

Untersuchung des Konzepts einer flexiblen Labyrinthdichtung für den Einsatz als Deckbanddichtung unter den Aspekten Leckage und Anstreiftoleranz

Zur Erlangung des akademischen Grades eines

Doktors der Ingenieurwissenschaften (Dr.-Ing.)

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

angenommene

Dissertation

von

Dipl.-Ing. Nico Herrmann

Tag der mündlichen Prüfung:
Hauptreferent:
Korreferent:

03. April 2017
Prof. Dr.-Ing. Hans-Jörg Bauer
Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. Albert Albers



Dieses Werk ist lizenziert unter einer Creative Commons Namensnennung -
Weitergabe unter gleichen Bedingungen 4.0 International Lizenz (CC BY-SA 4.0):
<https://creativecommons.org/licenses/by-sa/4.0/deed.de>

Vorwort der Herausgeber

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 Turbomaschinen berührungsfreie Dichtungen eingesetzt. Labyrinthdichtungen sind dabei bisher die am häufigsten verwendete Dichtungsart. Ihr Durchflussverhalten wird maßgeblich durch die Spaltweite zwischen den Dichtspitzen und der gegenüberliegenden Dichtfläche bestimmt. Dabei ist die minimal realisierbare Spalthöhe durch die Gefahr des Anstreichens der Dichtspitzen an die Dichtfläche begrenzt. Neuartige alternative Dichtungskonzepte erlauben dagegen eine geringe Spaltweite dadurch, dass die Dichtspitzen eine hohe Flexibilität aufweisen und deshalb tolerant gegenüber Anstreichvorgängen sind. Im vorliegenden Band der Schriftenreihe befasst sich der Autor mit Dichtungen, die aufgrund ihrer Form und einer Segmentierung eine hohe geometrische Flexibilität aufweisen, deren detailliertes

Anstreifverhalten aber noch weitgehend unbekannt ist. Experimentelle Anstreifversuche unter realitätsnahen Randbedingungen ergeben bei den zum Vergleich herangezogenen starren Dichtungen starke plastische Verformungen der Dichtspitzen und einen großen Wärmeeintrag in die Welle. Die dabei entstehende Wärmeausdehnung des Rotors führt zu einem Verschleiß, der größer ist, als es der nominalen Überdeckung entsprechen würde. Dagegen dominiert bei den flexiblen Dichtungen wegen der viel geringeren Anpresskräfte der Materialabtrag den Verschleißprozess, der darüber hinaus erwartungsgemäß deutlich geringer ausfällt als bei der konventionellen Dichtung. Die Spitzen der flexiblen Dichtungen behalten beim Anstreifvorgang ihre Form weitestgehend bei, wohingegen bei den starren Dichtungen die scharfen Eintrittskanten durch Aufpflanzung abgerundet werden, wodurch sich ihr Leckageverhalten signifikant verschlechtert. Die im vorliegenden Band vorgestellten Ergebnisse umfassender generischer experimenteller und numerischer Untersuchungen liefern wertvolle Informationen für die Auslegung anstreiftoleranter segmentierter Dichtungen, die sich insbesondere für die Anwendung in Dampfturbinen eignen.

Karlsruhe, im März 2017

Hans-Jörg Bauer

Vorwort des Autors

Die vorliegende Arbeit entstand während und nach meiner Tätigkeit am Institut für Thermische Strömungsmaschinen (ITS) am Karlsruher Institut für Technologie (KIT).

Eine Promotion stellt in vielen Fällen den Abschluss einer universitären Laufbahn dar - so auch in meinem Fall. Was von dieser Zeit bleibt ist die Gewissheit eine außergewöhnlich gute Ausbildung genossen zu haben. Von der konstruktiven Gestaltung der Prüfstände über die Auswahl der nötigen Messtechnik und die Erstellung der Messroutinen bis zur Inbetriebnahme der Messaufbauten und der Durchführung der wissenschaftlichen Versuche war jeder Aspekt des Ingenieurstudiums für diese Arbeit relevant. So fördern und fordern die Bedingungen am ITS den Ingenieur und Wissenschaftler gleichermaßen, was mich nicht nur fachlich, sondern auch als Persönlichkeit geprägt hat.

Bedanken möchte ich mich an dieser Stelle bei Prof. Dr.Ing. Hans-Jörg Bauer für die Ermöglichung der Promotion und die Übernahme des Hauptreferats. Auch seinem Vorgänger Herrn Prof. Dr.-Ing. E.h. Dr. h.c.mult. Sigmar Wittig möchte ich für die Schaffung der sehr guten Infrastruktur und Rahmenbedingen am ITS danken. Ebenso gilt mein Dank Herrn Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. Albert Albers für die Übernahme des Koreferats.

Meinen Kollegen und den Mitarbeitern des Instituts möchte ich für die freundschaftliche und motivierende Arbeitsatmosphäre sowie für ihre Hilfsbereitschaft danken. Ich werde mich noch lange an die angeregten Diskussionen in den Kaffeerunden erinnern. Zusammen mit den privaten Aktivitäten sind hieraus nicht nur wunderbare Kollegen, sondern auch so manche Freundschaft entstanden.

Auch den zahlreichen Studenten, die ich über die Jahre betreuen durfte möchte ich für ihren Beitrag danken.

Die anspruchsvollen experimentellen Arbeiten, die diesem Manuskript zu Grunde liegen, wären ohne die Mithilfe der qualifizierten und motivierten Mitarbeiter der Werkstätten nicht möglich gewesen. Auch für eure tatkräftige Unterstützung und oft unkomplizierte Hilfe möchte ich mich bedanken.

Mein größter Dank gilt meiner Familie, allen voran meinen Eltern. Ihr habt mir stets den Rücken gestärkt, mich unterstützt, mir ein wunderbares Zuhause und die Freiheit gegeben mich zu der Person zu entwickeln, die ich heute bin - hierfür kann ich euch nicht genug danken.

Meine Frau Alexandra begleitet mich seit den ersten Tagen als Doktorand. Dir möchte ich für deine Unterstützung, deine Geduld und die Motivation danken. Vor allem aber für die Zeit, die du mir gegeben hast, um diese Arbeit fertig stellen zu können - Vielen Herzlichen Dank.

Karlsruhe, im März 2017

Nico Herrmann

Inhaltsverzeichnis

Abbildungsverzeichnis	iv
Tabellenverzeichnis	vii
Symbole	viii
1 Einleitung	1
2 Dichtungstechnologien in Turbomaschinen	5
2.1 Labyrinthdichtungen	5
2.1.1 Bauformen und theoretische Grundlagen	6
2.1.2 Stand der Forschung	8
2.2 Bürstendichtungen	10
2.3 Fingerdichtungen	13
2.4 Lamellendichtungen	16
2.5 Flexible Dichtungen	18
3 Problemstellung und Zielsetzung	23
3.1 Das Konzept einer flexiblen und adaptiven Labyrinthdichtung	23
3.2 Zielsetzung und Vorgehen	25
4 Grundlagen der Tribologie	27
4.1 Reibung	28
4.2 Verschleiß	32
4.3 Reibtemperaturen und Wärmeströme	34
5 Experimentelle Untersuchungen	37
5.1 Prototypenentwicklung	37
5.2 Prüfstands Aufbau	40
5.3 Verschleiß an den Dichtungen	42
5.3.1 Starre Dichtstreifen - Referenzlabyrinth	44
5.3.2 Flexible Dichtstreifen - Konfiguration V1 und V2	46
5.4 Durchflussuntersuchungen	48

5.4.1	Leckagemessung ohne Rotordrehung	50
5.4.2	Einfluss der Rotordrehung auf die Leckage	54
5.5	Verschleißproben	55
6	Methodenentwicklung und Validierung	69
6.1	Strömungssimulation	69
6.1.1	Validierung des Turbulenzmodells	73
6.1.2	Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten für den Einsatz in der Verschleißsimulation	75
6.2	Verschleißsimulation	77
6.2.1	Vorgehen und Aufbau der Verschleißsimulation	77
6.2.1.1	Gitter, Elemente und Randbedingungen	77
6.2.1.2	Reibung und Reibleistung	79
6.2.1.3	Wärmeübergang an die Umgebung	80
6.2.1.4	Wärmeübergang im Kontakt	80
6.2.1.5	Materialabtrag	82
6.2.1.6	Materialdaten	83
6.2.2	Kalibrierung und Validierung der Modellierung	83
7	Anwendung und Ergebnisse	93
7.1	Verschleiß - Fall 1	95
7.1.1	Referenzkonfiguration	95
7.1.2	Konfiguration V1	97
7.1.3	Konfiguration V2	98
7.2	Verschleiß - Fall 2	101
7.3	Verschleiß - Fall 3	102
7.4	Zusammenfassende Betrachtung - Verschleiß	102
7.5	Betrachtung Leckage	104
8	Zusammenfassung und Ausblick	109
	Literaturverzeichnis	113

Anhang	127
A.1 Spaltweitenmessung	127
A.2 Technische Zeichnung - Dichtstreifen	130
A.3 Verschleißbilder - starre Dichtstreifen	134
A.4 Verschleißbilder - flexible Dichtstreifen	138
A.5 Subroutine - Fric	142
A.6 Subroutine - Film	143
A.7 Subroutine - Umeshmotion	143
A.8 Materialdaten 1.4301	145

Abbildungsverzeichnis

1.1	Schematischer Schnitt durch eine Turbine, Kreitmeyer (2000a)	2
2.1	Labyrinthdichtungen	6
2.2	Schnitt durch einen verschlissenen und aufgezogenen Labyrinthdichtstreifen	10
2.3	Schematischer Aufbau einer Bürstendichtung im Schnitt	10
2.4	Aufbau einer Fingerdichtung	13
2.5	Fingerdichtung mit Pad	14
2.6	Lamellendichtung	17
2.7	Feder gelagertes Labyrinth	18
2.8	Foil Seal	19
2.9	Segmentierte Wellendichtung	20
2.10	GegruemmtSegmentiert	20
3.1	Aufbau und Prinzip einer GSD	24
4.1	Dimensionsbereiche in der Tribologie	28
4.2	Reibung	30
5.1	Referenzlabyrinth	38
5.2	Geometrie DOE	39
5.3	Prüfstands Aufbau	41
5.4	ViertelSegment	42
5.5	Prüfstands Aufbau	43
5.6	Verschleißformen an verschiedenen Positionen am Umfang - starre Spitze	44
5.7	Verschleiß über alle Segmente	45
5.8	Verzug durch Anstreichversuche	46
5.9	Häufigkeit der Dichtspitzenhöhe über der Standardabweichung	47
5.10	Verschleißformen an zwei ausgewählten Elementen der Konfiguration V1	48
5.11	Prüfstands Aufbau	49
5.12	Leckage	52
5.13	CD-Werte	53
5.14	LeckageVSSpeed	55

5.15	Aufbau Verschleißmessung an Verschleißproben	57
5.16	Verschleißprobe seitlich	57
5.17	Abhängigkeiten des Längenverhältnisses β von den Versuchsparametern nach Tab. 5.3	59
5.18	Verschleißkoeffizient mit Exponenten (k^*) gegenüber Standard Archard-Modell (k)	60
5.19	Gemittelte Temperaturverläufe mit min. und max. Messwerten für starre Verschleißproben; In Abständen von 1 mm (1) und 5 mm (5) vom Kontaktpunkt . .	61
5.20	Wandernder Kontaktpunkt	63
5.21	Abheben vom Rotor	64
5.22	Verschleißkoeffizient V1	65
5.23	Verschleiß pro Anstreifvorgang	65
5.24	Verschleißprobe V1	67
5.25	Gemittelte Temperaturverläufe - flexible Verschleißproben V1; In Abständen 0 mm und 1 mm vom Kontaktpunkt	68
6.1	Schema der Simulationsmethodik	70
6.2	CFD Rechengebiet	72
6.3	CFD Gitterauflösung am Beispiel des Referenzlabyrinths Bx1 im nominellen Zustand. Geometrie der Dichtspitzen aus Abdrücken der realen Konfiguration modelliert.	73
6.4	Berechnete und gemessene Leakage/ C_D -Werte im Vergleich; $\pm 5\%$ Toleranz . .	74
6.5	Berechnete und gemessene Leakage/ C_D -Werte im Vergleich; $\pm 5\%$ Toleranz . .	75
6.6	Rechengebiet zur Berechnung des Wärmeübergangs an die Verschleißprobe . .	76
6.7	Berechneter Wärmeübergangskoeffizient und interpolierte Kurven für die FEM Simulationen	76
6.8	adaptives Netz	78
6.9	Randbedingungen am FE Modell der Verschleißprobe	79
6.10	Wärmeströme an Verschleißprobe	81
6.11	Vergleich Temperaturverläufe: FEM / Versuch: Starre Verschleißproben	89
6.12	Vergleich der deformierten Konturen der starren Verschleißproben aus FEM und Versuch	90
6.13	Temperaturverläufe - Verschleißproben V1	91
7.1	Numerisch untersuchte Dichtungskonfigurationen mit nummerierten Druckmessstellen	94
7.2	Verlauf Anpresskraft	96

7.3	Position der flexiblen Dichtspitzen im Verlauf der Simulation (Fall 1)	96
7.4	Vergleich vor und nach Kontakt - Referenzdichtstreifen	97
7.5	Verlauf Anpresskraft	98
7.6	Position der flexiblen Dichtspitzen im Verlauf der Simulation (Fall 1)	98
7.7	Vergleich vor und nach Kontakt -V1	99
7.8	Kontaktfläche während des Anstreichens - V2-1	99
7.9	Verlauf Anpresskraft	100
7.10	Position der flexiblen Dichtspitzen im Verlauf der Simulation (Fall 1)	100
7.11	Vergleich vor / nach Kontakt -V2-1	100
7.12	Anpresskraft und Verschleiß bei wiederholtem Anstreifen - V2-1: nominelle Überdeckung 0,35 mm	102
7.13	Variation der Kontaktzeit,Zustellung 0,2 mm - Dichtstreifen V1-2	103
7.14	Änderung der Leckage und des C_D -Werts vor und nach dem Anstreifen; Aus- gangsbasis stellt die unverschlossene Referenzkonfiguration dar.	105
7.15	Druckverlaufkurven - statischer Relativdruck $p_{s,rel}$	107
7.16	Druckverlaufkurven - statischer Relativdruck $p_{s,rel}$	108
A.1	Messuhr	128
A.2	Gerader starrer Dichtstreifen	128
A.3	Spaltnessung flexible Dichtstreifen	129
A.4	Gerader starrer Dichtstreifen	130
A.5	GSD V1	131
A.6	GSD V1	132
A.7	GSD V1	133
A.8	Abdrücke der verschlissenen starren Dichtspitze 1 - Konfiguration Baseline . .	134
A.9	Abdrücke der verschlissenen starren Dichtspitze 2 - Konfiguration Baseline . .	135
A.10	Abdrücke der verschlissenen starren Dichtspitze 2 - Konfiguration Baseline . .	136
A.11	Abdrücke der verschlissenen starren Dichtspitze 2 - Konfiguration Baseline . .	137
A.12	GSD V1 nach Anstreifen	138
A.13	GSD V1 nach Anstreifen	139
A.14	GSD V2 nach Anstreifen	140
A.15	GSD V2 nach Anstreifen	141

Tabellenverzeichnis

5.1	Untersuchte Konfigurationen (o) nominell / (x) verschlissen	50
5.2	Übersicht über die gemittelten Spaltweiten aller Dichtungskonfigurationen und der daraus bestimmten Referenzspaltweite: nominal und verschlissen (*)	53
5.3	Versuchsmatrix - Verschleißproben	56
5.4	Versuchsmatrix - flexible Verschleißproben (V1)	66
6.1	CFD Randbedingungen	72
6.2	Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten im Kontakt anhand gemessener Temperaturen und Anpressdrücke (gemessene Normalkräfte bezogen auf ursprüngliche geometrische Fläche)	82
6.3	Versuchsmatrix FEM	85
6.4	Prozentuale Abweichung des berechneten und gemessenen Materialverlusts	86
6.5	Versuchsmatrix FEM Variante V1	87
6.6	Vergleich Experiment/FEM: Materialabtrag Δm und Längenänderung Δl an Verschleißprobe V1	88
7.1	Zusammenfassung der Verschleißsimulationen mit: Δs = Spaltweitenänderung an Vorder-/ Hinterkante; F_{Max} = Maximale Anpresskraft pro Segment (1 Grad)	101
7.2	Versuchsparameter Fall 3	103
7.3	Randbedingungen und Spaltweiten s im nominalen (nom) und verschlissenen (ver) Zustand	105

Symbole

Symbol	Einheit	Bedeutung
<i>Lateinische Symbole</i>		
A	m^2	Fläche
$a = \frac{\lambda}{c_p \rho}$	m^2/s	Temperaturleitfähigkeit
b	m	Dichtspitzenbreite
c_p	J/kgK	spezifische Wärmekapazität
D	mm	Durchmesser
F_x	N	Kraft in Richtung x
H	N/mm^2	Härte
h	W/m^2	Wärmeübergangskoeffizient
k_A	–	Verschleißkoeffizient nach Archard
k	m^3/Nm	Verschleißkoeffizient
p	Pa	Druck
\dot{q}	W/m^2	Wärmestromdichte
r	m	Rotorradius
l	m	Länge
s	m	Dichtspalthöhe
t	s	Zeit
T	K	Temperatur
u	μm	Überdeckung
\dot{m}	kg/s	Massenstrom
v	m/s	Geschwindigkeit
V	m^3	Volumen
<i>Griechische Symbole</i>		
α	W/m^2K	Wärmeleitkoeffizient
δ	mm	Berechnete Spalthöhe nach Traupel
Δ	–	Differenz
Π	–	Druckverhältnis
μ	–	Reibkoeffizient
ν	m^2/s	kinematische Viskosität
ρ	kg/m^3	Dichte

Indizes

R		Reibkraft
N		Normalkraft
$wirk$		wirksame Fläche
m		gemittelter Wert
G		Gas

Dimensionslose Kennzahlen

C_D	–	Durchflusskoeffizient
C_{DL}	–	Durchflusskoeffizient für flexible Dichtungen
$Pe = \frac{lv}{a}$	–	Peclet-Zahl
$Re = \frac{v\rho l}{\nu}$	–	Reynoldszahl

Konstanten

R	$\frac{J}{kgK}$	spezifische Gaskonstante
κ	–	Isentropenexponent

1 Einleitung

In den zurückliegenden Jahrzehnten wurden bereits große Anstrengungen unternommen, um die Effizienz von Turbomaschinen nachhaltig zu steigern. Triebfedern für diese Entwicklung waren immer niedrigere Grenzwerte für Schadstoffemissionen und die massiv gestiegenen Kosten für Primärenergieträger, wie Kohle, Gas und Öl. Doch die stetig wachsende Weltbevölkerung und das Streben der Menschen nach immer größerem Wohlstand haben die erreichten Einsparungen überkompensiert. Als Folge konnte der Ausstoß von CO_2 global gesehen trotz der enormen Anstrengungen nicht zurückgefahren werden, sondern stieg stetig. Als Konsequenz erlangen die sogenannten "Erneuerbaren Energien" immer stärker an Bedeutung. Photovoltaik-, Solarthermie- und Windkraftanlagen sollen in naher Zukunft einen entscheidenden Anteil an der Stromerzeugung übernehmen. Allerdings fehlen bis heute wirtschaftliche Speichertechnologien, die eine gesicherte Versorgung der Bevölkerung über einen längeren Zeitraum hinweg ermöglichen. Diese Aufgabe sowie die Absicherung der Stromnetze für den Fall, dass Strom aus regenerativen Quellen nicht in ausreichender Menge zur Verfügung steht, wird weiterhin von konventionellen Anlagen übernommen werden müssen. Ein grundsätzliches Problem bei der Stromproduktion mit regenerativen Energien ergibt sich aus den starken tageszeitlichen und saisonalen Schwankungen in der eingespeisten Leistung. Um diese Schwankungen ausgleichen zu können, müssen konventionelle Kraftwerke in die Lage versetzt werden, ihre abgegebene Leistung möglichst schnell zu anzupassen. Durch die geforderte erhöhte Flexibilität, wird sich nicht nur die Anzahl der Zyklen zwischen Voll- und Teillast deutlich erhöhen, auch steilere Lastgradienten werden hierdurch bedingt. Besonders transiente Vorgänge stellen enorme Anforderungen an Kraftwerke und ihre Komponenten. Vor allem die Vorhersage der zeitlich versetzt verlaufenden thermisch induzierten Ausdehnungen von Rotor und Gehäuse ist für die Auslegung ein entscheidender Faktor. Gerade in Gas- und Dampfturbinen, in denen stationäre und rotierende Teile nur durch enge Spalten getrennt sind, stellen schnelle Änderungen des Betriebspunkts große Ansprüche an die Konstruktion und Auslegung.

Vor diesem Hintergrund kommt den Dichtungen zwischen Gehäuse- und rotierenden Teilen eine besondere Bedeutung zu, da an diesen Bauteilen die Relativverschiebungen zwischen Rotor und Stator toleriert werden müssen. Daher haben in den letzten Jahren effiziente Dichtlösungen mit einer möglichst hohen Toleranz für radiale und axiale Verschiebungen ein gesteigertes Interesse erfahren.

Im Hoch-, Mittel-, und vorderen Niederdruckbereich von Dampfturbinen verhindern Deckbänder ein Überströmen der Schaufelspitzen und vermindern damit Strömungsverluste und Schaufelschwingungen. Im verbleibenden Raum zwischen Deckband und Gehäuse stellt sich ein Fluidstrom ein, der nicht am Energieumsatz der Stufe teilnimmt. Um diese Verluste möglichst gering zu halten, sind in diesem Bereich Labyrinthdichtungen (siehe Abb.1.1) bis heute Stand der Technik. Hohe Umfangsgeschwindigkeiten, die je nach Durchmesser des Rotor über 300 m/s betragen können, Temperaturen von mehreren hundert Grad Celsius und die Forderung nach extrem langen Standzeiten, die bis zu zehn Jahren betragen können, sind die wichtigsten funktionalen Gründe, weshalb es bisher keine Alternativen für Labyrinthdichtungen als Deckbanddichtung gibt. Wird das Deckband wie in Abb. 1.1 gestuft ausgeführt, bildet es, zusammen mit den geraden

Dichtstreifen, die im Gehäuse verstemmt werden, ein sogenanntes Kammutlabyrinth. Dabei kommt der Wahl des richtigen Abstands zwischen Dichtspitzen und Deckband, dem sogenannten Dichtspiel, eine entscheidende Rolle zu, da bei der Auslegung des Dichtspiels ein Zielkonflikt besteht. Zum einen muss, um die Verluste zu begrenzen, der Abstand von Dichtspitze zu Rotor möglichst gering gehalten werden. Zum anderen büßen konventionelle Labyrinthdichtungen mit geraden und starren Dichtstreifen bei einem Kontakt mit dem Rotor deutlich an Dichteffizienz ein, weshalb eine Berührung unbedingt vermieden werden sollte. Daher weisen Deckbanddichtungen relativ große Dichtstreifenspiele auf, was ihre Dichtwirkung verschlechtert. Hier bietet sich ein wesentlicher Ansatzpunkt zur Verbesserung des Wirkungsgrads einer Dampfturbine, speziell in kritischen Betriebszuständen, wie Lastwechsel- und Ab- bzw. Abfahrvorgängen.

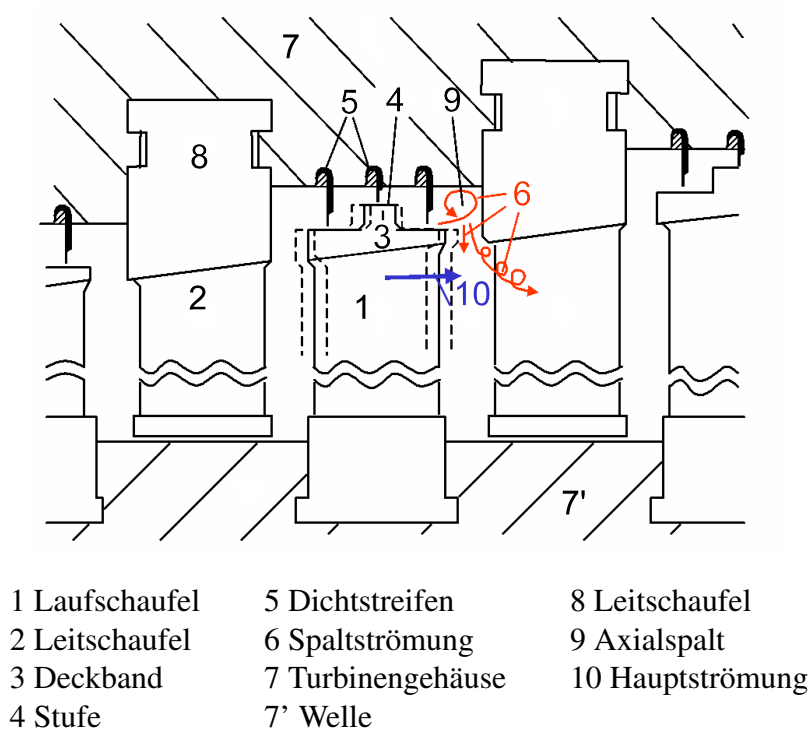


Abbildung 1.1: Schematischer Schnitt durch eine Turbine, Kreitmeier (2000a)

In der Literatur finden sich zahlreiche Ansätze, die die Steigerung der Dichtwirkung von berührungslosen Dichtsystemen zum Ziel haben. Dazu zählen Variationen der Kammergeometrie, der Form und Ausrichtung der Dichtspitzen sowie das Vorhandensein und die Beschaffenheit von Anstreifbelägen (Chupp et al. (1997), J.Xu et al. (2005), Lattime und Steinetz (2002), Leeb (1997), Matthias (2007), Rhode und Allen (2001), Salehi und Heshmat (2000a), Steinetz et al. (1998), Zimmermann et al. (1998)). Trotz diverser Maßnahmen bleibt der Haupteinflussfaktor auf die Leckageverluste der Dichtspalt. Dieses notwendige Manko einer berührungslosen Dichtlösung, lässt sich konstruktiv nicht beliebig verkleinern, ohne das Risiko eines ungewollten Kontakts zu erhöhen. Anstreiftolerantere Dichtsysteme bieten hingegen die Möglichkeit, langfristig kleinere Betriebsspalte zu erzielen, da Anstreifvorgänge einen vergleichsweise geringen Einfluss auf die

Dichtwirkung haben (vgl. Denecke et al. (2002), Schramm et al. (2002a,b, 2004), Willenborg et al. (2002)). Aus Veröffentlichungen und praktischen Erfahrungen sind einige Konzepte bekannt, die durch eine gezielte Einbringung einer radialen Flexibilität die Möglichkeit bieten, den Dichtspalt zu reduzieren. Vertreter dieser Gattung sind die bereits kommerziell genutzten Bürstendichtungen (MTU (1989)) sowie die unter den englischen Begriffen bekannten „Leaf“ und „Finger seals“ (vgl. Kap. 2). Allerdings bietet keines der genannten Konzepte die Einfachheit und Kosteneffizienz einer Labyrinthdichtung. Ein neues Konzept, welches die Idee der radialen Flexibilität als Grundgedanke beinhaltet, wurde von Grondahl patentiert (Grondahl (2003)). Auch die Firma ALSTOM beschäftigte sich intensiv mit der Fragestellung, in wieweit sich eine adaptive Labyrinthdichtung realisieren lässt und patentierte mehrere Lösungsansätze (vgl. Kreitmeier (2000a,b)). Diese Systeme sollen die Vorteile einer flexiblen Dichtung (reduzierte Spaltweite und damit geringere Leckage) mit den Kosten und Robustheit einer Labyrinthdichtung kombinieren. Eine deutliche Verbesserung der Betriebssicherheit und der Zuverlässigkeit, gerade unter dem Aspekt der Dichtwirkung über dem Lebenszyklus, könnte damit erreicht werden.

Ziel dieser Arbeit ist die Beurteilung des Konzepts einer adaptiven Labyrinthdichtung, bestehend aus segmentierten und gekrümmten Dichtstreifen, für die Eignung als Deckbanddichtung in Dampfturbinen. Hierfür wird zunächst ein Prototyp einer Dichtung mit gekrümmten und segmentierten Dichtstreifen (kurz: GSD) entwickelt. Mit diesem Prototyp werden an einem neu errichteten Prüfstand experimentelle Daten zur Leckage und dem Verschleißverhalten bei Anstreifvorgängen generiert. Hierbei ist der Verschleiß ein entscheidender Parameter bei der Beurteilung des Konzepts, da auf Grund der reduzierten Spaltweite Anstreifvorgänge toleriert werden müssen. Basierend auf den experimentellen Daten werden Simulationsmodelle erstellt, die es erlauben verschiedene Konstruktionsparameter zu variieren und somit eine Beurteilung des Konzepts zulassen. Darüber hinaus werden, basierend auf den Simulationsmodellen und Erkenntnissen aus den experimentellen Versuchen, verbesserte GSD abgeleitet. Ein Vergleich mit herkömmlichen Labyrinthdichtungen wird das Verbesserungspotential, das mit GSD erreicht werden kann, aufzeigen.

2 Dichtungstechnologien in Turbomaschinen

Dichtungen spielen in Turbomaschinen an verschiedenen Stellen eine wichtige Rolle. Sie verbessern den Wirkungsgrad durch die Reduzierung von Leckageströmen, konditionieren in Gasturbinen Kühlluftmassenströme und verhindern bei Dampfturbinen an den Wellendurchführungen den Eintritt von Luft in das Dampfsystem. So vielfältig wie ihre Einsatzbereiche, so hoch sind die Anforderungen an die Dichtungen in Turbomaschinen. In Gasturbinen herrschen am Eintritt in die Turbine Temperaturen von bis zu 1500° C bei Drücken von maximal 50 bar (Bräunling (2009)). In Dampfturbinen müssen in Zukunft Drücke von bis zu 350 bar bei Temperaturen von bis zu 725° C abgedeckt werden (BMW (2009), Klein et al. (2011)). Zudem stellen in allen Fällen die hohen Relativgeschwindigkeiten zwischen Rotor und Stator, die über 400 m/s erreichen können, eine besondere Herausforderung dar. Aber auch langsamere Relativbewegungen, wie sie sich durch wärme- und fliehkraftinduzierte Dehnungen ergeben, müssen von den Dichtungen toleriert werden.

Die wichtigste Eigenschaft von Dichtungen ist das Leckageverhalten. In der Regel werden Dichtungen möglichst effizient, das heißt mit möglichst geringer Leckage, ausgelegt. Daneben existieren aber auch Anwendungen, vor allem bei Sperrluftdichtungen, bei denen ein bestimmter Durchfluss in Abhängigkeit der Betriebsbedingungen gewährleistet sein muss (Steinetz und Hendricks (1996), Steinetz et al. (1998)). Berührungslose Varianten, wie Spalt und Labyrinthdichtungen, waren lange Zeit die einzige Technologie, die unter diesen Randbedingungen mit der geforderten Zuverlässigkeit eingesetzt werden konnten. Die Forderung nach besseren Dichtungen mit niedrigeren Leckageraten brachte Mitte der 1980er Jahre ein neues Konzept hervor, die Bürstendichtung. Durch die Nutzung radial flexibler Elemente, den Borsten, konnte der Dichtspalt und damit die Leckage deutlich reduziert werden. Eine gute Übersicht über den jeweiligen Stand der Entwicklungen auf dem Gebiet der Dichtungstechnologien im Bereich der Turbomaschinen geben unter anderem die Autoren Chupp et al. (1997, 2002, 2006), Denecke (2007), Steinetz und Hendricks (1996) sowie Weinberger (2013).

In diesem Kapitel wird ein Überblick über die Vor- und Nachteile verschiedener Dichtungskonzepte mit dem Fokus auf die Eignung als Deckbanddichtung für Dampfturbinen gegeben. Neben der allgemeinen Funktionsweise wird der Stand der Forschung für Labyrinth-, Bürsten-, Finger und Lamellendichtungen sowie spezielle Dichtkonzepte mit flexiblen Elementen dargelegt und bewertet.

2.1 Labyrinthdichtungen

Labyrinthdichtungen sind bis zum heutigen Zeitpunkt die am weitesten verbreitete Dichtungstechnologie im Bereich der Turbomaschinen. Als berührungsloses Dichtelement liegen ihre Vorteile vor allem im Abdichten von Gasen bei hohen Drücken, Temperaturen und Relativgeschwindigkeiten. Sofern die Spaltweiten der Labyrinthdichtungen ausreichend groß dimensioniert werden, zeichnen sich Labyrinthdichtungen durch lange Wartungsintervalle und geringen Verschleiß aus. Aber auch ihr simples Funktionsprinzip, der einfache Aufbau und die günstige Fertigung haben

zum Erfolg dieser Dichtungen beigetragen.

2.1.1 Bauformen und theoretische Grundlagen

Typische Bauformen von Labyrinthdichtungen sind in Abb. 2.1 dargestellt. Jede der Bauformen besitzt spezielle Eigenschaften, die je nach Einsatzort und Maschinentyp Vorteile bieten. So können Durchblicklabyrinth axiale Versätze ohne Beeinflussung ihres Durchflussverhaltens in nahezu unbegrenzter Länge tolerieren, weisen auf Grund von Überströmeffekten (engl. "carry over effect") jedoch die höchsten Leckageraten auf. Voll- und Kammmnutlabyrinth werden fast ausschließlich in stationären Anlagen eingesetzt. Verglichen mit anderen Bauformen können mit ihnen die niedrigsten Leckageraten erzielt werden (vgl. Kwanka (2001), Trutnovsky und Komotori (1981)), benötigen aber ein teilbares Gehäuse für die Montage. Stufenlabyrinth stellen den Mittelweg aus beiden Ausführungen dar. Sie lassen sich in axialer Richtung montieren, wobei die Leckageraten zwischen denen von Durchblick- und Volllabyrinth liegen. Sie vereinen damit niedrige Leckageströme mit der Möglichkeit ein leichtes Gehäuse einzusetzen. Daher ist diese Art der Labyrinthdichtung in Luftstrahltriebwerken sehr verbreitet.

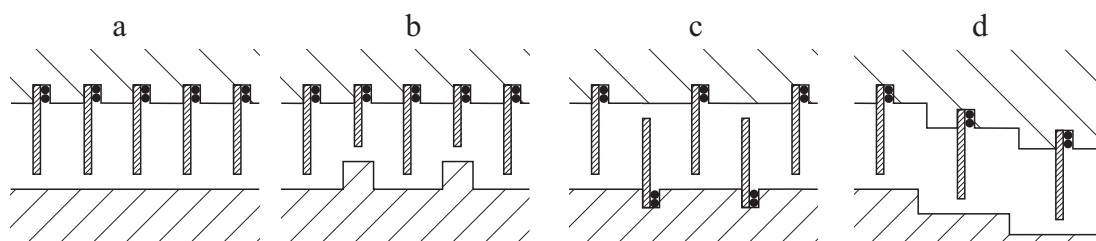


Abbildung 2.1: Übersicht Labyrinthdichtungen: a) Durchblick-, b) Kammmnut-, c) Echtes-, d) Stufen-Labyrinth

Wie zuvor schon erwähnt, ist das Durchflussverhalten einer Dichtung der entscheidende Parameter bei der Auslegung. Bei Labyrinthdichtungen ergeben sich zahlreiche Faktoren, die den Leckagestrom beeinflussen. Dabei kann generell zwischen zwei Arten von Faktoren unterschieden werden. Zum einen die Faktoren, die sich als Randbedingungen aus der Anwendung ergeben und von der Ausführung des Labyrinths unabhängig sind. Dazu zählen das Druckverhältnis, die Eintrittstemperatur, der Bauraum sowie Relativgeschwindigkeiten und Verschiebungen. Auch die Möglichkeit Anstreifbeläge oder Beschichtungen einzusetzen ist vom Einsatzort und dem Maschinentyp abhängig. Zum anderen kann bei der Auslegung einer Labyrinthdichtung auf die Anzahl der Spitzen, den Typ des Labyrinths, die Form der Dichtspitzen und in bestimmten Grenzen auch auf die Spaltweite Einfluss genommen werden.

Die Vorteile von berührungslosen Spaltdichtungen werden durch einen gravierenden Nachteil erkauft: die prinzipbedingte Leckage. Hervorgerufen wird diese Leckage durch den Spalt, der sich zwangsläufig ergibt, wenn der Kontakt zwischen stationären und rotierenden Teilen vermieden werden soll. Dabei richtet sich die Größe des Spalts vorwiegend nach Kriterien, wie dem Lagerpiel, den Fertigungs- und Montagetoleranzen, dauerhafte Verformungen der Bauteile im Betrieb

durch Kriechen und Verzug sowie den Auslenkungen des Läufers beim Durchlaufen der biegekritischen Drehzahlen. In besonderem Maße sind unterschiedliche thermische Dehnungsverläufe für die Auslegung des Dichtspiels verantwortlich. Gerade in transienten Betriebsbereichen, wie dem Anfahren oder Abstellen von Gas- und Dampfturbinen, treten starke Temperaturgradienten auf (Strauß (2009)). Unterschiede in der thermischen Trägheit und den Ausdehnungskoeffizienten führen dazu, dass sich Spaltweiten während dieser Phasen vergrößern oder verkleinern können. Nach Traupel (2001) kann der benötigte Abstand innerhalb der Labyrinthdichtung mit

$$\delta = A \frac{D}{1000} + 0,25 \text{ mm} \quad (2.1)$$

überschlägig erfolgen. Dabei stellt A eine Konstante im Bereich von 0,6 bis 1,3 dar, die je nach Maschinentyp festgelegt wird. Für Deckbanddichtungen im Mittel und Niederdruckbereich einer Dampfturbine ergeben sich, auf Grund der großen Durchmesser, theoretische Spaltweiten von 0,6 mm (MD) bis 3 mm (ND). Moderne Anlagen werden mit Hilfe von numerischen Verfahren und Simulationen ausgelegt, was eine deutlich genauere Vorhersage der real zu erwartenden Relativbewegungen und damit der benötigten Spaltweiten und axialer Spielräume ermöglicht. Dennoch können Relativbewegungen nicht vermieden werden und mit jeder Reduzierung der Spaltweite steigt das Risiko einer Kollision von Rotor und Dichtspitzen, was deutliche Einbußen in der Dichtwirkung zur Folge hätte.

Das Dichtprinzip einer Labyrinthdichtung basiert auf einer, im idealen Fall, isentropen Beschleunigung der Strömung im Dichtspalt und der anschließenden isobaren Dissipation der kinetischen Energie in der Kammer (vgl. Bohl und Elmendorf (2008), Traupel (1988), Trutnovsky und Komotori (1981)). Wird die Strömung durch ein Labyrinth als ideale Düsen- bzw. Blendenströmung betrachtet, kann der austretende Massenstrom analytisch gemäß Gl. 2.2 berechnet werden. Neben der Totaltemperatur T_{t0} und dem Totaldruck p_{t0} vor der Drosselstelle, gehen auch das Druckverhältnis $\Pi = p_{t0}/p_a$ und Stoffparameter in Form der allgemein Gaskonstanten R_{Gas} und des Isentropenexponenten κ ein. Der einzige Geometrieparameter in dieser Gleichung ist die Durchtrittsfläche A . Für eine Labyrinthdichtung berechnet sich diese durchströmte Fläche mit $A = \pi((r+s)^2 - r^2)$ aus der Spaltweite s und dem Rotorradius r . Wird die Größenordnung von s und der Rotorradius r berücksichtigt, die ein Verhältnis von $s/r \approx 1/1000$ bilden, geht die Spaltweite nahezu linear in Gl. 2.2 ein. Eine Halbierung der Spaltweite würde demnach die Leckage um die Hälfte reduzieren. Somit wirkt sich der minimale Abstand zwischen Rotor und Dichtspitzen besonders stark auf die Dichtwirkung aus.

$$\dot{m}_{id} = A \cdot \frac{p_{t0}}{\sqrt{T_{t0}}} \cdot \sqrt{\frac{2\kappa}{R_{Gas}(\kappa-1)} \left[\left(\frac{1}{\pi}\right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{1}{\pi}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} \quad (2.2)$$

Die Spaltweite ist damit der entscheidende Faktor für die Leckage einer Spalt-, bzw. Labyrinthdichtung. Da die Spaltweite in der Regel von den Einsatzbedingungen der Dichtung festgelegt wird, ist es sinnvoll ein Kriterium zu entwickeln, mit dem sich verschiedene Dichtungen unabhängig von der Spaltweite vergleichen lassen. Zu diesem Zweck wurde der dimensionslose

Durchflussbeiwert C_D nach Gl. 2.3

$$C_D = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{id}} \quad (2.3)$$

entwickelt (vgl. Waschka et al. (1990, 1991, 1993), Wittig et al. (1982)). Er wird mit dem Verhältnis aus realem (\dot{m}) und idealem (\dot{m}_{id}) Massenstrom gebildet. Ist der C_D - Wert einer Labyrinthkonfiguration bekannt, kann die Geometrie auf andere Durchmesser skaliert und mit Hilfe von Gl. 2.2 sowie der Spalthöhe die zu erwartende Leckage berechnet werden. Die reale Leckagerate hängt demnach vom Durchflussbeiwert und der Spalthöhe in nahezu gleichem Maße ab. Mit diesem Ansatz werden alle Verlustmechanismen in der Dichtung integral erfasst und verschiedene Labyrinthdichtungsanordnungen unabhängig ihrer Größe und Spaltweite vergleichbar gemacht.

2.1.2 Stand der Forschung

In diesem Abschnitt wird der Stand der Forschung zu den wichtigsten, das heißt zu den Parametern mit dem größten Einfluss auf die Dichtwirkung einer Labyrinthdichtung, dargestellt. Es wird gezeigt, dass der Durchflusskoeffizient hauptsächlich von der Form der Dichtspitzen abhängt, während die Leckage hauptsächlich von der Spaltweite bestimmt wird.

Im letzten Abschnitt wurde der Einfluss der **Spaltweite** auf die Leckage diskutiert. Neben der direkten Auswirkung auf die durchströmte Fläche besteht auch ein indirekter Einfluss der Spalthöhe auf die Dissipationsvorgänge in einer Labyrinthdichtung. Dies wird deutlich, wenn das **Verhältnis von Dichtspitzenbreite zu Spalthöhe** b/s betrachtet wird. Die Autoren Gamal und Vance (2007), Kearton (1955), Kearton und Keh (1952), Leeb (1997), Micio et al. (2011), Öztürk et al. (2000) und Zimmermann et al. (1998) studierten an verschiedenen experimentellen Aufbauten die Auswirkung einer Variation des Verhältnisses von Spalthöhe zu Spitzenbreite b/s . Vor allem bei Durchblicklabyrinthen lässt sich der Durchflusskoeffizient deutlich reduzieren (-40%), wenn das Verhältnis b/s möglichst klein wird. Bei Werten von $b/s = 3,5$ ergab sich ein Maximum für den Durchflussbeiwert, wohingegen eine weite Steigerung von b/s die Leckage wiederum reduzierte. Für Voll- oder Stufenlabyrinth ergaben sich Verbesserungen des Durchflusskoeffizienten von maximal 20%. Auch die numerischen Arbeiten von Kim und Cha (2009) und Suryanarayanan und Morrison (2009) bestätigen diese Ergebnisse für b/s im Bereich von $b/s = 0,25$ bis $b/s = 0,5$. Neumann (1966) begründete den starken Einfluss von b/s mit dem Vorhandensein von fertigungsbedingten Abrundungen der Dichtspitzen, welche sich in Realität nie vollständig vermeiden lassen. Daraus folgerte er, dass je größer der Spalt im Verhältnis zur Dichtspitzenbreite ist, desto geringer wirkt sich der Einfluss der Spitzenbreite bzw. des Kantenradius auf den Durchflussbeiwert aus. Detailliertere Untersuchungen mit verschiedenen Dichtspitzenformen mit Hinblick auf Kantenradien und Anfasungen stellen Neumann (1964), Trutnovsky und Komotori (1981) und Braun et al. (2012) vor. Aus diesen Veröffentlichungen geht hervor, dass eine Anfasung oder ein Radius an der Vorderkante der Dichtspitzen deutlich negative Folgen für die Dichtwirkung mit einer Steigerung der Leckageraten um bis zu 30% haben. Dagegen wirken sich abgerundete Hinterkanten nur gering auf den Durchflusskoeffizienten aus.

Eine Formänderung der Dichtspitzen, die während des Betriebes durch abrasive Partikel in der Strömung oder ungewollte Anstreifvorgänge verursacht wird, wird als Verschleiß bezeichnet und beeinflussen den Durchflusskoeffizient ebenfalls negativ. In Bezug auf den Verschleiß an Labyrinthdichtungen existieren bisher nur wenige Veröffentlichungen. Abb. 2.2 zeigt die typische aufgepilzte Form, die sich an den Dichtspitzen nach einem Kontakt mit dem Rotor ergeben kann. Ein numerischer Ansatz, um die Auswirkungen von abgerundeten Spitzen auf die Leckage zu untersuchen, wurde von Rhode et al. (1994), Rhode und Allen (2001) untersucht. Dabei wurde ein enormer negativer Einfluss der abgerundeten Spitzen auf den Durchflusskoeffizienten eines Labyrinths gefunden. Es ergaben sich Steigerungen in der Leckagerate um bis zu 35%. Zimmermann et al. (1994) bestätigten diese Zusammenhänge in experimentellen und numerischen Untersuchungen. Sie konnten zeigen, dass die Hauptursache für die Verschlechterung des Durchflussbeiwerts die Beeinflussung des Ablösegebiets stromab der Vorderkante einer Dichtspitze ist. Selbst kleine Radien führen hier zu einer verzögerten Ablösung und damit zu einer verringerten Einschnürung der Strömung, was wiederum einen größeren effektiven Querschnitt zur Folge hat. Ein erster Ansatz zur Modellierung und Vorhersage von Verschleiß an Dichtstreifen wurde von Ghasripoor et al. (Gharispor et al. (2004), Ghasripoor et al. (2004)) veröffentlicht. Sie untersuchten verschiedene Materialien für Dichtspitzen mittels Anstreifversuchen mit Anstreifbelägen. Der Fokus lag dabei auf dem Einfluss von Zugfestigkeit und Wärmeleitfähigkeit auf den Verschleiß an den Dichtspitzen. Auch die Spitzengeometrie wurde unter dem Aspekt unterschiedlicher Querschnittsflächen variiert. Damit konnten die Autoren zeigen, dass eine Steigerung der Wärmeabfuhr für eine Abnahme des Verschleißes an den Dichtspitzen sorgt, wobei der Verschleiß am Anstreifbelag steigt. Von Pychynski et al. wurden Anstreifversuche an Blechen durchgeführt, um eine Datenbasis für die Modellierung von Anstreifvorgängen von Labyrinthdichtspitzen an Anstreifbelägen zu erhalten (Pychynski et al. (2016)). Sie konnten zeigen, dass der Materialabtrag und der Verschleiß von den Anstreifbedingungen wie Zustellrate und Oberflächengeschwindigkeit abhängen. Später entwickelte Pychynski ein Simulationsmodell, um die Temperaturen und die Verschleißtiefe beim Anstreifen von einzelnen Blechen gegen Anstreifbeläge zu berechnen (Pychynski (2016)).

Aus diesen Untersuchungen lässt sich ableiten, dass sich Anstreifvorgänge und die daraus resultierenden plastischen Deformationen doppelt negativ auf die Durchflusskoeffizienten auswirken. Zum einen werden die Dichtspitzen abgerundet und zum andern verbreitert. Beides lässt die Dichtwirkung auf Grund der verzögerten Ablösung sinken.

Da die durchströmte Fläche und damit der Spalt in einer Labyrinthdichtung der maßgebende Parameter für die Leckage ist, wäre eine Spaltweitenreduzierung die effektivste Methode, um die Dichtwirkung zu verbessern. Da dies stets mit der Gefahr eines Anstreifens der Labyrinthdichtspitzen einhergeht, was wiederum einen ungewollten Verschleiß mit sich bringen würde, wurden speziell für Gasturbinen Anstreifbeläge entwickelt. Am Stator angebracht wirken sie als weicher Gegenpart und schützen die Dichtspitzen vor Verschleiß. Durch negative Spaltweiten wird im Betrieb ein Einlaufen der Labyrinthdichtspitzen verursacht, wodurch die sogenannten Einlaufnuten in den Belägen entstehen. Die Labyrinthdichtspitzen müssen bei dieser tribologischen Paarung der widerstandsfähigere Partner sein, so dass an ihnen möglichst kein Verschleiß auftritt. Daher kommen meist Honigwabengitter oder massive Beschichtungen aus weichen Materialien als Anstreifbeläge zum Einsatz. Auf diese Weise ergibt sich der kleinstmögliche

Betriebsspalt. Im Vergleich mit Labyrinthdichtungen gleicher Spaltweite ohne Anstreifbeläge steigen bei Verwendung von Honigwaben die Durchflussraten zwar an, die Vorteile des nominell verkleinerten Strömungsquerschnitts wiegen diese Nachteile jedoch auf (vgl. Braun et al. (2012), Denecke et al. (2002), Schramm et al. (2002b), Weinberger (2013), Willenborg et al. (2002)). Zusammenfassend lässt sich festhalten, dass durch Zuspitzung der Dichtstreifen eines Kammutlabyrinth, das heißt eine Verringerung des Verhältnisses b/s , bis zu 30% der Leckage vermieden werden können. Allerdings muss in diesem Fall eine ausreichende Sicherheit gegen ein Anstreifen gewährleistet sein, was eine relativ große Spalthöhe zur Folge hat. Dies wiederum kompensiert einen Teil der Vorteile einer Anspitzung. Anstreifbeläge, wie sie in Gasturbinen eingesetzt werden, sind in Dampfturbinen auf Grund der Anordnung der Dichtspitzen im Stator nicht einsetzbar. Aufwändige Änderungen der Deckbänder durch das Einbringen von gedrehten Dichtspitzen wären notwendig, um Anstreifbeläge am Stator einsetzen zu können. Daraus lässt sich schließen, dass bei neuen Konzepten für Labyrinthdichtungen, bei denen die Spaltweite deutlich eingeschränkt werden kann, vor allem die Anstreiftoleranz verbessert werden muss. Nur so kann eine Steigerung der Dichtwirkung über die Lebensdauer erfolgen.

2.2 Bürstendichtungen

Bürstendichtungen waren die ersten flexiblen Dichtungssysteme, die eine echte Alternative zu den Labyrinthdichtungen darstellten. Die wichtigsten Komponenten einer Bürstendichtung lassen sich aus dem in Abb. 2.2 gezeigten schematischen Schnitt entnehmen. Der Hauptbestandteil ist das flexible Borstenpaket. Es besteht aus einer Vielzahl dünner Metall- oder Keramikdrähte, die zu einem dichten Paket zusammengeschweißt, geklemmt oder gewickelt werden. Dieses Borstenpaket bildet das eigentliche Dichtelement, welches den Raum zwischen den bewegten und stationären Teilen abdichtet. Eingefasst wird dieses Paket von einer Deck- und einer Rückplatte, die zusammen das Gehäuse bilden. Die Rückplatte übernimmt dabei zwei wichtige Funktionen:

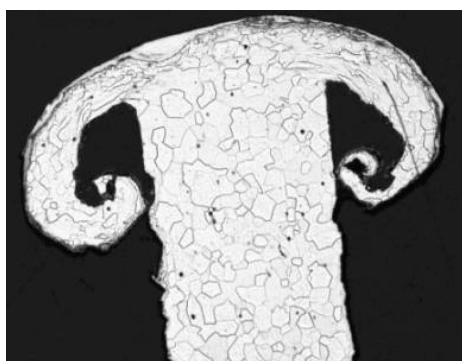


Abbildung 2.2: Schnitt durch einen verschlissenen und aufgepilzten Labyrinthdichtstreifen, Ghasripor et al. (2004)

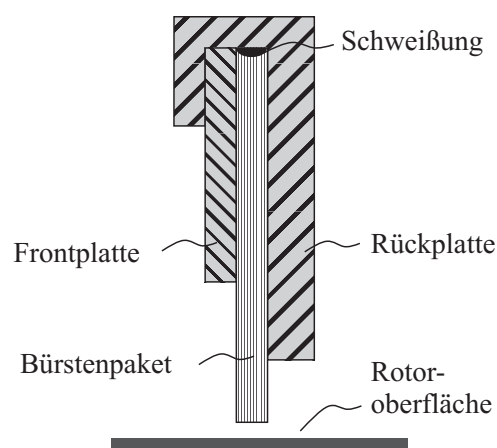


Abbildung 2.3: Aufbau einer Bürstendichtung

Zum einen wird durch sie das direkte Durchströmen des Bürstenpakets und damit die Leckage verringert, zum anderen können sich die Bürsten an der Rückplatte gegen den anliegenden Druck abstützen. Dies vermindert ein ungewolltes Verbiegen der Borsten in axialer Richtung (engl.: blow over). Somit bleibt das Borstenpaket auch bei hohen Differenzdrücken kompakt, was einen positiven Effekt auf die Dichtwirkung mit sich bringt (Ferguson (1988)). Der wesentliche Vorteil eines solchen flexiblen Borstenpakets ist die Möglichkeit, den Dichtspalt auf nahezu Null zu reduzieren und damit die Dichtwirkung entscheidend zu verbessern. Erreicht wird dies auf Grund der hohen radialen Flexibilität der Borsten, die, im Gegensatz zu den starren Dichtstreifen einer Labyrinthdichtung, bei einem Rotorkontakt nur geringen Verschleiß zeigen. Um eine möglichst hohe radiale Flexibilität zu erreichen, werden die Borsten gegenüber dem Rotor angestellt. Der sich dabei ergebende Winkel, der sogenannte Legewinkel, kann von 30 Grad bis 50 Grad variieren. Allerdings resultiert daraus auch der Nachteil, dass nur eine Drehrichtung für den Rotor zulässig ist, um ein Spleißen des Borstenpakets zu vermeiden (Büscher (2010)).

Im Vergleich zu Labyrinthdichtungen lassen sich mit Bürstendichtungen deutliche Verbesserungen der Dichtwirkung erzielen. Verschiedene Autoren, wie Chupp et al. (1997), Ferguson (1988), Proctor und Delgado (2004) beziffern die realisierbaren Leckagereduktionen auf 50% bis 90%. Hinzu kommt der Vorteil des Bauraums. Für die Abdichtung des selben Druckgefälles bei vergleichbarer Leckage muss nur ein Bruchteil des axialen Bauraums eingesetzt werden. Dennoch bleibt die Toleranz gegenüber axialen Verschiebungen gegeben.

Neben den genannten Vorteilen weisen Bürstendichtungen auch Nachteile auf. So tritt selbst bei einer Überdeckung von Borsten und Rotor eine Durchströmung des Borstenpakets selbst auf. Dabei wirken die Räume zwischen den Borsten als Drosselstellen und es wird ein Druckgradient innerhalb des Borstenpakets induziert. Auf Grund des Legewinkels wird damit eine radial wirkende Kraft in Richtung des Rotors hervorgerufen, was eine ungewollt hohe Kontaktkraft zur Folge haben kann. Zudem wird das Borstenpaket durch den axialen Druckgradienten komprimiert, was zu Reibung zwischen den einzelnen Borsten und einer Versteifung des Borstenpakets in radialer Richtung führt. Beides wirkt sich im Falle eines Rotorkontakts nachteilig auf die Nachgiebigkeit der Borsten und damit auf den Verschleiß aus. Es entsteht ein erhöhter Materialabtrag, welcher die Dichtwirkung einer Bürstendichtung über die Lebensdauer sinken und die Leckagen steigen lässt.

Die Reibung zwischen den Borsten ist auch für das Auftreten einer Hysterese im Leckagestrom nach einem Kontakt mit dem Rotor verantwortlich (vgl. Hendricks et al. (1991)). Durch die gegenseitige Hemmung können sich die Borsten nach einer radialen Auslenkung nicht unmittelbar zurück in ihre Ausgangslage bewegen, sondern verharren in der ausgelenkten Position. Einer Vergrößerung des Dichtspalts und damit der Leckage ist die Folge. Erst mit der Zeit lösen sich die Borsten und finden in ihre nominale Lage zurück. In der Literatur wird diese Hysterese sowohl bei Druckvariationen als auch nach Anstreifvorgängen von den Autoren Crudgington und Bowsher (2002, 2003) und Basu et al. (1993) beschrieben. Basu untersuchte dieses Phänomen eingehend und entwickelte Bürstendichtungen mit zurückgesetzter und angepasster Rückplatte mit Aussparungen, bei denen es zu deutlich weniger Hystereseeffekten nach einer Auslenkung kam (vgl. Basu und Pawtucket (1995)).

Ein Kontakt des Dichtelements mit dem Rotor hat neben dem Verschleiß auch eine Wärmeentwicklung zur Folge. Aktuelle Forschungen von D. Pfefferle und Bauer (2011), Pfefferle (2010)

und Ruggiero (2012) konzentrieren sich auf die generelle Quantifizierung der Leckage, des Verschleißes und des Wärmeeintrags, der durch die Bürstendichtung am Rotor hervorgerufen wird. Neben den Aspekten für die Festigkeit spielt der Wärmeeintrag für die Rotordynamik eine entscheidende Rolle. Bedingt durch fertigungsbedingte Unrundheiten entstehen bei rotierenden Kontakten stets Zonen mit erhöhtem Wärmeeintrag. Diese Stellen dehnen sich stärker aus als benachbarte und gegenüberliegende Regionen, was zu Unrundheiten und Disbalancen im Rotor führt. Hierdurch kann es zur Anregung und Verstärkung von Rotorschwingungen kommen (vgl. Conner und Childs (1993), Owen et al. (2003)). Unter Berücksichtigung, dass bei Turbinenstufen mit Deckbändern relativ viel Masse auf einem großen Radius bewegt wird, sind die Effekte des Wärmeeintrags und dessen Auswirkungen auf die Rotorbalance besonders kritisch zu sehen (vgl. Stephen und Hogg (2003)).

