-16,67
13	0,00	29,00	-0,43	36	0,00	15,57	-20,87
14	0,00	29,00	-3,43	37	0,00	19,81	-16,62
15	0,00	31,68	-0,96	38	0,00	16,00	-7,43
16	0,00	36,07	-0,36	39	0,00	22,00	-7,43
17	0,00	33,95	-2,48	40	0,00	25,00	-7,43
18	0,00	31,83	-4,60	41	0,00	19,76	-3,60
19	0,00	41,01	-2,46	42	0,00	15,57	-31,98
20	0,00	38,24	-3,60	43	0,00	19,81	-36,22
21	0,00	35,47	-4,75	44	0,00	17,89	-26,42
22	0,00	42,00	-7,43	45	0,00	22,88	-30,63
23	0,00	39,00	-7,43	46	-10,00	79,00	-7,43
47	-10	56,00	-7,43				

A.2 Massenstromkorrektur

Die präsentierten experimentellen Ergebnisse für den Massenstrom \dot{m}_D wurden um parasitäre Leckagen \dot{m}_{par} nach der Gleichung

$$\dot{m}_{D,\text{korr}} = \dot{m}_D - \dot{m}_{\text{par}} \quad (\text{A.1})$$

korrigiert, um die Vergleichbarkeit mit dem numerischen Modell zu realisieren. Es wurden die parasitären Leckagen, die zwischen den Seitenwänden und der Dichtung bzw. dem Rotor auftreten, auf Basis eines umfassenden Versuchsplans mit zahlreichen Kombinationen aus Vordrücken $1,1 \text{ bar} \leq p_V \leq 7 \text{ bar}$ und Gegendrücken $1 \text{ bar} \leq p_V \leq 4 \text{ bar}$ bzw. Druckverhältnissen $1,1 \leq \Pi \leq 4$ bestimmt. Dazu wurden zwischen dem Primärzahn und Rotor sowie zwischen dem Außen- bzw. Innenrand des Luftlagers und dem Rotor Gummimatten geklemmt, die die Hauptstrompfade abdichten. Für beide Geometrievarianten können die Leckagen mit exzellenter Güte ($R^2 > 98,9 \%$) durch die Gleichung

$$\dot{m}_{\text{par}} = a_1 \cdot p_V \cdot \dot{Q}_{\text{id}}^\kappa + a_2 \quad (\text{A.2})$$

angenähert werden. Die Koeffizienten a_1 und a_2 sind abhängig von der Geometrievariante. Für die Referenzgeometrie gilt $a_{1,\text{RG}} = 6,522 \cdot 10^{-6} \text{ Pa}^{-1} \left(\sqrt{\text{K}} \text{sm}^{-1} \right)^{-\kappa}$ und $a_{2,\text{RG}} = -2,829 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$, bei der Geometrie mit Strömungsumlenker folgt $a_{1,\text{SU}} = 5,915 \cdot 10^{-6} \text{ Pa}^{-1} \left(\sqrt{\text{K}} \text{sm}^{-1} \right)^{-\kappa}$ und $a_{2,\text{SU}} = -2,742 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$. Es ergeben sich durchaus hohe parasitäre Massenströme zwischen $1 \text{ g} \cdot \text{s}^{-1} \leq \dot{m}_{\text{par}} \leq 46 \text{ g} \cdot \text{s}^{-1}$, die in Abhängigkeit der Größe $p_V \cdot \dot{Q}_{\text{id}}^\kappa$ in Abbildung A.2 dargestellt sind. Verursacht werden die hohen Leckagen durch minimale Spalte an den Seiten des Prüfstands. Die Spalte sind nötig, um eine axiale Beweglichkeit des Dichtungsträgers zu gewährleisten.