In Dampfturbinen haben sich Bürstendichtungen als zusätzliches Dichtelement zu den Sperrdampfdichtungen an den Wellendurchführungen durch das Gehäuse und im Bereich der Schaufelspitzen am Stator bereits bewährt (vgl. Stephen und Hogg (2003)). An diesen Stellen bilden glatte und massive Oberflächen das Gegenstück und damit die Lauffläche der Bürstendichtungen. Wärmeeinträge in die Rotorteile und der dort auftretende Verschleiß haben an diesen Stellen nur geringe Auswirkungen. Als Deckbanddichtung hingegen sind Bürstendichtungen weiterhin Gegenstand von Forschung und Entwicklung (vgl. Büscher (2010), Dinc et al. (2001), M. Raben und Friedrichs (2014), Neef et al. (2006), Pastrana et al. (2001), Raben und Friedrichs (2013), Stephen und Hogg (2003), Zorn (2012)). Vor allem die Stufen und Spalte zwischen den massiven Schaufelspitzen, die zusammen das Deckband bilden, stellen eine große Herausforderung dar. Durch die Stufen wird der Verschleiß erhöht und es kann durch einen punktuellen Wärmeeintrag zu Schwingungsanregungen am Rotor kommen. Zudem neigt das Borstenpaket durch den radial aus den Spalten austretenden Fluidstrom zum Auffächern. Schwingungen der Borsten auf Grund der dann fehlenden inneren Reibung können die Folge sein.

Zusammenfassend betrachtet lassen sich mit Bürstendichtungen gegenüber konventionellen Labyrinthdichtungen deutlich niedrigere Leckageraten erreichen. Dies ist vor allem auf die radiale Flexibilität der Borsten und der daraus resultierende Möglichkeit einer bedeutenden Spaltweitenreduktion zurückzuführen. Darüber hinaus benötigen Bürstendichtungen einen deutlich geringeren axialen Bauraum. Während diese Vorteile in stationären Gasturbinen und vor allem in Fluggasturbinen zu einer breiten Akzeptanz und weiten Verbreitung geführt haben, finden sich Bürstendichtungen in Dampfturbinen nur an wenigen Stellen. Gründe hierfür sind die vergleichsweise hohen Kosten und die unzureichende Datenbasis aus Dauerläufen und Einsätzen im Feld. Aber auch der Verschleiß an den Borsten und dem Rotor, der über die Lebensdauer zu steigenden Leckagen führt sowie rotordynamische Probleme spielen eine wichtige Rolle. Zudem sehen sich speziell Dampfturbinenhersteller in einem durchaus konservativen Markt, der auf Grund der langen Revisionsintervalle und extrem hoher Ausfallkosten, Innovationen nur langsam annimmt. So ist auch der Einsatz von Bürstendichtungen als Deckbanddichtung bisher kaum untersucht und gerade in Mittel- und Niederdruckbereich auf Grund der beschriebenen Probleme schwierig (Deckner (2009), Zorn (2012)).

2.3 Fingerdichtungen

Fingerdichtungen (engl. Finger Seals) sollten eine kostengünstige Alternative zu den relativ teuren Bürstendichtungen darstellen. Die ersten Patente wurden von Heydrich (1991), Mackay und Wright (1991) und Johnson und Medlin (1992) eingereicht. Die darin beschriebenen Dichtungen bestehen aus geschlitzten Blechstreifen, wie sie in Abb. 2.4 gezeigt sind. Durch die Unterteilung des Dichtstreifens ergeben sich einzelne Elemente, die sogenannten Finger. Sie federn, ähnlich den Borsten einer Bürstendichtung, nach einer radialen Auslenkung elastisch in ihre Ausgangsposition zurück. Auf diese Weise sollen Relativverschiebungen zwischen Rotor und Fingerdichtung ohne Beschädigung der Dichtungen toleriert werden können. Um die Leckage durch die Schlitze zwischen den Fingern zu begrenzen, werden mehrere dieser geschlitzten Blechstreifen hintereinander angeordnet und zu einem Paket zusammengefasst. Dabei wird jede Lage in Umfangsrichtung um die Hälfte der Fingerbreite verdreht, sodass eine Abdichtung der Zwischenspalte erfolgt. Zusammen mit der Front- und Rückplatte (vgl. 2.4 Nr. 3 und 4)) wird dieses Dichtkonzept als Fingerdichtung bezeichnet.

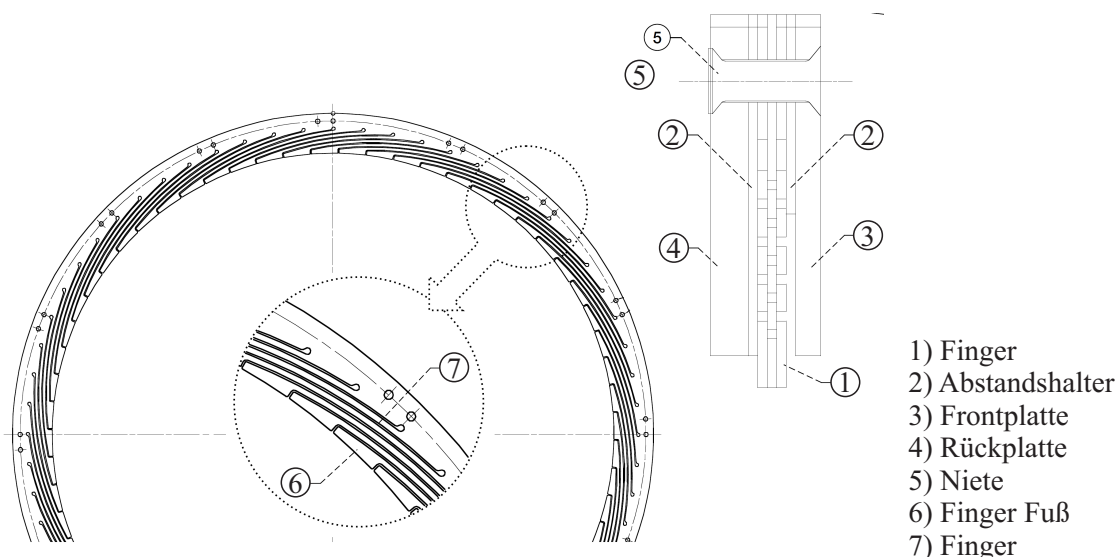


Abbildung 2.4: Aufbau einer Fingerdichtung nach Proctor und Kumar (2002)

In der ersten wissenschaftlichen Veröffentlichung von Arora et al. (1999) wurden verschiedene Fingerdichtungskonfigurationen untersucht. Diese bestanden aus drei hintereinander und tangential versetzt angeordneten Lagen von Fingern. An den Konfigurationen wurde experimentell die Leckage bei verschiedenen Druckgradienten und Rotorgeschwindigkeiten bestimmt. Verglichen mit der berechneten Leckage einer vierspitzigen Labyrinthdichtung ergaben sich Verbesserungen von 20% bis 70%. Allerdings wurde in den Untersuchungen mit Drehzahlzyklen auch eine starke Hysterese im Dichtverhalten festgestellt. So erhöhten sich die Durchflussbeiwerte nach einer Steigerung und anschließender Reduktion der Rotorgeschwindigkeit um den Faktor vier bis fünf. Dieses Verhalten wurde auf eine starke Reibung zwischen den Fingerschichten zurückgeführt, welche die Finger daran hinderte, nach einer Auslenkung in ihre Ausgangslage zurückzukehren. Eine Lösung dieses Problems war der Einsatz einer druckausgleichenden Rückplatte. Dadurch

konnte die Druckdifferenz über das Fingerpaket deutlich verringert und die Reibung reduziert werden. Allerdings stieg bei dieser Ausführung auch der Durchflussbeiwert um den Faktor zwei an. Dennoch stellt dies immer noch einen deutlichen Vorteil gegenüber einer Labyrinthdichtung von 10% bis 40% dar. Weiterhin wurde die Fingerdichtung hundert Druck- und Geschwindigkeitszyklen unterzogen, wobei sich keine nennenswerte Änderung des Leckageverhaltens feststellen ließ. Die Weiterentwicklung in Form einer druckausgeglichene Konstruktion wurde daraufhin von Arora (2001, 2002) patentiert. Weitere experimentelle Untersuchungen unter erhöhten Temperaturen (700 K - 922 K) und variablen Drücken wurden von Proctor und Kumar (2002) durchgeführt. Hier konnte eine Leckagereduktion im Bereich von 70% verglichen mit einer Labyrinthdichtung nachgewiesen werden. Auch der Verschleiß, der sich nach mehreren Langzeittests zeigte, wurde qualitativ an Dichtung und Rotor bewertet und als akzeptabel eingestuft. Die Verlustleistung am Rotor wurde ebenfalls bestimmt und lag in der Größenordnung einer Bürstendichtung mit vergleichbarer Überdeckung.

Eine wesentliche Verbesserung der Fingerform und eine Erweiterung des Funktionsprinzips wurde von Arora (1998) eingeführt. Die Spitzen der Finger wurden zusätzlich zu ihrer Verbreiterung in Umfangsrichtung auch in axialer Richtung vergrößert (vgl. Abb. 2.5). Mit der so entstandenen Fläche sollten hydrostatische und hydrodynamische Kräfte genutzt werden, um ein Luftpolster unter dem Kissen (engl. Pad) zu generieren und damit den Kontakt zwischen Finger und Rotor vermeiden zu können. Im Idealfall schwimmen die Finger durch das Kissen auf der Grenzschicht des Rotors auf und es bildet sich ein Gleichgewicht zwischen den statischen und den dynamischen Druckkräften aus, sodass der Spalt zwischen Rotor und Finger minimal wird.

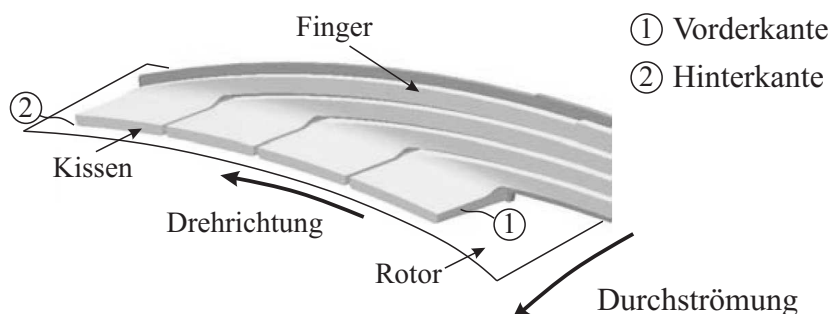


Abbildung 2.5: Fingerdichtung mit axial verbreiterter Spitze (Kissen) Braun et al. (2003a)

Experimentelle Daten zur Leckage und zu den Reibungsverlusten von Fingerdichtungen mit Auftriebshilfen, wurden von Proctor und Delgado (2004, 2008) und Delgado und Proctor (2006) veröffentlicht. In ihren Arbeiten wurde die Leckage einer Fingerdichtung der einer Bürsten- und einer Labyrinthdichtung gegenübergestellt. Es wurden Druckvariationen im Bereich 0 bis 517 kPa vorgenommen. Auch Rotorgeschwindigkeiten von 0 bis 366 m/s wurde in den Test berücksichtigt. Mit der Fingerdichtung ließen sich Verbesserungen in der Dichtwirkung von bis zu 75% im Vergleich zu der Bürstendichtung und einem vierspitzigen Durchblicklabyrinth erzielen. Die Hauptgrund für die Verbesserung stellte dabei die deutlich reduzierte Spaltweite an der Fingerdichtung dar. Aussagen über den Einfluss der verbreiterten Fingerspitze auf den Durchflusskoeffizienten wurden dabei nicht getroffen, da nur die absolute Leckage betrachtet wurde.

Die erste umfassende Arbeit zum Thema Fingerdichtung wurde von Marie (2005, 2006) erstellt. In dieser Dissertation wurden zunächst grundlegende Konstruktionsparameter einer Fingerdichtung, wie der Radius der Fingerschlitz, die Dicke und die Länge der Kissen sowie die Gesamtdicke der Fingerdichtung identifiziert. Mit Hilfe einer Parametervariation wurden anschließend die Einflüsse auf die Steifigkeit der Finger gezeigt. In diesen festigkeitsmechanischen Betrachtungen hat sich gezeigt, dass die Finger und damit auch die Kissen alleine durch die Druckbeaufschlagung in axialer Richtung verbogen wurden. Dies hätte deutliche Nachteile in Bezug auf das dynamische Aufschwimmen der Kissen auf der Rotorgrenzschicht gehabt. So ging aus der Steifigkeitsanalyse ein wichtige Verbesserung der Kissengestaltung hervor, indem die Auftriebshilfen mit einer Verrundung am Übergang zum Finger ausgestattet wurden. Zusätzlich wurden die Kissen in axialer Richtung keilförmig ausgeführt, was eine weitere Versteifung zum Schutz gegen unbeabsichtigtes Verbiegen mit sich brachte. Auch in den Veröffentlichungen von Braun et al. (2002, 2003a,b) wird mittels gekoppelter FE- und CFD- Simulationen eine Verformung der Finger in axialer Richtung festgestellt. Wurden die Finger in axialer Richtung versteift, konnte ein positiver Effekt auf die Leckage gezeigt werden. Dies bestätigt auch die numerische Arbeit von Galimutti et al. (2009), in welcher der Einfluss einer Anstellung der Kissen relativ zur Rotoroberfläche untersucht wurde. Die Autoren fanden heraus, dass ein in axialer Richtung konvergenter Strömungskanal zu negativen Steifigkeiten führen kann. Dies würde ein Ansaugen der Kissen in Richtung der Rotoroberfläche bedeuten. Werden die Auftriebshilfen dagegen in Umfangsrichtung angestellt, so dass sich ein konvergenter Kanal ergibt, erhöht sich dadurch die Steifigkeit und damit die Fähigkeit auf eine Rotorauslenkung flexibel zu reagieren. Die Unterseite der Auftriebshilfen wurde von Marie (2005) mit Hilfe von Strömungssimulationen optimiert. Indem die Unterseite mit einer Anstellung in Umfangsrichtung versehen wurde, konnte ein konvergenter Strömungsquerschnitt in Umfangsrichtung geschaffen werden. Diese Gestaltung berücksichtigt die Verkipfung der Finger beim Abheben und führte so zu einem besseren dynamischen Verhalten. Ein Abheben der Kissen von der Rotoroberfläche konnte damit in experimentellen Untersuchungen gezeigt werden. Dafür verantwortlich war neben dem dynamischen Auftriebseffekt auch die statische Druckdifferenz. Allerdings konnte ein Kontakt zwischen Rotor und Auftriebshilfe nicht in jedem Fall vermieden werden (vgl. Braun et al. (2006)). Nach einem Dauertest von 97 min mit verschiedenen Druck- und Geschwindigkeitsvariationen konnten an der Unterseite der Kissen Abriebspuren festgestellt werden. Da der Abrieb vorwiegend an der, in Drehrichtung gesehen, vorderen Kante (vgl. Abb. 2.5 (1)) auftrat, vermutete der Autor, dass die ursprüngliche Anstellung der Kissen nicht ausreichend war und so im Fall geringer Druckgradienten und niedriger Umfangsgeschwindigkeiten ein Anstreifen stattfand.

In der Arbeit von Li und Braun (2007) wurde der Auftrieb der Finger in Abhängigkeit von Druckdifferenz, Rotorgeschwindigkeit und Abstand zwischen Rotor und Auftriebshilfe untersucht. Dabei wurde zum ersten Mal die Reibung an der Rückplatte in einem numerischen Modell berücksichtigt. Es zeigte sich, dass ein adaptives Verhalten der Finger nur gewährleistet werden kann, wenn die dynamischen im Vergleich zu den statischen Auftriebskräften am Kissen einen deutlich höheren Anteil haben. Ist dies nicht der Fall, kann die Reibung zwischen den Fingern nicht adaptiv überwunden werden und die Finger können einer Rotorauslenkung nicht dynamisch folgen. Diese Erkenntnis stellt die bis dahin vorgestellten Ausführungen, mit den Kissen auf der Niederdruckseite in Frage. Denn mit größer werdendem Druckverhältnis nimmt auch die

Wahrscheinlichkeit zu, dass die Finger alleine durch die Wirkung statischer Druckkräfte maximal ausgelenkt werden. Um diesem Verhalten entgegenzuwirken müsste entweder die Steifigkeit der Finger angepasst, oder die Auftriebshilfen verkleinert werden. Jedoch würden beide Maßnahmen die Wirkung der dynamischen Kräfte schmälern.

Zusammenfassend betrachtet stellen Fingerdichtungen eine interessante und kostengünstige Alternative zu Bürstendichtungen dar. Durch die erhöhte radiale Flexibilität sind im Vergleich mit Labyrinthdichtungen Leckagereduktionen von bis zu 75% möglich. Außerdem bieten die Fingerdichtungen die Möglichkeit Auftriebshilfen, sogenannte Kissen (engl. Pads), an den Fingerringen einzusetzen, um damit adaptiv auf Rotorverschiebungen reagieren zu können. Vor allem mit Hinblick auf die Verschleißigenschaften bietet dieses Konzept Vorteile gegenüber Bürstendichtungen, da Berührungen mit dem Rotor im Idealfall komplett vermieden werden können. Allerdings stellt die sichere Auslegung der Fingerdichtungen und dabei vor allem der Auftriebshilfen eine Herausforderung dar. Ein Verkippen in axialer Richtung auf Grund der Druckkräfte kann zu einer negativen Steifigkeit führen. Auch das Verkippen der Auftriebshilfen in Umfangsrichtung, ausgelöst durch eine radiale Auslenkung des Fingers, wirkt sich negativ auf die Auftriebskräfte aus. Die Empfindlichkeit gegenüber kleinen Änderungen der Strömungsquerschnitte und deren Auswirkungen auf das dynamische Verhalten der Fingerdichtung stellen bis heute eine Herausforderung dar. Hinzu kommt ein allgemeines Problem der mehrlagigen Fingerdichtungen in Form der Reibung sowohl zwischen den Fingerringen als auch zwischen den Fingerringen und der Rückplatte. Durch diese Reibung wird eine Hysterese in der Leckage erzeugt und behindert eine adaptive Reaktion auf Spaltweitenänderungen. Diese Nachteile haben bisher den kommerziellen Einsatz in Dampfturbinen verhindert. Zudem fehlen belastbare Auslegungsrichtlinien, Erfahrungen und Untersuchungen zur Beeinflussung der Rotordynamik.

2.4 Lamellendichtungen

Lamellendichtungen bestehen aus dünnen Blechstreifen, die in Umfangsrichtung so gestapelt werden, dass sie ein flexibles Paket ähnlich dem einer Bürstendichtung bilden (vgl. Abb. 2.6 links). Gehalten wird das Paket von einer Front- und einer Rückplatte, die zusammen das Gehäuse darstellen. Die Lamellen werden gegenüber der Rotoroberfläche geneigt angeordnet, um radial flexibel auf eine Rotorauslenkung reagieren zu können. Am äußeren Radius des Dichtpakets werden Distanzstücke zwischen den Lamellen eingebracht. Auf diese Weise wird ein radialer Spalt generiert, der vom äußeren zum inneren Radius soweit abnimmt, dass sich die Blechstreifen am Innendurchmesser berühren (vgl. Abb. 2.6 rechts). Durch diesen Aufbau wird ein zu starkes Versteifen des Pakets bei Auslenkung der Lamellen verhindert.

Lamellendichtungen sind in der englischen Literatur unter dem Begriff "Leaf Seals" bekannt. Die ersten Beschreibungen dieser Dichtungsart finden sich in den Patenten von Flower (1992), Rhodes (2005, 2006a), Richard und Arora (2004) und Rhodes (2006b). Die erste wissenschaftliche Arbeit wurde im Jahr 2004 von Nakane et al. (2004) veröffentlicht. Neben theoretischen Analysen zur Geometrie und den wirkenden Kräften, wurden auch die Leckage und das Auftriebsverhalten experimentell untersucht. Er stellte fest, dass sich auf Grund von hydrodynamischen

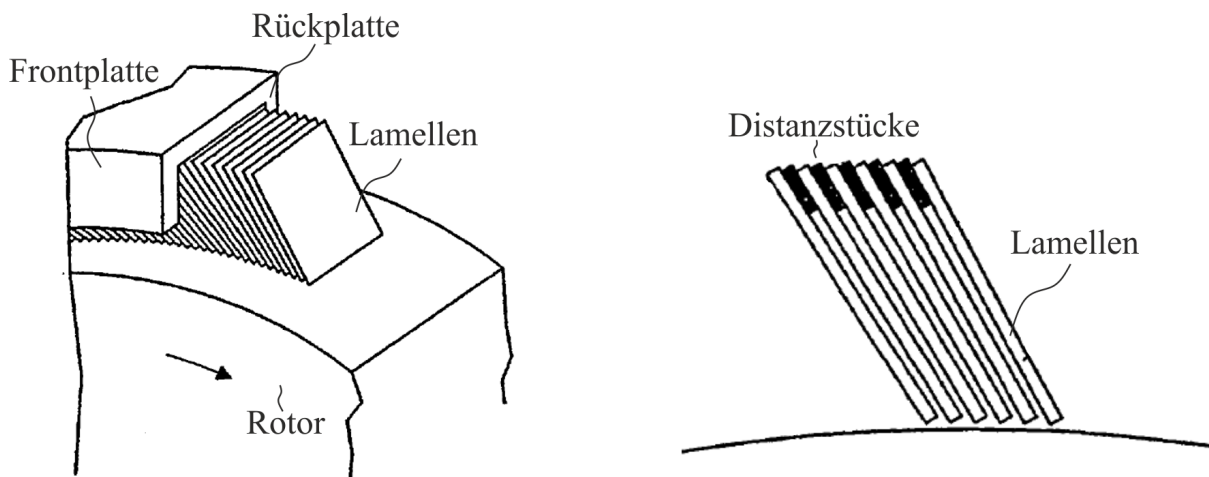


Abbildung 2.6: Lamellendichtung nach Rhodes et al. (2006)

Kräften ab einer Oberflächengeschwindigkeit von 40 m/s ein Spalt zwischen Rotor und Lamellen einstellt. Dabei hängt die Stärke des Auftriebs vom Differenzdruck und den Spaltmaßen zwischen Lamellenpaket und Front- beziehungsweise Rückplatte ab. Die Druckverteilung im Paket erzeugt eine gerichtete Kraft auf die Lamellen. Diese Kraft kann in Abhängigkeit der Breite des Stützringspalts Abtrieb oder Auftrieb an den Lamellen erzeugen.

Die Dichtwirkung der Lamellendichtung wurde anhand eines Vergleichs mit einem vierstufigen Durchblicklabyrinth ermittelt. Dabei zeigte sich eine Reduktion der Leckage um ca. 70%. Obwohl leichte Kontaktsuren auf dem Rotor und den Lamellen zu finden waren, konnte kein nennenswerter Verschleiß festgestellt werden. In Jahn und Owen (2008) werden diese Ergebnisse teilweise bestätigt. Die Autoren berichten, dass sowohl die Steifigkeit als auch die Leckage der untersuchten Lamellendichtung mit zunehmender Druckdifferenz steigt. Verglichen mit einer Bürstendichtung konnte bei vergleichbarer Leckage die Steifigkeit um eine Größenordnung gesenkt werden. Durch eine Variation der Vorder- und Rückplatten wurde der Einfluss der axialen Spalte auf den Auftrieb und die Leckage untersucht. Dabei stellte sich heraus, dass die Spaltweite an der Rückplatte der Haupteinflussparameter in Bezug auf die Druckverteilung im Lamellenpaket ist. Auf dieser Arbeit aufbauend ergaben weitere Untersuchungen von Jahn et al. (2011), dass eine Lamellendichtung ungewollte Rotorschwingungen anregen kann. Bei einer exzentrischen Auslenkung des Rotors wird eine Kraft auf den Rotor erzeugt, die in Richtung der Auslenkung zeigt und somit einen selbstverstärkenden Effekt darstellt. Vibrationen an der Welle sind die Folge. Hendricks et al. (2011) modellierte den Fluss durch die Lamellen mit numerischen Methoden. Zur Kalibrierung der Modelle wurden einfache statische Experimente an vier Lamellendichtungen mit unterschiedlichen Lamellenzahlen, Abständen und Legewinkeln eingesetzt. Aus diesen Untersuchungen entwickelte der Autor Vorschläge zur Verbesserung der Gestaltung. So schlugen Hendricks et al. (2011) vor, die Lamellen zu beschichten, um die Reibung zu reduzieren und flexible Stützringe einzusetzen, um die Leckage über die Zwischenräume der Lamellen zu reduzieren. Einen generellen Ansatz zur Berechnung und zum Verständnis der Durchströmung von flexiblen Paketen wie Lamellen, aber auch Bürsten, machten Franceschini et al. (2008, 2012). In dieser Arbeit wurden vergrößerte Modelle eingesetzt, um eine bessere

Visualisierung der Vorgänge innerhalb der Pakete zu erreichen. Damit konnte der "Blow down" Effekt auf die Änderung der Strömungsrichtung vor und innerhalb des Pakets sowie auf eine ungleichmäßige Druckverteilung auf Grund eines radialen Druckgefälles im Paket zurückgeführt werden.

Trotz der vielversprechenden ersten Ergebnisse von Nakane et al. (2004) sind bisher keine Lamellendichtungen im Serieneinsatz zu finden. Gründe hierfür könnten die Beeinflussung der Rotordynamik und fehlende Erfahrungen in konkreten Anwendungen sein.

2.5 Flexible Dichtungen

Neben den oben aufgeführten Dichtungsarten existieren weitere Konzepte, die über radial flexible Elemente verfügen. In diesem Abschnitt wird eine Übersicht über diese Konzepte gegeben und eine Beurteilung mit Hinblick auf den Einsatz als Deckbanddichtung vorgenommen.

Das in Abb. 2.7 dargestellte Dichtkonzept beinhaltet ein flexibel gelagertes Labyrinth. Durch die Aufhängung der Dichtspitzen an einem dünnwandigen Parallelogramm sollen radiale Rotorbewegungen einen geringeren Verschleiß hervorrufen. Experimentelle Untersuchungen von San Andres und Anderson (2014) haben eine um bis zu 50% verminderte Leckage im Vergleich mit einem dreispitzigem Durchblicklabyrinth gezeigt. Hauptursache für dieses Ergebnis war ein um 60% signifikant verringerter Dichtspalt. Gegen den Einsatz solcher Dichtsysteme als Deckbanddichtung sprechen vor allem die hohen Fertigungskosten, die durch die aufwändige Fertigung mittels Erodieren entstehen. Zudem fehlen Daten und Erfahrungen, in wie weit dieses Konzept bei Kontakten mit dem Rotor bestehen kann.

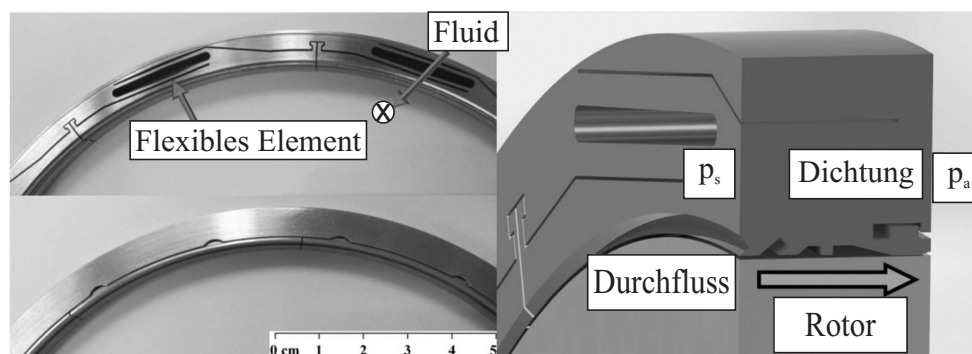


Abbildung 2.7: Feder gelagertes Labyrinth (Quelle: San Andres und Anderson (2014))

Abgeleitet von hydrodynamischen Lagern wurde das sogenannte *Foil Seal* entwickelt. In Abb. 2.8 ist links ein axialer und rechts ein radialer Schnitt durch den Aufbau eines solchen Dichtsystems dargestellt. Das Foil Seal besteht aus einem dünnwandigen Dichtelement, welches, bis auf eine schmale axiale Trennfuge, die Welle umschließt. Durch die Trennfuge wird eine adaptive Anpassung des Durchmessers ermöglicht. Dabei ist die Anpassung vom Kräfteverhältnis am Dichtelement abhängig. Übersteigen die Druckkräfte auf der Innenseite (wellenseitig) die Kräfte, die von außen (Gehäuse) wirken, wird das Dichtblech aufgeweitet. Um den Spalt an der Welle

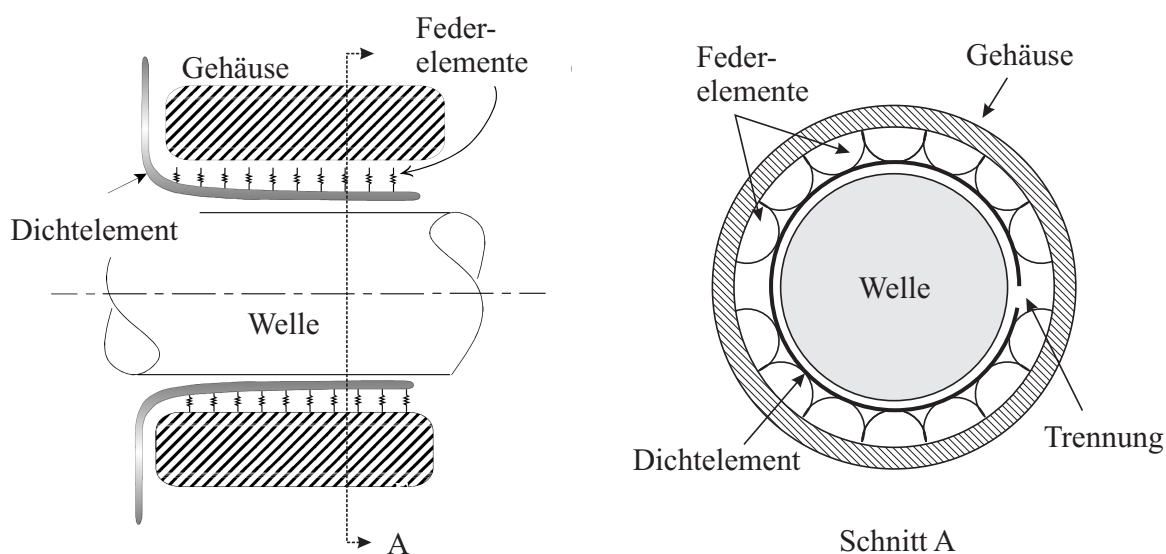


Abbildung 2.8: Foil Seal im Schnitt (Quelle: Salehi et al. (1999))

möglichst gering zu halten, wird das Dichtblech von einer federnden Struktur umgeben, welche eine radiale Kraft auf das Dichtelement ausübt. Statische und dynamische Druckkräfte bilden zusammen mit den Federkräften ein Gleichgewicht aus, sodass zwischen Welle und Dichtelement nur ein minimaler Spalt bleibt (vgl. Salehi et al. (1999)). Dies gewährleistet eine Leckagereduktion von bis zu 75% gegenüber vergleichbaren Bürstendichtungen (vgl. Proctor (2004), Salehi und Heshmat (2000b)). Dieses System wird bereits kommerziell als Wellendichtung in verschiedenen Anwendungen genutzt. Die Nachteile dieses Konzepts kommen in Phasen zum tragen, in denen keine oder zu geringe dynamische Druckkräfte wirken. So kommt es bei Stillstand der Welle oder beim An- und Abfahren der Maschinen zum Kontakt der Welle mit dem Dichtelement (vgl. Proctor (2004), San Andres et al. (2010)). Daher liegt der Fokus bei Forschungsarbeiten zu diesem Konzept auf verschleißtoleranten Materialien und Beschichtungen (vgl. Heshmat et al. (2005), Jahanmir et al. (2009a,b)). Offene Fragestellungen sind zudem die Auswirkungen auf die Rotordynamik und in Umfangsrichtung variierende Spaltweiten und damit Leckagen. Gegen den Einsatz als Deckbanddichtung spricht vor allem die geringe Toleranz gegen radiale Verschiebungen (Salehi et al. (1999)). Zudem müsste für eine Applikation in Dampfturbinen die typische Teilung des Gehäuses berücksichtigt werden. Eine Teilung der Dichtung ist jedoch mit dem Funktionsprinzip nicht darstellbar.

Abbildung 2.9 zeigt ein ähnliches Dichtkonzept in der Funktion als Wellendichtung. Dünnwandige Metallsegmente werden bei diesem Konzept in Umfangsrichtung um die Wellen herum angeordnet. Eine zweite Lage dichtet dabei die Fugen zwischen den Segmenten ab. Je nach Durchflussrichtung vergrößert oder verkleinert sich der Dichtspalt zwischen der Welle und den Segmenten durch den anliegenden Druckgradient. Gardner (vgl. Gardner (1997)) konnte zeigen, dass sich die Leckage ab einem bestimmten Druckgradienten nahezu unabhängig vom Druckgefälle einstellt. Durch die flexible Konstruktion passt sich die Dichtung adaptiv an die Druckverhältnisse an, was eine Spaltweitenänderung mit sich bringt und somit der Durchfluss reguliert wird. Als Wellendichtung zeigte dieses Konzept im Vergleich mit einem zwanzigstufigen Labyrinth eine Leckagereduktion um 75%.

Auf flexiblen dünnwandigen Metallsegmenten basiert auch das von Grondahl patentierte Dichtungskonzept (vgl. Grondahl (2003)), wie es in Abb. 2.10 dargestellt ist. In Umfangsrichtung geschlitzte und radial abgewinkelte Metallstreifen (Lamellen) bilden das eigentliche Dichtelement. Die Segmente werden von einem Klemm- und Stützring aufgenommen und im Stator befestigt. Die Lamellen werden zu einem Paket so übereinander gestapelt, dass die Fugen der einen Lage durch die Segmente der darüber liegenden Lage überdeckt werden. Die Vorteile dieses Konzepts liegen in der radialen Flexibilität, welche durch die Segmentierung und Krümmung der Lamellen erzielt wird. Die radiale Elastizität ermöglicht eine druckabhängige Einstellung der Spaltweite. Dabei bewegen sich die Lamellen von ihrer nominellen Position (Pos.1) durch den Druckgradienten in Richtung Stützring (Pos. 2), welcher die Lamellen gleichzeitig gegen die Druckkraft abstützt. Hierdurch können im Betrieb die Spaltweite und damit die Leckage deutlich reduziert werden.

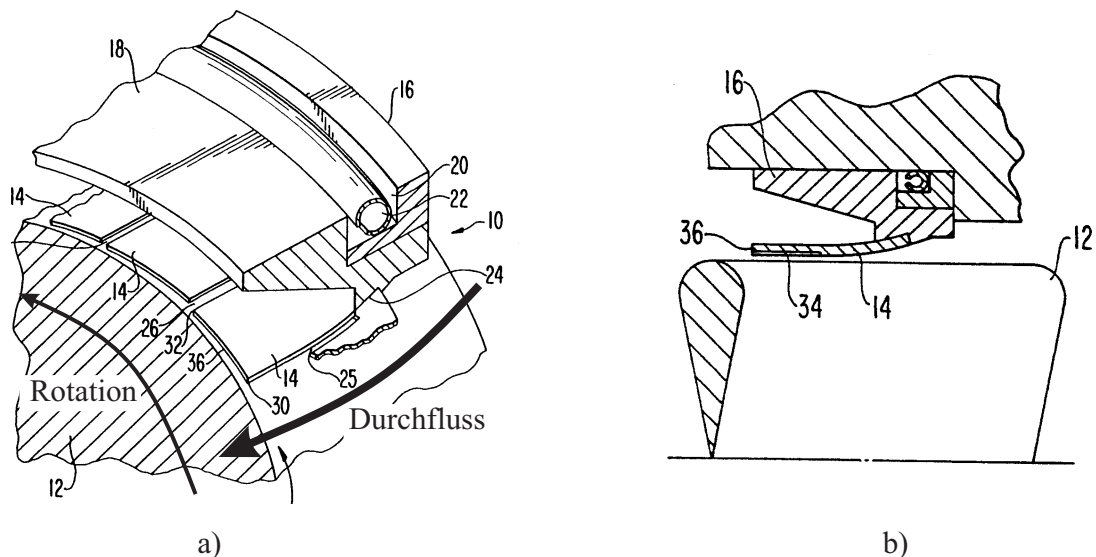


Abbildung 2.9: Segmentierte Wellendichtung (Quelle: Gardner (1997))

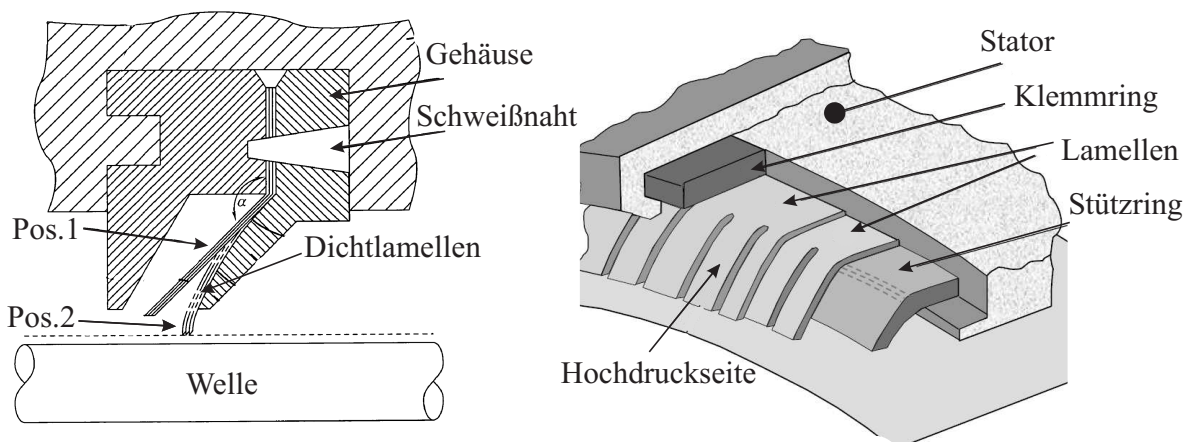


Abbildung 2.10: Segmentierte und gekrümmte Dichtlamellen (Quelle: Grondahl (2003))

Prinzipiell eignen sich sowohl das Konzept von Gardner als auch das von Grondahl für den Einsatz als Deckbanddichtung. Beide Konzepte bieten eine drastisch erhöhte radiale Flexibilität, was eine Reduktion des Dichtspalts möglich macht. Ebenfalls kann bei den Konzepten eine Adaption der Spaltweite in Abhängigkeit des Druckgradienten erfolgen, was vor allem beim An- und Abfahren von Dampfturbinen vorteilhaft wirkt. Die Konzepte sind drehrichtungsunabhängig applizierbar und versprechen auf Grund ihres einfachen Aufbaus aus Metallblechen eine Kostenersparnis gegenüber Finger- und Bürstendichtungen. Wärmeeinträge in den Rotor und die daraus resultierende Anregung von Rotorinstabilitäten sind nicht zu erwarten. Dennoch können in Bezug auf Relativgeschwindigkeiten die selben Bereiche wie mit Labyrinthdichtungen abgedeckt werden. Für eine abschließende Beurteilung fehlen bisher experimentelle oder numerische Untersuchungen, die diese Konzepte und ihre theoretisch vorhandenen Vorteile belegen. Wie bei allen Dichtungskonzepten, die auf elastische Elemente setzen, werden die Vorteile bei der Leckage aus einem deutlich reduzierten Dichtspalt generiert. Allerdings resultieren daraus häufigere und mit größerer Überdeckungen auftretende Kontakte mit dem Rotor. Daher muss bei allen diesen Varianten der Aspekt Verschleiß besonders kritisch hinterfragt werden.

Von allen betrachteten Varianten einer flexiblen Deckbanddichtung bietet das Konzept eines gekrümmten und segmentierten Dichtstreifens das höchste Potential. Daher wird in dieser Arbeit eine Konzeptvalidierung anhand experimenteller Versuche, begleitet von numerischen Simulationen zur Leckage und dem Verschleiß, durchgeführt. Die genaue Zielstellung und das Vorgehen werden im folgenden Kapitel dargelegt.

3 Problemstellung und Zielsetzung

Die in Kap. 2 vorgestellten Dichtungskonzepte haben das Potential, die Leckage in Turbomaschinen nachhaltig zu reduzieren. Durch den Einsatz flexibler Elemente in den Dichtungen haben Überdeckungen nur einen minimalen Verschleiß zur Folge. Daher kann der Dichtspalt zwischen Rotor und Dichtelementen minimiert werden, ohne einen vorzeitigen Ausfall der Dichtung zu riskieren. Allerdings befindet sich keines der Dichtsysteme im Einsatz als Deckbanddichtung. Als Gründe hierfür wurden in Kap. 2 vor allem die hohen Kosten, Anregung von Rotorschwingungen und fehlende Erfahrungen beim Einsatz in Dampfturbinen identifiziert.

3.1 Das Konzept einer flexiblen und adaptiven Labyrinthdichtung

Ein neues Konzept, die sogenannten "Gekrümmten Segmentierten Dichtungen" kurz GSD, soll die Vorteile einer Labyrinthdichtungen, wie Kosteneffizienz und einfacher Aufbau nutzen und gleichzeitig den Nachteil der hohen Leckage überwinden. Das Prinzip der GSD wurde bereits in Grondahl (2003) und Herrmann et al. (2013a) dargelegt. Es basiert auf der Anordnung von gekrümmten Segmenten zu einem umlaufenden Dichtstreifen (vgl. Abb. 2.10). Werden mehrere dieser Dichtstreifen hintereinander angeordnet, bilden sie zusammen ein Labyrinthdichtung. Der Unterschied zu herkömmlichen Labyrinth besteht im Aufbau der einzelnen Dichtstreifen. Sie werden nicht, wie üblich, aus starren massiven Metallstreifen aufgebaut, sondern aus flexiblen Elementen. Der Grundgedanke dieses Konzeptes beruht auf der Fähigkeit der Dichtelemente, Relativverschiebungen zwischen Rotor und Stator tolerieren zu können. Im Falle der GSD wird diese Flexibilität durch den Einsatz von gekrümmten und in Umfangsrichtung aneinander gesetzten Dichtsegmenten realisiert. Durch die Krümmung wird ein Hebelarm generiert, der die radiale Flexibilität erhöht. Durch die Segmentierung wird die Steifigkeit nochmals drastisch reduziert, da die einzelnen schmalen Dichtelemente nur wenig in Umfangsrichtung gekrümmt sind. Dadurch ergibt sich eine nahezu zweidimensionale Struktur, die besonders flexibel ist. Somit können die GSD bei einem Kontakt mit dem Rotor radial ausweichen. Hierfür werden, verglichen mit starren Dichtelementen, nur geringe Kräfte benötigt, was den Verschleiß reduziert. Die flexiblen Segmente bilden zusammen mit der Abstützung, die ein ungewolltes Aufbiegen durch die über die Dichtung anliegende Druckdifferenz verhindert, ein Dichtelement. Die Abstützung bewirkt gleichzeitig eine partielle Abdichtung der tangentialen Spalte zwischen den Segmenten. Zudem stellt die Abstützung auf Grund ihrer massiveren Ausführung eine Sicherung gegenüber einem Totalausfall der Dichtung dar.

Im typischen Startprozess einer Dampfturbine dehnen sich, bedingt durch die Fliehkräfte, zunächst die rotierenden Teile aus. Danach treten thermische Dehnungen durch den Aufheizvorgang auf. Da bei Dampfturbinen auf Grund der hohen Temperaturen und Drücke das Gehäuse besonders massiv ausfällt, ändern sich die Durchmesser von Rotor und Stator unterschiedlich schnell. Dies kann zu kritischen Zuständen mit negativen Dichtspalten führen und es kommt zum Kontakt von Rotor und Dichtelementen. In dieser Situation bietet das Konzept der GSD

einen zusätzlichen Vorteil gegenüber andern Dichtkonzepten. Die flexiblen Streifen liegen im kalten und unbedruckten Zustand nicht an der Abstützung an sondern befinden sich in Position 1 (vgl. Abb. 3.1(b)). Erst durch eine Druckbeaufschlagung werden die Dichtstreifen in ihre nominelle Position (Position 2) gedrückt. Damit wird ein vergrößerter Dichtspalt während des kritischen Anfahrprozesses, in dem es auf Grund unterschiedlich schneller Ausdehnungen von Rotor und Stator zu negativen Dichtspielen kommen kann, gewährleistet. Im stationären Betrieb hingegen kann der Dichtspalt und damit die Leakage minimiert werden (vgl. Grondahl (2003)). Da es sich bei den GSD um eine neue Art von Dichtungen handelt, fehlen wissenschaftliche Untersuchungen, Berechnungsgrundlagen und Auslegungsrichtlinien. Es sind bisher nur wenige Veröffentlichungen, wie die von Grondahl (Grondahl, 2005) auf diesem Gebiet entstanden. Daher fehlen Grundlagenkenntnisse über die prinzipielle Funktionsweise, die potentiell mögliche Leckagereduktion, die Auswirkungen der Sekundärspalte, die Toleranz gegenüber Anstreichvorgängen und das Verschleißverhalten. Auch Konstruktive Fragestellungen, Einflüsse auf die Rotordynamik, Schwingverhalten der flexiblen Bauteile sowie fertigungstechnische Probleme wurden bisher nicht betrachtet. Auch das Potential einer Kombination von mehreren flexiblen Dichtstreifen in einer Labyrinthdichtung wurde bisher nicht untersucht.

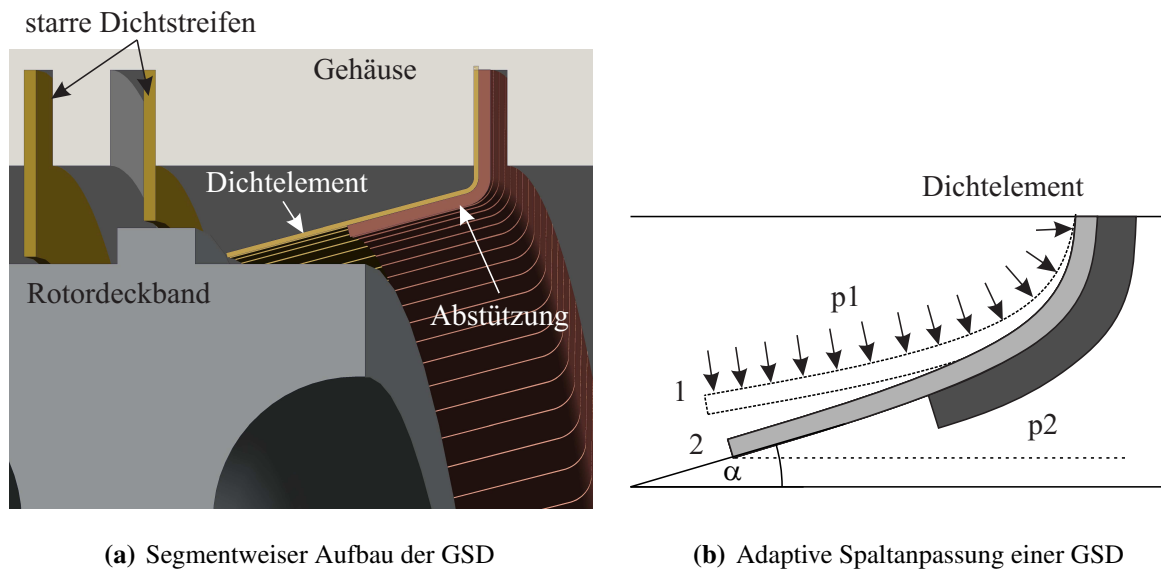


Abbildung 3.1: Aufbau und Prinzip einer GSD

3.2 Zielsetzung und Vorgehen

Die genannten Themenbereiche können in der vorliegenden Arbeit auf Grund ihrer Komplexität und des Umfangs nicht umfassend bearbeitet werden. Vielmehr soll in einem ersten Schritt geklärt werden, welches Potential die GSD gegenüber Labyrinthdichtungen bieten und ob sich die theoretischen Vorteile in der Praxis umsetzen lassen. Hierbei steht vor allem die Dichtwirkung im nominellen Zustand und nach einem Kontakt mit dem Rotor im Fokus. Darüber hinaus sollen Grundlagen und Methoden für eine weitere Untersuchung von flexiblen Dichtungen erarbeitet werden. Das Hauptaugenmerk liegt dabei auf folgenden Punkten:

- Der Untersuchung grundlegender Konstruktionsparameter und deren Einfluss auf die Steifigkeit der Dichtsegmente.
- Beurteilung der Leckage im Vergleich zu einer typischen Labyrinthkonfiguration, wie sie an Deckbanddichtungen eingesetzt wird. Hier bei liegt das Hauptaugenmerk auf den Auswirkungen eines reduzierten Dichtspalts an den flexiblen Dichtstreifen und dem Verschleißverhalten bei Kontakten mit dem Rotor.
- Entwicklung von experimentellen und numerischen Methoden, die einen Vergleich unterschiedlicher Ausführungen erlauben und Grundlage für weitere wissenschaftliche Untersuchungen sind.
- Validierung des Konzepts einer Labyrinthdichtung mit flexiblen Dichtelementen anhand experimenteller und numerischer Untersuchungen, mit Hinblick auf die mögliche Leckagereduktion und den zu erwartenden Verschleiß.

Den numerischen Untersuchungen kommt dabei eine besondere Bedeutung zu. Mit ihrer Hilfe können Anstreifvorgänge simuliert werden, um so verschiedene Auslegungen einer GSD zu evaluieren. Aufwändige Versuche und die Beschaffung teurer Prototypen können damit auf ein Minimum begrenzt werden. Daher werden in Kap. 4 die Grundlagen von Reibung und Verschleiß eingeführt, um die theoretischen Voraussetzungen für die Modellierung zu schaffen.

Um eine Aussage über die prinzipielle Eignung für den Einsatz als Deckbanddichtung, sowie Vor- und Nachteile des Dichtungskonzepts zu erhalten, wird ein typisches Kammnutlabyrinth als Referenzfall gewählt. Die Randbedingungen für die geometrischen Abmessungen sind damit gegeben. Numerisch werden zunächst die wichtigsten geometrischen Einflussparameter auf die Steifigkeit der flexiblen Dichtsegmente ermittelt. Auf dieser Basis werden mehrere GSD Varianten entwickelt und in Prototypen umgesetzt (vgl. Kap. 5.1).

Diese Prototypen der GSD werden hinsichtlich ihrer Leckage, der Sekundärleckage (Strömung durch die Spalte zwischen den Segmenten) und der Anstreiftoleranz untersucht. Hierfür wird ein Prüfstand entwickelt, der es erlaubt, sowohl Strömungs-, als auch Anstreifversuche an den Dichtungen durchzuführen (vgl. Kap. 5.2). Da sich experimentelle Untersuchungen solcher anwendungsnahen und damit teuren Geometrien sehr komplex und aufwändig gestalten, wird eine Methodik entwickelt, um auch numerisch belastbare Aussagen über das Potential von flexiblen Dichtungen treffen zu können. Ein Teil dieser Methodik beinhaltet die Kalibrierung

und Validierung der numerischen Modelle mittels experimenteller Daten, die anhand einfacher Verschleißproben ermittelt werden (vgl. Kap. 5.5 und Kap. 6). Dabei entspricht das Material (austenitischer Stahl, Werkstoffnummer 1.4301) der Proben dem der Prototypendichtungen. Mit den kalibrierten und validierten Simulationswerkzeugen werden in Kap. 7 mehrere Varianten der GSD numerisch untersucht und dem Referenzfall gegenübergestellt .

4 Grundlagen der Tribologie

Die Dichtkonzepte, wie sie in Kap. 2 beschrieben wurden, setzen auf flexible metallische Komponenten, um trotz verringerter Spaltweite den Verschleiß niedrig zu halten. Denn im Gegensatz zu Labyrinthdichtungen muss bereits bei der Auslegung von flexiblen Dichtungen das Verhalten der Dichtelemente bei einer Berührung mit dem Rotor berücksichtigt werden. Nur wenn es möglich ist die Funktion der Dichtung über eine bestimmte Betriebsdauer vorherzusagen, können die bestehenden Dichtsysteme effektiv weiterentwickelt werden. Bisherige Ansätze zur Auswahl und Auslegung von Labyrinthdichtungen vernachlässigen den auftretenden Verschleiß. In vielen Fällen wird ein Abstand gewählt, der ein Anstreifen ausschließt. Damit ergibt sich eine potentiell zu große Spaltweite. Für die Auslegung neuer Dichtungskonzepte, die auf einer reduzierten Spaltweite beruhen, muss das Verhalten der Dichtstreifen auch unter dem tribologischen Aspekt betrachtet werden.

In den folgenden Kapiteln wird daher eine Methodik aufgezeigt, die experimentelle und numerische Ansätze kombiniert, um den Verschleiß an flexiblen Dichtelementen bestimmen zu können. Um die gewählten Ansätze bei der Modellierung und das Vorgehen in den experimentellen Versuchen nachvollziehen zu können, werden in diesem Kapitel die Grundlagen der Tribologie für die Teilbereiche Reibung, Wärmeentwicklung und Verschleiß behandelt. In den jeweiligen Abschnitten wird darauf eingegangen, inwieweit der betrachtete Teilbereich Auswirkungen auf die Fragestellung hat und welche Konsequenzen sich für das Vorgehen und die Modellierung des Verschleißes in dieser Arbeit ergeben.

Unter dem Begriff Tribologie werden in Wissenschaft und Technik die Untersuchungen auf den Gebieten der Reibung, der Haftung, des Verschleißes und der Schmierung zusammengefasst. Die Vorgänge, die hinter diesen Begriffen stehen, sind in aller Regel nicht getrennt voneinander zu betrachten und beeinflussen sich gegenseitig. Grundsätzlich werden mit dem Wort Tribologie die Vorgänge an Kontaktflächen zwischen zwei relativ zueinander bewegten Körpern beschrieben. In Czichos (2001) werden tribologische Prozesse grundsätzlich in drei Dimensionsbereiche unterteilt (vgl. Abb. 4.1). Während der Nanotribologiebereich vorwiegend für die Physik und Werkstoffwissenschaften von Interesse ist, beschäftigen sich die Ingenieurwissenschaften mit dem Bereich der Mikro- und Makrotribologie. Diese Aufteilung ist vor allem der steigenden Komplexität bei Erhöhung des Detaillierungsgrads, bei gleichzeitiger Verringerung der allgemeinen Aussagekraft zu einem spezifischen Problem geschuldet. Daher müssen, um ingenieurstechnische Fragestellungen realitätsnah abbilden und behandeln zu können, Vereinfachungen und Modelle für die Nano- und gegebenenfalls auch für die Mikrobereiche angewendet werden (Ludema und Bayer (1991)). Nur so können Forschung und Entwicklungsaufgaben mit vertretbarem Aufwand bewältigt und modelliert werden. Allerdings ist es bisher nicht möglich, allgemeingültige Modelle zu generieren, die jede Art von Reibung und Verschleiß abbilden können (Meng und Ludema (1995)). Deshalb sind anwendungsnahe experimentelle Untersuchungen meist unerlässlich, um mit deren Ergebnissen analytische oder numerische Verfahren zu validieren.

Auch in dieser Arbeit werden Modellierungsansätze zum Materialabtrag und den Wärmeübergängen, mittels experimenteller Versuche kalibriert und anschließend validiert. Die Detaillierung

der Modellierung beschränkt sich dabei, aus zuvor genannten Gründen, auf die makroskopischen Bereiche der Reibung und des Verschleißes.

4.1 Reibung

Alle alltäglichen und realen Prozesse laufen irreversibel ab. Diese "Unumkehrbarkeit" ist zum größten Teil der Reibung, die an einer Kontaktfläche zwischen zwei relativ zu einander bewegten Stoffen entsteht, geschuldet. Diese Kontaktfläche kann sich zwischen zwei Festkörpern, zwischen Festkörper und viskosem Medium, zwischen zwei viskosen Medien oder auf molekularer Ebene sogar innerhalb eines Stoffes ausbilden. Ein bekanntes Beispiel aus der Strömungsmechanik ergibt sich, wenn eine Flüssigkeit oder ein Gas über eine feste Oberfläche strömt und sich dabei aufgrund der Reibung ein Geschwindigkeitsprofil an der Wand, die sogenannte Grenzschicht, ausbildet. Treffen zwei feste Körper aufeinander, treten Wechselwirkungen wie Adhäsionskräfte und Mikroformschlüsse in den Kontaktflächen auf. Die so induzierten Kräfte wirken einer Relativbewegung entgegen. Werden die von außen angreifenden Kräfte größer als die Kräfte in der Grenzfläche, kommt es zum Abgleiten der Körper und kinetische Energie wird in Form von Reibung dissipiert. Diese Energiewandlung kann über unterschiedliche Prozesse ablaufen. Zum einen über elastisch angeregte Gitterschwingungen, die intern gedämpft und somit in Reibwärme umgewandelt werden. Zum anderen können große Kräfte, die normal zur Kontaktfläche wirken, zu inelastischen Vorgängen wie plastisches Fließen, viskoelastische Verluste und viskoses Fließen führen (Czichos (2010)).

Heinrich Hertz stellte in Hertz (1881) als einer der Ersten eine mathematische Beschreibung für die Berührung zweier Festkörper und der sich ausbildenden Kontaktfläche auf. Dieser Ansatz wurde unter anderem von Bowden und Tabor (1939), Archard (1957), Greenwood et al. (1984), Greenwood und Tripp (1967), Greenwood und Williamson (1966) und Pullen und Williamson (1972) erweitert, indem raue Oberflächenstrukturen berücksichtigt wurden. Es entstand die Theorie der "wahren Kontaktfläche", die, je nach Oberflächenstruktur, erheblich kleiner ausfällt als die geometrisch bestimmbare Fläche. In der wahren Kontaktfläche bilden sich Mikrokontakte zwischen den Oberflächenrauheiten aus und nur an diesen Stellen können auch Kräfte

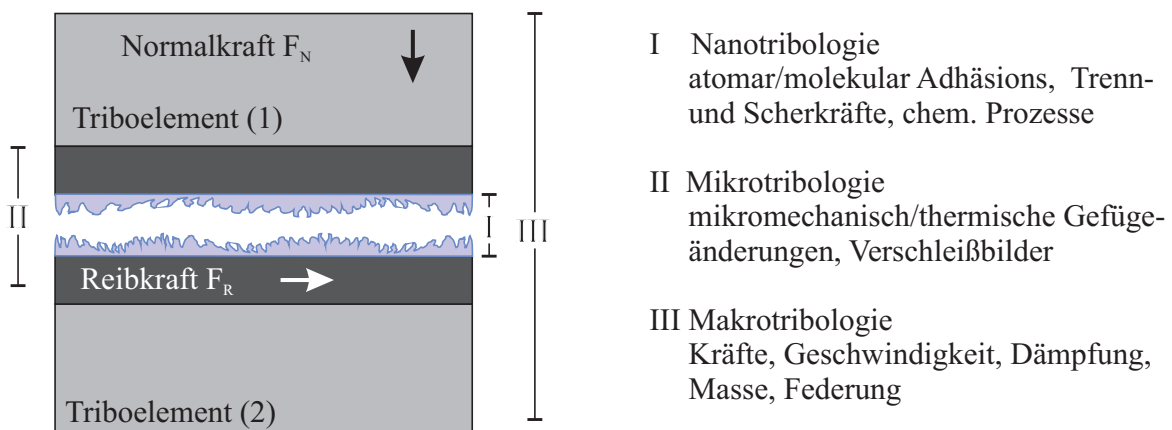


Abbildung 4.1: Dimensionsbereiche in der Tribologie nach Czichos (2001)

übertragen werden. Im elastischen Fall, das heißt, wenn keine bleibenden Deformationen in der Oberflächenstruktur zu erwarten sind, wächst diese Kontaktfläche nach den Hertz'schen Gesetzen mit $F_N^{2/3}$. Dagegen konnte von Bowden und Tabor (2008) mit Versuchen an Stahlplatten gezeigt werden, dass an realen Oberflächen ein linearer Zusammenhang mit $A_{\text{wirk}} \sim F_N$ besteht. Das Ergebnis dieser Untersuchungen war, dass die Anzahl der Mikrokontakte proportional zur wirkenden Normalkraft ist. Mit dieser Feststellung und mit der Annahme, dass die Summe der Kräfte aus diesen Mikrokontakten der makroskopischen Reibkraft entspricht, kann die Reibkraft proportional zur Normalkraft gesetzt werden. Diese Überlegungen bestätigen das von Coulomb postulierte empirische Reibungsgesetz

$$F_R = \mu \cdot F_N \quad (4.1)$$

mit dem Reibkoeffizienten μ als Proportionalitätsfaktor, welcher die verschiedenen Einflüsse auf die Reibkraft zusammenfasst. Daher wird in Kap. 6.2 dieser einfache Ansatz gewählt, um Reibung und damit auch die Reibleistung in den numerischen Simulationen (vgl. Kap. 7) von Anstreibvorgängen modellieren zu können.

Die Reibkraft setzt sich aus drei Teilen zusammen:

- Adhäsions- und Scherkräfte
- Plastische Deformationen
- Furchungsvorgänge

Auf die **Adhäsions- und Scherkräfte** haben vor allem die Materialpaarung und das Vorhandensein von Zwischenschichten einen starken Einfluss. Je größer das Formänderungsvermögen eines Metalls ist, desto größer wird die wirkliche Kontaktfläche und damit die Adhäsionskraft ausfallen. Auch die kristalline Struktur und die Anzahl freier Elektronen spielen eine Rolle bei der Ausbildung von Adhäsionskräften (vgl. Czichos (2010)). Damit wird ersichtlich, weshalb Beschichtungen, darunter vor allem Oxidschichten auf Metallen, eine erhebliche Auswirkung auf den Reibkoeffizienten haben können. Buckley beschreibt in Buckley (1981) anhand von Versuchen mit Reineisen im Hochvakuum, dass ohne Oxidschicht der Reibwert um den Faktor 3 bis 4 steigen kann. Auch Bowden und Tabor (2008) geben an, dass bei Abwesenheit von oxidbildenden Gasen die Reibwerte deutlich steigen. In Blau (2009) wird die Änderung des Reibwerts in Abhängigkeit der Normalkraft mit dem Aufbrechen von Oxidschichten in Verbindung gebracht, da der Reibwert mit steigendem Anpressdruck ebenfalls steigt. Für sehr hohe Belastungen verringert sich der Reibwert wiederum, was Blau (2009) auf die Ausbildung großer Spannungszonen, die ein plastisches Fließen begünstigen, zurückführt.

Plastische Deformationen tragen einen weiteren Teil zur Reibkraft bei. Sind die Oberflächen rau und reichen die elastischen Deformationen nicht aus, um der Normalkraft entgegenzuwirken, müssen Rauheitshügel plastisch verformt werden, damit ein Gleiten stattfinden kann (vgl. Abb. 4.2 (b)). Der ausschlaggebende Parameter zur Überwindung dieses Widerstandes findet sich in der Scherfestigkeit der beteiligten Materialien.

Weist einer der Reibpartner eine deutlich höhere Härte auf als der andere, können die harten

Rauheitshügel in die weichere Oberfläche eindringen und diese verformen, ohne selbst deformiert zu werden. Das Resultat wird **Furchung** genannt und kann einen erheblichen Anteil an der Reibkraft ausmachen (Czichos, 2010). Entscheidend für den Beitrag zum Reibwiderstand ist in diesem Fall die Scherfestigkeit des Materials der weicheren Oberfläche sowie die Form der Oberflächenrauheit.

In jedem realen Kontakt und in jedem realen Tribosystem treten diese drei Reibmechanismen gemeinsam auf. Lediglich ihre Anteile an der Reibkraft variieren. Die wichtigsten Faktoren, die die oben aufgeführten Reibmechanismen beeinflussen können, sind unter anderem die Oberflächenbeschaffenheit, der Kontaktdruck, die Gleitgeschwindigkeit, die Temperatur und Schmierfilme oder Oxidationsschichten. Detailliertere Darstellungen der Einflüsse sowie theoretische und analytische Betrachtungen sind unter anderem in Bayer (2004), Blau (2009), Bowden und Tabor (2008), Buckley (1981), Czichos (2010), Ludema und Bayer (1991) zu finden.

Die Übertragung von Ergebnissen aus Verschleiß- und Reibungsversuchen auf andere Anwendungen ist damit nur bei gleichen Randbedingungen zulässig. Für die Modellierung von Anstreichversuchen bedeutet dies, dass alle Einflussgrößen wie Temperaturen, Materialpaarungen, Umgebungsmedium, Relativgeschwindigkeiten und auch Anpresskräfte berücksichtigt werden müssen und die Ergebnisse nur innerhalb des validen Parameterbereichs vergleichbar sind. Nachfolgend soll eine kurze Zusammenfassung zum Einfluss der genannten Parameter gegeben werden, um das Vorgehen bei der Modellierung von Anstreichversuchen in Kap. 6.2 nachvollziehen zu können.

Der Einfluss der **Oberflächenrauheit** auf den Reibwert wird sich vor allem zu Beginn der Relativbewegung bemerkbar machen. Falls der Anpressdruck niedrig oder die Verschleißfestigkeit so hoch ist, dass die ursprünglich Oberflächenstruktur über einen längeren Zeitraum bestehen bleibt, wird der Reibkoeffizient stark durch die Oberflächenrauheit beeinflusst. Sind Schmierstoffe vorhanden, kann durch eine gezielte Herstellung einer bestimmten Oberflächenstruktur die Reibung reduziert werden. In den meisten realen Fällen liegen die genannten Bedingungen allerdings nicht vor und es wird sich nach einer gewissen Einlaufzeit ein Reibkoeffizient unabhängig von der ursprünglichen Oberflächenbeschaffenheit einstellen. Gerade bei Anstreichversuchen mit hohen Umfangsgeschwindigkeiten ist davon auszugehen, dass die Einlaufzeiten im Verhältnis zur Kontaktzeit vernachlässigt werden kann. Daher wird die Oberflächenbeschaffenheit bei den

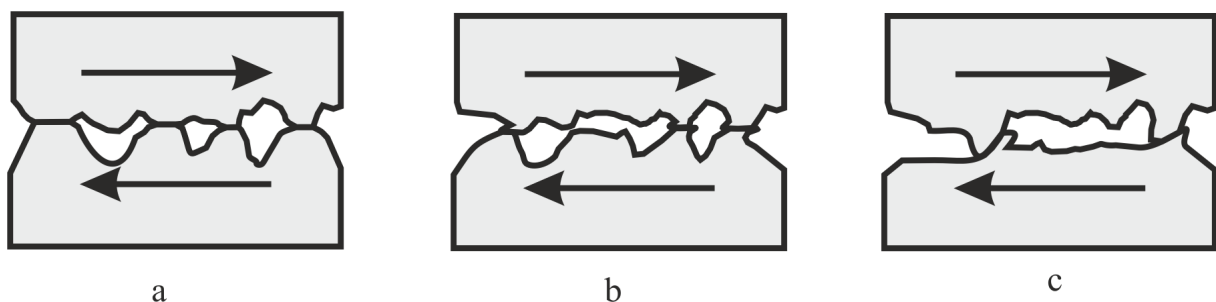


Abbildung 4.2: Reibungsmechanismen: (a) elastische Adhäsion (b) plastische Deformation (c) Furchung

Versuchen in Kap. 5 und in den Simulationen nicht berücksichtigt.

Der **Anpressdruck** wirkt sich in erster Linie auf die Ausbildung der realen Kontaktfläche aus. Es gibt zwei Theorien, wie Normal- und Reibkraft zusammenhängen. Tabor (1959) geht von einer Vergrößerung der Mikrokontakte, das heißt von einer Zunahme der Kontaktfläche zwischen den einzelnen Rauheitshügeln bei steigender Last aus. Andere Autoren sehen die Zunahme der Reibkraft mit wachsender Normalkraft als ein Resultat der steigenden Anzahl von Mikrokontakten an (Allen et al. (1985), Lim und Ashby (1987), Tabor (1987)). Es ist zu erwarten, dass in Realität beide Vorgänge parallel ablaufen. Das heißt, es werden sich die bestehenden Kontakte solange verformen, bis die nächsten Regionen in Kontakt treten und einen Teil der Normalkraft aufnehmen. Die Zunahme der Reibkraft mit dem Anpressdruck erfolgt allerdings nicht, wie bei der Coulomb'schen Reibung, linear. Schon Bowden und Tabor stellten in ihren Versuchen fest, dass bei einer Zunahme der Normalkraft der Reibkoeffizient μ sinkt. In der Literatur finden sich darüber hinaus zahlreiche Quellen, die diese Ergebnisse bestätigen (vgl. Archard (1957), Blau (1992, 2009), Bowden und Tabor (2008), Chowdhury et al. (2013), Stembalski et al. (2013), Xiaodong et al. (1991)). Da der Anpressdruck einer der entscheidenden Parameter für die Höhe des Reibkoeffizienten darstellt, muss dieser bei experimentellen und numerischen Versuchen berücksichtigt werden. Für den Vergleich und die Beurteilung von flexiblen Dichtsystemen in Bezug auf die Anstreiftoleranz, ist es daher wichtig, den Anpressdruck über einen möglichst großen Bereich zu variieren. Somit können numerische Modelle auf einer breiten Basis validiert werden.

Da in Turbomaschinen in der Regel sehr hohe Umfangsgeschwindigkeiten an den rotierenden Teilen erreicht werden, ist es wichtig, den Einfluss der **Relativgeschwindigkeit** auf das Reibverhalten zu kennen. Die meisten tribologischen Versuche werden bei relativ geringen Reibgeschwindigkeiten im Bereich von 0,1 m/s bis 10 m/s durchgeführt, so dass die Bedingungen in diesen Versuche um ein bis zwei Größenordnungen von denen in Turbomaschinen abweichen. Ashby et al. (1991), Lim und Ashby (1987) fassten in ihren Arbeiten zu Verschleißdiagrammen (engl. wear maps) frühere Ergebnisse anderer Autoren zusammen und postulierten einen logarithmischen Zusammenhang nach Gl. 4.2 zwischen Reibkoeffizient und Gleitgeschwindigkeit für Metall auf Metall Paarungen.

$$\mu = 0,78 - 0,13 \log_{10}(v) \quad (4.2)$$

Steigen die Geschwindigkeiten, muss auch der Einfluss der Gleitgeschwindigkeit berücksichtigt werden. Im Allgemeinen sinkt bei Metallen der Reibwert mit zunehmender Reibgeschwindigkeit (Bowden, 1958). Montgomery (1976) untersuchte an Stahl- und Kupferproben den Einfluss der Oberflächengeschwindigkeit und des Anpressdrucks auf die Reibung und den Verschleiß bei Oberflächengeschwindigkeiten von 50 m/s bis 600 m/s. Er stellte fest, dass bei Steigerungen der Geschwindigkeit v und Anpressdruck p die Reibwerte stetig abnahmen. Die Erklärung hierfür sah Montgomery im Wärmeeintrag und der damit verbundenen Entfestigung des Materials. Bei sehr hohen Werten für $p \cdot v$ konnten an den Kupferproben deutlich Schmelzvorgänge in der Kontaktzone nachgewiesen werden. Auch Philippon et al. (2004) untersuchten das Reibverhalten bei Geschwindigkeiten zwischen 1 m/s und 60 m/s. Es ergab sich auch hier eine Abnahme der Reibwerte mit steigender Relativgeschwindigkeit, wobei eine starke Streuung der Reibkoeffizienten

bei Geschwindigkeiten unter 10 m/s zu erkennen war. Für Geschwindigkeiten über 20 m/s ergeben sich hingegen nahezu gleichbleibende Reibwerte um $\mu = 0,25$, was in guter Näherung mit Gl. 4.2 übereinstimmt. Gleichwohl es diesen Trend gibt, ist er sehr von anderen Randbedingungen der Untersuchungen abhängig. So streuen die Werte der Reibkoeffizienten bei Betrachtung einer Stahl-auf-Stahl-Paarung bei gleicher Gleitgeschwindigkeit zwischen $\mu = 0,1$ bis $\mu = 1$. Die Bandbreite der Streuung nimmt allerdings mit zunehmender Gleitgeschwindigkeit ab. Generell kann für viele Metallpaarungen mit einem sinkenden Reibwert für steigende Gleitgeschwindigkeiten gerechnet werden. Bei Stahl-auf-Stahl-Paarungen und Relativgeschwindigkeiten von > 100 m/s liegen die Reibwerte unter trockenen Reibbedingungen im Bereich $\mu = 0,05$ bis $\mu = 0,2$. Dass diese Gesetzmäßigkeit auch bei Geschwindigkeiten von mehreren hundert m/s Bestand hat, konnte unter anderem von Kragelskij (1981), Okada et al. (2001) bestätigt werden. Die Ursachen für diesen generellen Trend sind vielfältig. So entsteht bei hohen Reibgeschwindigkeiten ein starker Wärmeeintrag in die Reibpartner. Dies führt zu einer raschen Temperaturerhöhung und damit einer Verringerung relevanter Werkstoffkennwerte, wie Elastizitätsmodul und Festigkeit. Auch die Bildung von Oxidschichten wird durch die hohen Temperaturen begünstigt. Allerdings steht mit zunehmender Relativgeschwindigkeit auch immer weniger Zeit für die Bildung des Oxids zur Verfügung (vgl. Bayer (2004)). Daher entsteht ein sehr komplexer Zusammenhang zwischen Gleitgeschwindigkeit und Oxidschichtbildung. Ein weiterer Effekt, der erst bei hohen Gleitgeschwindigkeiten auftritt und die Reibwerte deutlich senken kann, ist die Schmierung der Kontaktfläche auf Grund von lokalen Schmelzvorgängen. Dabei werden Teile der Kontaktfläche so heiß, dass sie in den flüssigen Zustand übergehen und damit als Schmierung zwischen den Kontaktpartnern dienen. Da die Temperatur der Kontaktpartner entscheidende Auswirkungen sowohl auf den Reibkoeffizienten als auch auf den Verschleiß hat, wird in Kap. 4.3 näher auf die entsprechenden Vorgänge und Modelle eingegangen.

Da die Reibgeschwindigkeit einen deutlichen Einfluss auf die Reibung hat, müssen experimentelle und numerische Versuche bei repräsentativen Relativgeschwindigkeiten durchgeführt werden. Für die Beurteilung von flexiblen Dichtungen in Turbomaschinen bedeutet dies, dass Umfangsgeschwindigkeiten von über 100 m/s gewährleistet sein müssen.

4.2 Verschleiß

In älterer Literatur wird Verschleiß oft mit dem Verlust von Material gleichgesetzt. Dies ist nach neuerer Auffassung eine überholte Definition. Vielmehr wird unter dem Begriff Verschleiß "eine fortschreitende Beschädigung einer Oberfläche unter der Einwirkung einer dazu relativ bewegten Substanz" verstanden. Ein Beispiel für einen nicht abtragenden Verschleiß, wäre die plastische Deformation eines Hammerkopfes unter dauernder mechanischer Belastung. Daher ist eine Erweiterung der oben genannten Definition, mit Hinblick auf die Vorgänge und Beschädigungsformen an Labyrinthdichtungen, durch den Einbezug der Funktion eines Bauteils sinnvoll. Als Verschleiß wird somit jede, die Funktion beeinträchtigende Veränderung hervorgerufen durch betriebsbedingte Einflüsse, verstanden.

Für Dichtungen im Allgemeinen bedeutet dies, dass jede Änderung der Dichtwirkung auf Grund des andauernden Betriebs als Verschleiß angesehen wird. Im speziellen Fall von Labyrinth- und

flexiblen Dichtungen setzt sich damit der Verschleiß aus zwei Komponenten zusammen. Zum einen ist dies der Materialabtrag, der durch Reibvorgänge hervorgerufen wird. Zum andern sind dies Verformungen an den Dichtungen, die zumeist durch starke Kräfteinwirkungen hervorgerufen werden. Beide Teile zusammen sind verantwortlich für die Erhöhung der Leckage und sind daher als Verschleiß zu sehen.

In der Literatur finden sich zahlreiche Ansätze (vgl. Meng und Ludema (1995)), die Vorgänge bei Reibung zwischen Festkörpern und den damit verbundenen Materialabtrag mathematisch zu beschreiben. Allerdings existiert bis heute kein allgemeingültiger Ansatz, der es erlaubt, den Materialabtrag auf Basis globaler Randbedingungen zu berechnen. Ein weitverbreiteter empirischer Ansatz stammt von Archard und Hirst (Archard, 1953, Archard und Hirst, 1956). Er besagt, dass das Verschleißvolumen V proportional zum Produkt aus Normalkraft F_N und Gleitstrecke s ist. Mit dem Proportionalitätsfaktor k_A und der Härte H als entdimensionierende Größe lautet die Gleichung für den Verlust an Material nach Archard:

$$V = k_A \cdot \frac{F_N \cdot s}{H} \quad (4.3)$$

In dieser Betrachtung beinhaltet der Verschleißkoeffizient alle am Materialabtrag beteiligten Vorgänge. Deshalb variiert der Verschleißkoeffizient je nach betrachtetem Tribosystem und Verschleißmechanismus stark. Um das Standardmodell von Archard besser auf das jeweilige Tribosystem anzupassen, modifizieren eine Reihe von Autoren, wie Ersoy et al. (2007, 2008), Groche et al. (2011), Park et al. (2006), Shafiei und Alpas (2008), Tyagi et al. (2003, 2011) die Koeffizienten des Modells. Eine unterschiedliche Gewichtung der Faktoren in Gl. 4.3 oder das Hinzufügen weiterer Faktoren, für Oxidationsschichtdicken und die Zeit, sorgen dabei für eine Übereinstimmung des analytischen Modells mit Validierungsdaten. Eine gute Übersicht über die Ansätze der Verschleißmodellierung findet sich in A.Zmitrowicz (2006).

In der Praxis spielt beim Verschleiß von Labyrinthdichtungen lediglich der sogenannte Gleitverschleiß eine Rolle. Die dabei auftretenden Verschleißmechanismen (vgl. Bayer (2004), Bowden und Tabor (2008), Czichos (2010), Kragelskij (1981)) sorgen für Partikel in unterschiedlichen Größenordnungen, die das Tribosystem verlassen und damit für einen Materialverlust sorgen. Art, Größe und Form der Partikel hängen von den Anstreifbedingungen ab, werden jedoch von den Materialeigenschaften Schmelzpunkt und Wärmeleitfähigkeit maßgeblich beeinflusst (vgl. Montgomery (1976), Soehngen (1989)). Dies lässt den Schluss zu, dass vor allem die Reduktion der Zugfestigkeit, aufgrund lokal stark erhöhter Temperaturen, verantwortlich für den Materialabtrag ist.

Wie aus Gl. 4.3 ersichtlich wird, hängt der Materialabtrag bei Anstreifvorgängen maßgeblich von den resultierenden Kräften ab. Das Konzept einer flexiblen Dichtung und deren Robustheit gegen Verschleiß begründet sich auf dieser Erkenntnis. Bei der Beurteilung von flexiblen Dichtungen kommt der Modellierung des Materialabtrags eine besondere Rolle zu. In Kap. 6.2 wird daher der Ansatz von Archard zur Berechnung des Verschleißes herangezogen.

4.3 Reibtemperaturen und Wärmeströme

Gleiten zwei Körper aufeinander ab, ist zur Überwindung der Reibung zwischen ihnen Energie nötig. Diese Energie wird im Reibkontakt in Wärme umgesetzt und zu über 90% (vgl. Blau (2009)) in die Kontaktpartner abgeleitet. Der so entstehende flächenspezifische Reibwärmestrom kann mit

$$\dot{q} = \frac{\mu \cdot F_N \cdot v}{A_n} \quad (4.4)$$

aus dem Produkt der wirkenden Normalkraft F_N , dem Reibkoeffizienten μ und der Relativgeschwindigkeit v bezogen auf die nominelle Kontaktfläche berechnet werden. Grundsätzlich werden zwei Temperaturen in der Kontaktfläche unterschieden. Zum einen die gemittelte Kontakttemperatur T_m , die sich an der Kontaktfläche einstellen würde, wäre der Wärmestrom gleichmäßig über gesamte Fläche verteilt. Zum anderen die sogenannten Blitztemperaturen T_f (engl. flash temperatures (Archard, 1957)), die sich an den realen Kontaktpunkten der wahren Kontaktfläche (vgl. Kap. 4.1) einstellen. Auf Grund der sehr viel kleineren wahren Kontaktfläche liegen die Blitztemperaturen deutlich über den gemittelten Temperaturen. In der Literatur gibt es zahlreiche Ansätze, diese Temperaturen analytisch zu berechnen (vgl. Archard (1959), Blok (1963), Jaeger (1942), Lim und Ashby (1987), Marscher (1982), Sutter und Ranc (2010)). Ashby et al. (1991) geben eine allgemein gültige Lösung dieses Problems unter Vernachlässigung von äußeren Effekten wie Konvektion, Schmierung und Strahlung nach Gl. 4.5 an.

$$T_m = T_0 + \alpha \cdot \frac{\mu \cdot F_N \cdot v}{A_n} \cdot \left(\frac{1}{\frac{k_1}{l_1} + \frac{k_2}{l_2}} \right) \quad (4.5)$$

Die mittlere Temperatur im Kontakt hängt demnach von der Starttemperatur T_0 , den Wärmeleitfähigkeiten der Reibpartner k_1 und k_2 , sowie von den Abständen l_1 und l_2 der Kontaktfläche zur jeweiligen Wärmesenke ab. Zudem gibt α das Verhältnis der Wärmeströme in den Rotor bzw. den Stator an. Die Schwierigkeit bei der Berechnung liegt demnach in der Bestimmung der richtigen Werte für die Längen l_1 und l_2 . Je nach Reibungsproblem unterscheiden sich die geometrischen Abstände deutlich von denen, die das Wärmeleitproblem dominieren. Entscheidende Einflüsse sind hier die Konvektion, die Strahlung, die Relativgeschwindigkeit und ob ein stationärer oder transients Vorgang betrachtet wird. Abschätzungen für die Längen l_1 und l_2 unter Berücksichtigung einiger der genannten Parameter sind im Anhang von Ashby et al. (1991) zu finden. Bei Anstreifvorgängen zwischen massiven Rotoren und thermisch dünnen Teilen, wie sie in Turbomaschinen die Regel sind, tritt ein weiterer entscheidender Faktor auf. So bestimmt das Verhältnis von Temperaturleitfähigkeit zu Rotordrehzahl entscheidend, wie sich die Wärmeströme im Kontakt ausbilden. Betrachtet wird ein exzentrischer Anstreifvorgang, bei dem der Rotor an einer definierten Stelle mit Teilen des Stators in Berührung kommt. In diesem Fall entsteht am statorseitigen Kontakt eine stationäre Wärmequelle, wohingegen sich am Rotor ein umlaufender Wärmeeintrag ergibt. Die Zeit, in welcher ein Punkt auf dem Rotor einem Wärmeeintrag ausgesetzt ist, entspricht $t_K = s_0/v$. Dabei steht s_0 für die Länge des Kontaktbereichs in Bewegungsrichtung. In der gleichen Zeit wird die eingetragene Energie im Rotor Richtung Drehachse und benachbarte kältere Bereiche geleitet. Inwieweit sich der

Rotor an der Kontaktstelle erwärmt, hängt demnach von der Temperaturleitfähigkeit a und der Zeit t_k ab. Dieser Zusammenhang lässt sich in der dimensionslosen Kennzahl $Pe = \frac{sv}{a}$, der Péclet-Zahl, ausdrücken. Für den stationären Fall ($v = 0$) ist $Pe = 0$ und der Wärmestrom teilt sich gleichmäßig auf beide Kontaktpartner auf, sodass $\alpha = 0,5$ zu setzen ist. Je schneller sich Rotor und Stator gegeneinander bewegen, desto größer wird die Péclet-Zahl und damit auch der Wärmestromanteil, der in den Rotor fließt. Anschaulich kann dies mit der Vorstellung verdeutlicht werden, dass sich der Rotor zwischen den Kontakten abkühlt und damit die Kontaktstelle ständig durch den Rotor gekühlt wird. In Bayer (2004), Lim und Ashby (1987) wird für Péclet-Zahlen kleiner $0,1 - 1$ von einem stationären Verhalten ausgegangen. Typische Werte für Pe liegen in Turbomaschinen im Bereich von $Pe = 10^3$ bis $Pe = 10^5$. Hier muss demnach von einer deutlich erhöhten Wärmeverteilung in Richtung des Rotors ausgegangen werden.

In einem auf dieser Theorie aufbauendem Ansatz zur Berechnung der Wärmestromverteilung wird ein Wärmeübergangswiderstand, ähnlich dem Wärmeübergang in der Strömungsmechanik, definiert. Der Wärmeübergangswiderstand wird mit Hilfe eines Wärmeübergangskoeffizienten $h_{Kontakt}$ in Gl. 4.6 abgebildet. Für einen idealen Kontakt geht $h_{Kontakt}$ gegen unendlich. Sind beide Kontaktpartner ideal isoliert, nimmt $h_{Kontakt}$ den Wert Null an und es findet kein Energieaustausch über die Kontaktfläche statt. Ist $h_{Kontakt}$ für ein gegebenes Problem bekannt, kann aus der Temperaturdifferenz im Kontakt der übertragene Wärmestrom bestimmt werden.

Oberflächenbeschaffenheiten, die Bildung von Oxidschichten, Kühlung und Schmierung sind Effekte, die den Wärmeaustausch stark beeinflussen können (vgl. Balakin (1981)). Auf Grund der vielen Einflussparameter gestaltet sich der Übertrag der theoretischen Modelle auf reale Anwendungen schwierig und es bedarf experimenteller Daten, um die Modelle mit ausreichender Genauigkeit kalibrieren beziehungsweise validieren zu können. Das Konzept des Wärmeübergangswiderstands fasst alle diese Einflussgrößen zusammen und bietet damit die Möglichkeit, mittels vereinfachter experimenteller Versuche Daten für die Modellierung des makroskopischen Wärmeübergangs zu generieren. Daher wird dieser Ansatz in Kap. 6.2 und Kap. 7 zur Modellierung der Wärmeströme zwischen Dichtstreifen und Rotor herangezogen.

$$\dot{Q}_{Kontakt} = h_{Kontakt} \cdot A_{Kontakt} \cdot \Delta T \quad (4.6)$$

5 Experimentelle Untersuchungen

In Kap. 2 wurde das Konzept einer adaptiven Labyrinthdichtung bestehend aus gekrümmten und segmentierten Dichtstreifen (GSD) als vielversprechende Alternative zu herkömmlichen Labyrinthdichtungen identifiziert. Aber auch im Vergleich mit Bürsten- und anderen flexiblen Dichtungen könnten GSD deutliche Vorteile bieten. Um eine Aussage über das mögliche Potential dieses Konzepts treffen zu können, werden jedoch experimentelle Daten zur Leckage und zum Verschleißverhalten benötigt.

Zunächst wird im Abschnitt 5.1 die Vorgehensweise zum Entwurf einer GSD dargelegt. Aus diesen Entwürfen wurden Prototypen gefertigt und an einem Prüfstand bezüglich Dichtwirkung und Anstreiftoleranz charakterisiert. Der Aufbau für die experimentellen Versuche kann aus Kap. 5.2 entnommen werden, bevor in den Abschnitten 5.3 und 5.4 die Ergebnisse der Untersuchungen diskutiert werden. Als Referenz und Basis für die Beurteilung der Ergebnisse dient eine Labyrinthdichtung mit starren Dichtstreifen. Der Vergleich der sich ergebenden Leckagen im nominellen und im verschlissenen Zustand gibt Auskunft darüber, in wie weit sich Vorteile durch den Einsatz von flexiblen Dichtstreifen ergeben.

Da gerade Verschleißversuche an Prototypen teuer und langwierig sind, kann eine umfassende Beurteilung des Dichtungskonzepts nicht nur basierend auf experimentellen Untersuchungen erfolgen. Vielmehr sind numerische Simulationen von verschiedenen Varianten anzustreben. Die hierfür benötigten Kalibrierungs- und Validierungsdaten wurden mit Hilfe weiterer Versuche an vereinfachten Verschleißproben abgeleitet. Auch für diese Versuche kam der bereits erwähnte Prüfstand, allerdings in einem modifizierten Aufbau, zum Einsatz (vgl. Kap. 5.5). Die Erkenntnisse, die aus diesen Versuchen gewonnen wurden, bilden die Grundlage für die anschließende numerische Abbildung eines Anstreifversuchs.

5.1 Prototypenentwicklung

Als Referenz wird ein Standard-Kammnutlabyrinth einer Mitteldruckdampfturbine, wie es in Abb. 5.1 dargestellt ist, gewählt. Die gesamte Gestaltung leitet sich von einer realen Konfiguration ab und berücksichtigt dabei auch die An- und Abströmgeometrie. Das Labyrinth setzt sich aus einem gestuften Deckband mit zwei Vertiefungen und vier starren und geraden Dichtspitzen zusammen. Die nominelle Spaltweite zwischen Dichtspitze und Rotordeckband beträgt 0,3mm bei einem Rotordurchmesser von 525mm. Um vergleichbare Ergebnisse im Hinblick auf die Leckage zu erhalten, müssen sich die flexiblen Dichtstreifen in diesem Bauraum installieren lassen. Sowohl der radiale Abstand zwischen Rotor und Gehäuse, als auch die axiale Ausdehnung sind damit gegeben. Unter Berücksichtigung dieser Restriktionen werden zwei Konstruktionsvarianten eines gekrümmten segmentierten Dichtstreifens entworfen. Je nach Deckbandausführung, Bauraum und Druckverhältnis ist eine Vielzahl an Konstruktionen denkbar. Um für die gewählten Entwürfe den Einfluss verschiedener Geometrieparameter auf die Steifigkeit herauszufinden, wird eine statistische Versuchsplanung durchgeführt (engl. Design Of Experiments, kurz DOE). Dabei werden die wichtigsten Parameter variiert, um im Anschluss die Auswirkungen auf die Steifigkeit

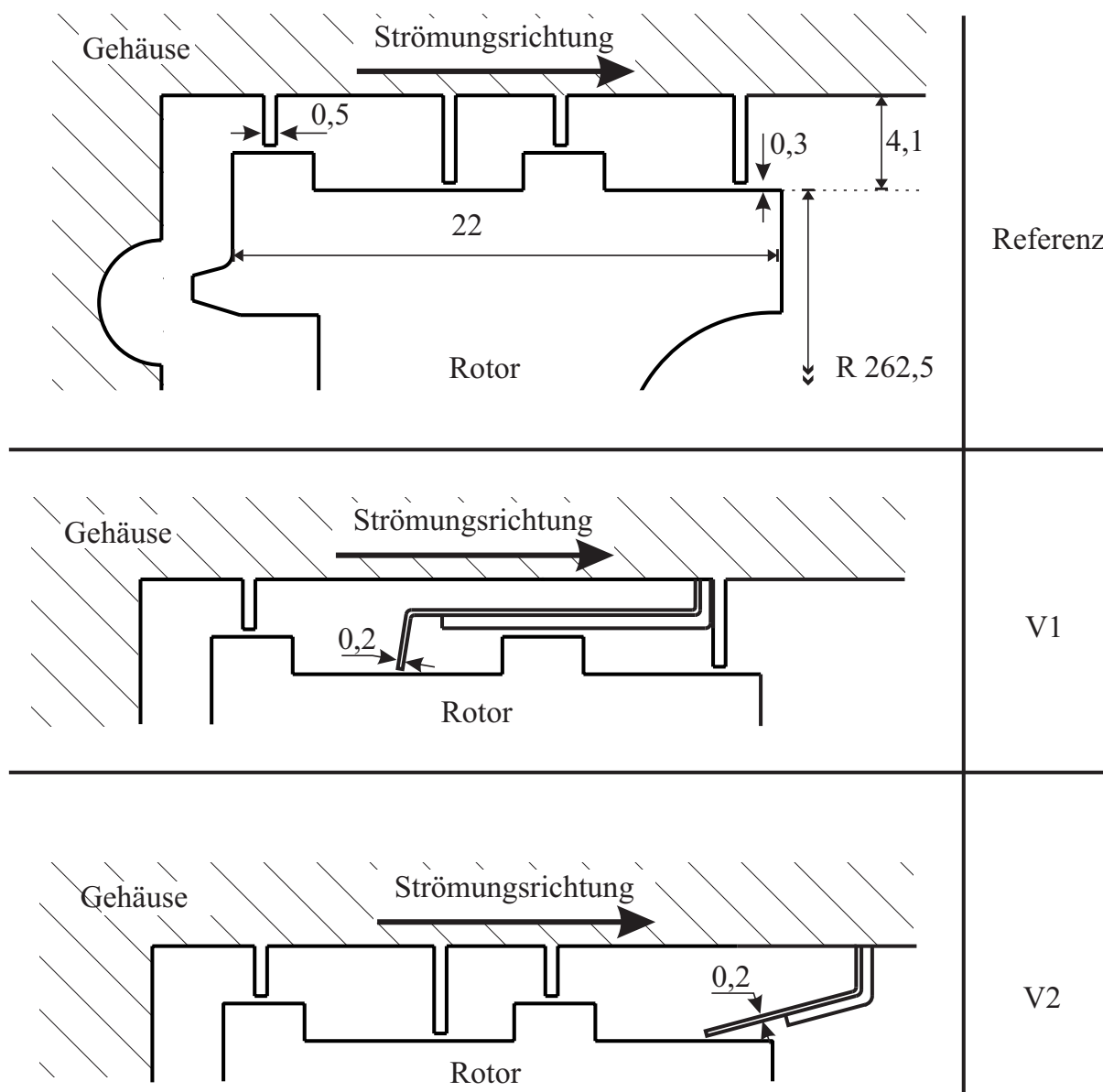


Abbildung 5.1: Referenzlabyrinth und Prototypenkonfigurationen

analysieren zu können. In Abb. 5.2 ist die Veränderung der Steifigkeit anhand der Kraft, die nötig ist, um die Dichtspitzen einen bestimmten Betrag radial zu verschieben, dargestellt. Wie ersichtlich wird, haben Veränderungen an den Winkeln und Radien nur geringe Auswirkungen. Im Vergleich dazu wirken sich die Materialstärke s und die Hebellängen l_1 und l_2 besonders stark auf die Steifigkeit aus. Damit wird klar, dass je länger und dünner die Dichtstreifen ausgeführt werden können, desto geringer wird der Anpressdruck im Falle eines Kontakts ausfallen. Basierend auf den Ergebnissen der Parameterstudie werden zwei Dichtungskonfigurationen für die experimentelle Untersuchung entworfen (vgl. Abb. 5.1). In der Dichtungskonfiguration V1 werden die zwei mittleren Dichtspitzen des Referenzlabyrinths durch eine GSD ersetzt. Die Aufnahme der GSD im Gehäuse erfolgt an der Position der letzten Dichtspitze. Auf diese Weise kann ein möglichst langer Hebelarm generiert werden, der eine geringe Steifigkeit des flexiblen

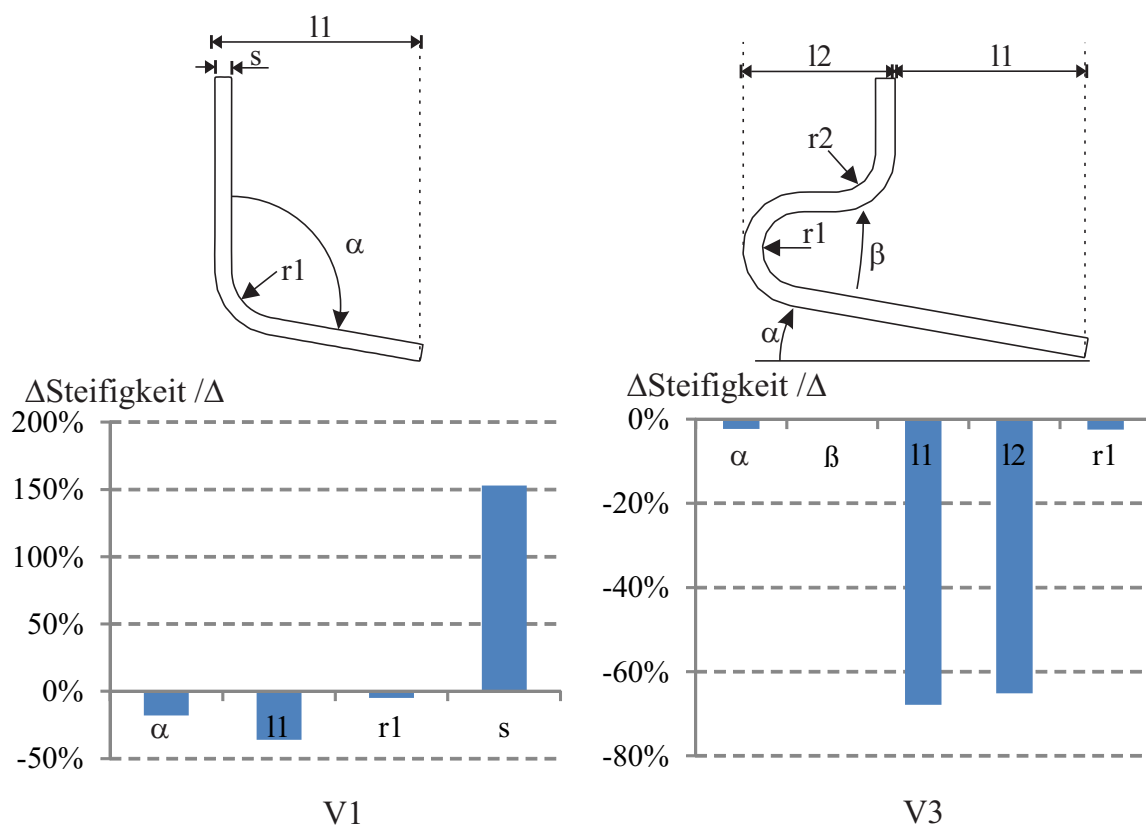


Abbildung 5.2: Ermittlung der wichtigsten Geometrieparameter in Bezug auf die Steifigkeit mittels DOE: $\Delta F / \Delta$ - Veränderung der Steifigkeit bezogen auf die Änderung des Parameters

Dichtelements gewährleistet. Würde der gesamte zur Verfügung stehende axiale Bauraum ausgenutzt, könnte der Hebelarm zwar noch länger ausfallen, allerdings würde dabei eine weitere Drosselstelle entfallen. Mit Hinblick auf die Dichtwirkung der gesamten Konfiguration wird daher nur ein Teil des Bauraums genutzt. Bei Konfiguration V2 wird der letzte Dichtstreifen durch die GSD ersetzt. Die Befestigung der GSD im Gehäuse erfolgt dabei weiter stromab, um auch hier einen möglichst langen Hebel zu erzeugen und gleichzeitig vier Drosselstellen erhalten zu können. In beiden Fällen wird die Materialstärke des Dichtelements auf 0,2 mm reduziert. Die Abstützung wird mit einer Materialstärke von 0,5 mm und damit deutlich steifer ausgeführt, um das Aufbiegen auf Grund der Druckdifferenz zu minimieren.

Als letzter Parameter bei der Auslegung einer GSD muss die Segmentbreite (in Umfangsrichtung) festgelegt werden. Mit Hinblick auf die Steifigkeit und damit auf den Verschleiß, wäre eine möglichst kleine Segmentbreite mit geringer Krümmung in Umfangsrichtung gefordert. Je schmaler die Segmente ausfallen, desto mehr Segmente müssen jedoch in Umfangsrichtung aneinander gereiht werden. Damit nimmt auch die Anzahl der Spalte zwischen den Segmenten zu, wodurch zusätzliche Leckageverluste generiert würden. Der Umfang dieser Sekundärleckage kann mit theoretischen oder analytischen Mitteln nur schwer erfasst werden. Zu viele unbekannte Faktoren, wie Fertigungs- und Einbautoleranzen sowie die Güte der Abdichtung durch die Abstützung sind zu berücksichtigen und gleichzeitig schwer abzuschätzen. Es kann allerdings davon ausgegangen werden, dass ein Optimum für die Segmentbreite existiert, in dem die Steifigkeit und die Se-

kundärleckage optimal abgestimmt sind. Diese optimale Segmentbreite hängt zum einen davon ab, welche Steifigkeit die Segmente aufweisen und zum anderen welche Sekundärleckage sich einstellt. Die Sekundärleckage wiederum wird durch Fertigungs- und Montageaspekte, sowie die Abdichtung durch die Abstützung bestimmt. Eine Abschätzung für das Optimum der Segmentbreite, unter Berücksichtigung der Steifigkeit und einer angenommenen Spaltbreite zwischen den Segmenten, wurde für eine Variante der GSD bereits zu Beginn der Arbeit durchgeführt (vgl. (Herrmann et al., 2013b)). Es zeigt sich, dass für Sekundärspaltbreiten von 0,01 mm bis 0,05 mm das Optimum für die Segmentbreite bei ein bis fünf Grad liegt. Daher werden die Prototypen mit Segmentbreiten von einem Grad gefertigt. Bei einem Rotordurchmesser von 525 mm entspricht diese Segmentierung einer Segmentbreite von circa 5 mm. Die geringe Breite hat zudem den Vorteil, dass die Segmente als quasi zweidimensionale Struktur, ohne Krümmung in Umfangsrichtung gefertigt werden können. Eine Anpassung an die Rotorkrümmung ist nicht nötig, da auch ohne Krümmung die Variation der Primärspalthöhe über der Segmentbreite im Bereich einiger weniger Mikrometer liegt und daher vernachlässigt werden kann.

Mit diesen Überlegungen und Analysen sind alle Geometrieparameter wie Längen, Winkel und Materialstärken bestimmt. Für die experimentelle Untersuchung werden die in Abb. 5.1 gezeigten Varianten V1 und V2 in einer für die Fertigung optimierten Gestaltung aus rostfreiem austenitischem Stahl mit der Werkstoffnummer 1.4301 gefertigt (vgl. A.2).

5.2 Prüfstandsaufbau

Für die experimentellen Untersuchungen wurde im Rahmen zweier AG Turbo Projekte (vgl. Herrmann et al. (2009, 2013b)) ein universeller Prüfstand aufgebaut. Er zeichnet sich vor allem durch die Möglichkeit aus, verschiedene Aufbauten für unterschiedliche Versuchsarten zu realisieren. Für die Untersuchung der GSD werden zwei Konfigurationen des Prüfstandes genutzt. Zum einen mit geschlossenem Gehäuse, für Messungen der Leckage an unterschiedlichen Dichtungen (vgl. Abb. 5.3). Zum anderen mit offenem Gehäuse für alle Arten von Verschleißversuchen (vgl. Abb. 5.5).

Der grundsätzliche Aufbau mit geschlossenem Gehäuse kann Abb. 5.3 entnommen werden. Ein 32kW Elektromotor (1) treibt über eine Drehmomentenmesswelle (2) den Rotor (3) bestehend aus Welle und Rotorscheibe an. Axiale und radiale Kräfte werden in der Lagerkammer (4) durch zwei über Federn vorgespannte Spindellager aufgenommen. Durch die spezielle Konstruktion der Rotorscheibe mit breiter Mitte und sich verjüngender Struktur nach außen können, in Verbindung mit dem Vergütungsstahl 42CrMo4 (1.7225), Oberflächengeschwindigkeiten von bis zu 250m/s erreicht werden (Herrmann et al. (2013b)). Die Zentrierung erfolgt mittels einer konischen Wellenschulter auf der einen und einer konischen Scheibe auf der anderen Seite. Auf diese Weise wird stets eine optimale Zentrierung der Rotorscheibe auch bei starken Dehnungen gewährleistet. Eine Sicherheitswellenmutter generiert die nötige Vorspannung und sorgt für einen festen Sitz. Mit dieser Ausführung kann auf weitere Bohrungen und Spannelemente als Wellennabenverbindung verzichtet werden. Dennoch wird ein schneller und unkomplizierter Austausch des Rotors ermöglicht. Das Gehäuse (5) verfügt über Druckluftein- und auslässe, die für die Leckagemessungen benötigt sind. An der Stirnseite des Prüfstands können variable

Traversenaufbauten (6) angebracht werden, um unterschiedliche Gehäuseteile mit Hilfe eines Linearmotors (6a) verfahren zu können. Für die Beurteilung der Dichtwirkung wird eine zuverlässige und genaue Spaltmesseinrichtung benötigt. Dazu wird ein drehbares Kamerasystem (8) an der Welle angeflanscht und über eine Bildauswertesoftware wird die Spalthöhe an der letzten Dichtspitze bestimmt. Details zu den jeweiligen Aufbauten und zur verwendeten Messtechnik finden sich in den folgenden Kapiteln.

Um unterschiedliche Dichtungskonfigurationen kostengünstig und flexibel untersuchen zu können, werden die Dichtstreifen (7a) in den sogenannten Basisring (7) eingestemmt. Dieser Basisring verfügt über umlaufende Nuten an unterschiedlichen axialen Positionen. Je nach Dichtungskonfiguration werden starre und flexible Dichtstreifen an den jeweiligen Positionen eingebracht. Für die Montage der Dichtungen wird auf Grund des gestuften Deckbands eine Teilung der Dichtungskonfigurationen nötig. Daher wird der Basisring in vier 90-Grad-Segmente unterteilt, die nach der Montage zusammen mit dem Rotor eine umlaufende 360 Grad umfassende Dichtung bilden (vgl. Abb. 5.4).

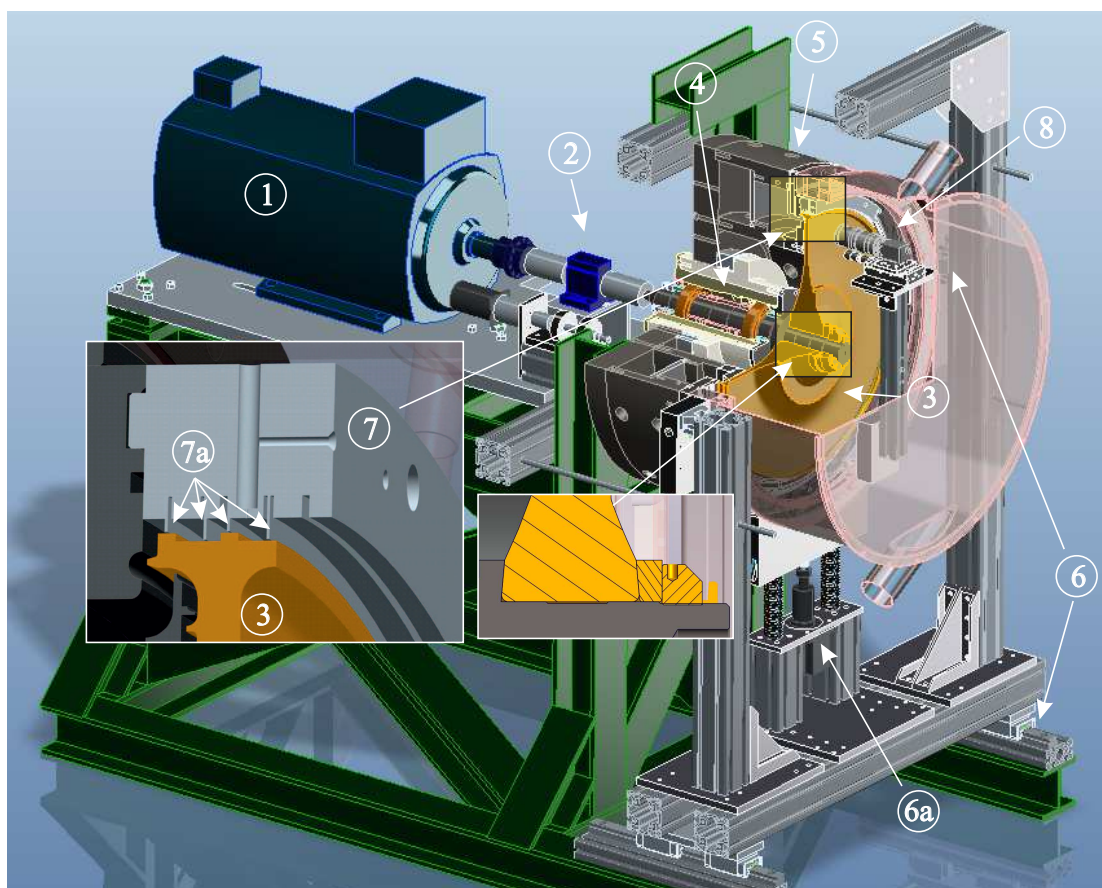


Abbildung 5.3: Prüfstands Aufbau - Übersicht

5.3 Verschleiß an den Dichtungen

Für die Beurteilung des Konzepts einer flexiblen Labyrinthdichtung ist die Betrachtung des Verschleißverhaltens von enormer Bedeutung. Daher werden Anstreifversuche an den GSD Konfigurationen V1 und V2 sowie an den starren Dichtstreifen der Referenzlabyrinthdichtung vorgenommen. Anschließend wird ein Vergleich der Verschleißformen und der Verschleißhöhe Aufschluss über die potentiellen Vorteile einer GSD geben.

Um die Verschleißversuche durchzuführen, wird der Prüfstand modifiziert. Der geänderte Aufbau ist in Abb. 5.5 dargestellt. Anstatt des geschossenen Gehäuses nimmt eine Vertikaltraverse den Basisring auf. Mit Hilfe dieser Traverse kann ein Basisringsegment so positioniert werden, dass eine gezielte Einstellung der Überdeckung zwischen den Dichtstreifen und dem Rotor möglich wird. Ein Linearmotor erzeugt den hierfür nötigen Vorschub. Über einen Kraftsensor können die dabei wirkenden vertikalen Kräfte erfasst werden. Vor Beginn eines Versuchs wird die Nullposition (Berührung Dichtspitze und Rotor) der Dichtung mit stehendem Rotor festgelegt. Anschließend kann die exakte vertikale Position des Dichtungssegments über einen Lasertriangulationssensor bestimmt werden. Zusammen mit einem weiteren Lasersensor, der die Position und Ausdehnung des sich drehenden Rotors misst, lässt sich die Überdeckung von Dichtspitze und Rotor ermitteln. Vor Beginn der Zustellung wird der Rotor auf 6000 U/min beschleunigt, was einer Oberflächengeschwindigkeit von 165 m/s entspricht. Durch die Regelung des Antriebsmotors und der großen rotierenden Masse kann diese Geschwindigkeit während der Versuche mit einer Toleranz von 50 U/min konstant gehalten werden.

Für den Anstreifvorgang wird eine konstante Zustellgeschwindigkeit vorgegeben, sodass sich eine Versuchsdauer von 30 Sekunden ergibt. Der Unterschied zwischen den Versuchen mit starren und flexiblen Dichtstreifen besteht in der vorgegebenen Überdeckung. Da das Prinzip der GSD eine Reduktion des Dichtspalts vorsieht, wird bei gleicher Rotorauslenkung, eine höhere Überdeckung im Vergleich mit starren Dichtspitzen erreicht. Ausgehend von einer angenommenen Rotorauslenkung von 500 μm bei Nominalspaltweiten von 400 μm (starr) beziehungsweise 300 μm (GSD) ergeben sich somit Überdeckungen von 100 μm an den starren und 200 μm an den flexiblen Dichtstreifen.

Da der Basisring in vier 90 Grad Elemente unterteilt ist (vgl. Abb. 5.4), wird für die Anstreifversuche jeweils nur eines dieser Elemente genutzt. Bedingt durch Fertigungstoleranzen kann nicht sichergestellt werden, dass jeder Dichtstreifen exakt den selben Abstand zum Rotor hat.

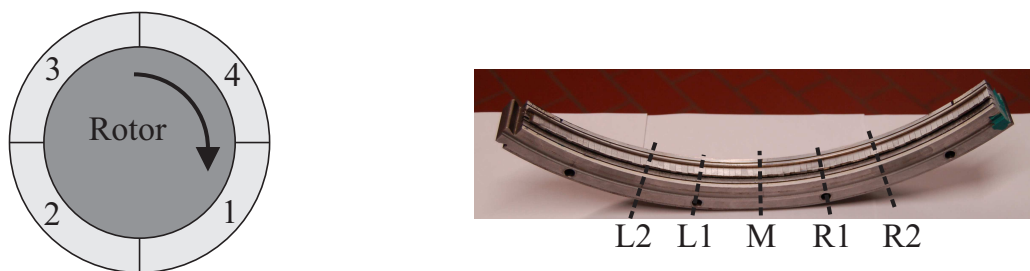


Abbildung 5.4: Einteilung des Basisrings in Viertelsegmente mit Auswertepositionen für den Verschleiß bei $L2=22,5^\circ$, $L1=33,75^\circ$, $M=45^\circ$; $R1=56,25^\circ$; $R2=57,5^\circ$

Daher ist pro Anstreifversuch nur ein Dichtstreifen im Basisringsegment verbaut. Auf diese Weise haben fertigungsbedingte Höhenunterschiede an den Dichtstreifen keine Auswirkungen auf die Vergleichbarkeit, da sichergestellt wird, dass jeder Dichtstreifen die gleiche Überdeckung erfährt. Somit ergeben sich für die Konfiguration V1 zwölf (vier Basisringelemente mit je drei Dichtstreifen) und für V2 sowie das Referenzlabyrinth (vier Basisringelemente mit je vier Dichtstreifen) sechzehn Versuche. Für die nachfolgenden Leckagemessungen werden die vier Basisringelemente mit den verschlissenen Dichtstreifen bestückt, sodass eine komplette 360° umfassende Dichtungskonfiguration entsteht (vgl. Tab. 5.1).

Der Versuchsaufbau würde in einer realen Anwendung einem exzentrischen Anstreifen entsprechen, bei dem sich je nach Winkelposition unterschiedliche Überdeckungen an der Dichtspitze einstellen. Die höchste Überdeckung wird damit in der Mitte der Segmente bei Position M in Abb. 5.4 erreicht werden.