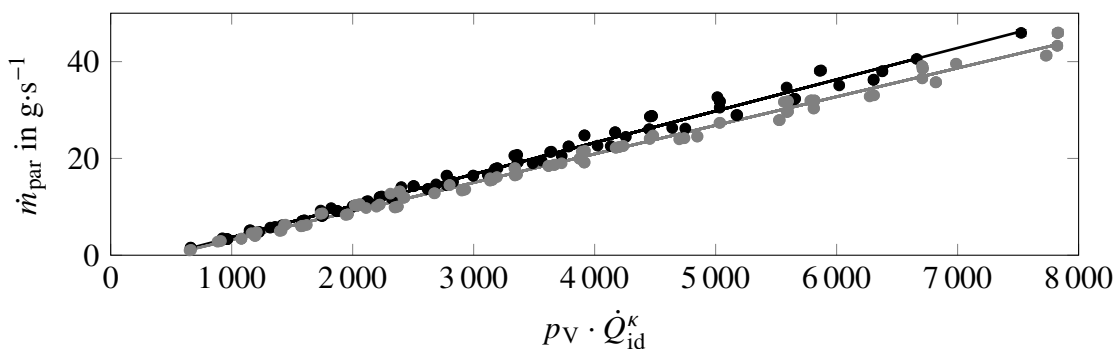


Abbildung A.2: Experimentell ermittelter parasitärer Massenstrom \dot{m}_{par} in Abhängigkeit des Vordrucks p_V und des idealen Durchflusskoeffizienten \dot{Q}_{id} für die Referenzgeometrie (●) und die Geometrie mit Strömungsumlenker (◐). (—) bzw. (—) repräsentieren entsprechend den linearen Zusammenhang nach Gleichung (A.2).

A.3 Weitere Ergebnisse

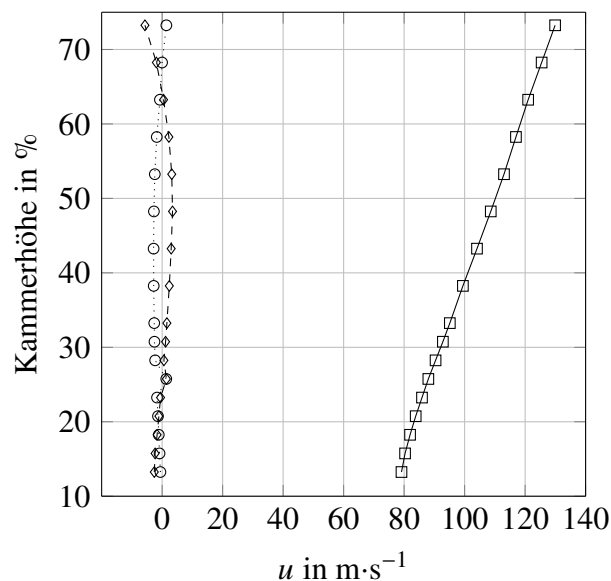


Abbildung A.3: Tangentiale (—□—), radiale (—○—) und axiale (—◇—) Geschwindigkeitskomponenten über der Kammerhöhe in der Vordruckkavität bei $p_V = 1,66$ bar.

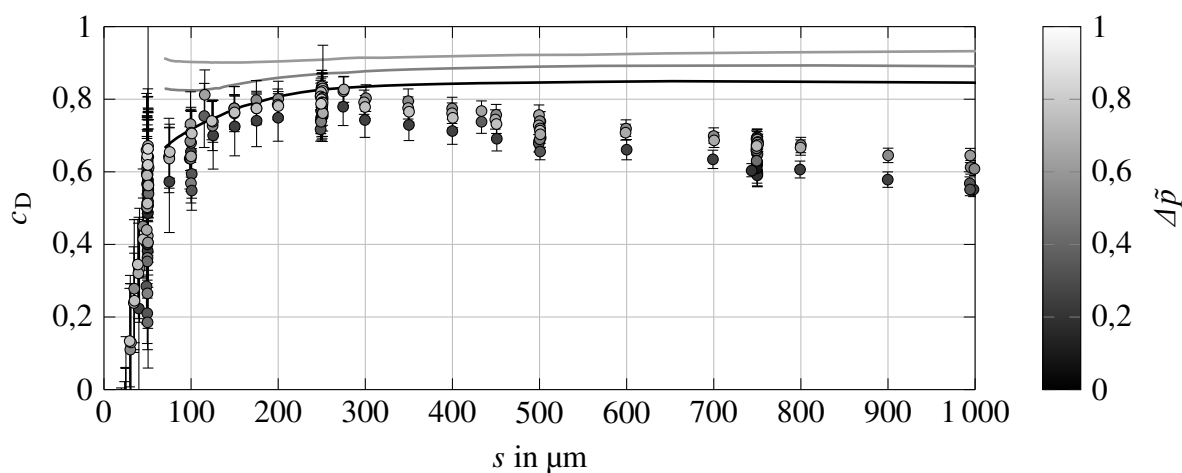


Abbildung A.4: Durchflussbeiwert $c_{D,ges}$ über der Spaltweite s in Abhängigkeit der dimensionslosen Druckdifferenz $\Delta\bar{p}$ für die Referenzgeometrie. Die Linien (—) entsprechen den Ergebnissen für ein einstufiges Labyrinth und sind Kearton und Keh (1952) entnommen.