Um den Verschleiß an den Dichtstreifen bestimmen zu können, wird die Höhe der Dichtspitze über dem Basisring vor und nach den Anstreifversuchen Schritten von einem Grad entlang des Umfangs gemessen. Fertigungs- und montagebedingte Unterschiede in der Spitzenhöhe werden bei der Verschleißbestimmung berücksichtigt, indem die Änderung der Spitzenhöhe jeweils mit Referenz zum Basisring bestimmt wird. Das genaue Vorgehen zur Charakterisierung des Verschleißes ist in den Arbeiten von Sarstedt (2013) und Dlugoszek (2013) ausführlich dokumentiert.

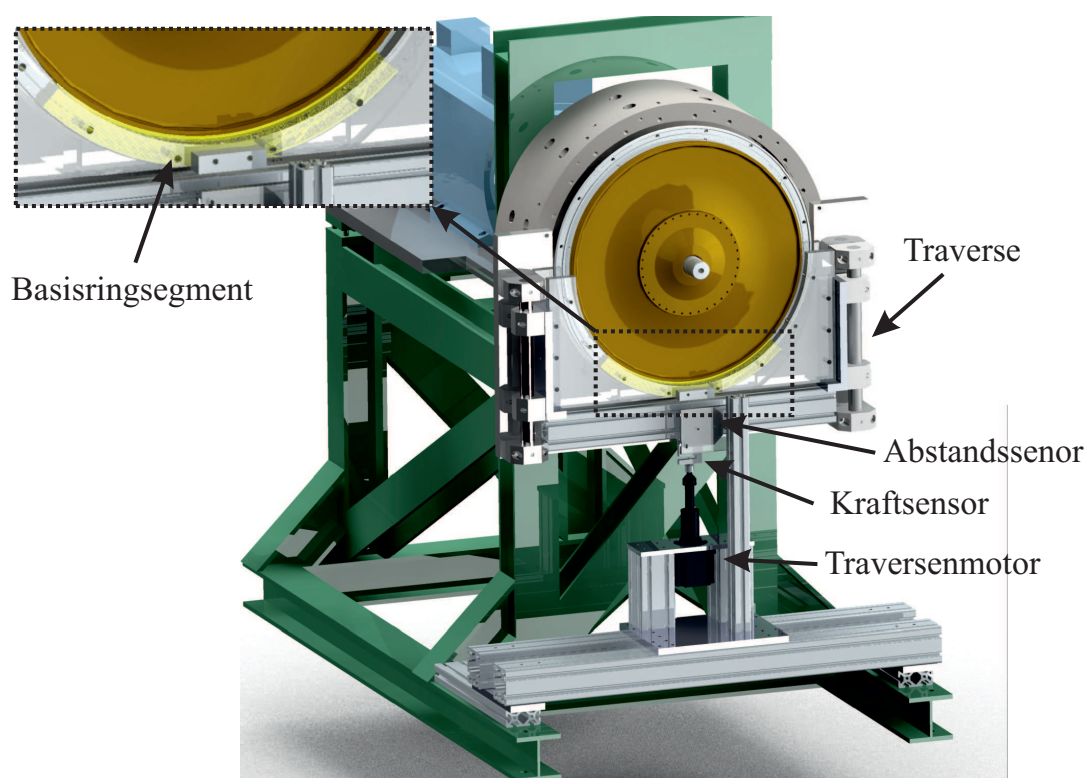


Abbildung 5.5: Prüfstands Aufbau - Anstreifen

5.3.1 Starre Dichtstreifen - Referenzlabyrinth

Mit dem beschriebenen Vorgehen ist es möglich, wiederholbar dieselben Anstreifbedingungen für verschiedene Dichtungsvarianten zu gewährleisten. In Abb. 5.7 sind hierzu die Ergebnisse der Verschleißhöhenmessung aller starren Dichtstreifen dargestellt. Wie zu erwarten, treten die größten Änderungen in der Mitte der Segmente bei 45 Grad auf.

Im Bereich von ± 5 Grad um die Mitte (Position 45 Grad) treten auch die größten Umformungen an den Dichtspitzen auf. Dies lässt auf Temperaturen im Kontaktbereich schließen, die die Streckgrenze des Materials soweit herabsetzen, dass plastisches Fließen einsetzt. In Abb. 5.6 sind typische Beispiele für diese Verschleißformen gezeigt. An Position "M", an der die größten Überdeckungen auftreten, ergeben sich aufgepilzte Spitzenformen, wie sie typisch für verschlissene Labyrinthdichtungen sind. Je weiter die Anstreifstelle von der Mitte entfernt liegt, desto geringer wird die Überdeckung und damit die Verformung. Dies lässt den Schluss zu, dass ein Großteil des gemessenen Verschleißes auf die Verformung und nicht auf einen Materialabtrag zurückzuführen ist (siehe auch Pychynski (2016)). In Abb. 5.7 ist die Änderung der Dichtspitzenhöhe dargestellt.

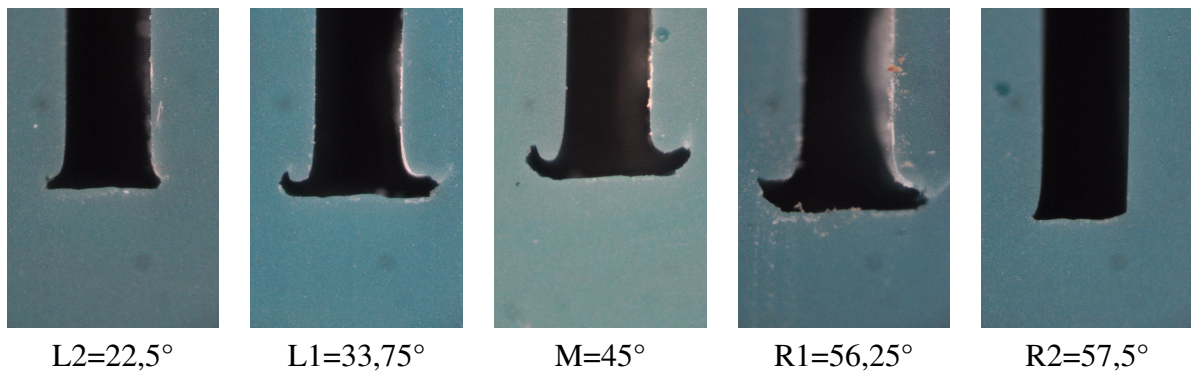


Abbildung 5.6: Verschleißformen an verschiedenen Positionen am Umfang - starre Spitze

Mit einer vorgegebenen Überdeckung in der Mitte der Dichtstreifen von 0,1 mm, dem Rotor- und Dichtstreifenradius, kann der Winkelbereich, in dem es zu einem Kontakt zwischen Dichtstreifen und Rotor kommt, berechnet werden. Mit dieser rein mathematischen Betrachtung ergibt sich ein Kontaktbereich von 21° bis 69° . Dies entspricht $\pm 24^\circ$ von der Mitte des Basisringsegments aus. Wie aus Abb. 5.7 entnommen werden kann, tritt bei den Anstreifversuchen auch in Regionen des Dichtstreifens, die außerhalb dieses Bereiches liegen, Verschleiß auf. Die Ursache hierfür sind starke Wärmedehnungen, die eine Ausdehnung der Dichtspitze in Richtung des Rotors verursachen. In den äußersten Randbereiche bei 0° bis 5° und 85° bis 90° kann ein negativer Verschleiß, das heißt eine Zunahme der Dichtspitzenhöhe, festgestellt werden. Während der Anstreifversuche werden die Dichtspitzen durch die Reibwärme aufgeheizt. Dabei entstehen die höchsten Temperaturen am Innendurchmesser der Dichtbleche, wo Rotor und Dichtstreifen in Kontakt treten. Die Wärmesenke für den eingeleiteten Wärmestrom bildet der Basisring am Außendurchmesser der Dichtstreifen. Ein radialer Temperaturgradient über die Höhe des Dichtstreifens ist die Folge. Dieser Temperaturgradient ist für unterschiedlich starke Dehnungen am Innen- und Außendurchmesser des Dichtstreifens verantwortlich. Die unterschiedlichen Dehnungen induzieren Tangentialspannungen im Dichtstreifen, die auf Grund der hohen Temperaturen

am Innendurchmesser dort zur plastischen Deformationen und damit zu einem Spannungsabbau führen. Beim Abkühlen nach dem Anstreifen führen die so hervorgerufenen Eigenspannungen zu einem Verzug der Dichtstreifen. Es kommt zu einer ovalen Verformung, wobei der Durchmesser der Dichtstreifen in den Randbereichen bei einigen Versuchen deutlich abnimmt (vgl. Abb. 5.8). Mit dieser Betrachtung kann die unerwartete Zunahme der Dichtspitzenhöhe (vgl. Abb. 5.7 - Detail (A)) nach den Anstreifversuchen in den Randbereichen der Dichtstreifen erklärt werden. Da die Dichtspitzen in realen Anwendungen, genau wie im Versuchsaufbau, lediglich in das Gehäuse eingestemmt werden, könnte dieser Verzug auch dort auftreten und zu übermäßigem Verschleiß führen. Wird die Verschleißhöhe in einem Bereich von 40 Grad bis 50 Grad ausge-

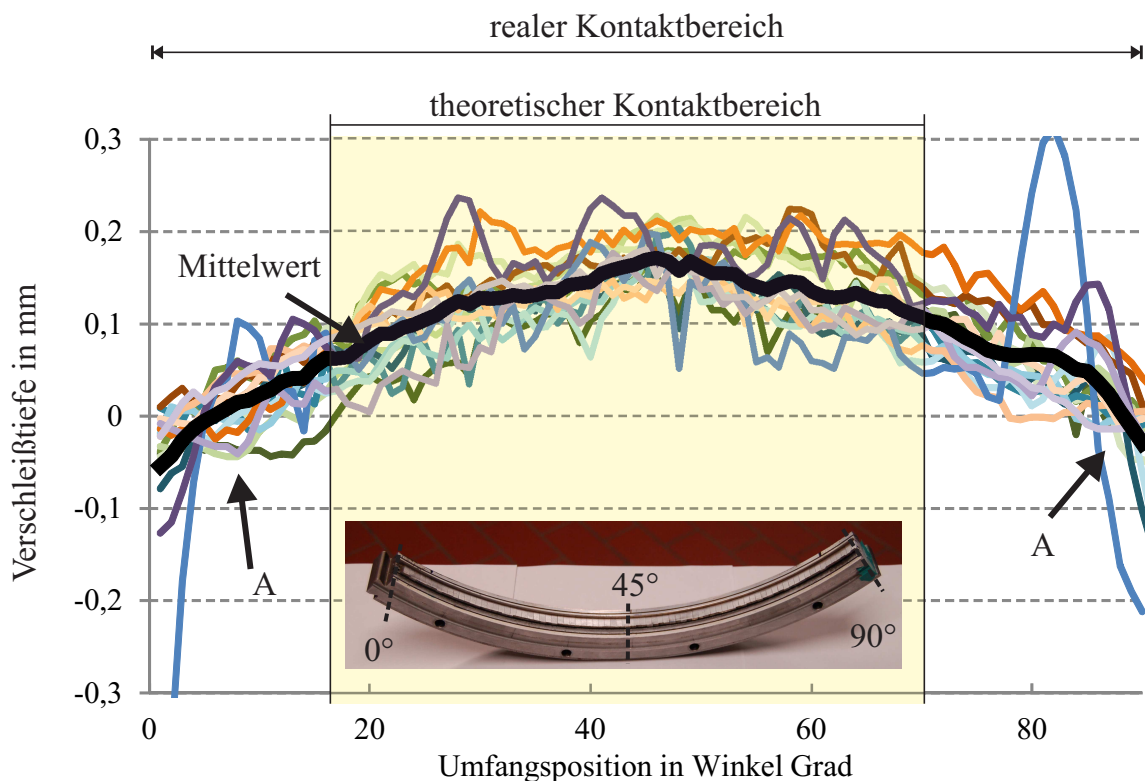


Abbildung 5.7: Verschleiß dargestellt über den Umfang aller starren Dichtstreifen (Farben) und des gemittelten Werts (schwarze Linie): $8\mu\text{m}$ Standardabweichung im Bereich ± 5 Grad

wertet, beträgt die mittlere Verschleißhöhe $162\mu\text{m}$ mit einer Standardabweichung $8\mu\text{m}$. Die nominelle Überdeckung im Versuch betrug allerdings lediglich $100\mu\text{m}$. Diese Diskrepanz lässt auf starke Wärmedehnungen an den Dichtspitzen und am Rotor schließen, die eine zusätzliche Überdeckung erzeugen. Insgesamt ergeben sich an den starren Dichtstreifen deutliche Verschleißerscheinungen, die in einer Änderung der Dichtspitzenhöhe, gemittelt über den gesamten Umfang aller Dichtstreifen und Segmente, von $91\mu\text{m}$ resultieren.

Für die nachfolgenden Durchflussuntersuchungen werden die starren Dichtstreifen erneut in den Basisring eingestemmt, und zu einer kompletten Dichtungskonfiguration zusammengesetzt. Der ovale Verzug der Dichtstreifen wird bei diesem Vorgang insofern ausgeglichen, als dass sich die Dichtstreifen am Außendurchmesser an den Basisring anlegen. Wird nun der Dichtspalt

vermessen, ergibt sich im Vergleich zur unverschlissenen Geometrie ein um $160 \mu\text{m}$ größer Dichtspalt.

Zusammenfassend lässt sich festhalten, dass die plastisch verformten und aufgezpilzten Spitzen sowie der Materialabtrag eine signifikante Vergrößerung des Dichtspalts bewirken. Kombiniert mit einem schlechteren Durchflussbeiwert lassen diese Ergebnisse eine deutliche Zunahme der Leckage erwarten (vgl. Kap. 5.4).



Abbildung 5.8: Vergleich der ursprünglichen Form eines geraden starren Dichtstreifens mit der oval verzogenen Form nach dem Anstreichversuch

5.3.2 Flexible Dichtstreifen - Konfiguration V1 und V2

Wie im vorherigen Abschnitt beschrieben, weisen die starren Dichtspitzen nach einem Anstreichversuch mit $0,1 \text{ mm}$ Überdeckung, deutliche Verschleißerscheinungen vor allem in der Mitte der Segmente auf. Für die flexiblen Dichtstreifen wird das gleiche Vorgehen, wie bei den Versuchen mit starren Elementen angewendet. Lediglich die nominelle Überdeckung wird auf $0,2 \text{ mm}$ erhöht. Nachfolgend wird der Verschleiß an den flexiblen Elementen anhand von Schnittbildern der abgeformten Spitzen und von Dichtspalmmessungen charakterisiert.

Durch die Vielzahl (360 Stück) und die Flexibilität der einzelnen Dichtsegmente kommt es trotz sorgfältiger Montage dazu, dass sich einzelne Elemente berühren und sich damit gegenseitig in der radialen Bewegung behindern. Schwankungen in der Dichtspitzenhöhe direkt nach der Montage von bis zu $\pm 500 \mu\text{m}$ sind die Folge. Daher ist die Bestimmung der genauen Überdeckung für jedes einzelne Segment nicht möglich. Allerdings kann von einer stochastischen Verteilung der flexiblen Elemente ausgegangen werden, da die Anordnung und Positionierung zufällig erfolgen. Diese Annahme wird durch die statistische Auswertung der Dichtspitzenhöhe, wie sie in Abb. 5.9 gezeigt wird, bestätigt. Es zeigt sich, dass eine nahezu symmetrische Verteilung um den Mittelwert vorliegt. Für die Versuche bedeutet dies, dass einzelne Segmente eine deutlich stärkere Überdeckung erfahren, während andere Segmente wenig oder keinen Kontakt zum Rotor haben. Die in Abb. 5.9 gezeigte Standardabweichung der Dichtspitzenhöhe beträgt vor den Verschleißversuchen, gemittelt aus zwei Messungen, $243 \mu\text{m}$. Dieser Wert nimmt im verschlissenen Zustand auf $227 \mu\text{m}$ ab. Daraus lässt sich schließen, dass eine Angleichung der Dichtspitzenhöhe durch den Verschleiß stattgefunden hat. Gemittelt über alle Segmente wird sich

daher ein repräsentativer Verschleiß einstellen, der einen Vergleich mit den starren Dichtstreifen zulässt. Für die weitere Analyse des Verschleißes werden an fünf Stellen pro Basisringsegment

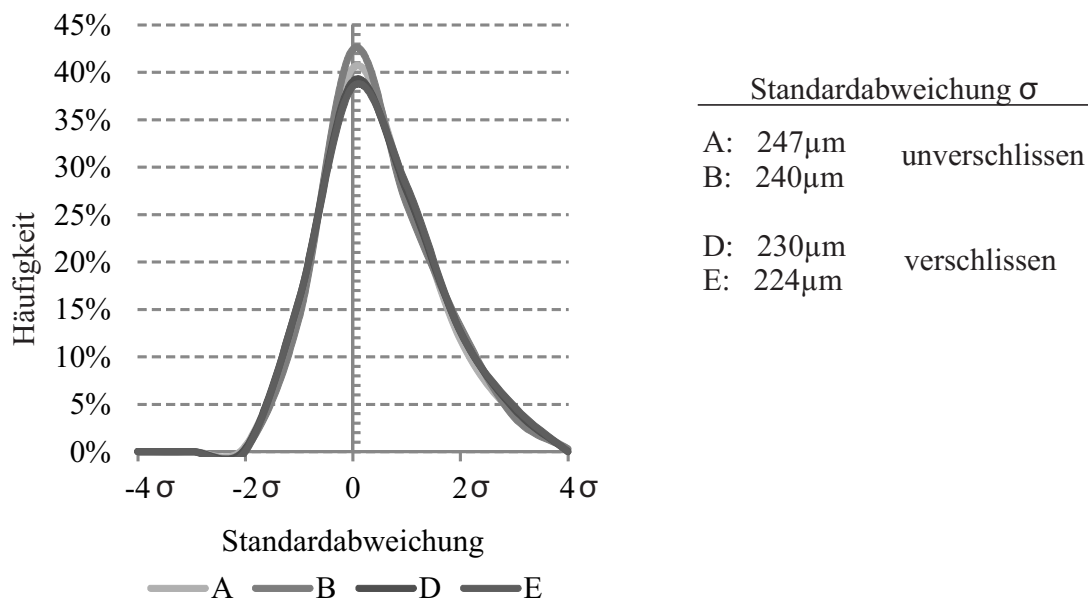
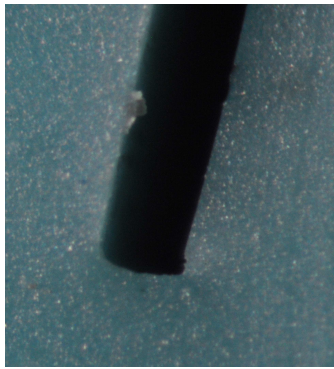


Abbildung 5.9: Häufigkeit der Dichtspitzenhöhe über der Standardabweichung für die Konfiguration V1; Ausgewertet an je zwei Messungen vor und nach dem Verschleißversuch

(vgl. Abb. 5.4) Abdrücke der Dichtspitze vor und nach den Anstreifversuchen genommen. Die Bilder dieser Abdrücke sind im Anhang A.4 sowohl für die Konfiguration V1 als auch für V2 zusammengestellt.

An den betrachteten flexiblen Elementen können nur sehr geringe Verschleißerscheinungen festgestellt werden. So finden sich kleinste Abrundungen an der stromab liegenden Kante (vgl. Abb. 5.10 b), die in der Größenordnung von wenigen Mikrometern liegen. Bei Konfiguration V1 sind in einzelnen Fällen Materialansammlungen oder Aufpilzungen vorhanden (vgl. Abb. 5.10 b). Die Ursache für diese Verformungen liegt, wie oben erwähnt, im Montage- und Fertigungsprozess der flexiblen Dichtsegmente begründet. Da in der Fertigung bewusst auf eine Anpassung an die Rotorkrümmung verzichtet wurde, bleibt die Segmentbreite über den Radius konstant. Dies führt am Innendurchmesser zu einer leichten Überlappung der Segmente, was eine Einschränkung der radialen Flexibilität bewirken kann. Die so versteiften Segmente können dem Rotor beim Anstreifen schwerer ausweichen, was zu hohen Anpressdrücken und den damit verbundenen Aufheizungen sowie Verformungen führt. Zudem weichen die Segmente ihren Nachbarsegmenten bei der Montage radial aus, was Schwankungen in der Dichtspitzenhöhe und unterschiedliche Überdeckungen zur Folge hat. Da die Segmente nach dem Kontakt mit dem Rotor nicht zwangsläufig in ihre ursprüngliche Position zurückkehren, ist eine genaue Analyse der Längenänderung der Dichtelemente durch taktile oder optische Vermessung direkt nach den Verschleißversuchen nicht möglich. Stattdessen werden die vier Basisringsegmente zu einer kompletten Dichtung zusammengesetzt und der Verschleiß anhand der Spaltweitenänderungen



a) Seg2 - M



b) Seg3 - L1

Abbildung 5.10: Verschleißformen an zwei ausgewählten Elementen der Konfiguration V1

analysiert. Im Mittel über alle Dichtsegmente liegt die Längenänderung der Dichtspitzen bei Konfiguration V1 bei $37 \mu\text{m}$. Für die Variante V2 kann eine Zunahme des Dichtspalts von lediglich $5 \mu\text{m}$ beobachtet werden. Dies deckt sich auch mit der Analyse der Schnittbilder, bei der kein nennenswerter Verschleiß an den Elementen der Konfiguration V2 zu erkennen ist.

Im Vergleich mit den starren Dichtstreifen sind die Vorteile einer flexiblen Dichtung in Bezug auf den Verschleiß offensichtlich. Trotz doppelter nominaler Überdeckung von $0,2 \text{ mm}$, ergeben sich im Mittel Spaltweitenänderungen $37 \mu\text{m}$ bzw. $5 \mu\text{m}$ gegenüber $160 \mu\text{m}$ (vgl. Kap. 5.3.1) mit starren Dichtstreifen. Inwieweit sich diese Vorteile positiv auf die Leckage auswirken, wird im folgenden Kapitel behandelt.

5.4 Durchflussuntersuchungen

Wie im letzten Abschnitt gezeigt wurde, birgt das Konzept einer Labyrinthdichtung mit flexiblen Dichtstreifen bei einem Kontakt mit dem Rotor in Bezug auf den Verschleiß enormes Potential. Um die Auswirkungen eines solchen Anstreifvorgangs auf die Effektivität einer Dichtung beurteilen zu können, werden in diesem Kapitel die Ergebnisse von Leckagemessungen an verschiedenen verschlissenen und unverschlissenen Konfigurationen vorgestellt.

Für die Leckagemessungen steht eine Prüfstandskonfiguration (vgl. Abb. 5.11) zur Verfügung, die Leckagemessungen an unterschiedlichen Dichtungskonfigurationen erlaubt. Als Medium wird Luft bei Raumtemperaturen eingesetzt, die von drei Schraubenkompressoren bereitgestellt wird. Über eine Massenstromregelung kann das Druckverhältnis $\Pi = p_{s,\text{ein}}/p_{s,\text{aus}}$ in einem Bereich von $\Pi = 1,0$ bis $\Pi = 2,0$ geregelt werden. Dabei erfolgt zunächst eine grobe Regelung direkt an den Verdichtern und anschließend die Feinregelung über einen Bypass am Prüfstand. Hierdurch können die Druckschwankungen im Prüfstand auf $\pm 200 \text{ Pa}$ begrenzt werden. Die Luft strömt dabei durch den Einlass (1) in eine Beruhigungskammer (2), in der sich der statische Druck $p_{s,\text{ein}}$ einstellt. Über die Dichtungssektion (3), in welcher unterschiedlichste Dichtungskonfigurationen verbaut werden können, tritt die Luft am ersten Auslass (4a) aus. Vor diesem Auslass befindet sich eine zweite große Beruhigungskammer, in der der Auslassdruck $p_{s,\text{aus}}$ bestimmt wird. Die Druckdifferenz zwischen Einlass- und Auslassdruck bewirkt eine axiale Schubkraft

auf den Rotor, welche von den Rotorlagern aufgenommen wird. Die Höhe der Schubkraft hängt dabei von der Rotorfläche und der anliegenden Druckdifferenz ab. Um die wirksame Fläche am Rotor klein zu halten und damit die axialen Kräfte an den Lagern zu reduzieren, wird der zweite Auslass (4b) benötigt. In den Kammern vor dem ersten (4a) und zweiten Auslass (4b) herrscht nahezu Umgebungsdruck. Axiale Schubkräfte resultieren daher nur aus der Fläche oberhalb des Sekundärlabyrinths (5). Diese zusätzliche Dichtung zwischen der stromauf liegenden Stirnseite des Rotors und dem Gehäuse vermindert die Sekundärleckage über den zweiten Auslass (4b). Die Luftströme werden sowohl am Einlass durch zwei Blendenmessstrecken als auch an jedem Auslass mittels Heißfilmsensoren gemessen. Durch die Kalibrierung der Sensoren im eingebauten Zustand mittels eines geeichten Flügelradzählers wird eine Messgenauigkeit von $\pm 2\%$ beziehungsweise $0,5 \text{ g/s}$ ermöglicht.

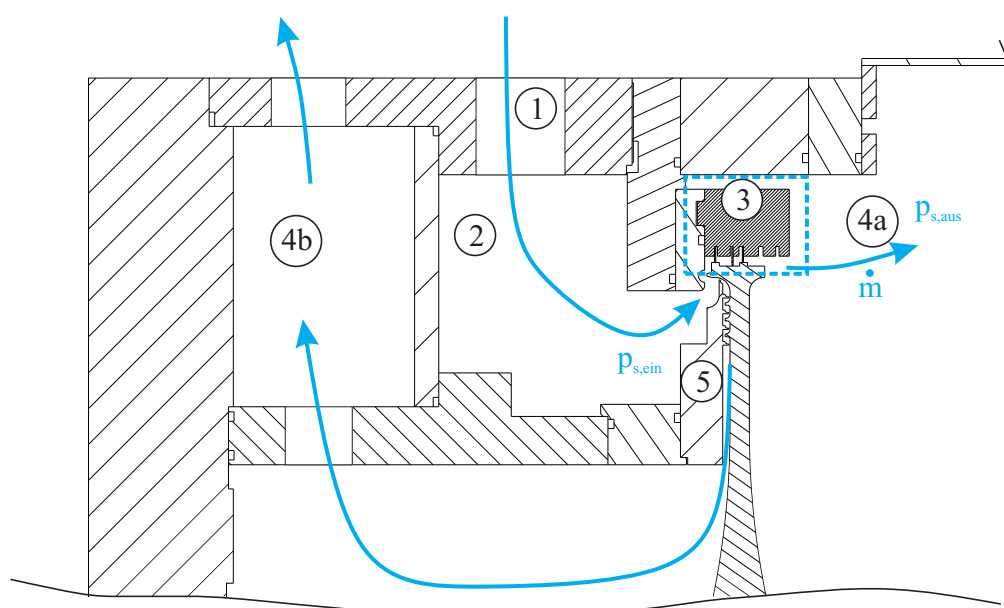


Abbildung 5.11: Prüfstands Aufbau für Durchflussmessungen

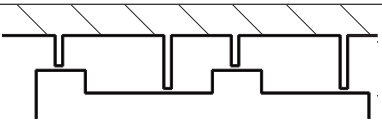
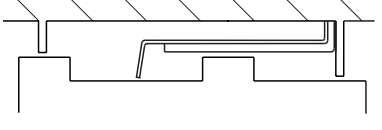
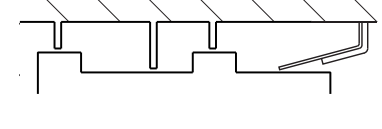
Die Beurteilung der Dichtungskonfigurationen erfolgt über einen Vergleich der Leckage im nominellen und im verschlissenen Zustand. Pro Konfiguration werden jeweils zwei Messungen bei identischem Aufbau und Bedingungen durchgeführt und die Ergebnisse gemittelt. Auf diese Weise können Abweichungen, die durch den Ein-/Ausbau der Konfigurationen entstehen sowie die Unsicherheiten in der Vermessung der Spaltweiten verringert werden. Durch dieses Vorgehen lassen sich Wiederholgenauigkeiten von $\pm 3\%$ bezogen auf die Leckageraten erreichen.

Für die Beurteilung der Dichtungskonfigurationen ist es von entscheidender Bedeutung, die tatsächlichen Spaltmaße und damit die durchströmte Fläche zu kennen. Daher werden die Spaltmaße, die sich zwischen Rotor und Dichtspitzen ergeben, vor jedem der Versuche ermittelt. Zunächst wird die Dichtspitzenhöhe für jede Dichtspitze relativ zur letzten Dichtspitze stromab bestimmt. Über ein um 360° drehbares Kamerasystem mit automatischer Bildauswertung kann anschließend der Dichtspalt an der letzten Dichtspitze gemessen werden. Mit einer Genauigkeit von $\pm 15 \mu\text{m}$ lassen sich somit alle Dichtspalthöhen ermitteln. Eine ausführliche Beschreibung des Vorgehens zur Bestimmung der Spaltweiten wurde in den Arbeiten von Dlugo-

szek (2013) und Sarstedt (2013) vorgenommen.

Eine Übersicht über die untersuchten Konfigurationen findet sich in Tab. 5.1. Konfigurationen mit verschlissenen Dichtspitzen sind mit einem Stern (*) am Ende der Bezeichnung gekennzeichnet. Die Positionen der verschlissenen Dichtspitzen sind in der Tabelle mit einem "x" markiert, während ein "o" die Dichtstreifen im nominellen Zustand repräsentiert. Für die Basiskonfiguration werden zwei Varianten untersucht. Zum einen die Variante "Bx4", die den Realfall repräsentiert, da alle vier Dichtspitzen verschlissen sind. Zum anderen eine Variante "Bx1", bei der lediglich die letzte der vier Dichtspitzen durch eine verschlissene Dichtspitze ersetzt wird. Dieser Fall dient vor allem dem Vergleich mit den GSD Varianten V1 und V2 und als Validierungsfall für nachfolgende numerische Untersuchungen. In die Konfigurationen V1 und V2 wird jeweils nur der flexible Dichtstreifen verschlissen, während die starren Dichtstreifen in ihrer ursprüngliche Form erhalten bleiben.

Tabelle 5.1: Untersuchte Konfigurationen (o) nominell / (x) verschlissen

Bezeichnung	Konfiguration
	
Bx1	o o o o
Bx1*	o o o x
Bx4	o o o o
Bx4*	x x x x
	
V1	o o - o
V1*	o x - o
	
V2	o o o o
V2*	o o o x

5.4.1 Leckagemessung ohne Rotordrehung

Die Ergebnisse der Leckagemessungen sind in Abb. 5.12 als Funktion der Massenströme über dem Druckverhältnis dargestellt. Im Falle der Basiskonfiguration, nimmt die Leckage im verschlissenen Zustand deutlich zu. Mit vier verschlissenen Dichtspitzen (Bx4*) steigt die Leckage

bei einem Druckverhältnis von $\Pi = 1,2$ von 67 g/s auf 104 g/s und damit um 55% . Verursacht wird diese Zunahme vor allem durch den starken Verschleiß, der den Dichtspalt von $409 \mu\text{m}$ auf $569 \mu\text{m}$ vergrößert (gemittelt über alle Dichtspitzen). Im nominellen Zustand betragen die Abweichungen zwischen Bx1 und Bx4 in etwa 14% und sind auf Unterschiede in der Fertigung und Montage zurückzuführen. Wird die letzte Dichtspitze durch ein verschlissenes Exemplar ersetzt (Bx1*) steigt der Durchfluss im Vergleich zu Bx1 um circa 14% .

Im Gegensatz zu den Ergebnissen mit starren Dichtstreifen bleibt die Leckagerate mit den flexiblen Dichtstreifen nahezu konstant (vgl. 5.12 - rechts). Sowohl mit der Dichtungskonfiguration V1 als auch mit V2 liegen die Unterschiede zwischen nominell und verschlissen bei 2% bis 3% . Aus dem Vergleich der Leckageraten wird weiterhin ersichtlich, dass alle Dichtungskonfigurationen im nominellen Zustand nahezu die gleiche Dichtwirkung aufweisen und dies, obwohl bei Konfiguration V1 nur drei Drosselstellen für die Dichtwirkung verantwortlich sind. In Tab. 5.2 sind nochmals alle Leckageraten mit Bezug auf Variante Bx4 zusammengefasst.

Aus Tab. 5.2 können für jede Konfiguration auch die gemittelten Spaltweiten entnommen werden. Aufgrund von Montage und Fertigungstoleranzen ergeben sich Unterschiede in den Spaltweiten von bis zu $40 \mu\text{m}$ und damit circa 10% . Eine Vergleich der absoluten Massenströme als Bewertungskriterium für die Dichtwirkung ist daher nicht aussagekräftig. Um solche Unterschiede dennoch berücksichtigen zu können, wurde für die Beurteilung von Labyrinthdichtungen der C_D -Wert (vgl. Gl. 2.3) eingeführt. Allerdings ist es fraglich, inwieweit ein Durchflusskoeffizient wie der C_D -Wert sinnvoll auf flexible Dichtungen angewendet werden kann. Denn der ursprüngliche Gedanke, verschiedene Messungen mit unterschiedlichen Spaltweiten vergleichbar zu machen, beziehungsweise Versuchs- und Maschinenbedingungen skalieren zu können, beruht auf der Annahme, dass in einer realen Anwendung die Spaltweite unabhängig von der Dichtungskonfiguration festgelegt wird. Hingegen basieren flexible Dichtungen auf einer gezielt verringerten Spaltweite, die, je nach Überdeckungshöhe und Häufigkeit der Kollisionen variieren kann. So wird sich in Anwendungen bei denen es selten zu Kontakten kommt, ein kleinerer Dichtspalt einstellen als bei Anwendungen mit häufigen Kontakten. Daher ist die Beschreibung der Dichtwirkung einer flexiblen Dichtung anhand eines dimensionslosen Beiwertes, der sich auf die tatsächliche Dichtspalthöhe bezieht, nur bedingt sinnvoll. Als Alternative wird der C_{DF} -Wert (**D**ischarge **C**oefficient **F**lexible **S**eals) eingeführt. Der Beiwert wird, wie der C_D -Wert (vgl. Gl. 2.3) aus dem Verhältnis der tatsächlichen Leckage \dot{m} und einer Referenzleckage $\dot{m}_{id,Ref}$ nach Gl. 5.1 gebildet.

$$C_{DF} = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{id,Ref}} \quad (5.1)$$

Zur Berechnung von $\dot{m}_{id,Ref}$ wird ein Referenzspalt s_{Ref} benötigt. Die Referenzspaltweite entspricht dabei der maximal zu erwartenden Rotorauslenkung relativ zur Dichtspitze. Bei flexiblen Dichtspitzen setzt sich der Referenzspalt s_{Ref} nach Gl. 5.2 aus der nominalen Spaltweite s_{nom} und der maximalen Überdeckung u_{max} zusammen. Für starre Labyrinthdichtungen, bei denen der Dichtspalt so ausgelegt wird, dass über die gesamte Lebensdauer kein Kontakt auftritt, gilt $s_{Ref} = s_{nom}$ und der C_{DF} -Wert entspricht damit gerade dem C_D -Wert. Für die Bestimmung der C_{DF} -Wert aus den experimentellen Daten wird die Referenzspaltweite s_{Ref} durch Addition der

gemessenen Spaltweite im nominellen Zustand und der Überdeckung gebildet. Eine Übersicht über die reale gemessene Spaltweiten und die zugehörigen Referenzspaltweiten aller Konfigurationen wird in Tab. 5.2 gegeben. Mit s_{Ref} und dem Rotorradius kann der Strömungsquerschnitt für $\dot{m}_{id,Ref}$ nach Gl. 2.2 bestimmt werden.

$$s_{Ref} = s_{nom} + u_{max} \quad (5.2)$$

Mit dem C_{DF} -Wert wird es nun möglich, die unterschiedlichen Spaltweiten an realen Konfigurationen zu berücksichtigen.

In Abb. 5.13 sind die C_{DF} -Werte analog zu der absoluten Leckage in Abb. 5.12 dargestellt. Wie deutlich zu erkennen ist, erhöht sich der Durchflussbeiwert durch den Verschleiß vor allem an den starren Dichtstreifen deutlich. Die Durchflussbeiwerte nehmen für die Konfiguration mit vier verschlissenen Dichtspitzen Bx4 um 40% zu. Auch für die Variante Bx1 in der nur der letzte Dichtstreifen verschlissen wurde, steigt der C_{DF} -Wert ersichtlich an. Bei den Konfigurationen mit flexiblen Dichtstreifen erhöhen sich die Durchflussbeiwerte hingegen nur geringfügig. Dies entspricht, nach den Ergebnissen der Verschleißversuche, die keine nennenswerte Änderung der Dichtspitzenform ergeben haben, den Erwartungen.

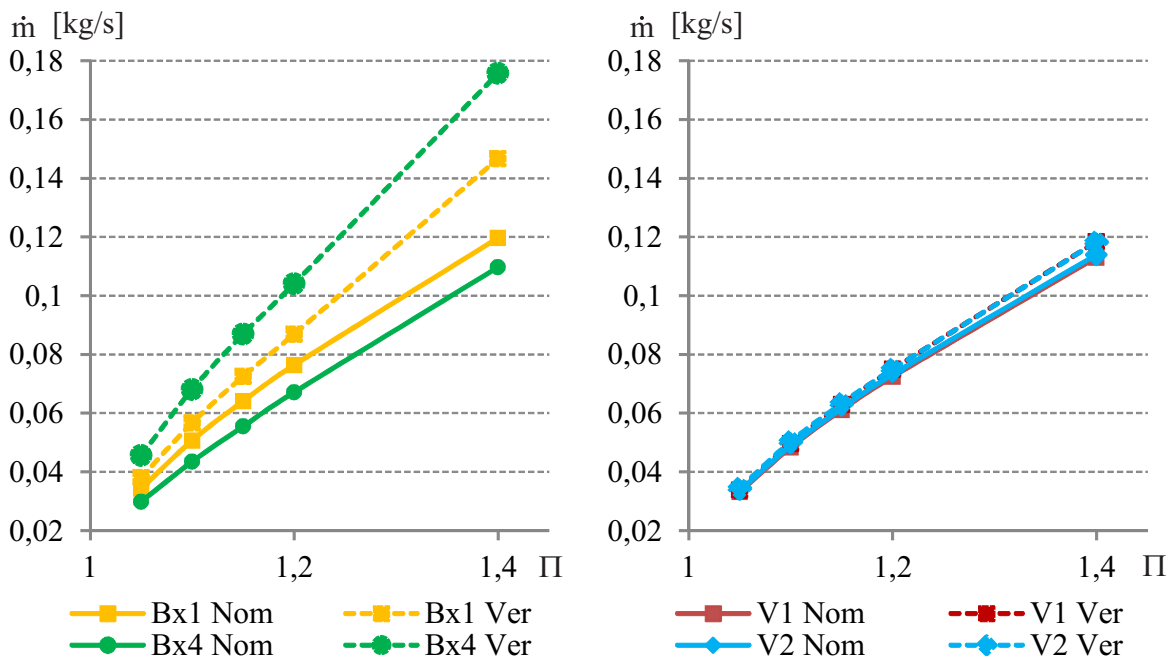


Abbildung 5.12: Leckage im nominellen (Nom) und verschlissenen (Ver) Zustand

Neben der absoluten Leckage wird mit der Untersuchung des Einflusses der Sekundärspalte ein weiterer Punkt experimentell untersucht. Diese Sekundärspalte entstehen auf Grund der Segmentierung zwischen den einzelnen Segmenten der flexiblen Dichtstreifen. Es werden jeweils zwei Versuche mit den Konfigurationen V1 und V2 durchgeführt. Im ersten Versuch sind die Sekundärspalte mit einem dünnen, flexiblen Dichtband abgedichtet, sodass keine zusätzliche Leckage durch die Tangentialspalte entstehen kann. In einem weiteren Versuch wird die Abdichtung entfernt. Die Änderungen im gemessenen Luftmassenstrom geben damit Auskunft über den

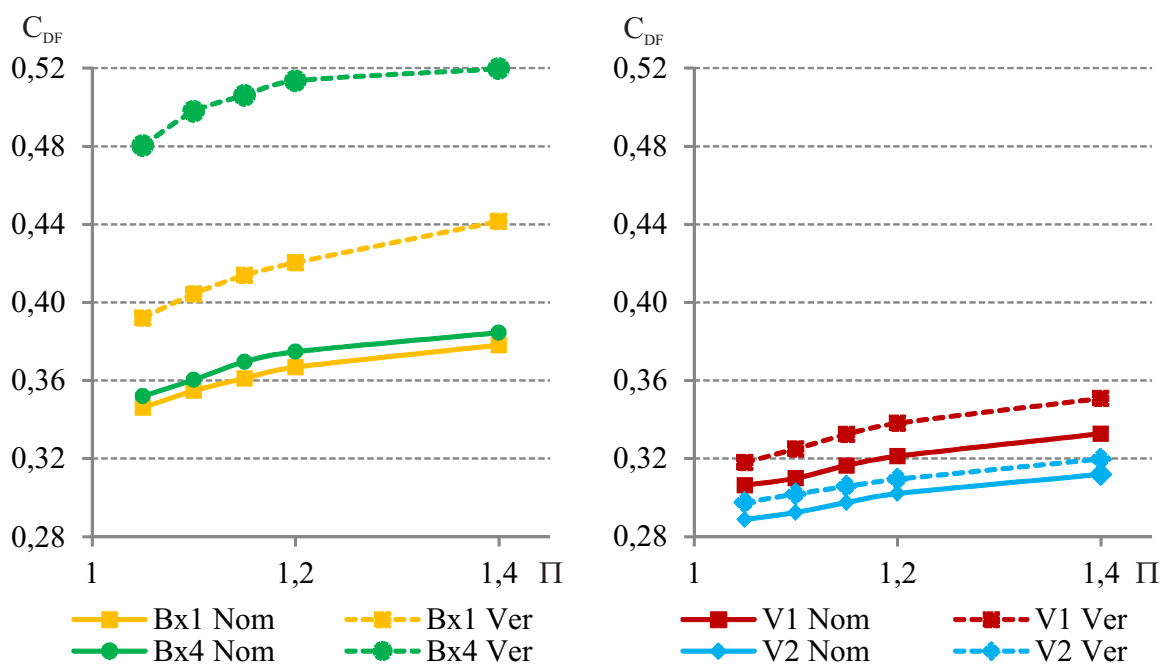


Abbildung 5.13: Durchflusskoeffizient im nominellen (Nom) und verschlissenen (Ver) Zustand

Tabelle 5.2: Übersicht über die gemittelten Spaltweiten aller Dichtungskonfigurationen und der daraus bestimmten Referenzspaltweite: nominal und verschlissen (*)

	Bx4	Bx4*	Bx1	Bx1*
gemessene Spaltweite s	413 μm	569 μm	442 μm	495 μm
Überdeckung u	100 μm	-	100 μm	-
Referenzspaltweite s_{Ref}	513 μm	513 μm	542 μm	542 μm
Δ Leckage bezogen auf Bx4	0 %	55 %	14 %	30 %
	V1	V1*	V2	V2*
gemessene Spaltweite s	403 μm	438 μm	436 μm	432 μm
Überdeckung u	200 μm	-	200 μm	-
Referenzspaltweite s_{Ref}	603 μm	603 μm	636 μm	636 μm
Δ Leckage bezogen auf Bx4	8 %	12 %	9 %	12 %

Einfluss der Sekundärspalte an der Leckage.

Aus diesen Versuchen ergibt sich eine zusätzliche Leckage auf Grund der Sekundärspalte von 8% für Variante V1 und 2% für Variante V2. Der Einfluss der Sekundärspalte fällt damit bei Konfiguration V2 deutlich niedriger aus als bei der doppelt gekrümmten Variante V1. Die Höhe der Sekundärleckage hängt von drei Parametern ab. Als erstes wäre hier der Abstand der Segmente zueinander, das heißt der Spaltbreite zwischen den Segmenten in Umfangsrichtung zu nennen. Der zweite Parameter ist die Spaltlänge. Sie ergibt sich aus der geometrischen Form und den Abmessungen der Segmente. Im Vergleich der beiden Varianten V1 und V2 fällt die

Sekundärspaltlänge bei V1 um 40% größer aus. Der dritte Parameter ist die Güte der Abdichtung der Sekundärspalte durch die Abstützung (vgl. Abb. 3.1(a)). Da die unterschiedliche Länge der Variante V1 und V2 offensichtlich nicht alleiniger Grund für die deutlich höhere Sekundärleckage ist, müssen die Spaltbreite und die Abdichtung durch die Abstützung dafür verantwortlich sein. So wurden bei der Montage der Dichtungskonfiguration V1 Überlappungen und sich gegenseitig behindernde Segmente deutlich häufiger festgestellt als bei Konfiguration V2. Der Grund hierfür liegt in der fehlenden Anpassung der Dichtstreifen an die Rotorkrümmung. Ohne diese Anpassung, das heißt, ohne eine Reduzierung der Segmentbreite am Innendurchmesser der Dichtstreifen, können dort Überlappungen auftreten.

Die Ergebnisse zeigen, dass der Einfluss der Sekundärspalte selbst bei einer Segmentbreite von einem Grad, nur einen geringen Anteil an der gesamten Leckage hat. Durch ein optimiertes Fertigungsverfahren, bei dem die Segmente in ihrer Breite an den Radius angepasst werden, und durch den Einsatz mehrerer Lagen von Dichtelementen könnte die Sekundärleckage weiter reduziert werden.

Die vorgestellten Ergebnisse zu Verschleiß und Leckage haben ein eindeutiges Potential für eine nachhaltige Steigerung der Dichtwirkung beim Einsatz von Labyrinthdichtungen mit flexiblen Dichtstreifen aufzeigen können. Ein deutlich verringerter Verschleiß an den flexiblen Elementen gegenüber den starren Dichtspitzen führt zu Leckageverringerungen von bis zu 15% beim Vergleich von Bx1 und V1 sowie V2. Allerdings sind die durchgeführten Untersuchungen an den Prototypendichtungen V1 und V2 nicht geeignet, um Daten für die Validierung numerischer Simulationen bereitzustellen. Zu viele Parameter und damit zu hohe Unsicherheiten in der Bestimmung der genauen Überdeckung sowie Fertigungs- und Montagetoleranzen, die nicht numerisch erfasst werden können, sind die Gründe. Daher werden in Kap. 5.5 Untersuchungen an vereinfachten Verschleißproben vorgestellt, die eine Kalibrierung und Validierung von numerischen Methoden zulassen.

5.4.2 Einfluss der Rotordrehung auf die Leckage

Bei den bisher betrachteten Ergebnissen für die Leckage wurde der Einfluss der Rotordrehung vernachlässigt. Da in realen Anwendungen Geschwindigkeiten an der Rotoroberfläche von mehreren hundert Metern pro Sekunde auftreten, wird die Auswirkung einer solchen Relativbewegung auf die Dichtwirkung untersucht. Bei den hier betrachteten Konfigurationen ergibt sich, wie in Abb. 5.14 dargestellt, eine Reduktion des Durchflussbeiwerts mit steigendem Verhältnis von Oberflächengeschwindigkeit des Rotors v_u und axialer Strömungsgeschwindigkeit v_{ax} . Diese Ergebnisse stehen in guter Übereinstimmung mit denen von Denecke und Waschka (Denecke (2007), Waschka et al. (1990, 1993)). Sie fanden heraus, dass ab einem Verhältnis von $v_u/v_{ax} > 1$ die Auswirkungen der Rotordrehzahl nicht vernachlässigt werden können. Allerdings bleiben diese Zusammenhänge auch bei Betrachtung von verschlissenen Dichtspitzen bestehen. Aufgrund dieser Erkenntnis wird in den nachfolgenden Kapiteln die Auswirkungen einer Drall behafteten Strömung nicht weiter betrachtet.

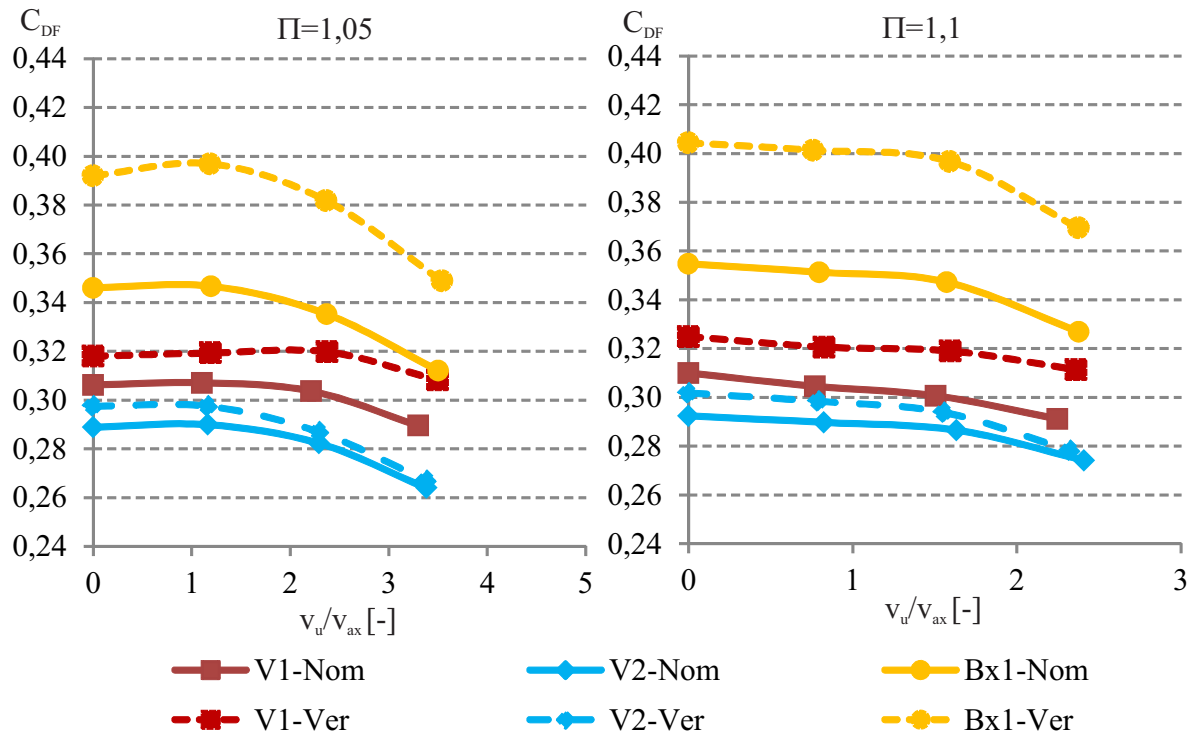


Abbildung 5.14: Durchflussbeiwert aufgetragen über Oberflächengeschwindigkeit des Rotors (v -Rotor); Im nominellen (Nom) und verschlissenen (Ver) Zustand für zwei Druckverhältnisse mit $\Pi = 1,05$ und $\Pi = 1,10$

5.5 Verschleißproben

Experimentelle Untersuchungen an anwendungsnahen Prototypen, wie sie in den vorhergehenden Abschnitten dargestellt wurden, sind in der Regel kostenintensiv, langwierig und komplex in der Durchführung sowie Auswertung. Aussagen über die prinzipielle Funktion und die potentiellen Verbesserungen können damit zwar getroffen werden, grundlegende Erkenntnisse, Korrelationen oder Auslegungsrichtlinien lassen sich allerdings nur schwer gewinnen. Vor diesem Hintergrund gewinnt die Modellierung von Anstreifvorgängen mit Labyrinthdichtungen und flexiblen Dichtungsvarianten an Bedeutung. Mit numerischen Untersuchungen können vergleichende Betrachtungen von unterschiedlichen Geometrien auf effiziente Weise durchgeführt werden. Allerdings fehlen in der Literatur Daten zu Verschleiß-, Wärmeübergangs- und Reibkoeffizienten, die eine theoretische Betrachtung möglich machen würden. Aus diesem Grund werden, ergänzend zu den bereits gezeigten experimentellen Versuchen an Prototypen, Verschleißversuche an einfachen Proben desselben Materials durchgeführt. Diese Versuche ergänzen die Verschleißversuche mit den Prototypen und bilden eine Datenbasis für eine spätere numerische Modellierung und Auslegung von Dichtungen, die gezielt auf Kontakte mit dem Rotor ausgelegt werden sollen. Für die Modellierung von Anstreifvorgängen bei hohen Relativgeschwindigkeiten sind vor allem die drei Faktoren Reibkoeffizient μ , Verschleißkoeffizient k und die Aufteilung der entstehenden Reibwärme Q_R auf die Reibpartner entscheidend. Um diese Unbekannten ermitteln zu können, wird ein experimenteller Aufbau, wie er in Abb. 5.15 schematisch dargestellt ist, realisiert. Die

Verschleißproben (1) weisen eine Dicke von 1 mm bei einer Breite von 5 mm und einer Länge von 20 mm auf. Sie werden über einen Halter (2) und einen Dreiachs-Kraftsensor (3) in einer Vertikaltraverse (4) geführt. Ein Linearmotor (5) generiert den Vorschub.

Aus den Daten des Kraftsensors kann der Reibkoeffizient aus Normal- und Querkraft ermittelt werden. Der Materialabtrag an der Verschleißprobe verursacht einen Verlust an Masse, welcher über eine Laborwaage mit einer Auflösung von 1 mg ermittelt wird und Aufschluss über den Verschleißkoeffizienten k gibt. Es bleibt die Bestimmung der Wärmeströme. Da eine direkte Messung der Aufteilung nicht möglich ist, wird sie mit Hilfe von Temperaturdaten, die eine Infrarotkamera während des Versuchs aufgezeichnet, rekonstruiert. Die hierfür eingesetzte Infrarotkamera wird mittels eines speziellen Verfahrens nach Ochs et al. (2009, 2010) kalibriert, um so die Messgenauigkeit zu erhöhen. Das Verfahren basiert auf der Beschichtung der Proben mit einem Hochtemperaturlack, welcher für einen gleichbleibend hohen Emissionskoeffizienten während der Messung sorgt. Die Korrelation zwischen Temperatur der Probe und gemessener Strahlung wird anhand eines Kalibrieraufbaus ermittelt. Mit dessen Hilfe kann eine Metallfläche, in die ein Thermoelement eingebettet ist, erhitzt werden. Die Oberfläche des Kalibrieraufbaus ist dabei mit dem gleichen Hochtemperaturlack beschichtet, wie er bei den Verschleißproben zum Einsatz kommt. Während der Erwärmung werden die Temperaturen der Oberfläche mittels des eingebetteten Thermoelements bestimmt und gleichzeitig die emittierte Strahlung durch die Infrarotkamera aufgezeichnet. Um eine gute zeitliche Korrelation zwischen Thermoelementen und Strahlung gewährleisten zu können, weist das Thermoelement einen Durchmesser von lediglich 0,25 mm auf. Dies ist insbesondere wichtig, da die Erhitzung innerhalb weniger Sekunden auf über 1000° C erfolgt. Durch das rasche Aufheizen der Probe können Einflüsse der Wärmeeinwirkung auf den Lack minimiert werden. Da auch im Versuch die Proben innerhalb weniger Sekunden ihre maximalen Temperaturen erreichen, kann so eine gute Übereinstimmung zwischen Kalibrier- und Versuchsbedingungen gewährleistet werden. Mit der kalibrierten Infrarotkamera werden in den Versuchen zeit- und orts aufgelöste Temperaturprofile auf der Oberfläche der Verschleißprobe erstellt.

In den Versuchen werden die Zustellrate, die Oberflächengeschwindigkeit des Rotors sowie die Dauer des Anstreifvorgangs variiert. Tab. 5.3 gibt Aufschluss über die angewandte Messmatrix. Pro Versuchsnummer werden drei bis fünf Proben unter denselben Bedingungen untersucht und

Tabelle 5.3: Versuchsmatrix - Verschleißproben

Vers.Nr.:	Zustellung mm	$v_{Zust.}$ $\mu\text{m/s}$	v_{Rotor} m/s	$p \cdot v$ N/ms 10^{-6}	k^* $\text{s}^{2,7}/\text{kg}^{0,2}\text{m}^{1,8}$ 10^{-14}	F_N N	$T_{max,1}$ °C	β [-]
1	0,5	24	165	108	1,14	3,38	596	30 %
2	0,5	72	165	148	1,19	4,63	558	23 %
3	1,5	72	165	177	1,31	5,53	636	21 %
4	1,5	216	165	187	1,27	6,12	612	13 %
5	0,5	24	110	79	1,36	3,71	535	28 %

die Ergebnisse anschließend gemittelt. In Abb. 5.16 ist eine Verschleißprobe aus Versuchsreihe 1

nach dem Anstreichversuch zusammen mit der angedeuteten originalen Geometrie gezeigt. Wie deutlich zu erkennen ist, verformte sich die Verschleißprobe in der Wärmeeintragszone massiv und bildet die charakteristische pilzförmige Geometrie aus. Durch die starke Hitzeentwicklung in der Kontaktzone wird die Fließgrenze schnell erreicht und das Material wird von der Mitte nach außen gedrängt. Dabei verkürzt sich die Probe bei gleichzeitiger Dickenzunahme an der Spitze. Zusätzlich zu dieser Umformung verliert die Probe durch abrasiven Verschleiß an Masse, was eine weitere Längenabnahme verursacht. Der Anteil an der gesamten Längenänderung, der durch den Materialabtrag verursacht wird, liegt dabei im Bereich von 10% bis 30% und damit in guter Übereinstimmung zu den Ergebnissen von N. Werner (2012), Wang et al. (1995). Pychynski (Pychynski (2016)) führte Messungen an ähnlichen Verschleißproben mit Blechstärken von 0,4 und 0,6 mm und bei Rotoroberflächengeschwindigkeiten von 55 m/s bis 165 m/s durch. Auch er stellte ein abnehmendes Verhältnis von Materialabtrag zu Gesamtverschleiß mit zunehmender Zustell- und Gleitgeschwindigkeit fest. Um den Zusammenhang zwischen Materialabtrag und Versuchsparametern beurteilen zu können, wird aus dem gemessenen Masseverlust Δm an der Probe, der Dichte ρ und der Querschnittsfläche A , die Längenänderung durch Materialabtrag $l_{Mat} = \Delta m / (\rho A)$ berechnet. Mit dem Längenverhältnis

$$\beta = l_{Mat} / l_{ges} \quad (5.3)$$

wird ein Parameter eingeführt, der die Längenänderung durch Materialabtrag l_{Mat} auf die gesamte Längenänderung der Probe l_{ges} bezieht. Wie aus den Diagrammen in Abb. 5.17(a) bis 5.17(d) hervorgeht, wird dieser Parameter am stärksten durch die Anpresskraft beeinflusst. Je höher die Anpresskraft, desto kleiner wird der Anteil des Materialabtrags am gesamten Verschleiß. Dass die Anpresskräfte maßgeblich aus der Zustellgeschwindigkeit resultieren, kann beim Vergleich von Abb. 5.17(a) und 5.17(c) festgestellt werden. Beim Gleitweg besteht ein weniger stark

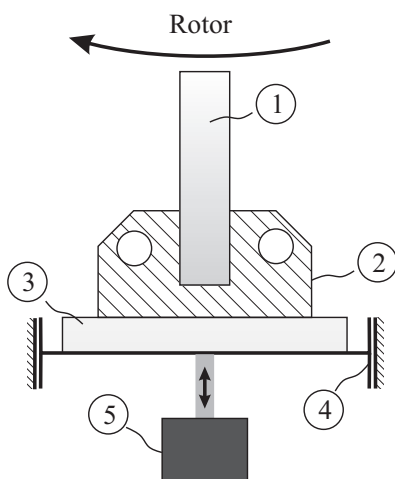


Abbildung 5.15: Schematischer Aufbau der Verschleißmessung mit Verschleißproben

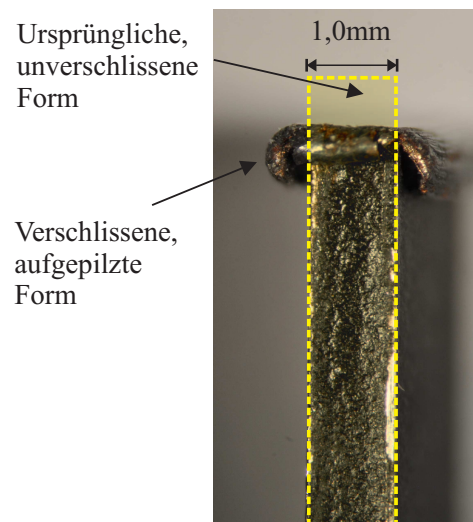


Abbildung 5.16: Verschleißprobe nach dem Anstreichvorgang mit deutlicher Aufpflanzung

ausgeprägter Zusammenhang. Dennoch nimmt β mit steigendem Gleitweg zu. Hingegen kann beim Vergleich der Versuche 1 und 5 keine Abhängigkeit für β von der Relativgeschwindigkeit zwischen 110 m/s und 165 m/s festgestellt werden. Dies sind wichtige Ergebnisse für das Verständnis der Verschleißvorgänge bei flexiblen Dichtungen und stehen in guter Übereinstimmung mit Groche et al. (2011), die ähnliche Beobachtungen an Tiefziehwerkzeugen machte. Demnach ist bei flexiblen, im Gegensatz zu starren, Labyrinthdichtspitzen mit einem deutlich höheren materialabtragenden Verschleiß zu rechnen. Starke Aufheizungen und die damit verbundenen plastischen Verformungen werden bei flexiblen Dichtstreifen weniger ausgeprägt ausfallen, was durch die Ergebnisse aus Kap. 5.3 bestätigt wird. Mit Hinblick auf die Dichtwirkung kann dies als positive Eigenschaft gewertet werden, da die Dichtspitzenform bei Antreivorgängen länger erhalten bleibt und weniger zum Abrunden neigt.

Für die Simulation eines Anstreibvorgangs bedeuten diese Ergebnisse, dass auch der Materialabtrag berücksichtigt werden muss, da er, selbst bei starren Dichtstreifen, einen nicht unerheblichen Anteil am gesamten Verschleiß einnimmt. Je flexibler ein Dichtstreifen ausgeführt wird, desto wichtiger wird in der Simulation die korrekte Vorhersage des Materialabtrags.

Für die Implementierung des Materialverlustes in einer Simulation bietet sich der Verschleißkoeffizient

$$k = \frac{V}{F_N \cdot s} \quad (5.4)$$

(vgl. Gl. 4.3) an. Mit Hilfe des Massenverlusts Δm , dem Anpressdruck $p = F_N/A$ und den Koeffizienten a, b, c kann Gl. 5.4 auch geschrieben werden als

$$k = \frac{\Delta m}{p^a \cdot v^b \cdot t^c \cdot A} \quad (5.5)$$

In Abb. 5.18 ist der Verschleißkoeffizient k nach Gl. 5.5 für das Standard Archard Modell (Archard und Hirst (Archard, 1953, Archard und Hirst, 1956)) mit $a = b = c = 1$ dem Verschleißkoeffizient k^* nach einem Modell mit angepassten Exponenten gegenübergestellt. Durch die Einführung der Exponenten mit $a = 1,2$, $b = 1$ und $c = 0,7$ nimmt die Schwankungsbreite von k über die Versuche von $\pm 26\%$ auf $\pm 10\%$ bei k^* ab. Auch hier zeigt sich, dass der Anpressdruck im Vergleich zu den anderen Parametern einen entscheidenden Einfluss hat. Während der Koeffizient für die Anstreibdauer t mit einem Wert von $c = 0,7$ für eine Reduzierung der Gewichtung sorgt, wird der Anpressdruck mit dem Faktor von $a = 1,2$ überproportional berücksichtigt. Mit diesem angepassten Modell kann ein Verschleißkoeffizient bestimmt werden, der im Rahmen der Versuchsbandbreite nur geringfügig von den tatsächlichen Werten der Versuchsparameter abhängt. Dies ist ein wichtiger Schritt für eine spätere numerische Modellierung des Materialabtrags, da mit nur einem Koeffizienten verschiedene Anstreibfälle abgedeckt werden können. Mit den angepassten Exponenten ergibt sich somit ein gemittelter Wert für den Verschleißkoeffizient von $k^* = 1,25e^{-14} s^{2,7} / kg^{0,2} m^{1,8}$.

Nach der Auswertung des Verschleißes werden nun die gemessenen Temperaturen an den Verschleißproben betrachtet. In den Abb. 5.19(a) bis 5.19(e) sind die gemittelten Temperaturverläufe aus den Versuchen eins bis fünf zusammen mit der Varianz aus maximal und minimal gemessene

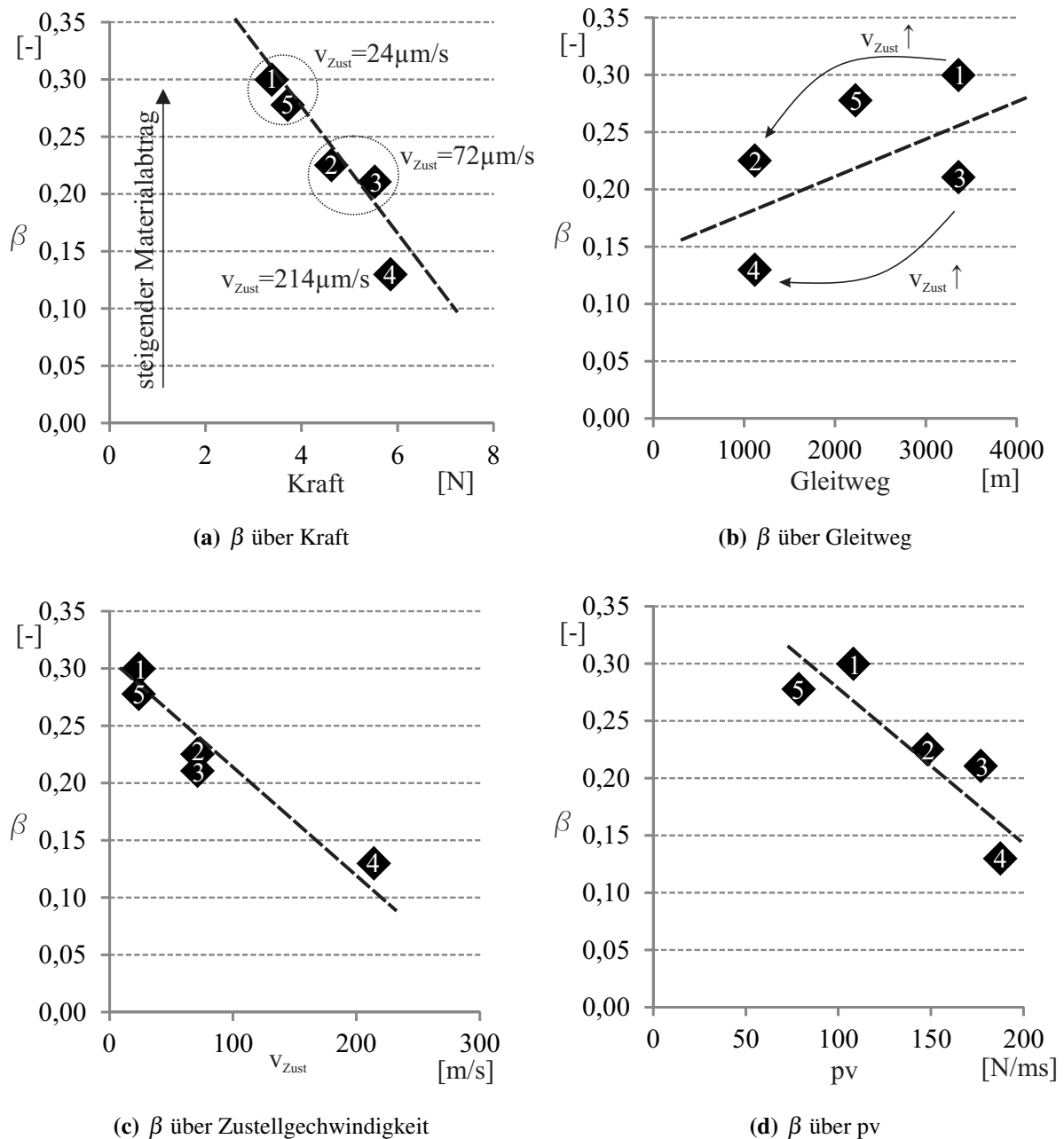


Abbildung 5.17: Abhängigkeiten des Längenverhältnisses β von den Versuchsparametern nach Tab. 5.3

nem Temperaturverlauf dargestellt. Wie sich zeigt, unterliegen die gemessenen Temperaturen relativ hohen Schwankungen von bis zu $\pm 70^\circ \text{C}$. Diese Varianz innerhalb einer Versuchsreihe hat mehrere Ursachen. Zum einen ergeben sich nicht reproduzierbare Abweichungen durch Schwankungen der Materialeigenschaften, Einbautoleranzen und sporadisch auftretende adhäsive Anhaftungen am Rotor, welche die Reib- und Kontaktbedingungen während des Versuchs beeinflussen. Zum anderen erwärmt sich die Probe nicht gleichmäßig über die gesamte Probenbreite, sondern es entstehen abwechselnd heiße und kühlere Bereiche. Zur Visualisierung dieser Vorgänge ist in Abb. 5.20 die Temperaturverteilung auf einer ausgewählten Verschleißprobe

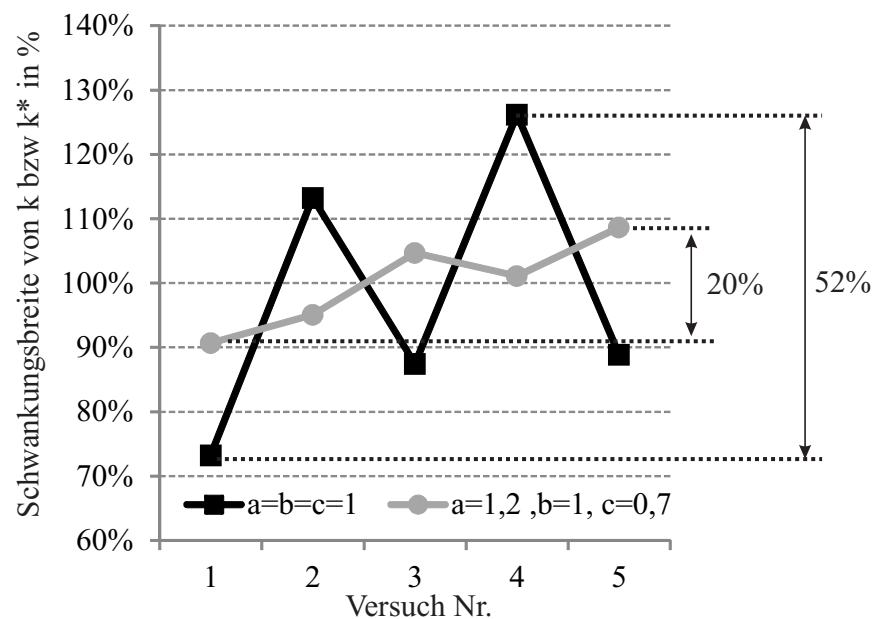
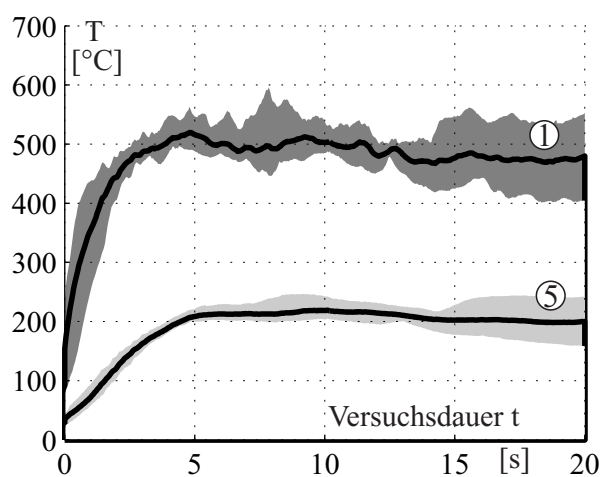


Abbildung 5.18: Verschleißkoeffizient mit angepassten Exponenten

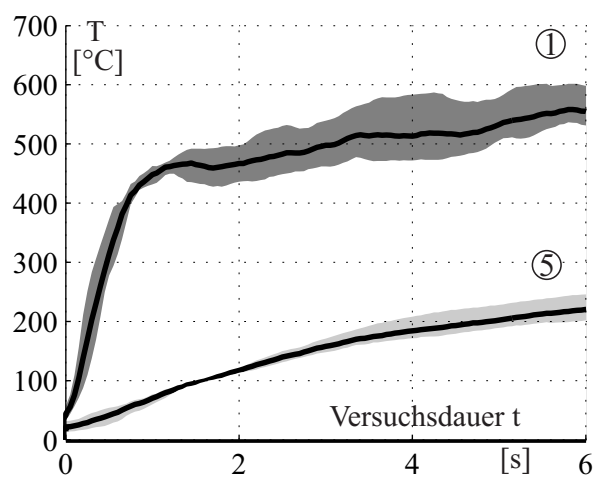
zu unterschiedlichen Zeitpunkten dargestellt. Zu Beginn erwärmen sich nur kleine Bereich an der Probenspitze, in denen der Kontakt zwischen Rotor und Verschleißprobe tatsächlich vorhanden ist. Diese Zone, in der die höchsten Temperaturen vorliegen, verändert ihre Position im Laufe des Versuchs und wandert von der rechten auf die linke Seite im Bild und somit in Drehrichtung des Rotors. Selbst bei genauer Positionierung der Probe wandert der Kontaktpunkt, was deutlich längere Kontakte an der in Drehrichtung gelegenen Ecke zur Folge hat (vgl. Abb. 5.20). Eine Auswertung der Infrarotaufnahmen über die gesamte Breite der Probe würde daher zu niedrige Temperaturen ergeben. Gerade in der Kontaktzone würden damit unrealistische Ergebnisse erzeugt. Um valide Daten für einen späteren Abgleich mit den numerischen Simulationen zu erhalten, werden die Temperaturen nur über einen Teil der Probenbreite und zwar direkt unterhalb der Kontaktzone, ausgewertet. Hierbei werden die Messdaten der Infrarotkamera in verschiedenen Abständen zur Kontaktzone in einem Auswertefenster mit einer Höhe von 0,1 mm und einer Breite von 1 mm gemittelt (vgl. Abb. 5.20 bei $t=1,0$ s). Die Auswerteregionen befinden sich dabei in Abständen von 1 mm, 2 mm, 3 mm, 5 mm und 7 mm von der Kontaktzone. Der wandernden Kontaktpunkt trägt damit zu den Schwankungen im Temperaturverlauf bei.

In Abb. 5.20 ist in den Bildern der Zeitpunkte $t=3,75$ s, $t=5,0$ s und $t=6,25$ s eine kältere Zone im Bereich des Kontakts erkennbar. Sie wird durch das Aufpilzen der Verschleißprobe verursacht, da das nach außen verdrängte Material keinen Wärmeeintrag erfährt und daher abkühlt. Fällt diese Deformation besonders stark aus, könnte sich dieser kältere Bereich in die Auswertefenster bewegen. Dies muss bei der Auswertung berücksichtigt werden, um die Messung nicht zu verfälschen. Daher werden die Temperaturen erst ab einem Abstand von 1 mm von der Kontaktfläche ausgewertet.

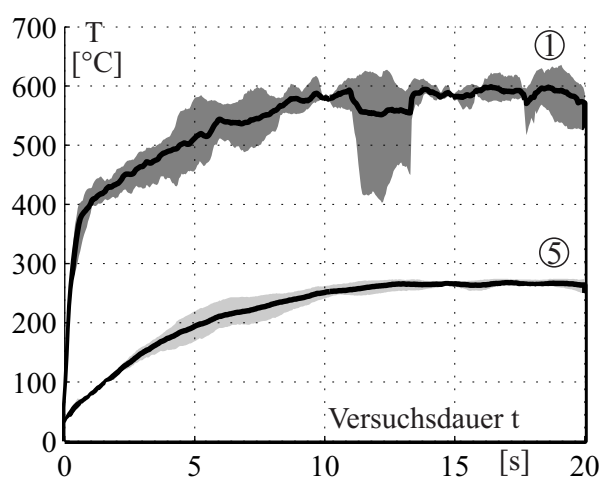
Ungeachtet der Varianz lässt sich in den Versuchen 1, 3 und 5 die Ausbildung eines Temperaturplateaus im Laufe der Versuche erkennen. Hingegen reicht in den Versuchen 2 und 4 die



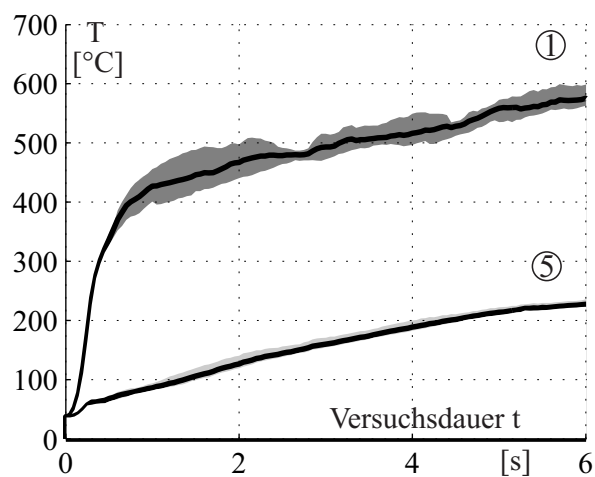
(a) Versuch 1, Zust.: 0,5 mm/21 s bei 165 m/s



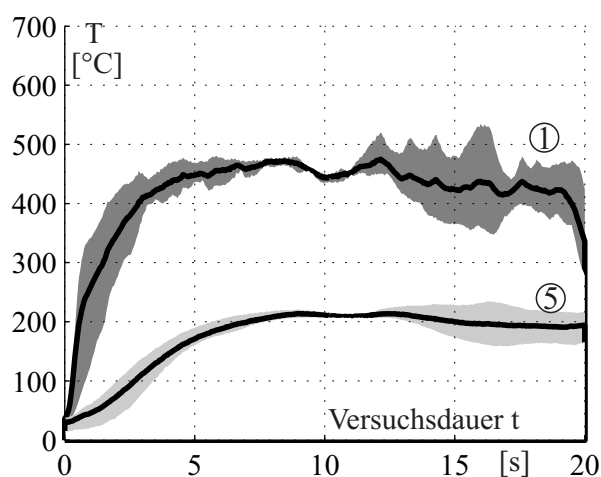
(b) Versuch 2, Zust.: 0,5 mm/7 s bei 165 m/s



(c) Versuch 3, Zust.: 1,5 mm/21 s bei 165 m/s



(d) Versuch 4, Zust.: 1,5 mm/7 s bei 165 m/s



(e) Versuch 5, Zust.: 0,5 mm/21 s bei 110 m/s

Abbildung 5.19: Gemittelte Temperaturverläufe mit min. und max. Messwerten für starre Verschleißproben; In Abständen von 1 mm (1) und 5 mm (5) vom Kontaktpunkt

Versuchsdauer nicht aus, um in den Bereich der Gleichgewichtstemperatur zu gelangen. Eine konstante Temperatur in der Verschleißprobe ist gleichbedeutend mit der Ausbildung eines Wärmestromgleichgewichts. Dabei muss die erzeugte Reibwärme über Konvektion an die Umgebung oder über Wärmeleitung an den Rotor und die Probenhalterung abgegeben werden. Die Lage dieses Gleichgewichtszustandes hängt von den Versuchsparametern ab. So zeigen die Proben eine umso höhere Gleichgewichtstemperatur, je höher die Zustell- und Relativgeschwindigkeit gewählt werden. Die Ursache hierfür kann auf zwei Phänomene zurückgeführt werden. Zunächst erwärmt sich das Material in der Kontaktzone stark und verliert dadurch an Festigkeit. Somit ist weniger Kraft und damit Anpressdruck nötig, um das Material zu verformen. In der Folge sinkt die Reibleistung bis ein Gleichgewichtszustand erreicht ist.

In Versuchsreihe 1 und 5 kann eine unerwartete Abnahme der Temperaturen im Laufe des Anstreichvorgangs beobachtet werden. Die Erklärung hierfür ist in den Bildern von Abb. 5.21 dargestellt. Zum Zeitpunkt $t=5,5$ s besteht ein Kontakt der Verschleißprobe mit dem Rotor. Durch die Erwärmung der Probe dehnt sie sich aus und wird plastisch verformt. Folglich sinkt der Wärmeeintrag in die Probe, was zu einer kurzzeitigen Abkühlung und dem Rückgang der Wärmedehnung führt. Verkürzt sich die Probe durch das Abkühlen zu stark, kann es zum Öffnen des Kontakts kommen. Dies ist in Abb. 5.21 zum Zeitpunkt $t=8,05$ s der Fall. Nur aufgrund der Zustellung kommt es zu einem späteren Zeitpunkt wieder zum Kontakt und einer erneuten Aufheizung der Probe.

Werden die ersten Sekunden des Versuchs betrachtet, ergeben sich, entgegen den Erwartungen, nur geringe Unterschiede, sowohl im Anstieg der Temperaturen als auch in der Höhe der erreichten Temperaturen. In den Versuchen 1 bis 4 liegen die Temperaturen nach einer Kontaktzeit von $t = 2$ s auf gleichem Niveau bei circa 450°C . Lediglich in Versuch 5, bei dem die Oberflächengeschwindigkeit von 165 m/s auf 110 m/s verringert wird, steigen die Temperaturen langsamer an und nach $t = 2$ s sind lediglich circa 350°C erreicht. Die Ergebnisse zeigen, dass sowohl das stationäre Temperaturniveau, als auch der zeitliche Temperaturgradient von der Relativgeschwindigkeit abhängig sind. Hingegen zeigt sich nur ein geringer Einfluss der Zustellgeschwindigkeit. Pychynski (Pychynski (2016)) konnte in seinen Versuchen diesen Zusammenhang nicht zeigen. Allerdings sind vor allem in den Versuchen mit kurzer Kontaktdauer sowohl bei Pychynski als auch bei den hier diskutierten Messungen noch keine stationären Zustände erreicht. Werden die absoluten Messwerte und Verläufe betrachtet, ergeben sich die gleichen Tendenzen. So steigen in beiden Fällen die Temperaturen innerhalb kurzer Zeit stark an bevor sich ein Gleichgewichtszustand einstellt, welche für alle Messreihen auf einem ähnlichen Niveau liegt. Allerdings unterscheidet sich die hier und von Pychynski genutzte Auswertemethodik deutlich. Während Pychynski die Temperaturen über die gesamte Probenbreite und Versuchsdauer mittelt, werden hier die Temperaturen zu festen Zeitpunkten und in kleineren Regionen betrachtet. Diese Auswertemethodik lässt einen besseren Abgleich der Ergebnisse mit den später gezeigten numerischen Simulationen zu.

Flexible Verschleißproben

Um detailliertere Aussagen über das Verhalten der flexiblen Dichtelemente treffen zu können, werden auch Untersuchungen an einzelnen Segmenten der Konfiguration V1 (vgl. Abb. 5.1) durchgeführt. Anhand dieser Versuche wird ein Vergleich zwischen flexiblen und starren Struk-

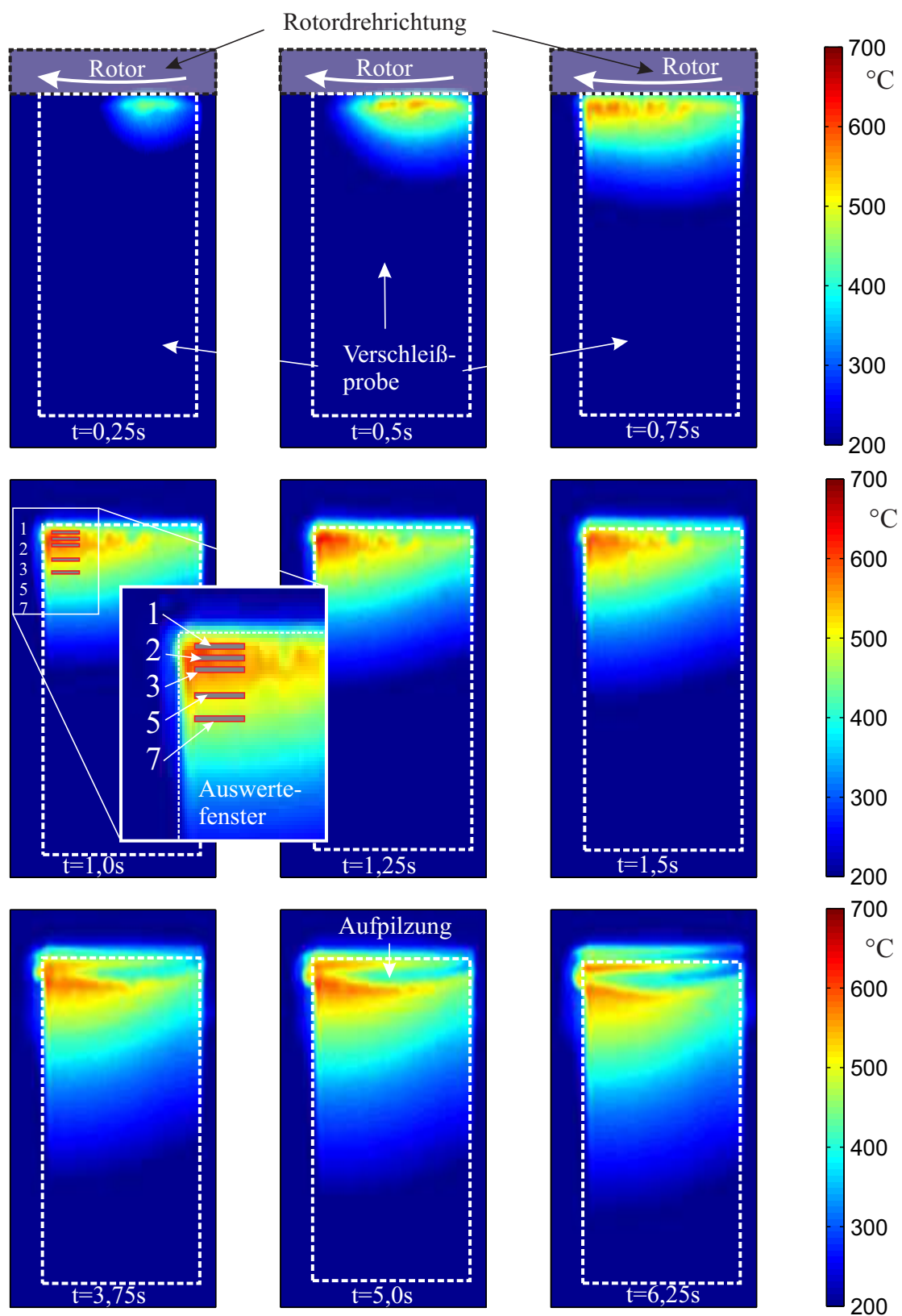


Abbildung 5.20: Wandern des Kontaktpunktes im Versuch 4 - Verschiebung der Kontaktzone in Drehrichtung und Auswertefenster für die Temperaturbestimmung

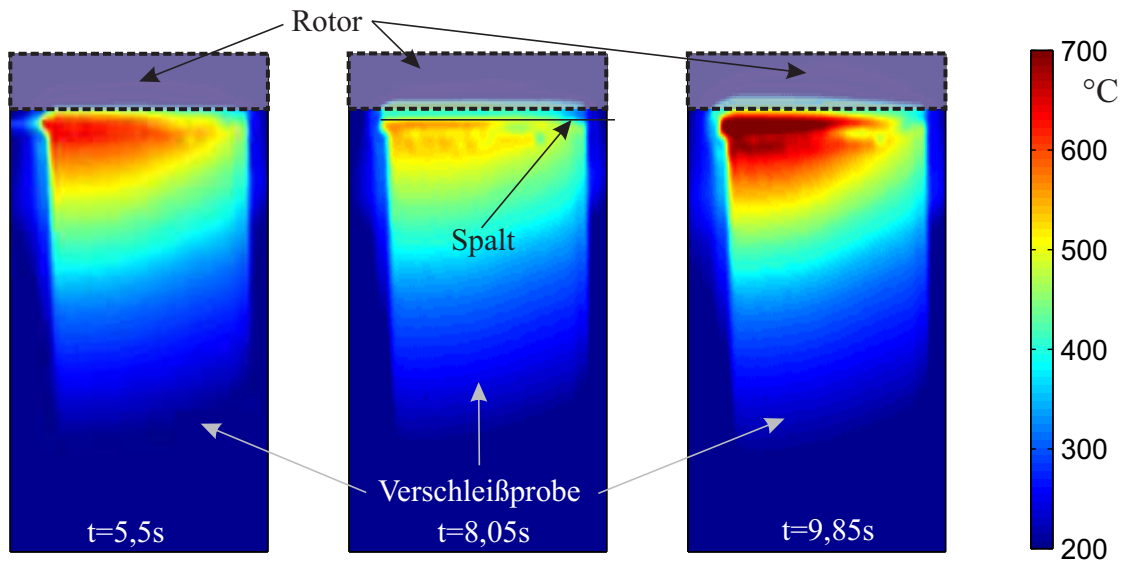


Abbildung 5.21: Abheben der Proben vom Rotor in Versuchsreihe 1 bei $t=8,05$ s

turen hinsichtlich des zu erwartenden Verschleißes ermöglicht. Darüber hinaus sollen diese Versuche, genau wie die Versuche an starren Verschleißproben, als Validierungsgrundlage für eine spätere numerische Modellierung eines Anstreichvorgangs dienen. Der Versuchsaufbau entspricht dabei dem Aufbau, wie er auch bei den starren Verschleißproben zum Einsatz kommt (vgl. Abb. 5.15).

Die Gleitgeschwindigkeit wird für alle Versuche bei 165 m/s belassen. Lediglich die Zustelltiefe (0,5 mm und 1 mm) und Anstreichdauer (7 s, 21 s und 120 s) in Kombination mit der Zustellrate werden variiert. Die Variation der Parameter kann für die einzelnen Versuche aus Tab. 5.4 entnommen werden.

Eine Herausforderung bei diesen Untersuchungen stellt das Messen der Normalkräfte dar, da auf Grund der hohen Flexibilität nur sehr geringe Kräfte während des Anstreichvorgangs hervorgerufen werden. Die Messwerte werden zusätzlich von einem Schwingungssignal überlagert, das durch Vibrationen des Prüfstand erzeugt wird. Dabei stellt das Signal-Rausch-Verhältnis mit $F_{Str}/F_{Mess} = 10/1$ eine besondere Schwierigkeit bei der Auswertung dar. Daher wird auf eine direkte Messung der Normalkraft verzichtet und stattdessen ein indirektes Verfahren angewendet. Hierbei wird bei ruhendem Rotor zunächst die Steifigkeit der Proben zu $0,62 \text{ N/mm}$ ermittelt. Die Auflösung des Kraftsensors liegt hierbei bei 0,05 N. Mit Hilfe der so bestimmten Steifigkeit kann im Versuch zusammen mit der gemessenen Überdeckung (Auflösung $< 1 \mu\text{m}$) die Anpresskraft berechnet werden. Sie ergibt sich dabei aus der maximalen Zustellung, abzüglich der Längenänderung durch den Verschleiß, multipliziert mit der Steifigkeit der Probe. Aus Anpresskraft und Reibkraft wird der Reibwert mit $\mu = 0,3 \pm 0,1$ (über alle Versuche gemittelt) bestimmt.

Traten bei Anstreichversuchen mit starren Dichtstreifen und Verschleißproben jeweils starke Verformungen auf, ergibt sich mit den flexiblen Verschleißproben ein anderes Bild. In Abb. 5.24 sind Abdrücke von den Spitzen der Verschleißproben aus den Versuchsreihen 1 und 4 zu sehen. Wie zu erwarten werden auch diese Proben beim Anstreifen verkürzt. Allerdings spielen plastische

Verformungen an der Spitze nur eine untergeordnete Rolle. Der weitaus größere Anteil am gesamten Verschleiß leistet der Materialabtrag, was zu einem Koeffizienten $\beta = 1$ führt. Dies entspricht der Tendenz, die bereits bei den starren Verschleißproben beobachtet werden konnte. So nimmt mit abnehmendem Anpressdruck der Anteil des Materialabtrags am gesamten Verschleiß zu. Allerdings fällt der Materialverlust an den flexiblen Proben mit Werten von unter 1 mg so gering aus, dass die Messgenauigkeit der zur Verfügung stehenden Wägetechnik nicht ausreicht. Daher wird für die Beurteilung des Verschleißes die Längenänderung, welche mit einer Genauigkeit von $2 \mu\text{m}$ erfasst werden kann, betrachtet. Somit wird für den Verschleißkoeffizienten k der Masseverlust aus der Längenänderung, der Dichte und der bekannten Querschnittsfläche der Probe abgeleitet. In Abb. 5.22 ist die Variation des Verschleißkoeffizienten k und k^* dargestellt. Wie bei den starren Dichtstreifen lässt sich durch Anpassen der Koeffizienten in Gl. 5.5 die Varianz deutlich reduzieren. Mit den Exponenten $a=1,2$, $b=1$ und $c=0,5$ sinken auch in diesem Fall die Schwankung von $\pm 70\%$ auf $\pm 2\%$. Wie sich anhand der Exponenten ableiten lässt, bleiben die grundsätzlichen Aussagen beim Anstreifen mit flexiblen Dichtstreifen bestehen. Auch hier wird der Verschleißkoeffizient maßgeblich vom Anpressdruck bestimmt, während der Gleitweg und damit die Kontaktzeit unterproportional beitragen. Damit ergibt sich ein Verschleißkoeffizient für die flexiblen Dichtungen von $k^* = 1,2e^{-13} s^{2,5} / kg^{0,2} m^{1,8}$. Da flexible Dichtungen

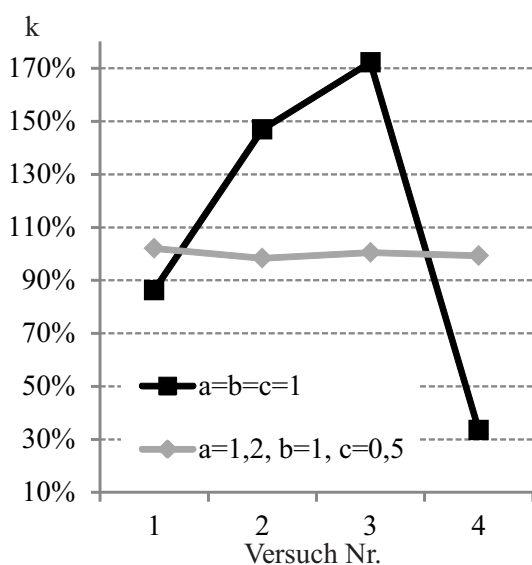


Abbildung 5.22: Schwankung Verschleißkoeffizient V1

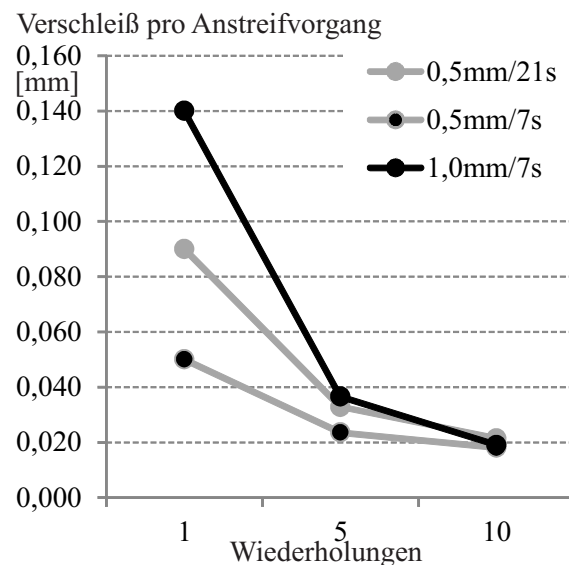


Abbildung 5.23: Verschleiß pro Anstreifvorgang

prinzipbedingt ein höheres Risiko von Kollisionen mit sich bringen, werden auch mehrfache Anstreifvorgänge untersucht. Dazu werden die Proben mehrfach mit der maximalen Überdeckung in Kontakt gebracht. Zwischen den Kontakten wird eine Pausenzeit von 10s eingehalten, um die Verschleißprobe abkühlen zu lassen. In Abb. 5.23 ist der Zusammenhang zwischen der Anzahl der wiederholten Anstreifvorgänge und dem Verschleißzuwachs visualisiert. Es zeigt sich, dass bei allen Versuchen der Verschleißzuwachs mit steigender Kontaktzahl abnimmt, da die tatsächliche Überdeckung durch den vorangegangenen Verschleiß reduziert wurde. Somit verzögert sich der Zeitpunkt des Kontakts bei jeder Wiederholung und die effektive Kontaktzeit nimmt ab. Ein

nichtlinearer Zusammenhang zwischen der Anzahl an Kontakten und dem Gesamtverschleiß ist das Resultat.

Tabelle 5.4: Versuchsmatrix - flexible Verschleißproben (V1)

Vers.Nr.:	Versuchsparameter				Ergebnisse				
	Zustellung mm	$v_{Zust.}$ $\mu\text{m/s}$	v_{Rotor} m/s	n_{zu} -	$p \cdot v$ N/ms 10^{-6}	k^* $\text{s}^{2,5}/\text{kg}^{0,2}\text{m}^{1,8}$ 10^{-13}	F_N N	$T_{max,1}$ $^{\circ}\text{C}$	β -
1	0,5	24	165	1x	18,3	12,5	0,12	305	1
2	0,5	24	165	5x	14,7	-	0,09	-	1
3	0,5	24	165	10x	12,2	-	0,08	-	1
4	0,5	72	165	1x	20,3	12,0	0,13	334	1
5	0,5	72	165	5x	17,0	-	0,11	-	1
6	0,5	72	165	10x	13,9	-	0,09	-	1
7	1,0	72	165	1x	40	12,3	0,26	606	1
8	1,0	72	165	5x	38,2	-	0,24	-	1
9	1,0	72	165	10x	37,8	-	0,24	-	1
10	0,5	4,2	165	1x	14,0	13,2	0,09	-	1

Auch an den flexiblen Verschleißproben wird die Aufheizung während des Anstreifvorgangs über eine Infrarotkamera erfasst. Auf Grund ihrer abgewinkelten Form kann der Temperaturverlauf an den Verschleißproben V1 nur an zwei Stellen ausgewertet werden. Die Graphen in Abb. 5.25(a) bis Abb. 5.25(c) zeigen die Temperaturen nahe der Kontaktstelle (0) und in einem Abstand von einem Millimeter (1). Im Gegensatz zu starren Geometrien hängt bei flexiblen die einwirkende Kraft und damit die Reibleistung direkt von der Zustellung ab. Deshalb führt eine beschleunigte Zustellung, wie sie im Vergleich von Versuch 1 und 4 stattfindet, zu deutlich höheren Temperaturgradienten. Während nach 5 s bei einer Zustellgeschwindigkeit von $72 \mu\text{m/s}$ die Temperatur an der Probenspitze 290°C erreicht, werden mit einem Drittel der Zustellgeschwindigkeit ($24 \mu\text{m/s}$) zum selben Zeitpunkt nur 150°C erreicht. Auch eine Erhöhung der maximalen Zustellung (vgl. Versuch 4 und 7) bewirkt eine deutliche Anhebung des Temperaturgradienten und der Gleichgewichtstemperatur. Dies steht im Gegensatz zu den Temperaturmesswerten, wie sie in den Versuchen mit starren Dichtstreifen gefunden wurden. Bei flexiblen Strukturen hängt das Temperaturniveau direkt mit dem generierten Anpressdruck und damit mit der Überdeckung zusammen.

Aus den Versuchen an den flexiblen Verschleißproben konnten wichtige Informationen zum Reibwert, dem Verschleißkoeffizienten und der Temperaturentwicklung gewonnen werden. Es konnte mit Hilfe der Mehrfachanstreifversuche gezeigt werden, dass sich selbst nach zehnmaligem Anstreifen ein deutlicher Vorteil im Verschleiß gegenüber starren Elementen erzielen lässt. Darüber hinaus lassen die Ergebnisse erwarten, dass ein gewisser Vorteil auch bei häufigem Anstreifen erhalten werden kann, da der Verschleißzuwachs mit jedem Kontakt abnimmt. So kann stets ein kleinerer Dichtspalt im Vergleich mit starren Dichtstreifen gewährleistet werden. Für die Einbau- und Konstruktionsstrategie bedeutet dies, dass flexible Dichtstreifen mit einem

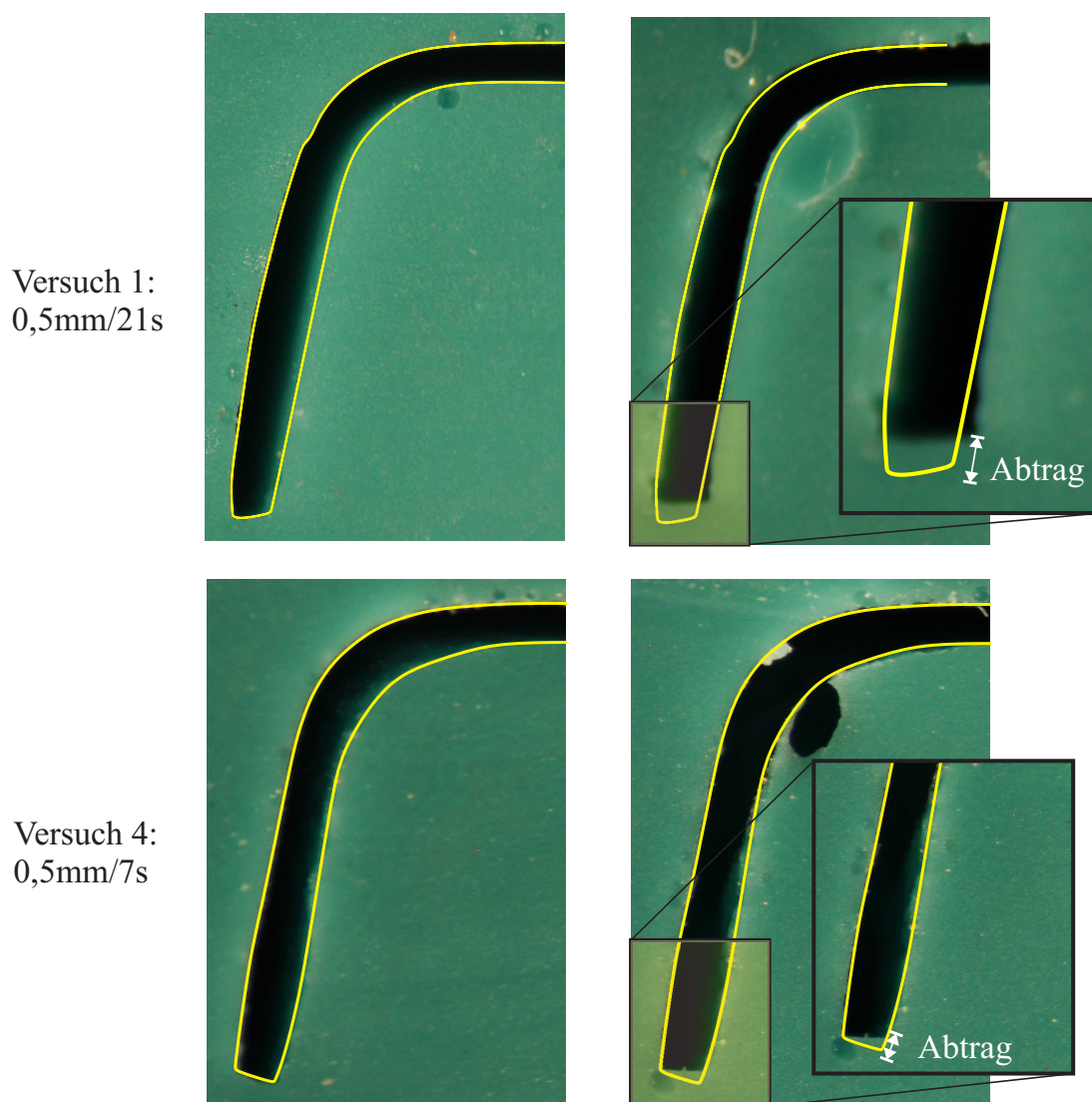
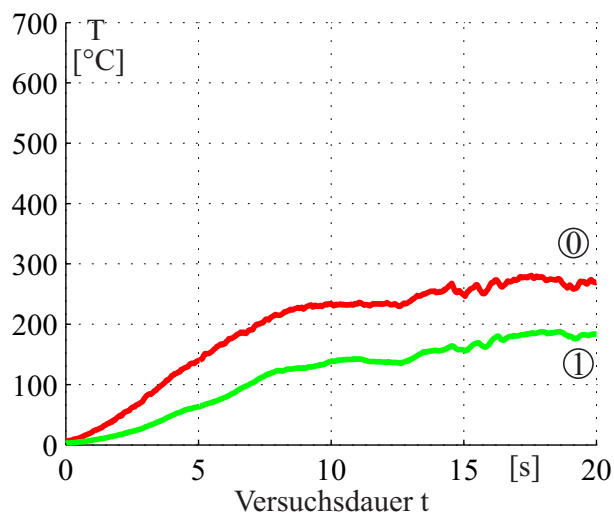
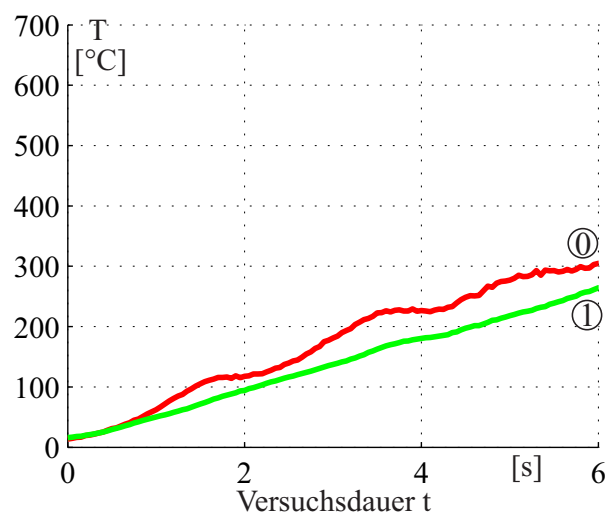


Abbildung 5.24: Verschleißprobe V1 - vor/nach Anstreifversuch

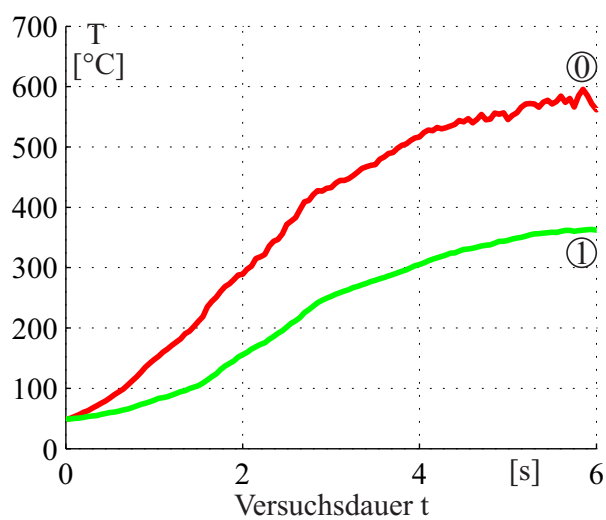
Einbauspalt von Null ausgelegt werden können, da sich der "optimale" Abstand im Betrieb und je nach Lastkollektiv einstellen wird. Dies gilt, solange keine nennenswerten Veränderungen der Durchflussbeiwerte durch Abrundungen oder anderweitig verschlissene Spitzen zu erwarten sind.



(a) Versuch 1, Zust.:0,5 mm/21 s bei 165 m/s



(b) Versuch 4, Zust.:0,5 mm/7 s bei 165 m/s



(c) Versuch 7, Zust.:1,0 mm/7 s bei 165 m/s

Abbildung 5.25: Gemittelte Temperaturverläufe - flexible Verschleißproben V1; In Abständen 0 mm und 1 mm vom Kontaktpunkt

6 Methodenentwicklung und Validierung

Numerische Verfahren zur Auslegung der Leckage von Labyrinthdichtungen sind heute Stand der Technik. Allerdings werden oft nur die Bedingungen und Geometrie im nominellen Neuzustand betrachtet und zur Beurteilung von unterschiedlichen Konzepten herangezogen. Um flexible Dichtungen mit herkömmlichen Labyrinthdichtungen vergleichen zu können, müssen die speziellen Eigenschaften der flexiblen Strukturen wie Sekundärspalte, Abstützungen und verringerter Verschleiß beachtet werden. Es reicht nicht aus, die Leckage im Auslegungszustand als Kriterium festzulegen, denn die flexiblen Strukturen zeigen ihre Vorteile erst bei außergewöhnlichen Betriebszuständen. Da für diese Betrachtungen weder Auslegungs- oder Berechnungsvorschriften, noch wissenschaftliche Veröffentlichungen existieren, soll im Rahmen der vorliegenden Arbeit eine Berechnungsmethodik entwickelt werden. Ziel dieser Methodik wird sein, verschiedene Ausführungen von Gekrümmten-Segmentierten-Dichtungen (GSD) mit herkömmlichen Labyrinthdichtungen vergleichen zu können. Dabei werden insbesondere Anstreifvorgänge zwischen Dichtung und Rotor und deren Auswirkungen auf die Dichtwirkung im Fokus stehen.

In diesem Kapitel wird die entwickelte Methodik vorgestellt. Dabei kommen sowohl FEM- als auch CFD-Analysen, wie sie in Abb. 6.1 in einem Ablaufschema dargestellt sind, zum Einsatz. Um diese Simulationen durchführen zu können, sind speziell für den FEM-Teil experimentelle Daten nötig. Anhand dieser Daten werden die verwendeten Modelle kalibriert und die Methodik validiert. Durch die Kalibrierung und den anschließenden Abgleich der Modellierung mit experimentellen Daten wird die Übertragbarkeit der Modellierung gezeigt. Dabei ist zu beachten, dass eine Anwendung des kalibrierten Modells nur im betrachteten Parameterraum zulässig ist. Werden Material, Anstreifgeschwindigkeit, Umgebungstemperatur oder Umgebungsmedium verändert, muss eine erneute Kalibrierung stattfinden. Dagegen ist die Vorgehensweise, wie sie in Abb. 6.1 dargestellt ist, universell übertragbar. So kann sie für die Untersuchung von verschiedensten Dichtkonzepten herangezogen werden.

6.1 Strömungssimulation

In der Literatur finden sich zahlreiche Arbeiten, in denen Labyrinthdichtungen aller Art numerisch auf Leckage, Wärmeübergänge und Strömungsstrukturen untersucht werden. Der Wahl des richtigen Turbulenzmodells kommt dabei eine entscheidende Rolle zu. Am häufigsten werden Modelle der k,ε - und k,ω - Familie zusammen mit verschiedenen Wandfunktionen eingesetzt. Trotz vieler Veröffentlichungen und Untersuchungen zur numerischen Berechnung von durchströmten Labyrinthdichtungen (vgl. Braun (2016), Collins et al. (2006), Gao und Kirk (2013), Leeb (1997), Weinberger (2013)), ist eine Validierung der Turbulenzmodellierung in Kombination mit der Wandfunktion nötig, um die Genauigkeit der numerischen Simulationen beurteilen zu können.

Um ein geeignetes Turbulenzmodell für die Untersuchung und den Vergleich von GSD mit herkömmlichen Labyrinthdichtungen zu finden, werden in Kap. 6.1.1 die Ergebnisse von Simulationen mit verschiedenen Turbulenzmodellen, mit Messdaten verglichen.

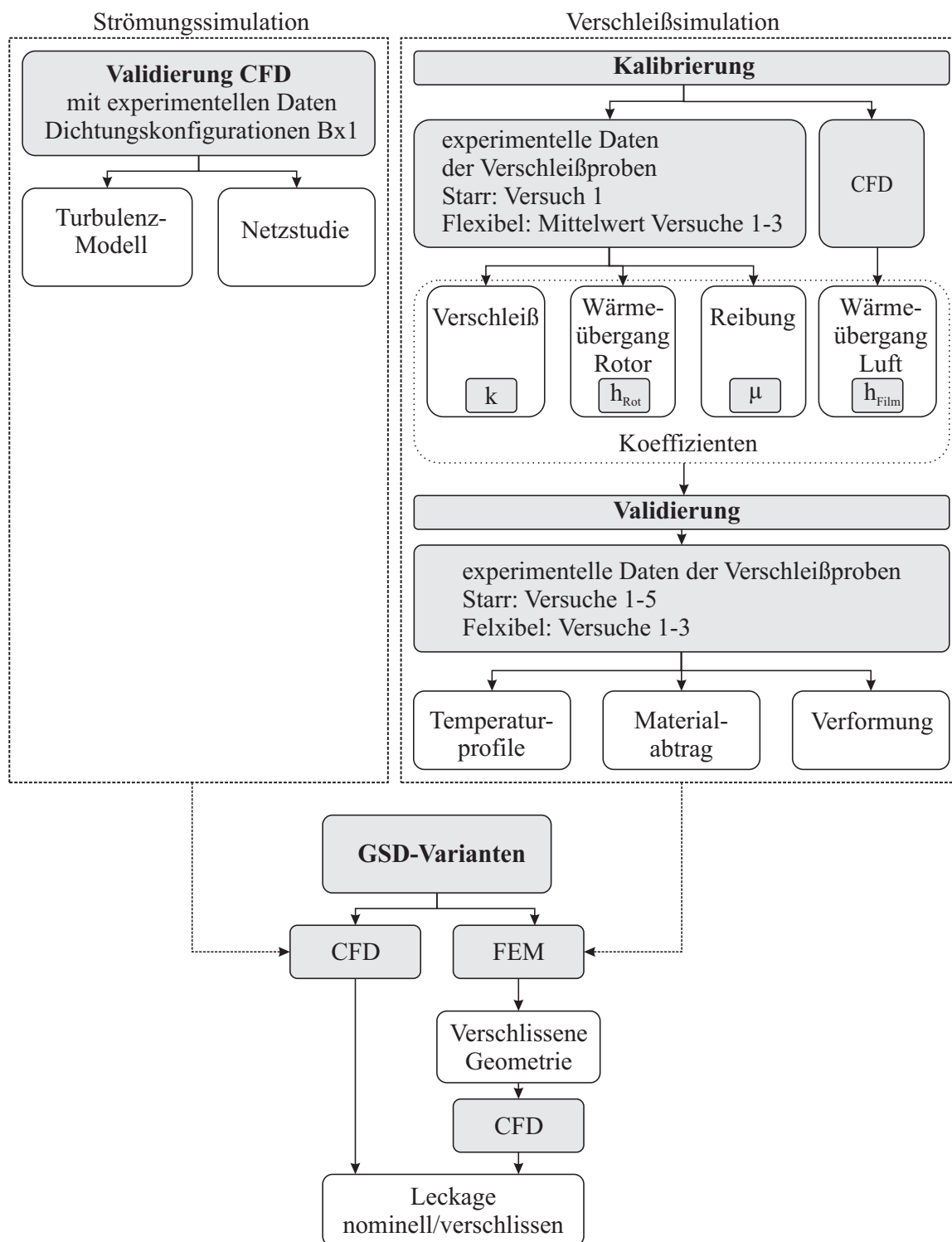


Abbildung 6.1: Schema der Simulationstheorie

In der Simulation wird ein rotationssymmetrischer Fall basierend auf einem zweidimensionalen Netz betrachtet. Für die Simulation einer Dichtung im nominalen Zustand ist diese Betrachtungsweise durchaus repräsentativ. Allerdings entstehen, auf Grund der exzentrischen Zustellung in den Verschleißversuchen, nicht rotationssymmetrische Verschleißformen. Um diesen Aspekt

berücksichtigen zu können, wären äußerst aufwändige dreidimensionale Berechnungen notwendig. Daher werden zweidimensionale Simulationen an verschiedenen Querschnitten des Strömungsgebiets durchgeführt und die Ergebnisse der Leckage anschließend gemittelt. Die Fehler, die durch dieses Vorgehen entstehen, wurden in vorangegangenen Arbeiten (vgl. Werner (2012)) anhand einer generischen verschlissene Labyrinthgeometrie untersucht. Als Referenzfall wurde ein 90 Grad Segment dieser Labyrinthdichtung in einer dreidimensionalen Rechnung simuliert. Zusätzlich wurden fünf zweidimensionale Fälle betrachtet, die jeweils einen Schnitt durch das dreidimensionale Modell darstellten. Die auf den zweidimensionalen Gittern berechneten Leckagen wurden gemittelt und dem Ergebnis des dreidimensionalen Referenzfalls gegenübergestellt. Dabei ergaben sich Abweichungen von weniger als einem Prozent. Mit dieser Betrachtung wird sichergestellt, dass trotz der starken Vereinfachungen des Strömungsproblems aussagekräftige Ergebnisse generiert werden können.