Lebenslauf

Persönliches

Name	Julius Wilhelm
Geburtsdatum	26. Februar 1990
Geburtsort	Viernheim
Familienstand	verheiratet
Kinder	zwei

Schulbildung

09/1996–08/2000	Dekan-Ernst-Schule Grünstadt
09/2000–03/2009	Leininger-Gymnasium Grünstadt

Studium

10/2010–03/2014	Karlsruher Institut für Technologie, Maschinenbau, Abschluss: Bachelor of Science
04/2013–08/2013	Bachelorarbeit am Institut für Thermische Strömungsmaschinen (KIT), Titel: Experimentelle Bestimmung des Strömungsumschlags in einer Flugtriebwerkslagerkammer Betreuer: Dipl.-Ing. Wolfram Kurz
04/2014–05/2016	Karlsruher Institut für Technologie, Maschinenbau, Abschluss: Master of Science
11/2015–04/2016	Masterarbeit am Institut für Thermische Strömungsmaschinen (KIT), Thema: Numerische Untersuchung einer Filmkühlbohrung Betreuer: Dipl.-Ing. Tobias Glasenapp

Beruflicher Werdegang

05/2009–10/2009	1. Abschnitt: Zivildienst auf dem Kleinsägmüherhof der Lebenshilfe für Menschen mit geistiger Behinderung e.V., Bad Dürkheim
04/2010–06/2010	2. Abschnitt: Zivildienst auf dem Kleinsägmüherhof der Lebenshilfe für Menschen mit geistiger Behinderung e.V., Bad Dürkheim
10/2011–09/2012	Studentische Hilfskraft am Institut für Algebra und Geometrie (KIT), Tätigkeit: Tutor für Höhere Mathematik I & II
07/2012–04/2013	Studentische Hilfskraft am Institut für Thermische Strömungsmaschinen (KIT), Betreuer: Dipl.-Ing. Wolfram Kurz
06/2016–06/2021	Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Thermische Strömungsmaschinen (KIT), Arbeitsgruppe: Komponentenentwicklung, Institutsleitung: Prof. Dr.-Ing. Hans-Jörg Bauer
07/2021–heute	Entwicklungsingenieur bei ZF Friedrichshafen AG, Bereich: Dynamische Dichtsysteme

Gasturbinen werden in der Energiewirtschaft zur Stromerzeugung eingesetzt und sind als Antriebe für moderne Flugzeuge aufgrund ihrer hohen spezifischen Leistungen und herausragenden Zuverlässigkeit nahezu alternativlos. Die aktuellen Entwicklungsziele werden neben der weiteren Steigerung des thermischen Wirkungsgrads zunehmend von der Steigerung der Flexibilität und der Verbesserung des Teillastverhaltens bestimmt. Mit neuartigen adaptiven Dichtungen, wie beispielsweise der axial adaptiven Gleitringdichtung mit Lufteinblasung (AFS), ist es möglich, geringe Spaltweiten über weite Betriebsbereiche einzuhalten und dabei einen berührungsfreien Betrieb der Komponenten bei minimaler Leckage zu gewährleisten.

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit werden experimentelle und numerische Ergebnisse zur Charakterisierung des Betriebsverhaltens einer AFS beschrieben. Im Fokus stehen die Ergebnisse zum transienten Schließverhalten, dem Folgeverhalten bei bewegtem Gehäuse und zu den Einflüssen von Anströmung und Rotation. Erstmals werden experimentelle Daten zur Druckkraft und Luftfilmsteifigkeit für das Luftlager des Dichtsystems bei drehendem Rotor präsentiert. Im zweiten Teil der Arbeit wird auf das Strömungsfeld und die Validierung der numerischen Strömungssimulation eingegangen. Aus den experimentellen und numerischen Ergebnissen werden Berechnungsansätze für den stationären Betrieb abgeleitet und eine beispielhafte Auslegung des Dichtsystems durch Optimierung einzelner Komponenten diskutiert.

Logos Verlag Berlin

ISBN 978-3-8325-5651-8

ISSN 1615-4983