Als Strömungslöser wird das kommerzielle Programm ANSYS Fluent in der Version 14.0 eingesetzt. Das Rechengebiet und die gewählten Randbedingungen sind in Abb. 6.2 und Tab. 6.1 gezeigt. Das Rechengebiet bildet einen zweidimensionalen rotationssymmetrischen Schnitt durch den Prüfstand ab, sodass die Simulationsergebnisse mit den experimentellen Messungen validiert werden können. Große Einlass- und Auslasskavitäten verhindern Einflüsse der Randbedingungen auf den interessierenden Bereich rund um die Labyrinthdichtung. Das Fluid strömt radial und ohne tangentielle Komponente durch den Einlass in die Mischkammer ein, bevor es über eine vertikale Passage das Dichtungslabyrinth erreicht. Der Auslass befindet sich auf der rechten Seite. Dort wird eine Druckrandbedingung mit Umgebungsdruck gesetzt. Der rot markierte Teil des Rotors kann mit einer Oberflächengeschwindigkeit beaufschlagt werden, um so eine Rotordrehung zu simulieren. Das Sekundärlabyrinth wird vereinfachend als geschlossene Wand angenommen, da Voruntersuchungen gezeigt haben, dass der zusätzliche Luftstrom, der hier entweicht, nur einen marginalen Einfluss auf das Ergebnis hat. Für den Vergleich von unterschiedlichen Dichtungsgeometrien wird lediglich die Dichtungssektion angepasst.

Über eine Netzstudie wird ein Gitteraufbau bestimmt, der eine möglichst effiziente und ausreichend genaue Vorhersage gewährleistet. Diese Rechengitter weisen zwischen 130.000 und 180.000 unstrukturierte viereckige Zellen auf. Zur Erhöhung der Genauigkeit und um Verrundungen an den Spitzen abbilden zu können, wird im Bereich der Dichtspitzen die Auflösung des Gitters innerhalb der Grenzschicht erhöht. Dieser Bereich wird in einem Wandabstand von 0,1 mm mit bis zu 15 Zellschichten aufgelöst. Dabei beträgt der Wachstumsfaktor 1,1. Somit können in den Spalten, je nach Spalthöhe, zwischen 30 bis 50 Zellen platziert werden. Das so entstandene Rechengitter ist in Abb. 6.3 beispielhaft für einen Ausschnitt an der ersten Dichtspitze der Labyrinthkonfiguration gezeigt. Diese feine Auflösung erlaubt es, y^+ -Werte von unter eins bis maximal zwei zu erreichen.

Für die Validierung einer numerischen Simulation muss sichergestellt sein, dass Randbedingungen und Geometrien möglichst exakt mit den Versuchen übereinstimmen. Um Fertigungstoleranzen berücksichtigen zu können, werden daher von jeder Konfiguration an mehreren Stellen Abformungen erstellt. Basierend auf Schnittbildern dieser Abformungen werden die Geometrien für die Netzerstellung generiert. Mit diesem Verfahren ist es möglich, die reale Form der Dichtspitzen mit einer Genauigkeit von 0,01 mm in den Simulationen zu berücksichtigen.

In Kap. 5.2 wurde erläutert, dass jede Dichtungskonfiguration aus einem Basisring und einge-

stemmten Dichtspitzen aufgebaut wird. Der Basisring wiederum besteht aus vier 90°-Segmenten, die in montiertem Zustand einen Ring ergeben. Im Nominalfall wird für jedes dieser vier Segmente ein eigenes Gitter erzeugt, um unterschiedliche Spaltmaße und Spitzenformen an den Segmenten berücksichtigen zu können. Da die Spalthöhe in Realität über den Umfang variiert, wird für jede Dichtspitze das arithmetische Mittel der gemessenen Spalthöhen gebildet. Daraus ergeben sich vier Spalthöhen für vier Dichtspitzen. Diese gemittelten Spalthöhen werden bei der Gittergenerierung an der jeweiligen Dichtspitze berücksichtigt. So ergeben sich für jede unverschlossene Konfiguration vier Simulationen - eine pro Segment. Im Falle der verschlossenen Geometrien werden, aufgrund des exzentrischen Verschleißbilds, fünf Abdrücke pro Basisringsegment angefertigt. Somit ergeben sich für die Simulation einer verschlossenen Dichtung zwanzig verschiedene Fälle. Aus den damit berechneten Leckageraten wird ein Mittelwert gebildet, der als Vergleichswert für die Messdaten dient.

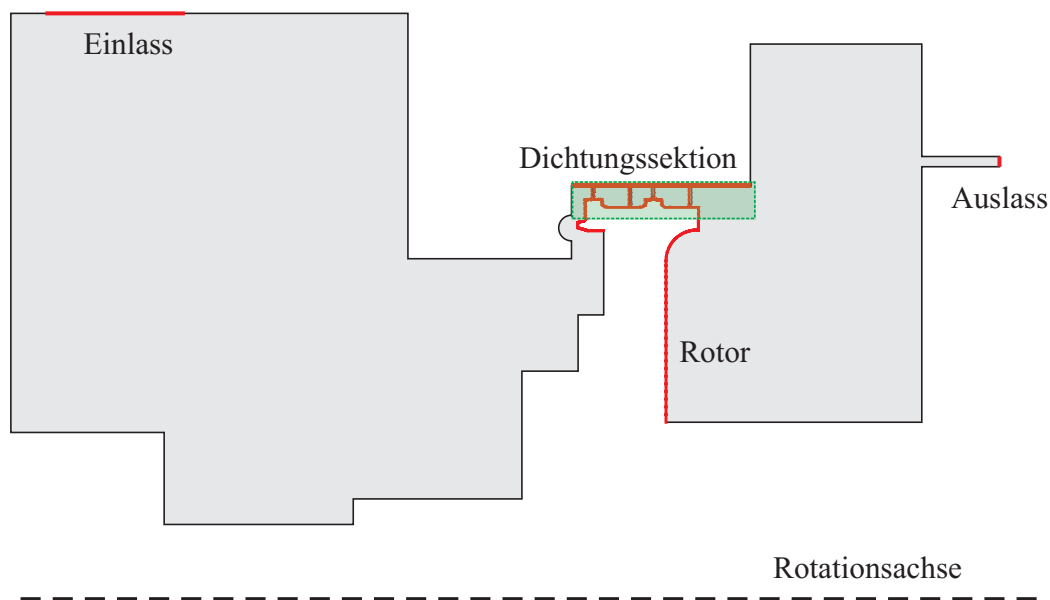


Abbildung 6.2: CFD Rechengebiet

Tabelle 6.1: CFD Randbedingungen

Bezeichnung	Typ der Randbedingung	Wert
Einlass	konstanter Druck relativ	5 bis 400 kPa bei 300°K
Auslass	konstanter Druck absolut	100 kPa
Wände	Adiabat	
Rotor	Adiabat, bewegte Wand, tangential	0 - 160 m/s
Fluid	Luft, kompressibel, ideales Gas	

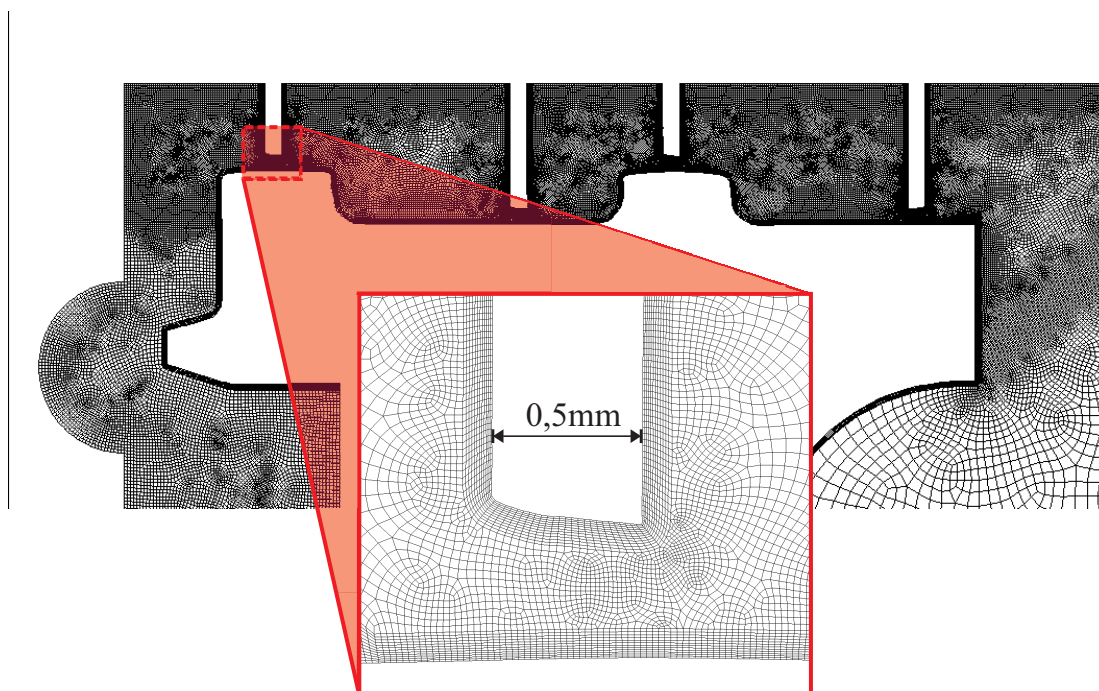


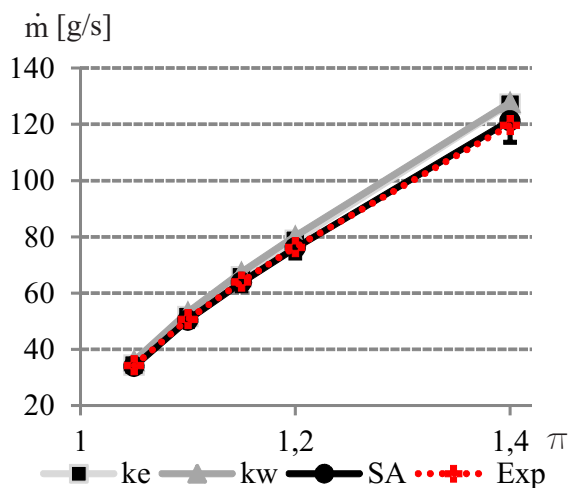
Abbildung 6.3: CFD Gitterauflösung am Beispiel des Referenzlabyrinths Bx1 im nominellen Zustand. Geometrie der Dichtspitzen aus Abdrücken der realen Konfiguration modelliert.

6.1.1 Validierung des Turbulenzmodells

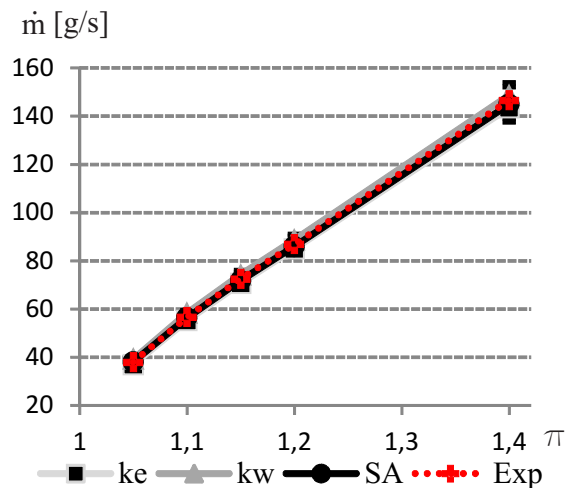
Für die Beurteilung der Turbulenzmodelle werden die berechneten Leckageraten den Messwerten aus Kap. 5.4 gegenübergestellt. Dabei werden die Versuche Bx1 (Referenzlabyrinth mit einer verschlissenen Spitze) und die Versuche für die flexiblen Dichtungen V1 und V2 betrachtet. Um auch eventuelle Einflüsse der verschlissenen Dichtspitzen beurteilen zu können, werden sowohl nominelle wie auch verschlissene Formen miteinbezogen. Als Turbulenzmodelle werden das k,ε -Modell mit erweiterter Wandfunktion, das k,ω -SST low Reynolds Modell und das Spallart-Almaras Modell ausgewählt.

Wie die Abb. 6.4(a) bis Abb. 6.4(d) zeigen, werden die experimentellen Ergebnisse von allen drei Turbulenzmodellen gut wiedergegeben. Die maximalen Abweichungen ergeben sich mit dem k,ω -Modell und betragen weniger als 6%. Gemittelt über alle Druckverhältnisse schneidet das Spallart Almaras Modell mit einem mittleren Fehler von -2,7% (verschlissen 0,4%) am besten ab (vgl. Abb. 6.4(e)). Auch in Forschungsberichten (vgl. Herrmann et al. (2013b)), die im Vorfeld dieser Arbeit entstanden sind, konnten an ähnlichen Dichtungskonfigurationen die besten Übereinstimmungen bei Nutzung des SA-Modells erzielt werden.

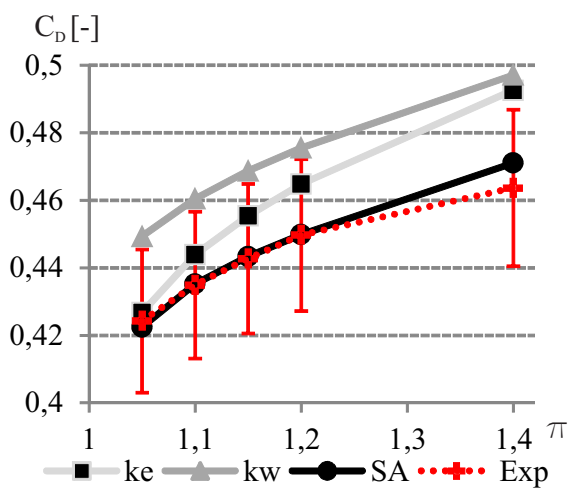
Auf Grund dieser Resultate wird für die Simulation der flexiblen Konfigurationen V1 und V2 ausschließlich das SA-Modell eingesetzt. Auch hier zeigt der Vergleich mit den experimentellen Ergebnissen nur geringe Abweichungen zwischen 1% und 4% (vgl. Abb. 6.5(a) und Abb. 6.5(b)).



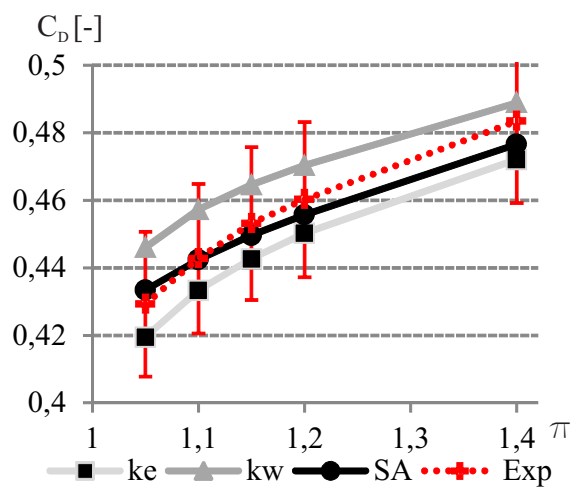
(a) CFD vs. Exp nominelle Leckage, Bx1



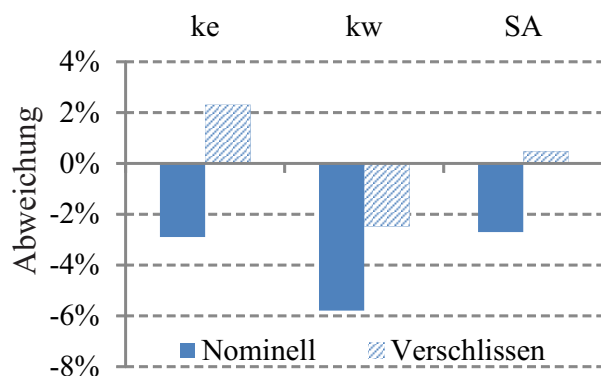
(b) CFD vs. Exp verschlissen Leckage, Bx1



(c) CFD vs. Exp nomineller C_D -Wert, Bx1

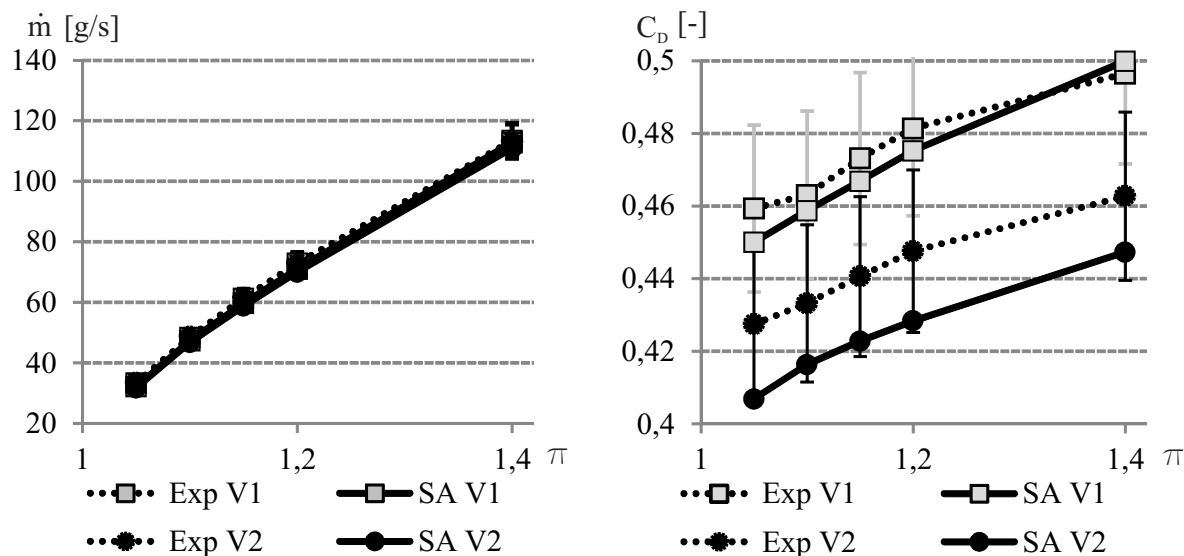


(d) CFD vs. Exp verschlissen C_D -Wert, Bx1



(e) Abweichungen der berechneten Leckage im Vergleich zur gemessenen. Gemittelte Werte über alle fünf Druckverhältnisse. Modell Bx1.

Abbildung 6.4: Berechnete und gemessene Leckage/ C_D -Werte im Vergleich; $\pm 5\%$ Toleranz



(a) CFD vs. Exp nominelle Leckage, V1 und V2

(b) CFD vs. Exp nomineller C_D -Wert, V1 und V2

Abbildung 6.5: Berechnete und gemessene Leckage/ C_D -Werte im Vergleich; $\pm 5\%$ Toleranz

6.1.2 Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten für den Einsatz in der Verschleißsimulation

Bei einem Anstreifvorgang wird Reibwärme erzeugt, die zu einem gewissen Teil in den Rotor fließt. Der andere Teil der Reibwärme wird vom Dichtstreifen aufgenommen, wo ein Teil dieser Energie an die umgebende Luft übertragen wird. Um bei der Modellierung eines Anstreifvorgangs die Wärmeströme korrekt wiedergeben zu können, müssen die Wärmeübergangskoeffizienten bekannt sein. Daher wird der Wärmeübergangskoeffizient zwischen Dichtspitze und der Umgebung mittels Strömungssimulationen bestimmt.

Im Falle der Verschleißproben (vgl. Kap. 5.5) wird das Rechengebiet, wie in Abb. 6.6 dargestellt, durch den Rotor, Ein- und Auslass sowie glatte Wände, an denen keine Haftbedingung gilt, begrenzt. In der Mitte befindet sich die umströmte Verschleißprobe. Der Rotoroberfläche wird eine Oberflächengeschwindigkeit von 165 m/s bzw. 110 m/s aufgeprägt, womit eine tangential/radial überlagerte Strömung hervorgerufen wird. Die Ergebnisse für den, im markierten Bereich in Umfangsrichtung gemittelten, Wärmeübergangskoeffizienten sind in Abb. 6.7 über der Radialkoordinate dargestellt. Ebenso sind die interpolierten Funktionen $f - 165$ bzw. $f - 110$ für den Einsatz in den Verschleißsimulationen eingezeichnet. Es zeigt sich eine deutliche Zunahme des Wärmeübergangskoeffizienten mit Annäherung an den Rotor. Hervorgerufen wird dies durch das Geschwindigkeitsprofil der Luft, das sich radial zum Rotor einstellt und an der Rotoroberfläche ein Maximum aufweist. Mit zunehmender Entfernung zum Rotor verringert sich die Strömungsgeschwindigkeit und damit auch der Wärmeübergangskoeffizient.

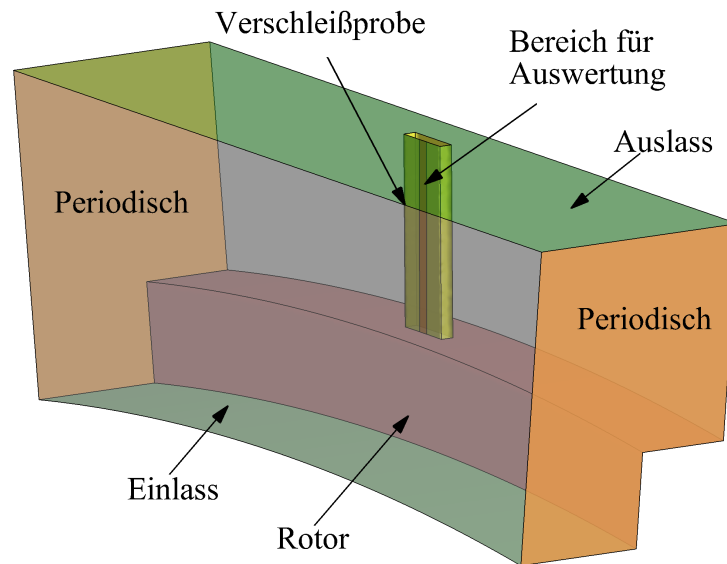


Abbildung 6.6: Rechengebiet zur Berechnung des Wärmeübergangs an die Verschleißprobe

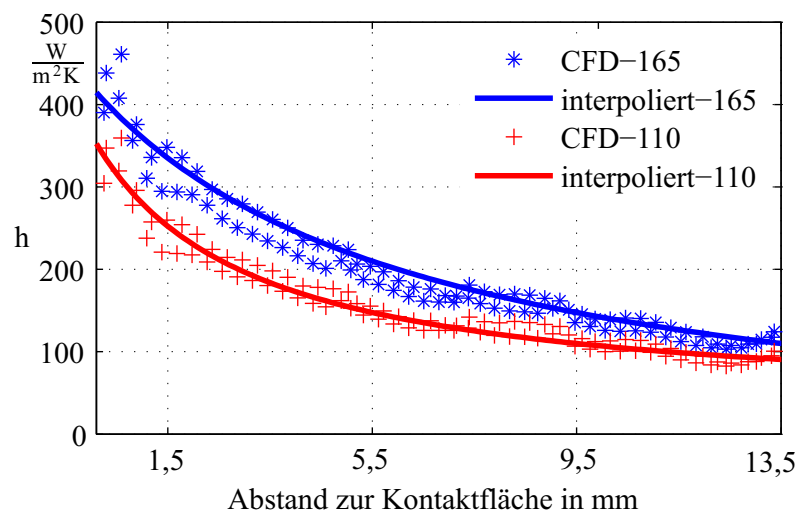


Abbildung 6.7: Berechneter Wärmeübergangskoeffizient und interpolierte Kurven für die FEM Simulationen

6.2 Verschleißsimulation

Wie zu Beginn dieses Kapitels bereits erwähnt, sollen mit Hilfe von FEM Simulationen die Auswirkungen von Anstreibvorgängen auf verschiedene Dichtungsvarianten beurteilt werden. Ziel dieser Simulationen ist es, die Formen der verschlissenen Dichtspitzen sowie die Spaltweitenänderungen durch einen Kontakt zwischen Rotor und Dichtung zu ermitteln. Die Geometrie der verformten Dichtspitzen dienen anschließend als Basis für Strömungssimulationen, mit denen die Auswirkungen des Anstreibens auf die Leckageraten ermittelt werden.

Da nicht alle Vorgaben für die Modellierung eines Anstreibvorgangs aus der Theorie oder der Literatur abgeleitet werden können, müssen verschiedene Koeffizienten auf andere Art bestimmt werden. Dazu zählen der Reibkoeffizient μ , der Verschleißkoeffizient k sowie der Wärmeübergangswiderstand h_{Rot} , der die Verteilung der Reibungswärme zwischen den Reibpartnern bestimmt. Die Reib- und Verschleißkoeffizienten werden, wie in Kap. 5.5 erläutert, experimentell ermittelt. Die Reibungswärme, die im Kontakt entsteht, wird zum Teil in den Rotor zum Teil in die Dichtspitze abgeleitet. Diese gibt wiederum einen Teil der eingebrachten Energie durch Strahlung und konvektive Kühlung an die Umgebung ab. Der Strahlungsanteil ist durch die Materialtemperatur und den Emissionskoeffizienten ε festgelegt. Für die konvektive Wärmeabfuhr wird der Wärmeübergangskoeffizient h_{Film} benötigt und, wie in Kap. 6.1.2 dargestellt, mittels CFD-Simulation ermittelt. Ist der konvektive Wärmeübergangskoeffizient h_{Film} bekannt, bleibt lediglich noch der Wärmeübertragungskoeffizienten h_{Rot} , der die Aufteilung der Reibungswärme zwischen Rotor und Dichtung charakterisiert, zu bestimmen. Da dies nicht anhand von experimentellen Daten erfolgen kann, wird h_{Rot} iterativ in den Simulationen ermittelt.

6.2.1 Vorgehen und Aufbau der Verschleißsimulation

Für die FEM-Simulationen kommt das kommerzielle Softwarepaket ABAQUS in der Version 6.11-2 zum Einsatz. Um einen möglichst realitätsnahen Verformungszustand der Dichtspitzen zu erhalten, müssen alle relevanten Einflussfaktoren, wie die Reibleistung, die Wärmeübergänge sowie die Temperaturabhängigkeit der Materialeigenschaften in der Simulation Berücksichtigung finden. Auf welche Weise dies umgesetzt wird, ist in den nachfolgenden Abschnitten eingehend dargestellt.

6.2.1.1 Gitter, Elemente und Randbedingungen

Um die Rechenzeiten in einem vertretbaren Maß zu halten, werden für die Simulationen zweidimensionale Netze eingesetzt. Zudem werden, sofern möglich, Symmetrien berücksichtigt, um die Simulationen effizienter durchführen zu können. Für die Modellierung eines FEM Problems stehen verschiedene Arten von Elementen zur Auswahl. In Studien zur Netzgröße und mit verschiedenen Arten von Elementen haben sich ebene, zweidimensionale Elemente mit zwei translatorischen und einem Freiheitsgrad für die Temperatur als am geeignetsten erwiesen, um

große Verformungen des Netzes zu simulieren.

Ein Problem, das bei der Simulation von großen Umformungen stets auftritt, ist die Qualität des Gitters aufrecht zu erhalten. Gelöst wird dieses Problem mit Hilfe zweier verschiedener Methoden. Die erste Methode (ALE Adaptive Meshing) ist bereits vollständig in der Softwareumgebung ABAQUS CAE implementiert und kann während des "Preprocessing" aktiviert werden. Sie vermindert durch eine automatische, materialunabhängige Verschiebung von Knoten die Verzerrung des Gitters. Für moderate Verformungen des Netzes, wie es bei der Berechnung von flexiblen Dichtstreifen auftritt, reicht dieses Verfahren aus. Hingegen treten bei der Simulation von Anstreifvorgängen an starren Dichtspitzen so starke Verformungen auf, dass zusätzliche Maßnahmen getroffen werden müssen. So wird der Simulationsprozess nach bestimmten vordefinierten Zeitschritten unterbrochen, um die verformte Geometrie zu extrahieren und neu zu vernetzen. Dieser Vorgang wird mittels Python-Skripten automatisiert durchlaufen, bis die gewünschte Simulationsdauer erreicht wird. Wie Abb. 6.8 zeigt, kann durch dieses Vorgehen eine sehr gute Netztopologie über die gesamte Simulationsdauer erhalten werden.

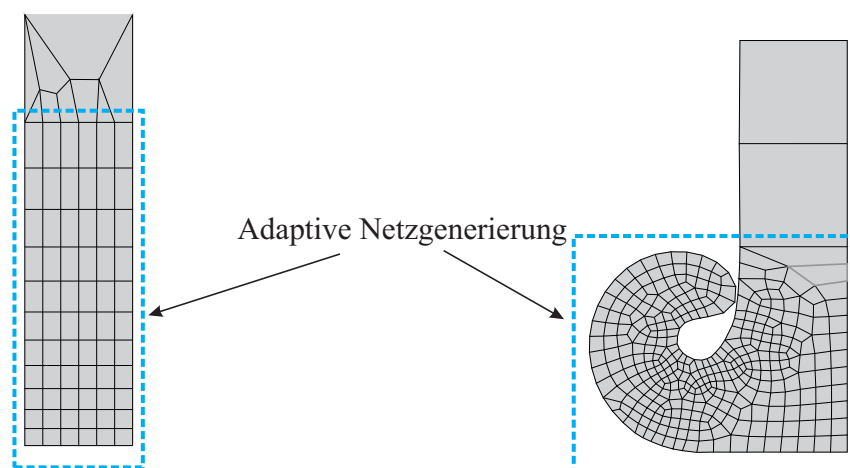


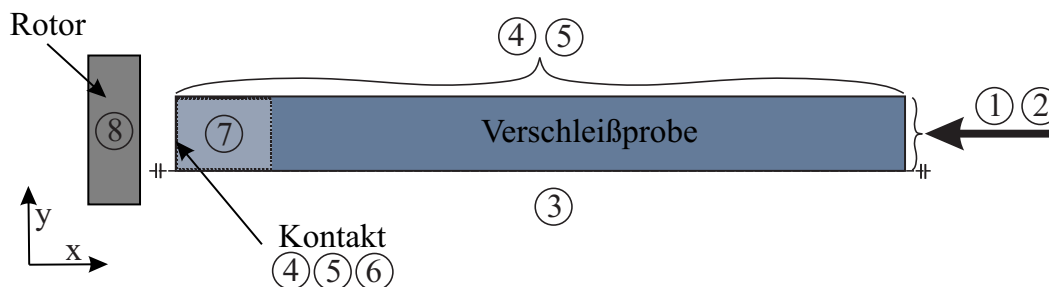
Abbildung 6.8: Adaptive Anpassung des Netzes an den Verformungsgrad

Für die Definition der Randbedingungen bietet ABAQUS dem Anwender grundsätzlich zwei Möglichkeiten an. Zum einen können Randbedingungen gesetzt werden, die unabhängig von den Ergebnissen sind. Hierzu gehört unter anderem die Begrenzung der translatorischen Freiheitsgrade, um eine feste Einspannung zu realisieren. Zum anderen existiert auch die Möglichkeit, Randbedingungen und Vorgaben während der Laufzeit, basierend auf den aktuellen Ergebnissen, zu verändern. Hierfür werden die sogenannten "Subroutinen" bereitgestellt, die eine direkte Schnittstelle zum Gleichungslöser darstellen. Für jedes Inkrement der Simulation und an jedem Knoten, welcher der Subroutine zugeordnet wurde, werden die enthaltenen Berechnungen ausgeführt und die entsprechenden Variablen der Knoten angepasst.

Für die Simulation des Anstreifvorgangs wird der Rotor als Starrkörper modelliert. Dies bedeutet, dass der Rotor keine Verformungen erfährt. Weiterhin wird die Temperatur des Rotors auf Umgebungstemperatur festgesetzt. Diese Bedingungen stellen zwar starke Vereinfachungen gegenüber den Vorgängen in der Realität dar, allerdings weist der Rotor eine um Größenordnungen höhere Masse und damit auch thermische Trägheit auf, weshalb von einer deutlich schwächeren

Erwärmung im Vergleich zur Dichtspitze ausgegangen werden kann. Ebenso sind Verformungen des Rotors auf Grund der vergleichsweise schwachen Erwärmung und der massiven Struktur nicht zu erwarten.

Die gesetzten Randbedingungen sind in Abb. 6.9 am Beispiel der starren Verschleißprobe dargestellt und werden im Folgenden erläutert.



- 1 Verschiebung der Knoten entgegen x-Richtung
- 2 Temperatur = 20°C
- 3 Symmetrie in y-Richtung
- 4 Wärmeübergang an Umgebung über FILM und h_{Film}
- 5 Strahlung über ϵ
- 6 Verschleiß und Reibung über Subroutinen
- 7 Adaptive Netzverschiebung
- 8 Feste Einspannung, Temperatur = 20°C

Abbildung 6.9: Randbedingungen am FE Modell der Verschleißprobe

6.2.1.2 Reibung und Reibleistung

Da in zweidimensionalen Modellen keine Bewegungen in der dritten Dimension dargestellt werden können, wird die Rotordrehung und damit auch die Reibung zwischen statischer Dichtspitze und bewegtem Rotor über die Subroutine **FRIC** realisiert. Sie bietet die Möglichkeit, den Reibkoeffizienten μ , die Reibleistung \dot{Q}_{Reib} sowie die Schubspannungen im Kontakt τ in Abhängigkeit des Kontaktdruckes p_{Kont} und der Temperatur im Kontakt zu modellieren. Die Reibkräfte und damit auch die Schubspannungen werden nach dem Coulombschen Gesetz mit

$$\tau = \mu \cdot p_{Kont} \quad (6.1)$$

berechnet. Die aus Reibkraft und Relativbewegung resultierende Reibleistung pro Fläche ergibt sich demnach zu:

$$\dot{q}_{Reib} = \mu \cdot p_{Kont} \cdot v \quad (6.2)$$

mit v als Oberflächengeschwindigkeit des Rotors.

Der Kontaktdruck p_{Kont} wird vom Gleichungslöser berechnet und der Subroutine für jeden Zeitschritt neu übergeben. Der Reibkoeffizient μ und die Oberflächengeschwindigkeit v werden

dagegen vom Anwender vorgegeben und müssen zuvor experimentell ermittelt werden. Für die Anwendung in der Subroutine muss Gl. 6.2 noch angepasst werden. Da die Energiemenge pro Zeitschritt benötigt wird, muss der inkrementelle Zeitschritt Δt Berücksichtigung finden. Damit ergibt sich die entstehende flächenspezifische Reibwärme innerhalb eines Inkrements zu:

$$q_{Reib_i} = \mu \cdot p_{Kont} \cdot v \cdot \Delta t \quad (6.3)$$

6.2.1.3 Wärmeübergang an die Umgebung

Die Umformung der Dichtspitze und damit die resultierende Form nach dem Anstreifvorgang hängen ganz entscheidend von den Temperaturgradienten in der Dichtspitze ab. Basierend auf diesen Ergebnissen wird der Wärmeübergangskoeffizient h_{Film} mittels CFD-Simulationen numerisch bestimmt (vgl. 6.1.2) und als Randbedingung an den freien Oberflächen aufgebracht. Mit Hilfe der Subroutine **FILM** kann der Wärmeübergangskoeffizient in Abhängigkeit der Radialkoordinate definiert werden, um so den interpolierten Verlauf nach Abb. 6.6 abzubilden. Der Wärmestrom von der Dichtspitze zur Umgebung wird über

$$\dot{q}_{Film} = h_{Film} \cdot (T - T_U) \quad (6.4)$$

mit T als Temperatur der Oberfläche und T_U als Umgebungstemperatur berechnet.

6.2.1.4 Wärmeübergang im Kontakt

Reibung in Kombination mit Relativbewegung führt immer zu einer Dissipation von Bewegungsenergie. Dieser Vorgang kann in beiden Reibpartnern, oder nur in einem der Reibpartner stattfinden. Da die genauen Vorgänge bei Anstreifvorgängen nicht bekannt sind und die existierenden theoretischen Berechnungsansätze zu viele Unsicherheiten bergen (vgl. Kap. 4.3), wird eine idealisierte Betrachtung gewählt. Aufgrund seiner deutlich höheren Masse und der bei exzentrischem Anstreifen nur punktuell eingeleiteten Wärme weist der Rotor deutlich niedrigere Temperaturen auf als der stationäre Teil. Dies bedingt einen im Vergleich zur Dichtung erhöhten Wärmetransport in Richtung des Rotors.

Die Menge an übertragener Energie wird durch die treibende Temperaturdifferenz ΔT_{Kont} und den Wärmeübergangswiderstand h_{Rot} nach Gl. 4.6 bestimmt. Um in numerischen Simulationen den Wärmeeintrag in die Reibpartner modellieren zu können, ist die Kenntnis über die Aufteilung der entstehenden Reibwärme von enormer Bedeutung. Die Aufteilung kann über ein Modell des sogenannten Wärmeübergangswiderstands gesteuert werden. Über die gemessenen Temperaturen an den Verschleißproben kann eine Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten im Kontakt h_{Rot} erfolgen. In Abb. 6.10 sind dazu die Bilanzräume skizziert. Q_{reib} steht dabei für die insgesamt erzeugte Reibwärme. Auf Grund der hohen Masse und der Drehung des Rotors wird sich über den Kontakt ein Temperaturgradient einstellen. Dieser Gradient verursacht einen Wärmestrom Q_{Rot} über die Kontaktfläche A_k , der von der Verschleißprobe in Richtung des Rotors fließt. Die Wärmeleitung innerhalb der Probe wird über Q_L und die über die Oberfläche abgegebene Wärme als Q_O ausgedrückt. Instationäre Vorgänge führen zu einer Änderung der

enthaltenen thermischen Energie ΔE . Wird ein Zeitpunkt betrachtet, in dem sich die Temperaturen nur noch wenig ändern, können instationäre Vorgänge allerdings vernachlässigt werden und es gilt $\Delta E_{1,2} = 0$. Auch die Wärmeabgabe an die Umgebung über Konvektion und Strahlung kann nach einer Abschätzung der Größenordnungen ($h_O \ll h_{Rot}$) zu Null gesetzt werden.

Mit den Temperaturen T_0, T_1, T_2 im Abstand von 0 mm, 1 mm und 2 mm von der Kontaktstelle lässt sich über die Gleichungen Gl. 6.5 bis Gl. 6.10 ein Ausdruck für die Temperatur in der Kontaktzone nach Gl. 6.11 erstellen. Damit kann aus Gl. 6.5 die Gleichung für den Wärmeübergangskoeffizient (Gl. 6.12) abgeleitet werden. Werden die gemessenen Temperaturen aus den experimentellen Versuchen (vgl. Kap. 5.5) eingesetzt, ergeben sich die in Tab. 6.2 zusammengefassten Werte für h_{Rot} und T_0 . Es zeigt sich, dass für vergleichbare Versuchsbedingungen die Wärmeübergangskoeffizienten für starre und flexible Dichtungen nahezu gleich sind.

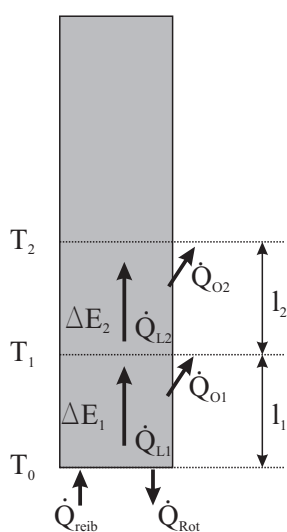


Abbildung 6.10: Wärmeströme an Verschleißprobe

$$\dot{Q}_{reib} = \dot{Q}_{Rot} + \dot{Q}_{L1} + \underbrace{\dot{Q}_{O1}}_{\approx 0} + \underbrace{\Delta E_1}_{\approx 0, \text{stationär}} \quad (6.5)$$

$$\dot{Q}_{reib} = \mu \cdot v \cdot p \cdot A_{Kontakt} \quad (6.6)$$

$$\dot{Q}_{L1} = \frac{\lambda}{l_1} \cdot A_k \cdot (T_0 - T_1) \quad (6.7)$$

$$\dot{Q}_{L2} = \frac{\lambda}{l_2} \cdot A_k \cdot (T_1 - T_2) \quad (6.8)$$

$$\dot{Q}_{Rot} = h_{Rot} \cdot A_k \cdot (T_0 - T_{Rot}) \quad (6.9)$$

$$\dot{Q}_{L2} = \dot{Q}_{L1} + \dot{Q}_{O2} \quad (6.10)$$

$$T_0 = \frac{l_1}{l_2} \cdot (T_1 - T_2) + T_1 \quad (6.11)$$

$$h_{Rot} = \frac{\mu \cdot v \cdot p - \frac{\lambda}{l_2} \cdot (T_1 - T_2)}{T_0 - T_{Rot}} \quad (6.12)$$

Die analytisch ermittelten Ergebnisse dienen als Anfangswert für die iterative Bestimmung von h_{Rot} in den FEM Analysen. In diesem iterativen Prozess wird in mehreren FEM Simulationen h_{Rot} so bestimmt, dass die berechneten Temperaturverteilungen in den Verschleißproben mit den experimentell bestimmten Temperaturprofilen korrelieren.

Tabelle 6.2: Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten im Kontakt anhand gemessener Temperaturen und Anpressdrücke (gemessene Normalkräfte bezogen auf ursprüngliche geometrische Fläche)

Vers.Nr.:	Zustellung mm	Zeit s	$p \cdot v$ $N/ms10^{-6}$	h_{Rot} kW/m^2K	T_0 $^{\circ}C$
starr 1	0,5	21	108	16	575
starr 2	0,5	7	148	20	645
starr 3	1,5	21	177	25	679
starr 4	1,5	7	187	25	682
flex 1	0,5	21	19	16	278
flex 2	0,5	7	21	17	305
flex 3	1,0	7	41	15	571

6.2.1.5 Materialabtrag

Allgemein wird als Verschleiß jede Veränderung des Bauteils mit Auswirkungen auf dessen Funktion bezeichnet. Im Falle einer flexiblen Dichtung kann zwischen zwei grundlegenden Verschleißarten unterschieden werden. Zum einen ist dies der umformende Verschleiß, der lediglich die Form der Dichtspitze durch mechanische Einwirkungen ändert und so den Dichtspalt vergrößert. Darüber hinaus können, wie bereits in Kap. 2.1 erwähnt, Abrundungen und Formänderungen die aerodynamischen Eigenschaften negativ beeinflussen, was einen Anstieg des Durchflusskoeffizienten bewirkt. Zum anderen wird bei einem Anstreifvorgang Material von der Dichtspitze abgetragen, was den Dichtspalt zusätzlich zum umformenden Verschleiß vergrößert. Die experimentellen Ergebnisse aus Kap. 5.5 haben gezeigt, dass vor allem bei niedrigen Anpressdrücken der materialabtragende Verschleiß nicht mehr zu vernachlässigen ist. Gerade bei flexiblen Dichtspitzen, die konzeptbedingt sehr niedrige Kontaktkräfte entwickeln, ist die genaue Vorhersage des Materialabtrags von entscheidender Bedeutung für die Beurteilung der Funktion. Um in den Simulationen diesen Vorgang zu modellieren, wird die Subroutine **UMESHMOTION** eingeführt. Die grundlegende Funktion dieser Subroutine beruht auf der Möglichkeit, Gitterpunkte unabhängig vom zugehörigen Material verschieben zu können. Damit lässt sich eine Änderung des Volumens und damit die Masse eines Modells ändern, ohne dabei Spannungen oder zusätzlich Kräfte an den Knoten zu erzeugen. Der Materialabtrag pro Inkrement wird über ein modifiziertes Archard Modell (vgl. Kap. 4.2) berechnet. Allerdings müssen für die Implementierung der Gleichung in der Subroutine weitere Änderungen vorgenommen werden. Da der Materialabtrag über die Verschiebung von Knoten im Kontakt realisiert wird, ist der Weg h , um den die Knoten verschoben werden sollen, zu ermitteln. In Kap. 5 wurde die Gleichung für den Verschleiß

$$V = k \cdot F_N \cdot s \quad (6.13)$$

mit V als Verschleißvolumen und k als Verschleißkoeffizient eingeführt. Hierin repräsentiert F_N die Anpresskraft und s die zurückgelegte Gleitstrecke. Nach dieser Gleichung ergibt sich h aus dem Volumen $V = A_K \cdot h$ mit A_K für die Kontaktfläche, die dem jeweiligen Knoten zugeordnet

ist. Nach Division von Gl. 6.13 durch A_K ergibt sich für h der Ausdruck:

$$h = k \cdot p \cdot s \quad (6.14)$$

mit p als Anpressdruck. Die Gleitstrecke s wird durch das Produkt aus Gleitgeschwindigkeit v und der aktuellen Versuchszeit t ersetzt und die Exponenten a , b und c (vgl. Kap. 5.3 und Gl.58) eingeführt. Damit ergibt sich für die Verschiebung des Kontaktpunkts:

$$h = k \cdot p^a \cdot v^b \cdot t^c \quad (6.15)$$

Diese Gleichung repräsentiert die gesamte Verschiebung eines Knotens bis zum aktuellen Zeitpunkt t . Auf Grund der Nichtlinearität von Gl. 6.15 muss, um die Verschiebung für das jeweilige Inkrement I berechnen zu können, Gl. 6.15 zum Zeitpunkt t und $t - \Delta t$ gelöst werden. Daraus ergeben sich die Verschiebungen $h_1(t)$ und $h_2(t - \Delta t)$ und die inkrementelle Verschiebung zu $h_I = h_1 - h_2$.

6.2.1.6 Materialdaten

Die Dichtspitzen und auch die Materialproben in den experimentellen Untersuchungen bestehen aus dem gleichen austenitischen Stahl mit der Werkstoffnummer 1.4301. Die Materialeigenschaften wie Wärmeleitfähigkeit, Dichte, thermischer Ausdehnungskoeffizient, E-Modul und temperaturabhängige Spannungs-Dehnungs-Kurven werden aus den Veröffentlichungen von Abdella (2009), Chen und Young (2006), NiDI (1979), Sakumoto et al. (1996), sowie aus frei zugänglichen Materialdatenblättern verschiedener Lieferanten entnommen. In Anhang A.8 sind die Daten, wie sie in den Berechnungen Verwendung finden, dokumentiert.

6.2.2 Kalibrierung und Validierung der Modellierung

Für die Kalibrierung und Validierung der strukturmechanischen Simulationen werden die Versuche an den Verschleißproben aus Kap. 5.5 herangezogen. Es werden fünf verschiedene Fälle betrachtet, die sich in Zustelltiefe, Versuchsdauer, Zustellgeschwindigkeit und Oberflächengeschwindigkeit des Rotors unterscheiden. Somit wird ein breiter Parameterbereich abgedeckt, innerhalb dessen der Modellierungsansatz validiert wird. Die Versuchsmatrix hierzu ist in Tab. 6.3 zusammengestellt.

Um den materialabtragenden Verschleiß und den Wärmeübergang zwischen den Reibpartnern berechnen zu können, müssen die Koeffizienten k und h_{Rot} bekannt sein. Eine wichtige Einflussgröße bei der Bestimmung dieser Koeffizienten ist die wahre Flächenpressung (vgl. Kap. 4.1). Da die wahre Flächenpressung von der wahren Kontaktfläche abhängt und diese nicht gemessen werden kann, wird stattdessen die geometrische Flächenpressung p genutzt. Die geometrische Flächenpressung ergibt sich aus der Normalkraft bezogen auf die geometrische Kontaktfläche. Die Flächenpressung ist sowohl für die generierte Reibleistung (vgl. Gl. 6.2), als auch für den Materialabtrag (vgl. Gl. 6.15) ausschlaggebend. Allerdings ergaben sich bei der Simulation von Anstreifvorgängen mit starren Verschleißproben deutliche Abweichungen der Flächenpressung

im Vergleich zu den experimentellen Daten. Während in den Versuchen die zeitlich gemittelten Kontaktdrücke zwischen $6,7 \cdot 10^5$ MPa und $1,2 \cdot 10^6$ MPa liegen, ergeben die Simulationen Anpressdrücke im Bereich von $1,46 \cdot 10^8$ MPa bis $3,07 \cdot 10^8$ MPa. Versuche mit verfeinertem Netz und verschiedenen Elemententypen konnten die Abweichungen zwar reduzieren, jedoch verbleibt selbst bei einer Zellgröße von $1 \mu\text{m}$ eine Überhöhung um den Faktor 10. Eine mögliche Ursache für diese überhöhte Steifigkeit könnte das Materialmodell sein. Experimentelle Daten für E-Modul und Festigkeitswerte sind für Temperaturen von über 1000°C nicht vorhanden und werden daher extrapoliert. Die überhöhten Kontaktkräfte haben zur Folge, dass sowohl der Wärmeübergangskoeffizient h_{Rot} als auch der Verschleißkoeffizient k nicht direkt aus den experimentellen Daten übernommen werden können, da die Koeffizienten vom Kontaktdruck bzw. der Reibleistung abhängig sind. Daher wird zunächst eine numerische Parameterstudie durchgeführt, um die passenden Werte für die Simulation zu generieren. In dieser Studie werden die Randbedingungen analog zum Versuch 1 (vgl. Tab. 6.3) festgelegt. Durch Variation der Koeffizienten h_{Rot} und k und dem Abgleich der Ergebnisse mit den experimentellen Daten aus Versuch 1, lassen sich die Koeffizienten so bestimmen, dass eine gute Übereinstimmung mit den Versuchsergebnissen gegeben ist. Mit Hilfe der Parameterstudie wird der Verschleißkoeffizient $k = 3,8 \cdot 10^{-17} \text{ s}^{2,5} / \text{kg}^{0,2} \text{ m}^{1,8}$ für die Exponenten (vgl. Gl. 6.16) $a=1,2$, $b=1$ und $c=0,5$ bestimmt. Damit lautet die Gleichung für den Materialabtrag:

$$h = k \cdot 10^{-17} \cdot p^{1,2} \cdot v \cdot t^{0,5} \quad (6.16)$$

Analog ergibt sich der Wärmeübergangskoeffizienten zu $h_{Rot} = 3 \cdot 10^6 \text{ W/m}^2\text{K}$.

Um die Gültigkeit der auf diese Weise kalibrierten Modelle zu überprüfen, werden alle weiteren Validierungsrechnungen mit diesen kalibrierten Gleichungen durchgeführt. Als Beurteilungsgrundlage für die Validierung wird die Güte der Übereinstimmung von Simulation und experimentellen Daten anhand von drei Faktoren betrachtet:

- Der **Temperaturverlauf** an fünf Positionen verteilt auf die radiale Höhe der Verschleißprobe (vgl. Abb. 6.11(a) bis 6.11(e)).
Die Temperaturen spielen zusammen mit den Materialeigenschaften eine wichtige Rolle. Durch die Abhängigkeit der Materialeigenschaften von der Temperatur, allen voran die Streckgrenze, ist es von enormer Bedeutung, dass die Temperaturen in ihrer Höhe und ihrem zeitlichen Verlauf richtig wiedergegeben werden. Anderenfalls hat dies massive Auswirkungen auf die Steifigkeitsgradienten in der Verschleißprobe und damit auf Verformungen der Dichtspitze. Stimmen die Temperaturen überein, können die Annahmen und Modellierungen in Bezug auf Wärmeübergänge und Wärmeströme als gerechtfertigt betrachtet werden.
- Der **Materialabtrag** in Form von Masse, die das Modell über den simulierten Anstreifvorgang verloren hat.
Um eine fundierte Aussage über die Vorteile eines flexiblen Dichtsystems treffen zu können, muss der Materialabtrag vorhersagbar sein.
- Die **resultierende Form** der verschlissenen Dichtspitze.

Die Form hat einen entscheidenden Einfluss auf die aerodynamischen Eigenschaften der Dichtungen. Neben der Spaltweite stellt die Form der Dichtspitze den wichtigsten Einflussparameter auf die Effektivität der Dichtungen dar und wird daher als Validierungsmerkmal herangezogen.

Tabelle 6.3: Versuchsmatrix FEM

Versuch Nr.:	Zustellung [mm]	Zustellgeschwindigkeit [mm/s · 10 ⁻³]	Versuchsdauer [s]	Rotorgeschwindigkeit [m/s]
Starr - 1	0,5	24	21	165
Starr - 2	0,5	72	7	165
Starr - 3	1,5	72	21	165
Starr - 4	1,5	214	7	165
Starr - 5	0,5	24	21	110

Betrachtet werden zunächst die Temperaturverläufe der fünf Fälle, wie sie in den Abb. 6.11(a) bis Abb. 6.11(e) zusammen mit den real gemessenen Temperaturverläufen dargestellt sind. Genau wie im Experiment steigen die Temperaturen schnell an und erreichen schon nach ca. 3 s bis 4 s eine Temperatur von 500° C. In den Versuchen 1, 3 und 5, die eine Versuchsdauer von 21 s aufweisen, ist die Ausbildung eines Temperaturplateaus nach ca. 5 s zu erkennen. Auch dies wird von den FEM Simulationen korrekt wiedergegeben. Ab diesem Zeitpunkt stehen die Wärmeeinträge und Abflüsse im Gleichgewicht. Werden die absoluten Temperaturniveaus aus Simulation und Versuch gegenübergestellt, treten bei den Versuchen mit den geringsten Zustellraten (Versuch 1 und 5) die größten Abweichungen auf. Während die Temperaturen in der Simulation mit der Zeit stetig ansteigen, nehmen die gemessenen Temperaturen nach einer Versuchsdauer von etwa 10 s wieder ab. Hingegen ergibt sich in den Simulationen mit schnellerer Zustellung (Versuche 2, 3 und 4) eine weitaus bessere Übereinstimmung der Temperaturverläufe. Die erhöhten Abweichungen bei niedrigeren Zustellraten lassen sich auf die in Kap. 5.5 erörterten Phänomene bei der Versuchsdurchführung zurückführen. So wird durch das zyklische Abheben der Proben vom Rotor der Wärmestrom von der Kontaktstelle in die Verschleißprobe unterbrochen. Dies führt zu einer lokalen Abkühlung, was wiederum einen Rückgang der Wärmedehnungen verursacht. Bei niedrigen Zustellgeschwindigkeiten kann diese Längenänderung der Probe nicht schnell genug ausgeglichen werden. Dieser Mechanismus verstärkt sich mit dem Anstieg der gemittelten Temperaturen in der Verschleißprobe, was ein Absinken der Temperaturen gegen Ende des Versuchs zur Folge hat. In Anbetracht der hohen Schwankungsbreite der experimentellen Versuchsergebnisse stimmen die Temperaturen sehr gut mit den Versuchsergebnissen überein. Neben den Temperaturverläufen wird auch der Materialabtrag betrachtet. Die Simulationsergebnisse werden den experimentellen Daten gegenübergestellt und es ergeben sich die in Tab. 6.4 gezeigten relativen Abweichungen. Diese liegen in allen Versuchen im Bereich von ±10%.

Tabelle 6.4: Prozentuale Abweichung des berechneten und gemessenen Materialverlusts

Versuch Nr.:	Zustellung [mm]	Versuchsdauer [s]	Rotorgeschwindigkeit [m/s]	Abweichung
Starr - 1	0,5	21	165	0%
Starr - 2	0,5	7	165	10%
Starr - 3	1,0	21	165	9%
Starr - 4	1,0	7	165	-3%
Starr - 5	1,0	21	110	1%

Für die Beurteilung der Leckage nach einer Kollision von Dichtstreifen und drehendem Rotor ist neben der Spaltweite vor allem der Durchflusskoeffizient entscheidend. Dieser wird maßgeblich durch die Form der Dichtspitze, wie sie sich nach einem Anstreifvorgang ergibt, beeinflusst. Aus diesem Grund wird nachfolgend die simulierte Verformung der Verschleißproben mit den entsprechenden experimentellen Ergebnissen verglichen. Dazu sind in Abb. 6.12 die Ergebnisse aus den experimentellen Versuchen den berechneten Geometrien gegenübergestellt. Wie deutlich zu erkennen ist, wird das typische Verschleißmerkmal, das sogenannte Aufpilzen, durch die Simulationen gut wiedergegeben. Die Verformungen entstehen durch das Aufheizen des Materials in der Kontaktzone, was zu einer drastischen Erweichung führt. Dieses erweichte Material wird durch das kühlere und damit festere Material, das in Richtung des Rotors geschoben wird, nach außen verdrängt. Dort rollt sich der verdrängte Werkstoff auf und führt zu einer Verrundung der Verschleißprobe im Bereich der Kontaktzone. Die Rundungen sowie die Verbreiterung der Verschleißproben werden für vier von fünf Versuchen gut wiedergegeben. Lediglich für den Versuch mit verringerter Oberflächengeschwindigkeit (Versuch 5) ergeben sich Abweichungen in Bezug auf die absolute Verformung.

Mit der Betrachtung der drei Validierungsmerkmale Materialabtrag, Temperaturverlauf und Verformung, konnte gezeigt werden, dass die Simulationsergebnisse gut mit den experimentellen Daten korrelieren. Damit sind die Modellierungsansätze und die Kalibrierung der Modelle, im Rahmen der betrachteten Parameter und der eingesetzten Materialkombination, für starre Dichtspitzen validiert.

Nach der Simulation von Anstreifvorgängen mit starren Dichtstreifen werden im Folgenden Versuche mit flexiblen Verschleißproben betrachtet. Bei den Verschleißproben handelt es sich um Einzelsegmente der flexiblen Dichtungskonfiguration V1 (vgl. Kap. 5.5). Der Versuchsaufbau ist dabei der gleiche, wie er schon bei den Versuchen mit den starren Verschleißproben verwendet wurde. Die Validierung der Simulationen erfolgt anhand von drei Fällen, wie sie in Tab. 6.5 zusammengefasst werden.

Um die Simulationen durchführen zu können, müssen der Reibkoeffizient, der Verschleißkoeffizient sowie die Koeffizienten für die Wärmeübergänge an die Luft und den Rotor spezifiziert werden. Im Gegensatz zu den Simulationen mit starren Verschleißproben werden die Kontaktdrücke für die flexiblen Verschleißproben richtig wiedergegeben. Die Abweichungen zwischen

Tabelle 6.5: Versuchsmatrix FEM Variante V1

Versuch Nr.:	Zustellung [mm]	Zustellgeschwindigkeit [mm/s · 10 ⁻³]	Versuchsdauer [s]	Rotorgeschwindigkeit [m/s]
V1 - 1	0,5	24	21	165
V1 - 2	0,5	72	7	165
V1 - 3	1,0	143	7	165

Simulation und experimentellen Daten liegen hier im Bereich der Messunsicherheit. Daher werden die Koeffizienten über die experimentellen Daten aus Kap. 5.5 bestimmt. Der Reibkoeffizient μ schwankte in den Versuchen zwischen Werten von 0,2 bis 0,4. Über die Versuche gemittelt ergab sich ein Wert von ca. 0,3. Dieser Wert wird, zusammen mit dem Verschleißkoeffizient $k^* = 1,2e^{-13}s^{2,5}/kg^{0,2}m^{1,8}$ in den FEM Simulationen übernommen. Der Koeffizient für den Wärmeübergang an die Luft wird wie im Falle der starren Verschleißproben mittels CFD ermittelt und als Randbedingung über die Subroutine **Film** implementiert. Lediglich der Wärmeübergangskoeffizient im Kontakt wird über eine Parameterstudie ermittelt und mit $h_{Rot} = 1.7e4 W/m^2K$ festgelegt. Dieser Wert stimmt mit den analytisch abgeschätzten Werten in Tab. 6.2 sehr gut überein und wird als Vorgabe in den Simulationen übernommen. Die Ergebnisse werden anschließend anhand der Kriterien Temperaturverteilung, Materialabtrag und Spaltweitenänderung verglichen.

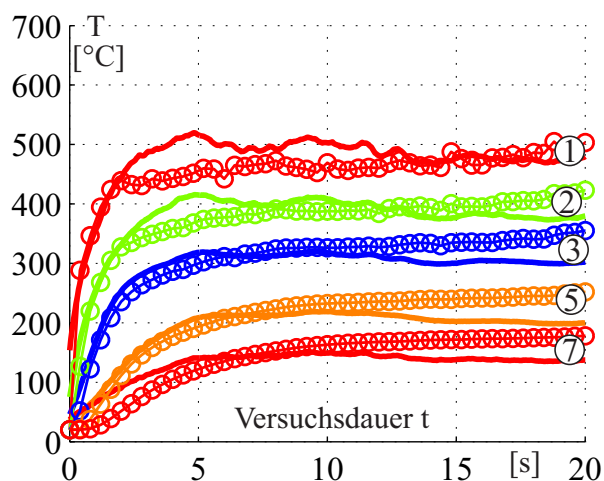
In den Abb. 6.13(a) bis 6.13(c) sind die Temperaturverläufe an den Positionen "0" und "1" dargestellt. Die Nummerierung gibt dabei den Abstand zum Rotor in Millimetern an. Auf Grund der abgewinkelten Form von Probe V1, steht nur ein kleiner Bereich für die Messpunkte zu Verfügung, weshalb nur diese zwei Punkte betrachtet werden können. Die berechneten Verläufe zeigen durchgehend einen linearen Anstieg der Temperaturen. Die Abweichungen zu den Messdaten können mit einer ungleichmäßigen Aufheizung der Proben aufgrund eines wandernden beziehungsweise außermittigen Kontaktpunkts erklärt werden (vgl. Abb. 5.20). Dennoch werden die Maximaltemperaturen und die Tendenzen gut wiedergegeben, was die Vorgaben für die Reib- und Wärmeübergangskoeffizienten bestätigt. Weitere Punkte für die Validierung der Modellierung stellen der Materialabtrag und die damit einhergehende Längenänderung der Verschleißprobe dar. Wie aus den experimentellen Versuchen bereits bekannt (vgl. Kap. 5.5), treten an den flexiblen Dichtstreifen keine nennenswerten plastischen Verformungen auf. Der Verschleiß wird demnach nahezu ausschließlich durch den Materialabtrag hervorgerufen. Daher ist eine genaue Vorhersage des Materialverlusts unerlässlich, um eine realistische Berechnung der Spaltweitenänderung durch einen Anstreifvorgang an einer flexiblen Dichtung durchführen zu können. In Tab. 6.6 sind die gemessenen und die berechneten Werte für den Materialabtrag und die daraus resultierende Längenänderung gegenübergestellt. Wie sich zeigt, können mit dem Verschleißkoeffizienten, wie er aus den experimentellen Versuchen ermittelt wurde, realistische Beträge für den Verschleiß einer flexiblen Dichtung abgeleitet werden. Dies steht im Gegensatz zu den Simulationen mit starren Dichtstreifen, bei denen der experimentell ermittelte Verschleißkoeffizient, auf Grund der

überhöhten Flächenpressung nicht direkt eingesetzt werden konnte.

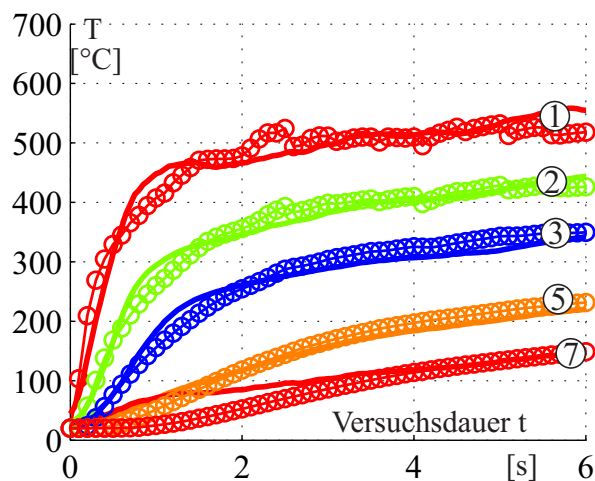
Tabelle 6.6: Vergleich Experiment/FEM: Materialabtrag Δm und Längenänderung Δl an Verschleißprobe V1

Versuch Nr.:	Δm		Abweichung	Δl		Abweichung
	[mg]			[mm]		
	EXP	FEM		EXP	FEM	
V1 - 1	0,86	0,885	-3%	0,09	0,088	-2%
V1 - 2	0,54	0,56	-3%	0,05	0,047	-6%
V1 - 3	1,3	1,27	+3%	0,145	0,130	-10%

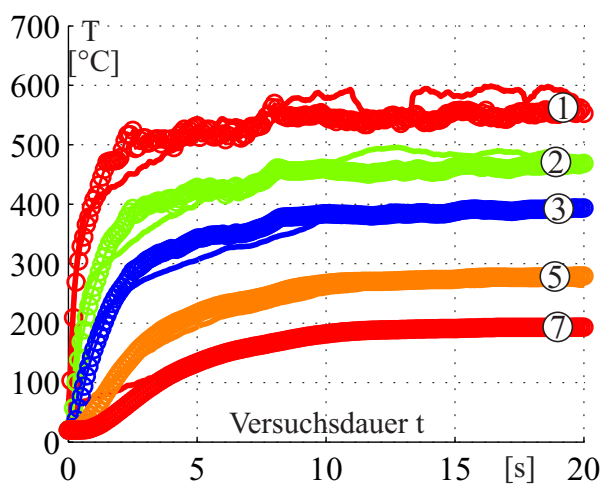
Die Resultate der Simulationen und deren Vergleich mit den experimentellen Ergebnisse haben gezeigt, dass das Vorgehen und die Modellierung der Wärmeübergänge und des Verschleißes realistische Ergebnisse in Bezug auf Verformung und Materialabtrag liefern können. Auf dieser Grundlage ist es nun möglich, verschiedene Dichtungsvarianten und Anstreiffälle numerisch zu untersuchen.



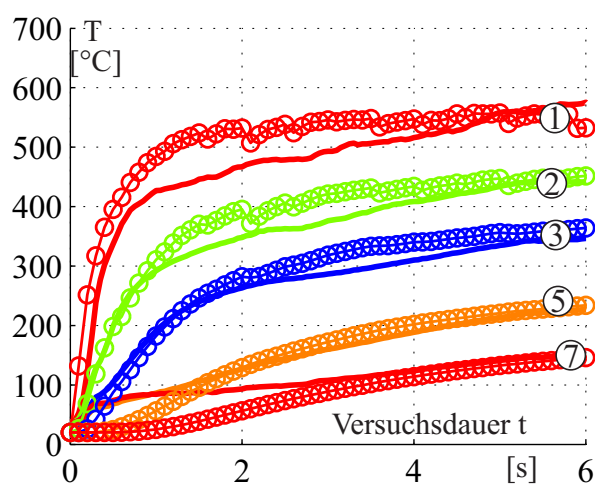
(a) Versuch 1, Zust.:0,5mm/21s bei 165m/s



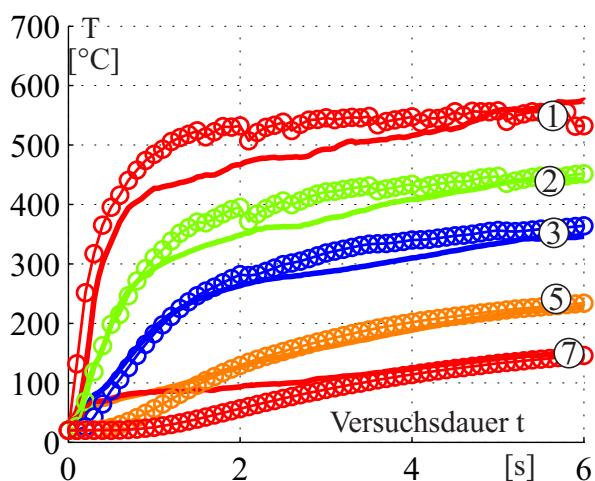
(b) Versuch 2, Zust.:0,5mm/7s bei 165m/s



(c) Versuch 3, Zust.:1,5mm/21s bei 165m/s



(d) Versuch 4, Zust.:1,5mm/7s bei 165m/s



(e) Versuch 5, Zust.:0,5mm/21s bei 110m/s

Abstand zur Kontaktfläche

① 1 mm

② 2 mm

③ 3 mm

⑤ 5 mm

⑦ 7 mm

○ FEM Ergebnisse

— Experimentelle Ergebnisse

Abbildung 6.11: Vergleich Temperaturverläufe: FEM / Versuch: Starre Verschleißproben

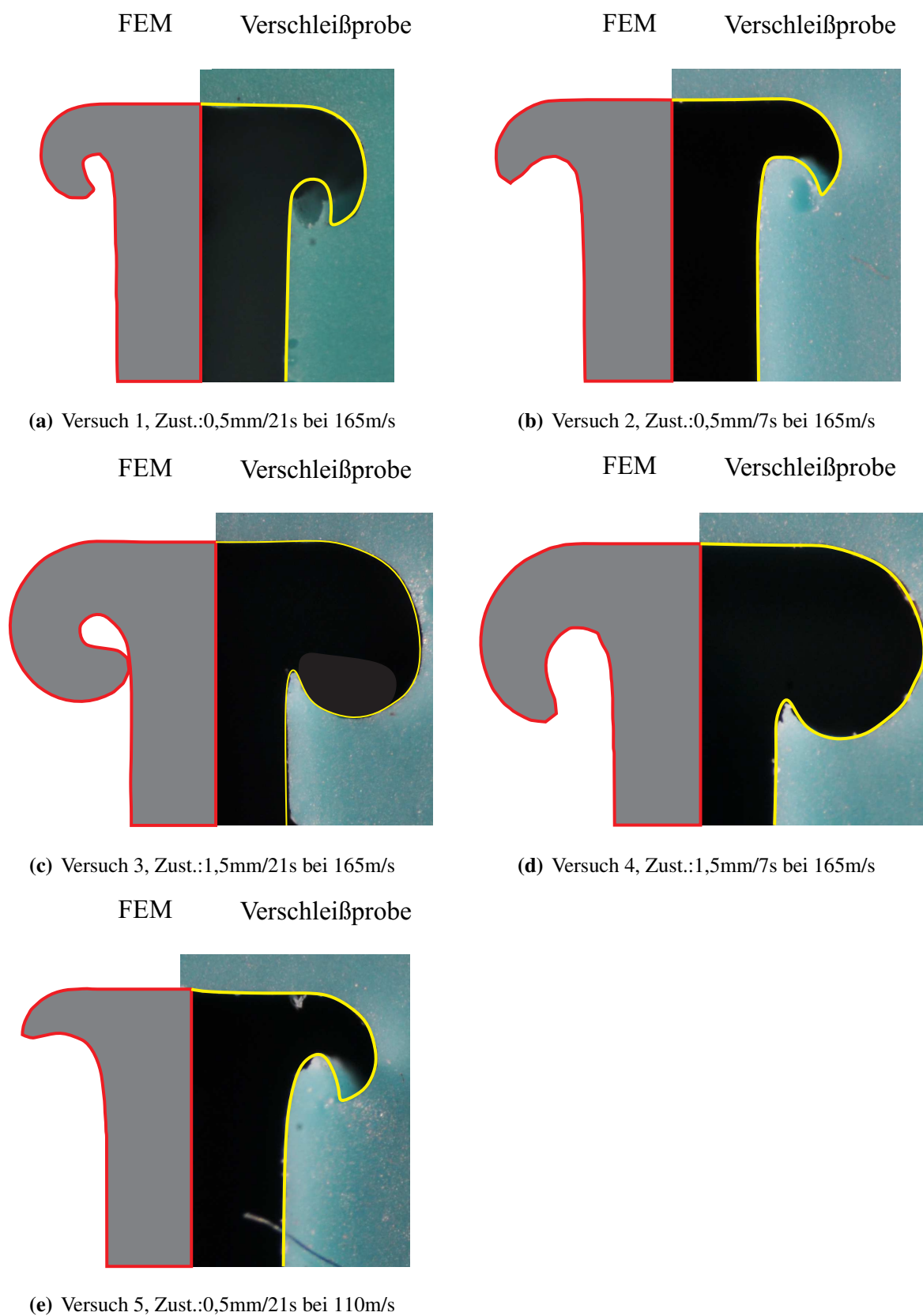
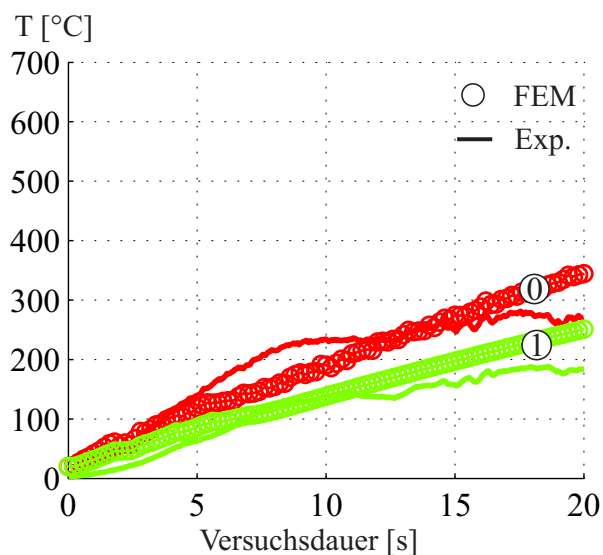
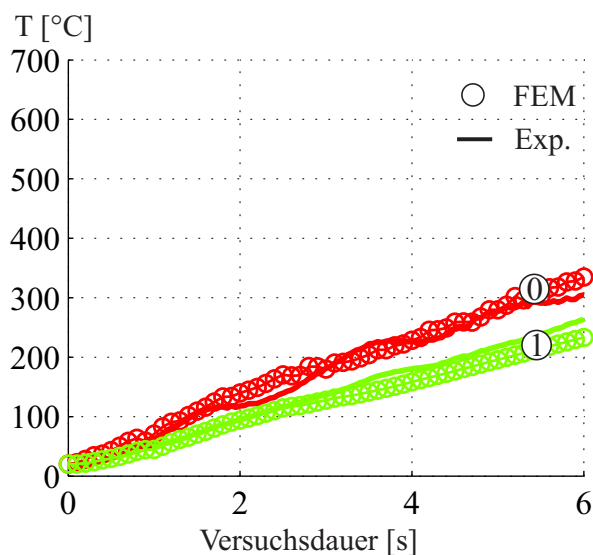


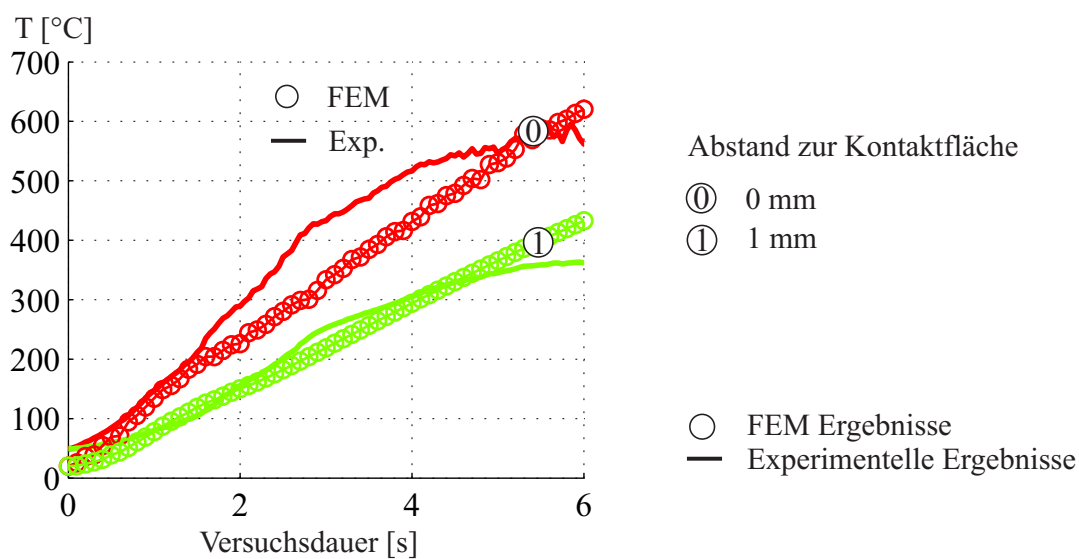
Abbildung 6.12: Vergleich der deformierten Konturen der starren Verschleißproben aus FEM und Versuch



(a) Versuch 1, Zust.:0,5mm/21s bei 165m/s



(b) Versuch 2, Zust.:0,5mm/7s bei 165m/s



(c) Versuch 3, Zust.:1,0mm/7s bei 165m/s

Abbildung 6.13: Temperaturverläufe - Verschleißproben V1

7 Anwendung und Ergebnisse

In diesem Kapitel werden die validierte Methodik und die Berechnungsmodelle aus Kap. 6 auf verschiedene Labyrinthdichtungskonfigurationen angewendet. Durch die numerische Betrachtung ist es möglich, die Dichtungskonfigurationen unter denselben Bedingungen zu untersuchen und damit vergleichbare Ergebnisse zu erhalten, die eine Aussage über das Potential der erreichbaren Leckagereduktion von flexiblen Dichtungen zulassen. Die betrachteten Konfigurationen sind in Abb. 7.1 dargestellt. Die Konfigurationen "Referenz" und "V1-1" wurden bereits in Kap. 5 vorgestellt. Wie bereits erwähnt setzt sich das Referenzlabyrinth aus einem gestuften Rotor und vier geraden starren Dichtspitzen zusammen. Diese Konfiguration ist als Kammutlabyrinth bekannt und wird in ähnlicher Art in heutigen Dampfturbinen als Deckbanddichtung eingesetzt. Die Dichtungskonfigurationen V1 leiten sich von dieser Konstruktion ab. Jedoch werden die mittleren zwei Spitzen durch eine doppelt gekrümmte und segmentierte Dichtlippe ersetzt. Somit ermöglicht diese Konstruktion den Einbau der GSD in den bereits vorhandenen Bauraum. Da bei der Montage die flexiblen Dichtstreifen zusammen mit dem letzten starren Dichtstreifen im Gehäuse verstemmt werden, ist keine weitere Bearbeitung des Gehäuses oder des Rotors nötig. Damit eignet sich Konfiguration "V1" auch als Nachrüstlösung für bereits existierende Maschinen. Durch den Wegfall der mittleren Dichtspitzen ergeben sich allerdings nur noch drei statt vier Drosselstellen. Um diesen Nachteil auszugleichen, wird der Dichtspalt an der flexiblen Dichtung um 50 % auf 0,15 mm reduziert. Bei den verbleibenden starren Dichtspitzen wird das Nominalspaltmaß von 0,3 mm beibehalten.

Die Varianten V1-1, V1-2 und V1-3 unterscheiden sich lediglich in der Form der Segmentspitzen. V1-1 stellt dabei den fertigungstechnisch einfachsten Fall dar, da die Segmente aus Blechstreifen geschnitten werden können und nach der Kantung keine weiteren Bearbeitungsschritte erfordern. Allerdings ergibt sich mit dieser Spitzengeometrie zu Beginn des Anstreifvorgangs eine sehr kleine Kontaktzone, da nur eine Kante den Rotor berührt. Deshalb weist Variante V1-2 eine abgeflachte Spitze auf, um die Kontaktfläche groß und damit die Anpressdrücke geringer zu halten. Mit den Erkenntnissen, die aus der Untersuchung dieser Varianten gewonnen wurden, wird die Variante V1-3 entwickelt. Diese Variante zeichnet sich durch einen abgewinkelten und damit stark verlängerten sowie dickeren Spitzenbereich aus. Mit diesen geometrischen Anpassungen sollen der Verschleiß weiter reduziert und die Leckage klein gehalten werden.

Die dritte Dichtungskonfiguration "V2-1" leitet sich von der ebenfalls in Kap. 5 untersuchten Konfiguration V2 ab. Während bei V2 nur die letzte Dichtspitze gegen einen flexiblen Dichtstreifen ausgetauscht wurde, werden bei V2-1 alle vier Dichtspitzen als flexible gekrümmte Segmente mit einem Dichtspalt von 0,15 mm ausgeführt. Zudem wird die Spitze der Segmente verbreitert, um so eine höhere Auflagefläche während des Kontakts zwischen Rotor und Dichtspitze zu schaffen. Die geometrischen Abmessungen wurden dabei so angepasst, dass auch hier der Bauraum nur geringfügig in axialer Richtung erweitert werden müsste. Allerdings reduziert sich der Bereich, der für eine relative Axialverschiebung des Rotors gegenüber dem Stator zur Verfügung steht, aufgrund der gekrümmten Form.

Im Allgemeinen müssen bei der Konstruktion von Labyrinthdichtungen eine Vielzahl von Faktoren berücksichtigt werden. Vor allem die Relativbewegungen zwischen rotierenden und

stationären Maschinenteilen, Vorgaben für den Bauraum und aerodynamische Aspekte ergeben die Randbedingungen für die Konstruktion. Vor diesem Hintergrund sind die ausgewählten Konfigurationen und Anstreiffälle als Referenzfälle anzusehen, um das Potential dieser Art von Dichtung untersuchen zu können.

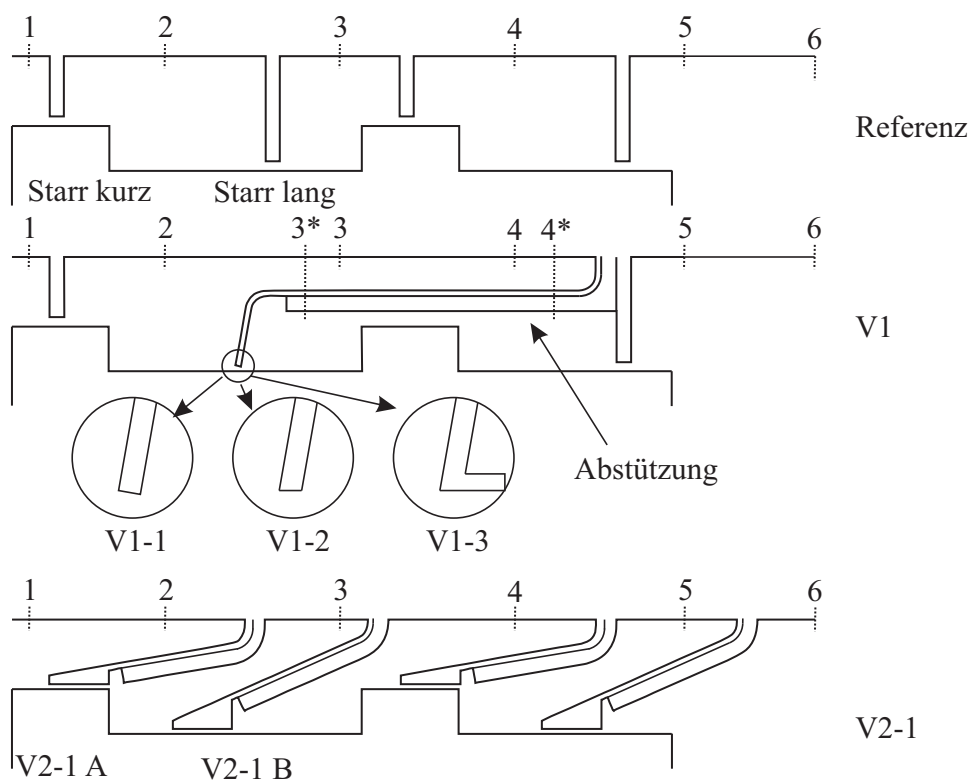


Abbildung 7.1: Numerisch untersuchte Dichtungskonfigurationen mit nummerierten Druckmessstellen

Da das Prinzip einer flexiblen Dichtung auf der Reduzierung des Verschleißes bei Kontakten zwischen Rotor und Dichtspitze beruht, kann als Folge der Dichtspalt verkleinert werden. Dabei ergeben sich folgende Fragestellungen:

- Wie verhält sich ein flexibler Dichtstreifen im Vergleich zu starren Dichtstreifen bei identischem relativem Rotorversatz (höhere tatsächliche Überdeckung, auf Grund der reduzierten Spaltweite bei flexiblen Dichtstreifen) ?
- Auf Grund der reduzierten Spaltweite ist eine deutlich höhere Anzahl an Kontakten sehr wahrscheinlich. Ergeben sich trotz dieses Umstandes Vorteile in der Leckage?
- Gibt es Optimierungspotential zu den in der Literatur bereits erwähnten und in Kap. 2 vorgestellten Konzepten ?

Um diese Fragen zu klären, werden mit den drei Konfigurationen Referenz, V1 und V2 unterschiedliche Anstreiffälle simuliert und die Ergebnisse in Bezug auf Verschleiß und Leckage

analysiert. Hierfür wird zunächst der Verschleiß mit den in Kap. 6 entwickelten Modellen simuliert. Anschließend wird die Leckage der Konfigurationen im nominellen und im verschlissenen Zustand mittels CFD ermittelt und die Ergebnisse gegenübergestellt.

7.1 Verschleiß - Fall 1

Betrachtet werden zunächst die Resultate für den **Fall 1**, welcher typischerweise bei schnellen An- oder Abfahrvorgängen auftreten könnte. Beim Starten einer Dampfturbine treten hohe Temperaturgradienten auf, was zu einer ungleichmäßigen Ausdehnung von Gehäuse und Rotor führt. Daher wird eine radiale Rotorverschiebung von 0,5 mm simuliert. Der zeitliche Ablauf gliedert sich in zwei Phasen. In den ersten zehn Sekunden (Phase1) erfolgt die lineare Zustellung bis auf den Maximalwert. In den folgenden zehn Sekunden (Phase2) erfolgt die Rückstellung des Rotors auf seine Ausgangsposition. Für die starren Dichtstreifen bedeutet dies, dass sie, ausgehend von einem ursprünglichen Spalt von 0,3 mm, einer Überdeckung von 0,2 mm ausgesetzt werden, wohingegen bei den flexiblen Dichtstreifen, auf Grund ihres kleineren nominellen Dichtspalts von 0,15 mm, eine maximale Überdeckung von 0,35 mm auftritt.

7.1.1 Referenzkonfiguration

Da starre Dichtstreifen nur über eine vernachlässigbare Nachgiebigkeit verfügen, entwickeln sich schon bei minimalen Überdeckungen enorme Kontaktkräfte, die zu einer raschen Erwärmung führen. In Abb. 7.2 sind die Kraftverläufe über die Anstreifdauer aufgetragen. In Phase 1, in der eine stetige Zunahme der Überdeckung vorgegeben wird, steigen die Kontaktkräfte unter starken Schwankungen kontinuierlich an. Die Schwankungen im Kraftverlauf können mit dem Zusammenspiel aus thermischen Dehnungen und Materialeigenschaften erklärt werden. Da sich das Material der Dichtspitzen auf Grund der hohen Temperaturen ausdehnt, die feste Einspannung zwischen Gehäuse und Rotor eine Längenänderung jedoch verhindert, werden Spannungen hervorgerufen. Diese Spannungen werden in zusätzliche elastisch/plastische Verformungen umgesetzt. Verliert die Dichtspitze in dieser Phase den Kontakt zum Rotor, sinken die Temperaturen und die Wärmedehnung geht zurück. Diese "Schrumpfung" kann, je nach Zustellgeschwindigkeit, nicht instantan kompensiert werden und es kommt zum Abheben der Dichtspitze vom Rotor. Das Auftreten dieses Phänomens hängt in erster Linie vom Verhältnis von elastischer zur thermischer Dehnung und der Zustellrate ab. Können die elastischen Dehnungen oder die Zustellung den Verlust an thermischer Dehnung ausgleichen, bleibt der Kontakt bestehen. Je länger und damit elastischer eine Dichtspitze ausgeführt wird, umso unwahrscheinlicher wird ein zwischenzeitliches Abheben. Dieses Phänomen konnte bereits in den experimentellen Versuchen in Kap. 5.5 beobachtet werden.

In der zweiten Phase, in welcher der Abstand zwischen Rotor und Stator größer wird, tritt kein weiterer Kontakt auf. Lediglich der Rückgang der thermischen Dehnungen sorgt für eine weitere Verkürzung der Dichtstreifen. In Abb. 7.3 sind diese Längenänderung der starren Dichtspitzen

über der Versuchsdauer dargestellt. Nach der linearen Zustellung in Phase 1 folgt eine weitere Verkürzung durch die Abkühlung. Als Folge vergrößert sich der Dichtspalt nicht nur um die simulierte Überdeckung von 0,2 mm, sondern um 0,23 mm an der langen und 0,22 mm an der kurzen Dichtspitze.

Die Erwärmung der starren Dichtspitze auf über 1000°C im Kontakt führt zudem zu einem Rückgang der Materialfestigkeit und damit zu plastischen Verformungen. Nach dem simulierten Anstreichvorgang ergeben sich die in Abb. 7.4 dargestellten Verschleißformen. Es sind die typische Aufpflanzung einhergehend mit Abrundung, Verbreiterung und deutlicher Verkürzung zu erkennen. Dabei fallen nur geringe Unterschiede im Vergleich der längeren mit der kürzeren Dichtspitze auf. Durch die Aufpflanzung verbreitert sich die Dichtspitze auf nahezu die doppelte Breite.

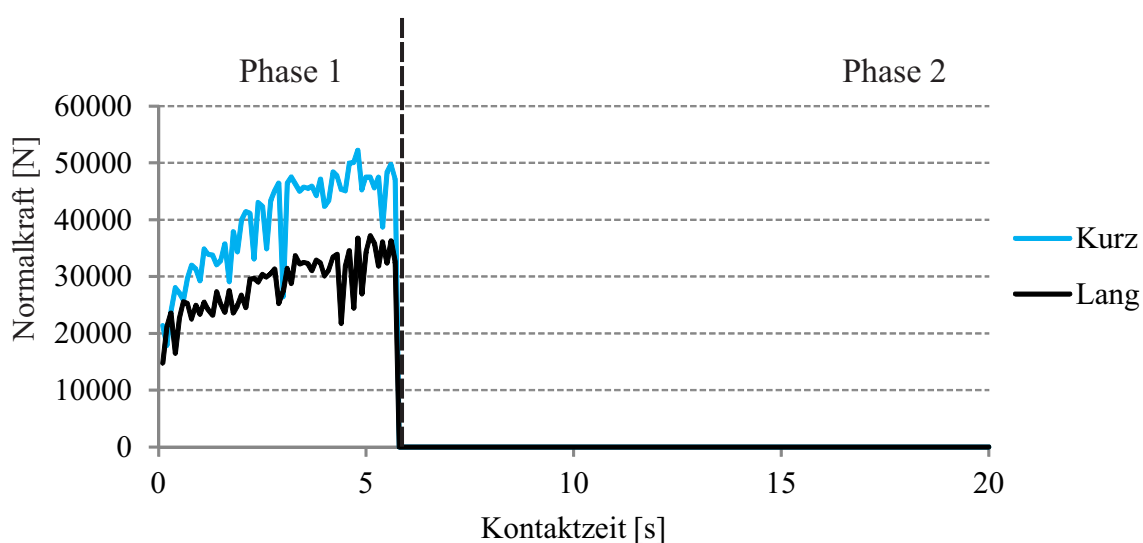


Abbildung 7.2: Verlauf Anpresskraft

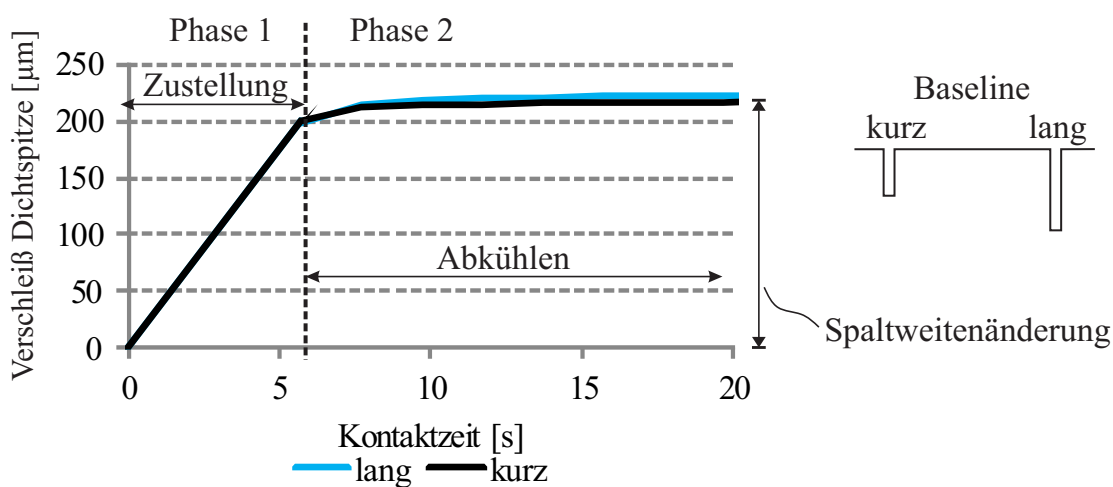


Abbildung 7.3: Position der flexiblen Dichtspitzen im Verlauf der Simulation (Fall 1)

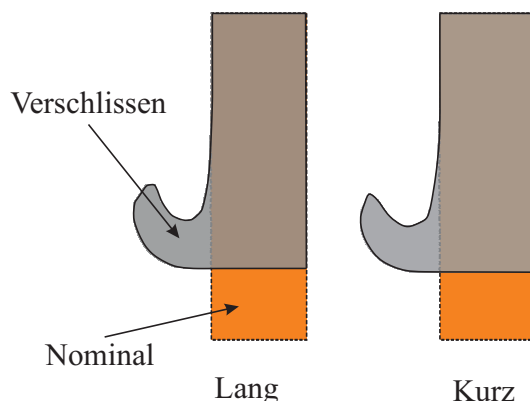


Abbildung 7.4: Vergleich vor und nach Kontakt - Referenzdichtstreifen

7.1.2 Konfiguration V1

Im Gegensatz zu den starren Dichtstreifen erfahren die flexiblen Dichtelemente vorwiegend elastische Verformungen. Ähnlich einer elastischen Feder nehmen die Segmente die Überdeckung auf und federn nach der Kompression in ihre Ausgangslage zurück. Auch thermische Dehnungen werden elastisch kompensiert, sodass ein stetiger Anstieg der Anpresskräfte bis zum Erreichen der maximalen Zustellung zu beobachten ist (vgl. Abb. 7.5). Auf Grund des langen Hebelarms der Konfiguration V1 ergeben sich nahezu lineare Kraft-Wegverläufe. Da der Materialabtrag die Dichtspitze stetig verkürzt, fällt die Steigung der Kurve in Phase zwei geringfügig höher aus und der Kontakt endet nach 17 Sekunden. Abbildung 7.6 zeigt den zeitlichen Verlauf des Verschleißes. Dabei wird der Verschleiß sowohl an der Vorderkante (1) als auch an der Hinterkante (2) der Dichtspitzen getrennt berücksichtigt, da sich hier deutliche Unterschiede zeigen können. Durch die zunehmende Überdeckung steigen die Kontaktkräfte und somit auch die Verschleißrate (Steigung der Verschleißkurve) bis zum Erreichen der Maximalen Zustellung an, um in Phase zwei abzufallen. Da der Kontakt zwischen Rotor und Dichtlippe auch in Phase zwei zunächst erhalten bleibt, wird auch die Verschleißrate nicht zu Null und der absolute Verschleiß steigt weiter an. Diese ist jedoch nicht auf das Abkühlen, wie bei den starren Dichtstreifen, zurückzuführen, sondern auf den andauernden Kontakt der Dichtspitze mit dem Rotor und dem damit verbundenen Materialabtrag.

Die Auswirkungen der unterschiedlichen Spitzenformen an den Konfigurationen V1-1, V1-2 und V1-3, sind aus Abb. 7.7 ersichtlich. So ergeben sich nur geringe Unterschiede im Vergleich der Dichtspitze mit eckiger (V1-1) und abgeflachter Spitze (V1-2). Die resultierende Spaltweitenänderung beträgt bei V1-1 $96 \mu\text{m}$ und bei V2-1 $85 \mu\text{m}$. Auch die Dichtspitzenform bildet sich in ähnlicher Weise aus. So entsteht in beiden Fällen nach dem Anstreifen eine abgeflachte Spitze mit scharfkantiger Vorder- und Hinterkante. Im Gegensatz dazu fällt die Spaltweitenänderung für die Variante V1-3 sehr viel geringer aus. Mit dieser Konstruktion tritt an der Vorderkante kein Materialabtrag auf. Die Erklärung liefert der Hebelarm, der durch die verlängerte Spitze entsteht. Er sorgt dafür, dass die Vorderkante der Dichtspitze während des Anstreifvorgangs vom Rotor abgehoben wird und nur der hintere Teil der Spitze in Kontakt bleibt. Dadurch unterliegt nur der weiter stromab gelegene Teil der Dichtspitze einem Verschleiß. An der Hinterkante ergibt

sich damit eine Vergrößerung des Dichtspalts von $37 \mu\text{m}$. Auf Grund der fehlenden plastischen Deformation bleiben die Kanten in allen Fällen scharfkantig.

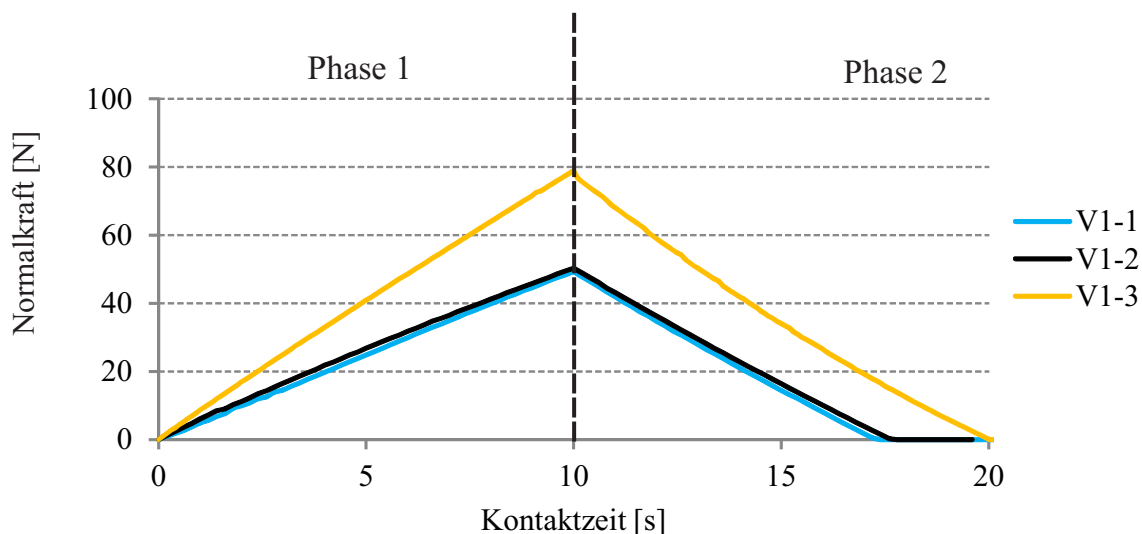


Abbildung 7.5: Verlauf Anpresskraft

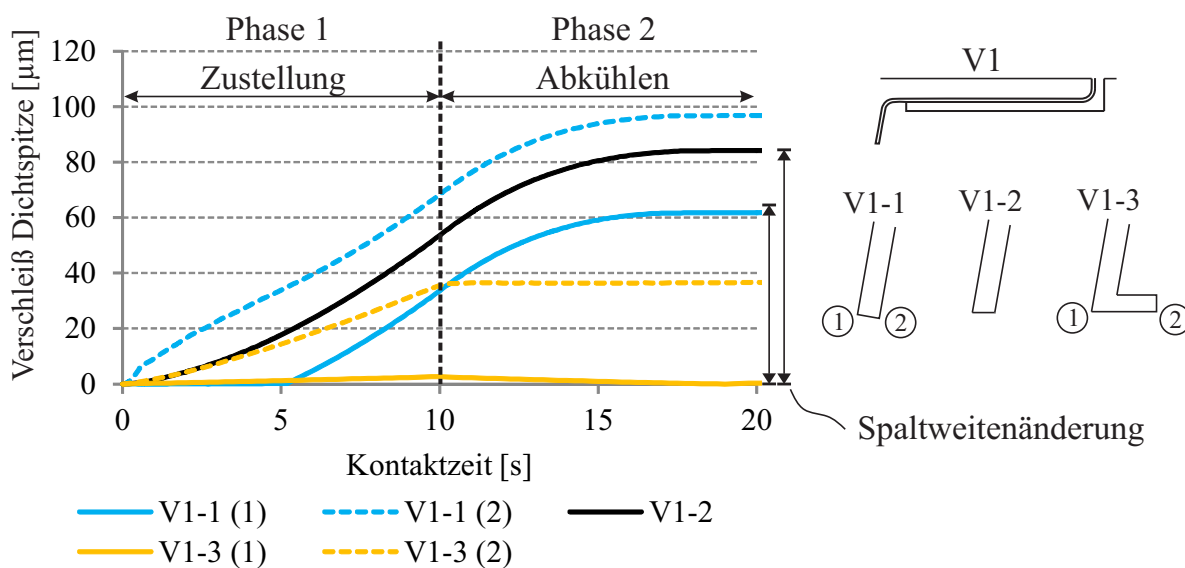


Abbildung 7.6: Position der flexiblen Dichtspitzen im Verlauf der Simulation (Fall 1)

7.1.3 Konfiguration V2

Die Kraft-Weg Kurve der Variante V2-1 (vgl. Abb. 7.9) weist eine leichte Krümmung und einen Sprung beim Wechsel von Phase 1 zu Phase 2 auf. Dies lässt sich auf einen wandernden Kontaktpunkt zwischen Dichtspitze und Rotor zurückzuführen. Auf Grund der verbreiterten

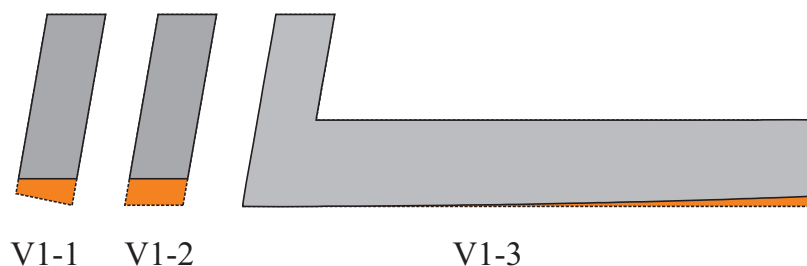


Abbildung 7.7: Vergleich vor und nach Kontakt -V1

Spitze der flexiblen V2-1 Segmente tritt zunächst nur ein linienförmiger Kontakt an der stromab liegenden Kante (2) auf (vgl. Abb. 7.8). Durch den Materialabtrag wird die Kontaktfläche zunehmend größer, reicht im betrachteten Fall aber nicht bis an die stromauf liegende Spitze (1) heran. Wie in Abb. 7.8 zu erkennen ist, wird der vordere Teil der Spitze (1) vom Rotor abgehoben, so dass an dieser Stelle zunächst kein Verschleiß auftreten kann. Erst in der Rückstellphase (Phase 2) kommt auch dieser Bereich erstmals in Kontakt mit dem Rotor. Veranschaulicht wird dieser Ablauf nochmalig in Abb. 7.10, in der die Verschiebungen der zwei Positionen (1) und (2) an der Dichtspitze über die Anstreifdauer aufgetragen sind.

Werden die resultierenden verschlissenen Dichtspitzen betrachtet, fällt ein zunehmender Materialabtrag von der Vorderkante Richtung Hinterkante auf. Die Spaltweitenänderung an der Vorderkante beträgt $21 \mu\text{m}$ bei V2-1 A bzw. $18 \mu\text{m}$ für V2-1 B. An den Hinterkanten ergeben sich Änderungen von $121 \mu\text{m}$ (V2-1 A) und $122 \mu\text{m}$ (V2-1 B). In Tab. 7.1 sind die Ergebnisse der Simulationen noch einmal zusammengefasst.

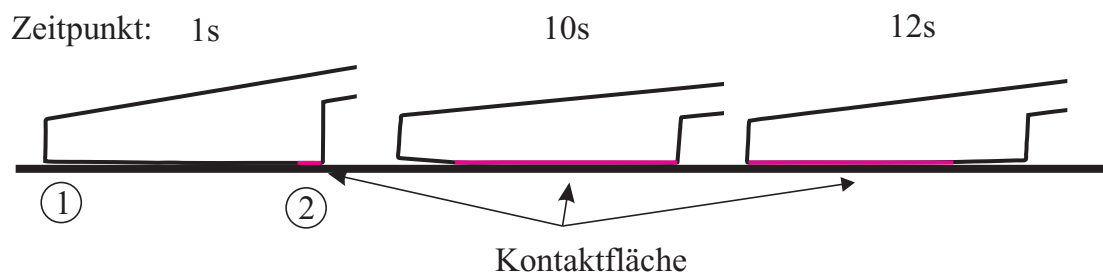


Abbildung 7.8: Kontaktfläche während des Anstreifens - V2-1

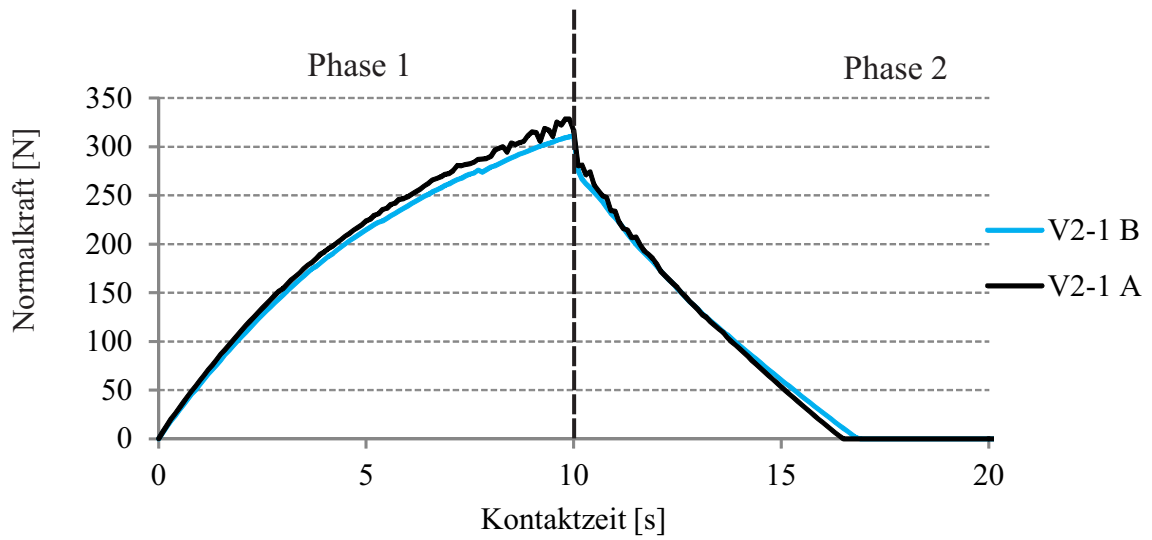


Abbildung 7.9: Verlauf Anpresskraft

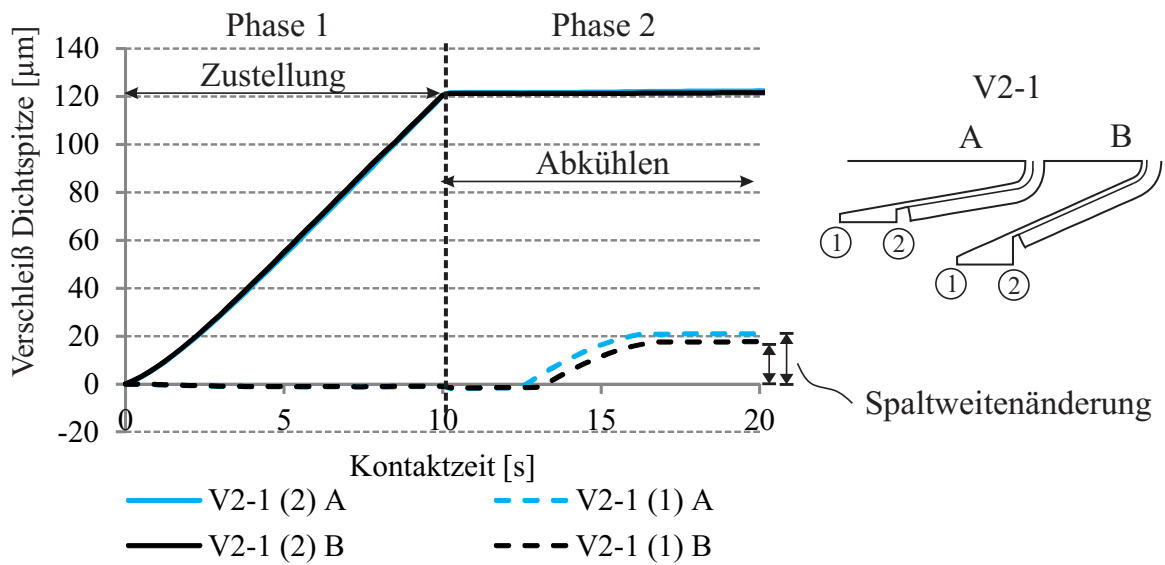


Abbildung 7.10: Position der flexiblen Dichtspitzen im Verlauf der Simulation (Fall 1)

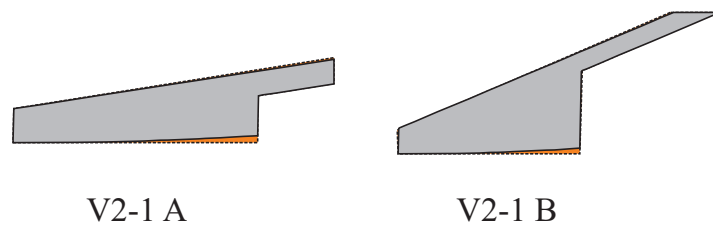


Abbildung 7.11: Vergleich vor / nach Kontakt -V2-1

Tabelle 7.1: Zusammenfassung der Verschleißsimulationen mit: Δs = Spaltweitenänderung an Vorder-/ Hinterkante; F_{Max} = Maximale Anpresskraft pro Segment (1 Grad)

	Referenz		V1			V2-1	
	kurz	lang	V1-1	V1-2	V1-3	A	B
Δs vorn [μm]	223	230	96	85	0	21	18
Δs hinten [μm]	-	-	-	-	37	121	122
Spaltweite s [μm]	523	530	246	235	150	171	168
F_{Max} [N]	≈ 500	≈ 400	0,25	0,25	0,4	1,65	1,53

7.2 Verschleiß - Fall 2

Der bisher betrachtete Anstreifall simuliert einen einmaligen Kontakt zwischen Rotor und Dichtstreifen. Wie im letzten Abschnitt gezeigt wurde, würde an Labyrinthdichtungen mit starren Dichtstreifen der Dichtspalt deutlich vergrößert werden. Allerdings hätte eine wiederholte Rotorverschiebung in der gleichen oder in geringerer Größenordnung keine weiteren negativen Folgen für die Dichtwirkung des Labyrinths, da kein erneuter Kontakt stattfinden würde. Dies gilt jedoch nicht für flexible Dichtstreifen. Daher wird im zweiten Anwendungsfall untersucht, inwieweit sich ein wiederholtes Anstreifen auf die Dichtspitzen auswirkt. Es wird ein Lastkollektiv bestehend aus zehn wiederholten Kontakten mit einer nominellen Überdeckung von 0,35 mm simuliert. Da die Vorgänge und Auswirkungen auf alle flexiblen Dichtstreifen gleich wären, werden als repräsentative Fälle die Konfigurationen V1-2 und V1-3 herangezogen.

In Abb. 7.12 ist links die Anpresskraft und rechts der Verschleiß über die Anzahl der Wiederholungen aufgetragen. Durch das wiederholte Anstreifen verlieren die Dichtstreifen zunehmend an Material, was den Dichtspalt immer weiter vergrößert. Auf Grund dieses erhöhten Dichtspalts sinken allerdings auch die Anpresskräfte, sodass der Materialabtrag mit jeder Wiederholung abnimmt und einen asymptotischen Verlauf annimmt. Dieser Zusammenhang konnte auch in den experimentellen Versuchen in Kap. 5.5 gefunden werden. Nach zehn Anstreifvorgängen hat sich der Dichtspalt bei Variante V1-2 von ursprünglichen 0,15 mm auf 0,325 mm vergrößert. Damit ergibt sich, verglichen mit starren Dichtstreifen, ein Vorteil von über 35 %. Die verbreiterte Spitze der Variante V1-3 stellt sich auch in diesem Fall als sehr gute Lösung dar. Durch die Hebelwirkung wird auch hier ein Schutz der Vorderkante gewährleistet, was einen resultierenden Spalt von 0,167 mm und damit einer Verbesserung gegenüber der Referenzkonfiguration von 67 % darstellt. Aus diesen Ergebnissen wird klar, dass flexible Dichtstreifen bei großen Überdeckungen stets ein Vorteil gegenüber starren Konfigurationen bieten. Selbst bei wiederholtem Anstreifen kann von einem reduzierten Dichtspalt und damit einer verbesserten Dichtwirkung ausgegangen werden.

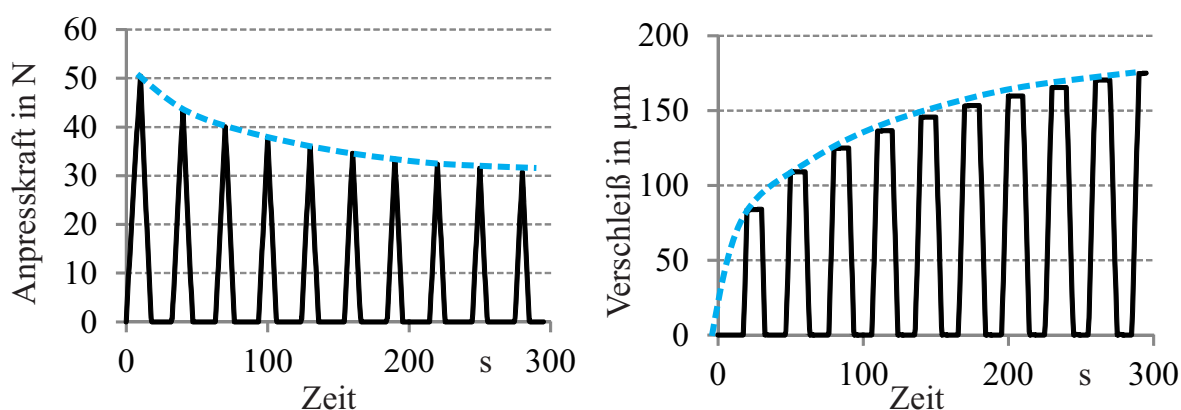


Abbildung 7.12: Anpresskraft und Verschleiß bei wiederholtem Anstreifen - V2-1: nominelle Überdeckung 0,35 mm

7.3 Verschleiß - Fall 3

Um das volle Potential von flexiblen Dichtstreifen ausnutzen zu können, müssen die nominellen Dichtspalte deutlich kleiner ausgelegt werden, als mit starren Dichtstreifen üblich. Dies erhöht nicht nur die Frequenz von Kontakten, es birgt auch das Risiko von längeren Anstreifvorgängen. Wie aus den vorangegangenen Ergebnissen deutlich wurde, spielt die Zeit, in der die Dichtstreifen mit dem Rotor in Kontakt stehen, eine entscheidende Rolle, da permanent Material abgetragen wird. Vor diesem Hintergrund wird im dritten Anwendungsfall eine nominelle Überdeckung von 0,2 mm in unterschiedlichen Zeitintervallen simuliert. In jeder Simulation sind die Zeitintervalle für den Zustell- und Rückstellvorgang gleich lang, so dass nach der Hälfte der Simulationsdauer die maximale Zustellung erreicht wird. In Tabelle 7.2 und in Abb. 7.13(a) sind die Versuchsparameter und die Ergebnisse dargestellt.

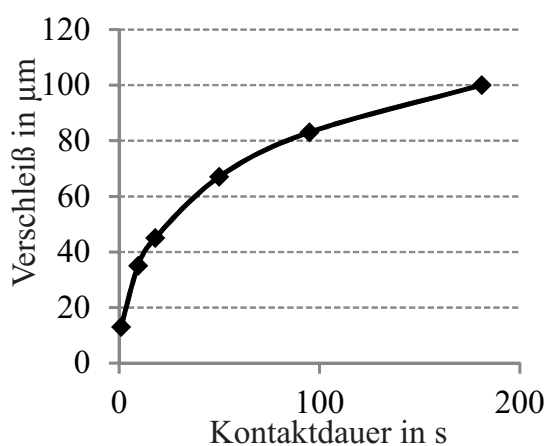
Wie zu erwarten, wird der Verschleiß pro Zeiteinheit mit zunehmender Versuchsdauer geringer (vgl. Abb. 7.13(a)). Für die längste simulierte Zustelldauer von 120 s ergibt sich eine Spaltweitenänderung um $100 \mu\text{m}$ auf $250 \mu\text{m}$. Gegenüber starren Dichtspitzen mit einem nominellen Spalt von $300 \mu\text{m}$ bleibt somit eine Spaltweitenreduktion von $50 \mu\text{m}$ oder 17 % erhalten. Da die Temperaturen (vgl. Abb. 7.13(b)) an der Spitze der Segmente selbst bei langen Kontaktdauern gering bleiben, kommt es zu keinem Zeitpunkt zu plastischen Verformungen. Verrundungen oder Aufpflanzungen treten daher nicht auf und es bleiben stets scharfe Kanten an der Spitze erhalten, was sich zusätzlich positiv auf die Dichtwirkung auswirkt.

7.4 Zusammenfassende Betrachtung - Verschleiß

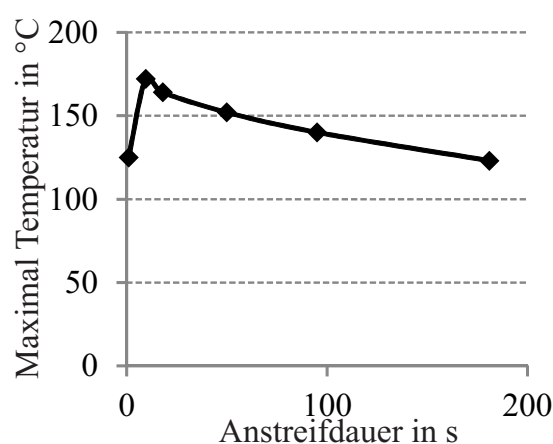
Wie zu erwarten, treten die größten Verformungen und Spaltweitenänderungen an den starren Dichtspitzen auf. Durch die fehlende Elastizität kommt es zu hohen Kontaktkräften und einer starken Erhitzung. Das Material kann nur durch plastisches Fließen der Überdeckung ausweichen und es entstehen die typischen aufgepilzten Spitzenformen. Im Gegensatz dazu weichen die flexiblen Dichtspitzen elastisch zurück und reduzieren somit die auftretenden Spannungen

Tabelle 7.2: Versuchsparameter Fall 3

Versuch	Zustellung [μm]	Zustelldauer [s]	Kontaktzeit [s]	Verschleiß [μm]	T_{max} Spitze [$^{\circ}C$]
1	0,2	0,5	1	13	125
2	0,2	5	9,5	35	172
3	0,2	10	18	45	164
4	0,2	30	50	67	152
5	0,2	60	95	83	140
6	0,2	120	181	100	123



(a) Spaltweitenänderung / Verschleiß



(b) Maximal Temperaturen an der Spitze

Abbildung 7.13: Variation der Kontaktzeit, Zustellung 0,2 mm - Dichtstreifen V1-2

deutlich. Plastisches Fließen tritt nicht auf, was die Ausbildung von scharfkantigen Formen begünstigt. Dennoch verursacht der Materialabtrag an den flexiblen Dichtstreifen eine Dichtspaltvergrößerung. Im Vergleich hat sich die Verbreiterung der Dichtspitzen in den Varianten V1-3 und V2-1 bewährt. Durch die vergrößerte Auflage und durch günstige Hebelwirkungen konnte die Zunahme des Dichtspalts im Vergleich mit den dünnen Versionen noch einmal deutlich verbessert werden.

Da die Rückfederung der flexiblen Dichtelemente ohne Dämpfung geschieht, bleibt der Kontakt zwischen Rotor und Dichtstreifen nach einer Kollision solange bestehen, bis der Abstand sich dem nominalen Wert annähert. Dies bringt einen dauernden Wärmeeintrag und einen anhaltenden Materialabtrag an der Spitze mit sich. Hier bietet sich Verbesserungspotential für zukünftige Dichtungsstrukturen. Kann, zum Beispiel durch interne Reibung, das Rückfedern verzögert werden, könnte ein großer Teil des Verschleißes vermieden werden. Im Falle von Konfiguration V1-2 beträgt die gesamte Spaltänderung (in Fall 1) $85 \mu m$, wovon 30 % in Phase zwei entstehen. Für die Segmente der Konfiguration V2-1 könnte dadurch der Verschleiß an der stromaufgelegenen Kante (1) sogar vollständig vermieden werden.

Wiederholte und länger anhaltende Anstreifvorgänge führen immer zu einem vergrößerten Dichtspalt. Dennoch bleibt in allen betrachteten Fällen der Abstand zwischen Rotor und Dichtelement stets kleiner als der **nominelle** Dichtspalt der starren Dichtstreifen. Selbst unter ungünstigen Umständen oder nach einer längeren Betriebszeit würden die flexiblen Dichtstreifen ein Plus an Sicherheit und Dichtwirkung bieten. Kommt es zu einer Überschreitung der nominellen Spaltweite, sind die Vorteile der segmentierten flexiblen Dichtungen überdeutlich.

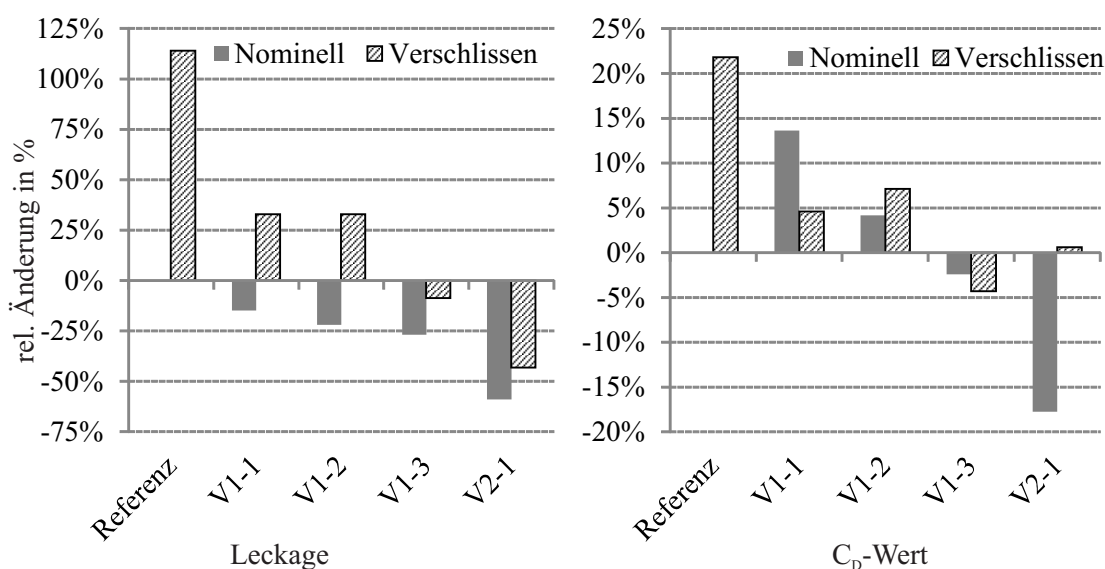
7.5 Betrachtung Leakage

Die Verschleißsimulationen haben das Potential von flexiblen Dichtungen in Bezug auf eine Spaltweitenreduktion und den Erhalt von scharfkantigen Strukturen eindeutig gezeigt. Nachfolgend wird die Dichtwirkung der Konfigurationen im nominellen und im verschlissenen Zustand analysiert. Hierfür werden numerische Strömungssimulationen mit den in Kap. 6.1 eingeführten und validierten Methoden durchgeführt. Das Strömungsgebiet, die Netzparameter und das Turbulenzmodell werden dabei beibehalten. Als Simulationsumgebung kommt auch hier ANSYS Fluent zum Einsatz. Es werden Druckrandbedingungen mit einem Einlassdruck von $p_{s, \text{ein}} = 110$ kPa bei 300 K und ein atmosphärischer Auslassdruck von $p_{s, \text{aus}} = 100$ kPa gesetzt. Der Rotor wird als stationäre Wand modelliert, so dass keine Rotationseinflüsse auftreten. Das gesamte Rechengebiet wird über ein ebenes, zweidimensionales Gitter mit axial-symmetrischer Randbedingung definiert. Wie in Kap. 5.4 gezeigt wurde, haben Sekundärverluste auf Grund der Segmentierung, selbst bei Prototypen, nur einen Anteil von maximal 8% an der gesamten Leakage. Im Rahmen einer industriellen Fertigung könnte dieser Anteil weiter gesenkt werden, weshalb die zusätzliche Leakage in den folgenden Simulationen nicht berücksichtigt wird. Für die Fälle mit verschlissenen Dichtstreifen werden die resultierenden Geometrien aus Fall 1 (vgl. Kap. 7.1) herangezogen. Die Spitzen der Dichtstreifen werden dabei durch die neue Geometrie, wie sie sich nach den FEM Simulationen ergibt, ersetzt. Gleichzeitig werden die Spaltweiten entsprechend dem simulierten Verschleiß angepasst (vgl. Tab. 7.3). Die berechneten Leckageraten sind auf der linken Seite von Abb. 7.14 relativ zu Leakage der nominellen Referenzkonfiguration dargestellt. Auf der rechten Seite von Abb. 7.14 wird die Änderung der Dichteffizienz anhand des C_D -Werts gezeigt. Auf die Darstellung des in Kap. 5.4.1 eingeführten C_{DF} -Werts kann hier verzichtet werden, da sich alle betrachteten Fälle auf die selbe Referenzspaltweite beziehen. Somit sind die Darstellungen der Leckagerate und des C_{DF} -Werts äquivalent. In Abb. 7.15 sind die Ergebnisse der CFD-Simulationen nochmals als Strömungsbilder visualisiert.

Nach dem simulierten Anstreifvorgang erhöht sich die Leakage in der Referenzkonfiguration um 114 % und damit auf mehr als das Doppelte. Dazu trägt nicht nur die erhöhte Spaltweite bei, sondern auch der deutlich angestiegene Durchflusskoeffizient, der im rechten Teil von Abb. 7.15 aufgetragen ist. Auf Grund der abgerundeten Spitzen kann sich nur eine kleine Ablöseblase unterhalb der Dichtspitze ausbilden. Dies bedingt zusammen mit der vergrößerten Spaltweite eine Abnahme der Strömungsgeschwindigkeit im Spalt und reduziert somit auch den Druckabbau über die Drosselstelle. Auch mit den GSD Konfigurationen nimmt die Durchströmung durch den Verschleiß zu. Im schlechtesten Fall (V1-2) steigen die Leckageraten, ausgehend vom nominalen

Tabelle 7.3: Randbedingungen und Spaltweiten s im nominalen (nom) und verschlissenen (ver) Zustand

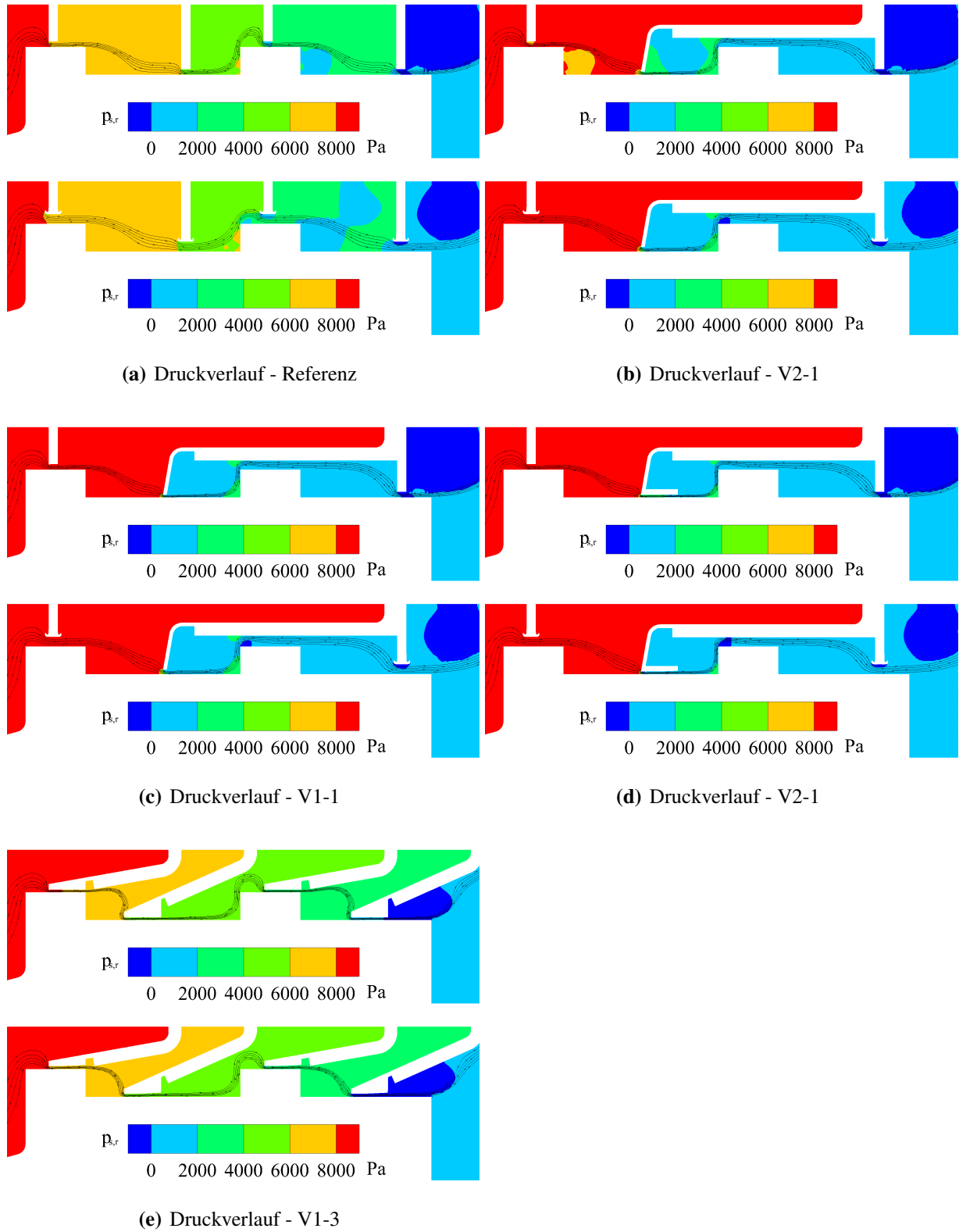
Konfiguration	p_{ein} [kPa]	p_{aus} [kPa]	s_1 [μm]	s_2 [μm]	s_3 [μm]	s_4 [μm]
Referenz nom	110	100	300	300	300	300
Referenz ver	110	100	523	530	523	530
V1-1 nom	110	100	300	150	-	300
V1-1 ver	110	100	523	246	-	530
V1-2 nom	110	100	300	150	-	300
V1-2 ver	110	100	523	235	-	530
V1-3 nom	110	100	300	150	-	300
V1-3 ver	110	100	523	150	-	530
V2-1 nom	110	100	150	150	150	150
V2-1 ver	110	100	171	168	171	168

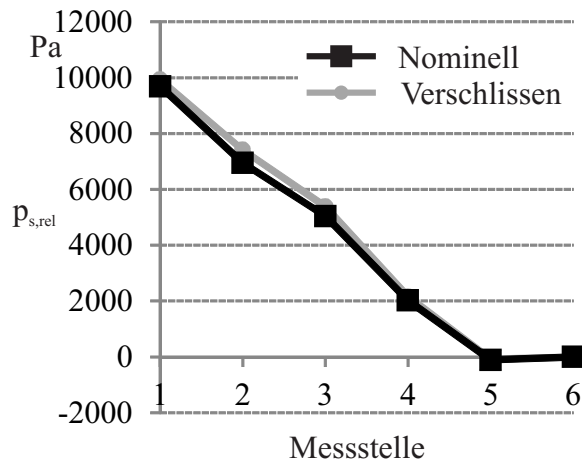
Abbildung 7.14: Änderung der Leckage und des C_D -Werts vor und nach dem Anstreifen; Ausgangsbasis stellt die unverschlissene Referenzkonfiguration dar.

Zustand, um 70% an. Allerdings stellt dies noch immer eine Verbesserung gegenüber der Referenzkonfiguration von nahezu 40% dar. Im Gegensatz zu starren Dichtstreifen bilden sich an den flexiblen Segmenten keine Verformungen aus. Die Durchflusskoeffizienten bleiben daher nahezu unverändert. Im Falle der V1-1 Konfiguration, die im nominellen Zustand über einen konvergenten - divergenten Strömungskanal unterhalb der Dichtspitze verfügt, sinkt der C_D -Wert nach dem Anstreifen um circa 10%. Das Gegenteil ist allerdings bei Konfiguration V2-1 der Fall. Hier wird, bedingt durch den ungleichmäßigen Abtrag an der verbreiterten Dichtspitze, ein divergenter Kanal geformt. Dies begünstigt den Durchfluss und erklärt die Zunahme der Leckage, trotz nur wenig verändertem Dichtspalt. In allen betrachteten Fällen werden mit dem Einsatz von flexiblen

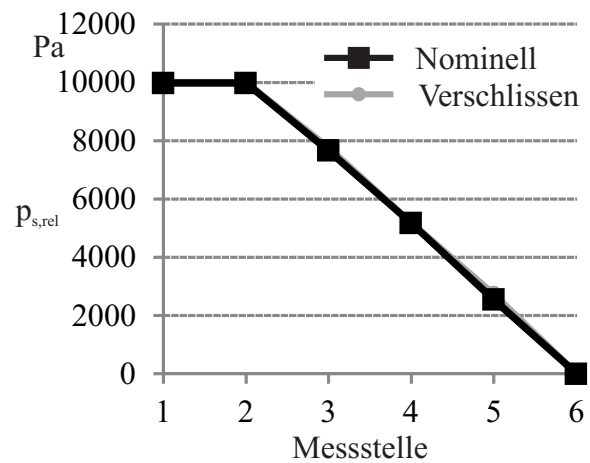
Dichtstreifen bessere Dichtwirkungen im Vergleich zur Referenzkonfiguration erzielt. Während im nominellen Fall die Konfigurationen V1-2 (abgeflachte Spitze) geringe Vorteile gegenüber V1-1 (eckige Spitze) zeigt, geht dieser Vorteil nach dem Anstreifvorgang verloren, da in beiden Fällen nach dem Anstreifvorgang nahezu identische Geometrien vorliegen. Die verbreiterte Spitze der Version V1-3 sorgt auch unter nominellen Bedingungen für eine Reduktion der Leckage, wobei das Potential einer verbreiterten Spitze bei Betrachtung der Ergebnisse im verschlissenen Zustand noch deutlicher wird. Bei der Beurteilung der Ergebnisse sollte berücksichtigt werden, dass die Konfiguration V1 nur drei Dichtspitzen aufweist. Dennoch ergeben sich, selbst im nominellen Zustand, bedingt durch die Spaltweitenreduktion am flexiblen Dichtstreifen, Vorteile gegenüber der starren Konfiguration. Die größte Steigerung der Dichtwirkung lässt sich mit der Konfiguration V2-1 erreichen. Da diese Variante vier flexible Dichtstreifen bietet, liegen die Leckageraten um bis zu 60% im nominellen und über 70% im verschlissenen Zustand unter denen der Referenzkonfiguration. Um diese Ergebnisse besser einordnen zu können, werden nachfolgend die Druckverläufe und Strömungsstrukturen in den Dichtungskonfigurationen betrachtet. Aus Abb. 7.1 können die jeweiligen Druckmessstellen entnommen werden. Während bei den Konfigurationen Referenz und V2-1 mit vier Dichtstreifen und annähernd konstanten Spaltweiten der Druckabbau linear über die Kammern erfolgt (vgl. Abb. 7.16(a) und 7.16(b)), ergibt sich bei den V1 Konfigurationen eine deutliche Druckstufung (vgl. Abb. 7.16(c) bis 7.16(e)). So werden circa 80% des Druckgefälles über den flexiblen Dichtstreifen abgebaut, was eine Konsequenz aus der um 50% reduzierten Spaltweite ist. Wird der Druckverlauf vor und nach einem Anstreifvorgang verglichen, ergeben sich nur geringe Unterschiede. Dies ist für die Auslegung und für die Beurteilung des Funktionsprinzips entscheidend. Wie in Kap. 5.1 bereits eingeführt, werden die flexiblen Dichtstreifen durch die anliegende Druckdifferenz vorgespannt. Auf diese Weise kann eine zusätzliche Anpresskraft durch die Druckbeaufschlagung beim Kontakt von Dichtstreifen und Rotor verringert werden. Dies bedingt allerdings die genaue Abstimmung der Vorspannung auf das jeweilige abzudichtende Druckgefälle. Würden sich nach dem Anstreifen grundsätzlich andere Druckniveaus einstellen, hätte dies entweder einen größeren Dichtspalt, oder höhere Kontaktkräfte beim nächsten Anstreifvorgang zur Folge. In jedem Fall ergäben sich negative Folgen für die Dichtwirkung.

Zusammenfassend kann festgehalten werden, dass mit dem Einsatz von flexiblen Dichtstreifen die Robustheit der Dichtung gegen Relativbewegungen von Rotor und Stator in jedem Fall gesteigert werden kann. Selbst unter ungünstigen Bedingungen, in denen ein lange andauernder Kontakt oder häufige Kontakte auftreten, bleibt ein gewisser Vorteil erhalten. Durch die deutliche Verbreiterung der Dichtspitze kann die Leckage auch im nominellen Zustand und über die Lebensdauer deutlich gesenkt werden. Die Gefahr einer vergrößerten Leckage durch einen erhöhten Verschleiß bei Verringerung des Dichtspalts konnte nicht bestätigt werden. In sämtlichen untersuchten Fällen sind gekrümmte segmentierte Dichtungen starren Labyrinthdichtungen überlegen. Diese Erkenntnisse lassen sich auch auf andere flexible Dichtungslösungen übertragen, da auf Grund der radialen Nachgiebigkeit ein verringerter Dichtspalt über die gesamte Betriebsdauer gewährleistet werden kann.

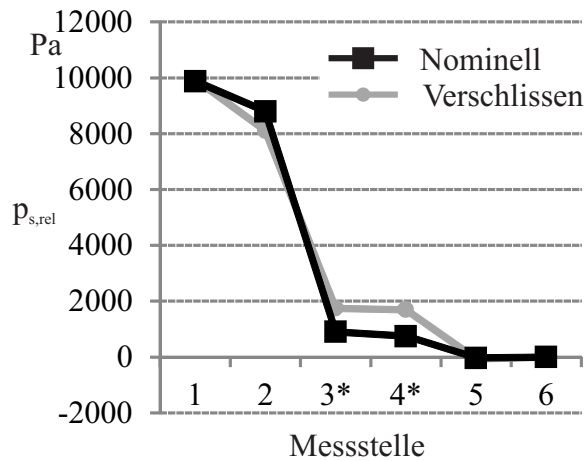
Abbildung 7.15: Druckverlaufkurven - statischer Relativdruck $p_{s,rel}$



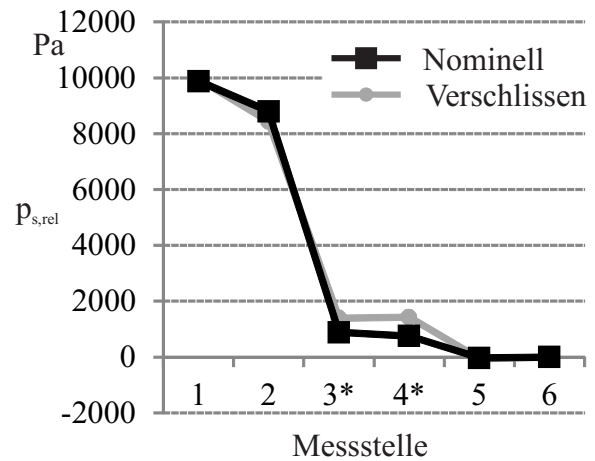
(a) Druckverlauf - Referenz



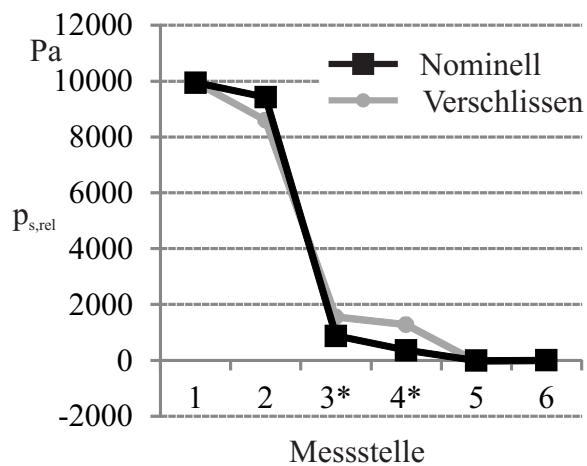
(b) Druckverlauf - V2-1



(c) Druckverlauf - V1-1



(d) Druckverlauf - V2-1



(e) Druckverlauf - V1-3

Abbildung 7.16: Druckverlaufkurven - statischer Relativdruck $p_{s,rel}$

8 Zusammenfassung und Ausblick

Durch die bevorzugte Einspeisung von elektrischer Energie, die aus regenerativen Quellen gewonnen wird, ergeben sich neue Herausforderungen in Bezug auf Stabilität und Regelung der Stromnetze. Um die Netzstabilität gewährleisten zu können, müssen herkömmliche Kraftwerke in die Lage versetzt werden, ihre Leistungsabgabe schnell und effizient zu regeln. Höhere Zyklenzahlen bei An- und Abfahrvorgängen sowie dynamischere Lastgradienten sind die Folge und müssen bei der Auslegung von Dampf- oder Gasturbinen berücksichtigt werden.

Vor diesem Hintergrund kommt den Dichtungen zwischen Gehäuse und rotierenden Teilen eine besondere Bedeutung zu, da an diesen Bauteilen die Relativverschiebungen zwischen Rotor und Stator toleriert werden müssen. In den letzten Jahren haben daher flexible Dichtungen mit einer möglichst hohen Toleranz gegen radiale und axiale Versätze ein gesteigertes Interesse erfahren. In Kap. 2 wurden bestehende Lösungen und Lösungsansätze für diese Aufgabenstellung vorgestellt. Allen gemein ist eine gesteigerte radiale Flexibilität, die eine verbesserte Toleranz gegenüber Relativverschiebungen zwischen Rotor und Stator mit sich bringt. Die spezifischen Vor- und Nachteile für den Einsatz als Deckbanddichtung wurden für die bekanntesten Vertreter dieser flexiblen Dichtungen, wie Bürsten-, Finger- und Lamellendichtungen diskutiert. Dabei haben sich vor allem die Herstellungskosten, Einflüsse auf die Rotordynamik sowie fehlende Erfahrungen im Langzeiteinsatz als größte Nachteile herausgestellt. Zudem sehen sich speziell Dampfturbinenhersteller in einem durchaus konservativen Markt, der auf Grund der langen Revisionsintervalle und extrem hoher Ausfallkosten, Innovationen nur langsam annimmt. Als Alternative zu den genannten Konzepten wird in Kap. 3 die Idee einer flexiblen Labyrinthdichtung, bestehend aus gekrümmten und segmentierten Dichtstreifen (kurz GSD), erläutert. Sie soll die Vorteile einer Labyrinthdichtung, wie Kosteneffizienz, Robustheit und einfacher Aufbau mit den Vorteilen einer flexiblen Dichtung vereinen. So soll die erhöhte radiale Flexibilität eine Reduktion des Dichtspalts ermöglichen, ohne dabei einen vorzeitigen Ausfall durch verschlissene Dichtspitzen zu riskieren. Der kleinere Dichtspalt würde die Leckage im Vergleich zu Labyrinthdichtungen deutlich reduzieren. Ein weiterer Vorteil dieses Konzepts liegt in der adaptiven Anpassung der Spaltweite in Abhängigkeit des Druckgradienten. Gerade in den Phasen des An- und Abfahrens einer Dampfturbine, in denen große Relativbewegungen zwischen Stator und Rotor auftreten, bringt eine vergrößerte Spaltweite Vorteile. Das Konzept ist drehrichtungsunabhängig applizierbar und verspricht auf Grund seines einfachen Aufbaus aus kleinen Metallblechen eine Kostenersparnis gegenüber Finger- und Bürstendichtungen.

Das Ziel dieser Arbeit ist eine Beurteilung des Konzepts einer Labyrinthdichtung mit flexiblen Dichtelementen anhand experimenteller und numerischer Untersuchungen, mit Hinblick auf die mögliche Leckagereduktion und den zu erwartenden Verschleiß durchzuführen.

Für den experimentellen Teil wurden zunächst zwei Prototypen einer Dichtung mit gekrümmten segmentierten Dichtstreifen entwickelt (vgl. Kap. 5.1). Mit diesen Prototypen wurden an einem neu errichteten Prüfstand (Kap. 5.2) experimentelle Daten zur Leckage und zum Verschleißverhalten bei Anstreifvorgängen generiert. Um eine Einordnung dieser Ergebnisse zu ermöglichen, wurde als Referenzfall eine bewährte Labyrinthdichtungsanordnung gewählt.

Um detailliertere Erkenntnisse zum Verschleiß und den Optimierungsmöglichkeiten einer GSD

zu erhalten, ergänzten numerische Verfahren die experimentellen Untersuchungen. Hierfür musste zuerst eine Simulationsmethodik entwickelt werden (vgl. Kap. 6), mit der sich die Leckage einer GSD mit der einer herkömmlichen Labyrinthdichtung vergleichen lässt. Dabei wurde neben der Leckage auch der Verschleiß berücksichtigt. Die Modellierung des Verschleißes und die Simulation der Anstreifvorgänge stellten dabei eine besondere Herausforderung dar. In der Literatur fand sich bisher kein Ansatz, der die Leckage von Dichtungen sowohl im Nominalzustand als auch im verschlissenen Zustand berücksichtigt. Die bei der Verschleißsimulation eingesetzten Modelle wurden anhand experimenteller Daten kalibriert. Hierfür wurden Anstreifversuche an einfachen Verschleißproben durchgeführt und Koeffizienten für den Materialabtrag sowie die Reibung und die Wärmeübergänge abgeleitet. Nach der Validierung dieser Vorgehensweise in Kap. 6.2.2 wurden die Modelle eingesetzt, um in Kap. 7 optimierte Varianten einer GSD unter verschiedenen Einsatzbedingungen numerisch zu untersuchen.

Verschleiß an Dichtungen führt in der Regel zu einer Vergrößerung des Dichtspalts. Hierbei spielen zwei Effekte eine entscheidende Rolle. Zum einen wird Material an der Dichtspitze abrasiv abgetragen. Zum anderen wird durch die Reibung die Dichtspitze so stark erhitzt, dass die Belastungen die Fließgrenze des Materials übersteigen und eine plastische Verformung der Dichtspitzen bewirken. Mit den experimentellen Verschleißversuchen konnte gezeigt werden, dass ein Zusammenhang zwischen Steifigkeit und Umformgrad besteht. Während an den starren Dichtstreifen in Kap. 5.3.1 deutliche Geometrieänderungen in Form von aufgezpilzten Spitzen beobachtet wurden, fanden im Fall der flexiblen Dichtstreifen auf Grund der niedrigen Kontaktspannungen und Temperaturen keine Umformung statt. Der Verschleiß wurde hier ausschließlich durch einen Materialabtrag hervorgerufen.

Die Verformung der starren Dichtspitze bringt, neben dem vergrößerten Dichtspalt, einen weiteren Nachteil mit sich. Denn durch die Abrundung wird die Einschnürung der Strömung unterhalb der Dichtspitze verringert und bedingt einen zusätzlichen Verlust an Dichtwirkung. Im Fall der flexiblen Dichtstreifen wirkte sich der Materialabtrag weniger negativ aus, da hier die ursprüngliche Spitzenform weitestgehend erhalten blieb und lediglich eine Verkürzung auftrat (vgl. Kap. 5.3.2). Insgesamt fiel der Verschleiß an den GSD deutlich niedriger aus als an den starren Dichtstreifen. Daraus folgte eine nahezu unveränderte Leckage mit flexiblen Dichtungen beim Vergleich von vor und nach den Anstreifversuchen. Die experimentellen Ergebnisse bestätigten somit die erhöhte Verschleißtoleranz einer flexiblen Labyrinthdichtung.

Wird der nominale Dichtspalt verringert, steigt damit die Wahrscheinlichkeit einer Kollision des Rotors mit den Dichtstreifen. Im Falle von starren Dichtstreifen wird das Dichtspiel in der Regel so ausgelegt, dass es zu keinem Zeitpunkt zu einem Kontakt kommt. Dadurch ergeben sich relativ hohe Leckagen, die mit einem verkleinerten Dichtspiel verringert werden könnten. Zwar unterliegen auch flexible Dichtstreifen bei einem Kontakt mit dem Rotor einem gewissen Verschleiß, allerdings wurde in Kap. 7.2 gezeigt, dass der Zuwachs an Verschleiß mit jedem erneuten Kontakt abnimmt. Das Dichtspiel nähert sich über die Laufzeit asymptotisch, je nach Lastkollektiv, einem Grenzwert. Selbst bei ungünstigen Verhältnissen kann das Dichtspiel nur bis maximal auf den Betrag ansteigen, der auch bei starren Konfigurationen auftreten würde. Bis dieser Zustand erreicht werden der Dichtspalt und damit die Leckage verringert.

Die Erwartungen an die gekrümmten, segmentierten und damit flexiblen Labyrinthdichtungen konnten durch die Untersuchungen bestätigt werden. Eine Steigerung der Effizienz durch die

Reduktion der Leckageverluste sowie eine gesteigerte Toleranz gegenüber Relativverschiebungen konnten experimentell und numerisch nachgewiesen werden. Selbst unter ungünstigen Bedingungen, in denen ein lang andauernder Kontakt oder häufige Kontakte auftreten, blieb ein reduzierter Dichtspalt erhalten. Durch eine optimierte Dichtspitzengeometrie mit verbreiteter Spitze, wie sie in Kap. 7 vorgestellt wurde, konnte die Leckage auch im nominellen Zustand deutlich gesenkt und über mehrere Anstreifkontakte gehalten werden.

Das Konzept einer Labyrinthdichtung mit gekrümmten und segmentierten Dichtstreifen hat, verglichen mit anderen flexiblen Dichtungen, noch wenig Interesse erfahren. Es existieren bis auf ein Patent von Grondahl (2003) und eine Veröffentlichung von Gardner (1997) keine weiteren Arbeiten oder Untersuchungen zu diesem Dichtungstyp. Die vorliegende Arbeit stellt einen Einstieg in die Forschung an flexiblen Labyrinthdichtungen dar. In dieser Arbeit wird das Potential einer solchen flexiblen Dichtlösung in Bezug auf Verschleißtoleranz und Leckagereduktion experimentell und numerisch gezeigt. Zudem wird eine allgemein gültige Methodik beschrieben, mit der eine numerische Untersuchung von neuen flexiblen Dichtungsvarianten ermöglicht wird. Dennoch bleiben Fragen nach den Auswirkungen auf die Rotordynamik sowie nach Flatter- und Schwingungsverhalten der Segmente offen. In den hier erläuterten Untersuchungen wurden viele vereinfachende Annahmen getroffen. Daher bleibt zu klären, welchen Einfluss die Umgebungstemperaturen, der Umgebungsdruck und das umgebende Medium auf die Funktion und den Verschleiß haben. Auch die Optimierung eines gekrümmten segmentierten Dichtstreifens durch den Einsatz von mehreren Lagen wäre denkbar. Weiter Themengebiete sind die Wahl des Materials und dynamische Effekte, die ein Abheben der verbreiterten Spitze ermöglichen. Die erwähnten Punkte müssen in weiteren Arbeiten an flexiblen Labyrinthdichtungen untersucht werden, um ein umfassendes Verständnis des Konzepts zu erreichen.

Literaturverzeichnis

- Abdella, K. (2009): *Explicit full-range stress-strain relations for stainless steel at high temperatures*. Journal of Constructional Steel Research, Bd. 65, S. 794–800. ISSN 0143-974X.
- Allen, C. B., Quinn, T. F. J. und Sullivan, J. L. (1985): *The Oxidational Wear of High-Chromium Ferritic Steel on Austenitic Stainless Steel*. Journal of Tribology, Bd. 107, S. 172–179.
- Archard, J. F. (1953): *Contact and Rubbing of Flat Surfaces*. Journal of Applied Physics, Bd. 24, S. 981–988.
- Archard, J. F. (1957): *Elastic Deformation and the Laws of Friction*. Proceedings of the Royal Society of London. Series A, Mathematical and Physical Sciences, Bd. 243, S. pp. 190–205. ISSN 00804630.
- Archard, J. F. (1959): *The temperature of rubbing surfaces*. WEAR, Bd. 2, S. 438–455.
- Archard, J. F. und Hirst, W. (1956): *The Wear of Metals under Unlubricated Conditions*. Proceedings of the Royal Society of London A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences, Bd. 236, S. 397–410. ISSN 0080-4630.
- Arora, G.K. (1998). *Noncontacting finger seal with hydrodynamic foot portion*. Patentnr.: US-5,755,445.
- Arora, G.K. (2001). *Pressure Balanced Finger Seal*. Patentnr.: US-6,196,550.
- Arora, G.K. (2002). *Dual pressure balanced non-contacting finger seal*. Patentnr.: US-6,364,316.
- Arora, Gul K., Proctor, Margaret P., Steinetz, Bruce M. und Delgado, Irebert R. (1999): *Pressure Balanced, Low Hysteresis, Finger Seal Test Results*. In: AIAA-99-2686.
- Ashby, M. F., Abulawi, J. und Kong, H. S. (1991): *Temperature Maps for Frictional Heating in Dry Sliding*. Tribology Transactions, Bd. 34, S. 577–587.
- A.Zmitrowicz (2006): *Wear Patterns And Laws Of Wear A Review*. JOURNAL OF THEORETICAL AND APPLIED MECHANICS, Bd. 44/ 2, S. 219–253.
- Balakin, V.A. (1981): *Formation and distribution of heat in the frictional contact zone under conditions of non-stationary heat exchange*. Wear, Bd. 72, S. 133 – 141. ISSN 0043-1648.
- Basu, P. und Pawtucket, R.I. (1995). *Brush Seal Device Having A Recessed Back Plate..* Patentnr.: US-5,401,036.
- Basu, P., Datta, A., Loewenthal, R., Short, J. und Johnson, R. (1993): *Hysteresis and bristle stiffening effects in brush seals*. Journal of Propulsion Power, Bd. 10, S. 569–575.
- Bayer, R. G. (2004): *Mechanical wear fundamentals and testing*. Mechanical engineering ; 172. Dekker, New York, 2. Aufl. ISBN 0-8247-4620-1.

- Blau, P. (1992): *Scale Effects in Sliding Friction: An Experimental Study*. In: *Fundamentals of Friction: Macroscopic and Microscopic Processes*, Bd. 220 von *NATO ASI Series*, S. 523–534. Springer Netherlands. ISBN 978-94-010-5249-8.
- Blau, P. (2009): *Friction science and technology : from concepts to applications*. CRC Press, Boca Raton, 2. Aufl. ISBN 978-1-4200-5404-0.
- Blok, H. (1963): *The flash temperature concept*. *Wear*, Bd. 6, S. 483 – 494. ISSN 0043-1648.
- BMW (2009): *Empfehlungen des COORETEC-Beirats zur Förderung von Forschung und Entwicklung CO2-emissionsarmer Kraftwerkstechnologien und zur CO2-Abscheide- und Speichertechnologien*.
- Bohl, W. und Elmendorf, W. (2008): *Technische Strömungslehre : Stoffeigenschaften von Flüssigkeiten und Gasen, Hydrostatik, Aerostatik, inkompressible Strömungen, kompressible Strömungen, Strömungsmesstechnik*. Kamprath-Reihe Vogel-Fachbuch. Vogel, Würzburg, 14th Aufl. ISBN 978-3-8343-3129-8.
- Bowden, F.P. (1958): *A review of the friction of solids*. *Wear*, Bd. 1, S. 333 – 346. ISSN 0043-1648.
- Bowden, F. P. und Tabor, D. (1939): *The Area of Contact between Stationary and between Moving Surfaces*. *Proceedings of the Royal Society of London. Series A, Mathematical and Physical Sciences*, Bd. 169, S. pp. 391–413. ISSN 00804630.
- Bowden, F. P. und Tabor, D. (2008): *The friction and lubrication of solids*. Oxford classic texts in the physical sciences. Clarendon Pr., Oxford [u.a.], repr. Aufl. ISBN 978-0-19-850777-2.
- Braun, Erik (2016): *Ein Beitrag zur Formoptimierung von Labyrinthdichtungen*. Dissertation, KIT - Institut für Thermische Strömungsmaschinen.
- Braun, E., Dullenkopf, K und Bauer, H-J. (2012): *Optimization of labyrinth seal performance combining experimental, numerical and data mining methods*. In: *Proceedings of the ASME Turbo Expo : Turbine Technical Conference and Exposition*.
- Braun, M.J., Kudriavtsev, V.V., Steinetz, B.M. und Proctor, M.P. (2002): *Two- And Three Dimensional Numerical Experiments Representing Two Limiting Cases Of An In-Line Pair Of Finger Seal Components*. In: *The 9th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery, Honolulu, Hawaii*.
- Braun, M. J., P., Hazel M., D., Dingfeng und Choy, F. K. (2003a): *Structural and Dynamic Considerations Towards the Design of Padded Finger Seals*. In: *39th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit*.
- Braun, M. J., Pierson, H. M. und Kudriavtsev, V. V. (2003b): *Finger Seal Solid Modeling Design and Some Solid/Fluid Interaction Considerations*. *Tribology Transactions*.

- Braun, M. J., Marie, H. und Li, H. (2006): *An Experimental Investigation Of A Non-Contacting Finger Seal*. In: *Proceedings of ISROMAC-11*.
- Bräunling, W. J.G. (2009): *Flugzeugtriebwerke : Grundlagen, Aero-Thermodynamik, ideale und reale Kreisprozesse, Thermische Turbomaschinen, Komponenten, Emissionen und Systeme*. VDI-BuchSpringerLink : Bücher. Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg. ISBN 978-3-540-76370-3.
- Büscher, S. (2010): *Untersuchung von mehrstufigen Bürstendichtungen für Dampfturbinen*. Dissertation, Dissertation, Universität Braunschweig.
- Buckley, D. H. (1981): *Surface effects in adhesion, friction, wear, and lubrication*, Bd. IX von *Tribology series ; 5*. Elsevier, Amsterdam. ISBN 0-444-41966-7.
- Chen, J. und Young, B. (2006): *Stress - strain curves for stainless steel at elevated temperatures*. Engineering Structures, Bd. 28, S. 229–239. ISSN 0141-0296.
- Chowdhury, M. A., Nuruzzaman, D. M., Roy, B. K., Dey, P. K., Mostafa, M. G., Islam, M. S. und Mia, Md R. (2013): *Experimental Investigation on Friction and Wear of Stainless Steel 304 Sliding Against Different Pin Materials*. World Applied Sciences Journal, Bd. 22, S. 1702–1710.
- Chupp, R., Prior, R., Loewenthal, R. und Menendez, R. (1997): *Advanced seal development for large industrial gas turbines*. In: *American Institute of Aeronautics and Astronautics*,.
- Chupp, R., Ghasripoor, F., Turnquist, N. A., Demiroglu, M. und Aksit, M. F. (2002): *Advanced Seals for Industrial Turbine Applications: Dynamic Seal Development*. Journal of Propulsion and Power, Bd. 18, S. 1254–1259.
- Chupp, R. E., Hendricks, R. C., Lattime, S. B. und Steinetz, B. M. (2006): *Sealing in Turbomachinery*. Journal of Propulsion and Power, Bd. 22, S. 313–349.
- Collins, D., Teixeira, J. A., Crudgington, P. und Ivey, P. C. (2006): *Numerical Modelling of Three Dimensional Honeycomb Labyrinth Seals Employing a Simplified Approach*. In: *ASME Turbo Expo*, Bd. 3, S. 1507–1518.
- Conner, K. J. und Childs, D. W. (1993): *Rotordynamic coefficient test results for a four-stage brush seal*. Journal of Propulsion and Power, Bd. 9, S. 462–465.
- Crudgington, P.F. und Bowsher, A. (2002): *Brush seal pack hysteresis*. 38th AIAA/ASME/SAE/A-SEE Joint Propulsion Conference & Exhibit, Bd. 3794.
- Crudgington, P.F. und Bowsher, A. (2003): *Brush seal blow down*. AIAA.
- Czichos, H. (2001): *Tribology and Its Many Facets: From Macroscopic to Microscopic and Nano-scale Phenomena*. Meccanica, Bd. 36, S. 605–615. ISSN 0025-6455.
- Czichos, H. (2010): *Tribologie-Handbuch : Tribometrie, Tribomaterialien, Tribotechnik*. SpringerLink : Bücher. Vieweg+Teubner, Wiesbaden, 3. Aufl. ISBN 978-3-8348-9660-5.

- D. Pfefferle, K. Dullenkopf und Bauer, H.-J. (2011): *Design and Validation of a New Test Rig for Brush Seal Testing Under Engine Relevant Conditions*. In: *ASME 2011 Turbo Expo: Turbine Technical Conference and Exposition*.
- Deckner, M. (2009): *Eigenschaften kombinierter Labyrinth- Bürstendichtungen für Turbomaschinen*. Dissertation, Technische Universität München - Lehrstuhl für Energiesysteme.
- Delgado, I. R. und Proctor, M. P. (2006): *Continued Investigation of Leakage and Power Loss Test Results for Competing Turbine Engine Seals*. In: *ARL-MR-0643 AIAA-2006-4754*.
- Denecke, J. (2007): *Rotierende Labyrinthdichtungen mit Honigwabenanstreifbelägen – Untersuchung der Wechselwirkung von Durchflussverhalten*. Dissertation, Karlsruher Institut für Technologie (KIT).
- Denecke, J., Schramm, V., Kim, S. und Wittig, S. (2002): *Influence of Rub-Grooves on Labyrinth Seal Leakage*. ASME-Paper GT-2002-30244.
- Dinc, S., Demiroglu, M., Turnquist, N., Mortzheim, J., Goetze, G., M., John, Hopkins, J., Wolfe, C. und Florin, M. (2001): *Fundamental design issues of brush seals for industrial applications*. In: *ASME Turbo Expo 2001: Power for Land, Sea, and Air*, S. V003T01A080–V003T01A080. American Society of Mechanical Engineers.
- Dlugoszek, S. (2013): *Experimenteller Vergleich innovativer Labyrinthdichtungskonfigurationen mit gekrümmten und segmentierten Dichtstreifen hinsichtlich Dichtwirkung und Verschleißtoleranz*. Diplomarbeit, Karlsruher Institut für Technologie, Institut für Thermische Strömungsmaschinen.
- Ersoy, K., Nuernberg, G., Herrmann, G. und Hoffmann, H. (2007): *Advanced Prediction of Tool Wear by Taking the Load History into Consideration*. AIP Conference Proceedings, Bd. 907, S. 697–702.
- Ersoy, K., Nürnberg, G., Golle, M. und Hoffmann, H. (2008): *Simulation of wear on sheet metal forming tools - An energy approach*. *Wear*, Bd. 265, S. 1801 – 1807. ISSN 0043-1648.
- Ferguson, J.G. (1988): *Brushes as high performance gas turbine seals*. In: *ASME, Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition, Amsterdam, Netherlands*, Nr. GT-182.
- Flower, R. (1992). *Brush Seal With Asymmetrical Elements*. Patentnr.: US-5,135,237.
- Franceschini, G., Jones, T. V. und Gillespie, D. R. H. (2008): *Improved Understanding of Blow-Down in Filament Seals*. In: *Proceedings of ASME Turbo Expo 2008: Power for Land, Sea and Air GT2008 June 9-13, 2008, Berlin, Germany*, Nr. GT2008-51197.
- Franceschini, G., Jahn, I. H. J., Owen, A. K., Jones, T. V. und Gillespie, D. R. H. (2012): *Improved Understanding of Negative Stiffness in Filament Seals*. In: *Proceedings of ASME Turbo Expo 2012 GT2012 June 11-15, 2012, Copenhagen, Denmark*, Nr. GT2012-68899 1 Copyright.

- Galimutti, P., Sawicki, J. und Fleming, D. (2009): *Analysis of Finger Seal Lift Pads*. In: *Proceedings of ASME Turbo Expo 2009*.
- Gamal, A. M. und Vance, J. M. (2007): *Labyrinth Seal Leakage Tests: Tooth Profile, Tooth Thickness, and Eccentricity Effects*. In: *ASME Turbo Expo*, Nr. GT2007-27223.
- Gao, R. und Kirk, G. (2013): *CFD Study on Stepped and Drum Balance Labyrinth Seal*. *Tribology Transactions*, Bd. 56, S. 663–671.
- Gardner, J. (1997): *Testing of pressure balanced compliant seal in air*. In: *American Institute of Aeronautics and Astronautics*.
- Gharispor, F., Turnquist, N. A., Kowalczyk, M. und Couture, B. (2004): *Wear Prediction of Strip Seals Through Conductance*. In: *Proceedings of ASME Turbo Expo*.
- Ghasripor, F. and Turnquist, N., Kowalczyk, M. und Couture, B. (2004): *Latest Developments in Wear Prediction of Strip Seals Through Conductance*. In: *40th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit*.
- Greenwood, J.A., Johnson, K.L. und Matsubara, E. (1984): *A surface roughness parameter in Hertz contact*. *Wear*, Bd. 100, S. 47 – 57. ISSN 0043-1648.
- Greenwood, J. A. und Tripp, J. H. (1967): *The Elastic Contact of Rough Spheres*. *Journal of Applied Mechanics* 34(1), S. 153–159.
- Greenwood, J. A. und Williamson, J. B. P. (1966): *Contact of Nominally Flat Surfaces*. *Proceedings of the Royal Society of London. Series A. Mathematical and Physical Sciences*, Bd. 295, S. 300–319.
- Groche, P., Moeller, N., Hoffmann, H. und Suh, J. (2011): *Influence of gliding speed and contact pressure on the wear of forming tools*. *Wear*, Bd. 271, S. 2570 – 2578. ISSN 0043-1648.
- Grondahl, Clayton (2005): *Pressure Actuated Leaf Seals for Improved Turbine Shaft Sealing*. In: *Joint Propulsion Conferences*, S. –. American Institute of Aeronautics and Astronautics.
- Grondahl, C. M. (2003). *Seal assembly and rotary machine containing such seal*. Patentnr.: Clayton M. Grondahl-2004/0150165 A1.
- Hendricks, R.C., Braun, M.J., Canacci, V. und Mullen, R.L. (1991): *Paper {IX} (i) Brush Seals in Vehicle Tribology*. In: D. Dowson, C.M. Taylor und Godet, M. (Hrsg.), *Vehicle Tribology*, Bd. 18 von *Tribology Series*, S. 231 – 242. Elsevier.
- Hendricks, R.C., Braun, M.J., Deng, D. und Hendricks, J.A. (2011): *Compliant Turbomachine and Sealing*. In: *NASA/TM—2011-214040 54-ISRROMAC*.
- Herrmann, N., Dullenkopf, K. und Bauer, H.-J. (2009): *Adaptive Labyrinthdichtung in Dampfturbinen*. Forschungsbericht, BMWi / AG-Turbo Abschlussbericht des Forschungsvorhabens FKZ 0327723F, Institut für Thermische Strömungsmaschinen.

- Herrmann, N., Dullenkopf, K. und Bauer, H.-J. (2013a): *Flexible Seal Strip Design For Advanced Labyrinth Seals In Turbines*. In: *Proceedings of ASME Turbo Expo 2013: Turbine Technical Conference and Exposition GT2013*, Bd. GT2013-95424. ASME.
- Herrmann, N., Dullenkopf, K. und Bauer, H.-J. (2013b): *Untersuchung und Vergleich von konkurrierenden adaptiven Dichtsystemen in Turbomaschinen hinsichtlich Effektivität und dynamischem Verhalten*. Forschungsbericht, BMWi / AG-Turbo Abschlussbericht des Forschungsvorhabens FKZ 0327717G, Institut für Thermische Strömungsmaschinen.
- Hertz, H. (1881): *Über die Berührung fester elastischer Körper*. Journal für die reine und angewandte Mathematik, Bd. 92, S. 156–171.
- Heshmat, H., Hryniewicz, P., II, J. F. Walton, W., J. P., Jahanmir, S. und DellaCorte, C. (2005): *Low-friction wear-resistant coatings for high-temperature foil bearings*. Tribology International, Bd. 38, S. 1059 – 1075. ISSN 0301-679X.
- Heydrich, H. (1991). *Bidirectional finger seal*. Patentnr.: US-5,031,922.
- Jaeger, J.C. (1942): *Moving sources of heat and the temperature at sliding contacts*. In: *Proceedings of the Royal Society of New South Wales*, Bd. 76, S. 203–224.
- Jahanmir, S., Heshmat, H. und Heshmat, C. (2009a): *Assessment of Tribological Coatings for Foil Bearing Applications*. Tribology Transactions, Bd. 52, S. 231–242. ISSN 1547-397X.
- Jahanmir, S., Heshmat, H. und Heshmat., C. (2009b): *Evaluation of DLC Coatings for High-Temperature Foil Bearing Applications*. Journal of Tribology, Bd. 131, S. 011301. ISSN 0742-4787.
- Jahn, I. H. J. und Owen, A. K. (2008): *Experimental Characterisation Of The Stiffness And Leakage Of A Prototype Leaf Seal For Turbine Applications*. In: *Proceedings of ASME Turbo Expo 2008: Power for Land, Sea and Air GT*.
- Jahn, I. H. J., Owen, A. K., Franceschini, G. und Gillespie, D. R. H. (2011): *Negative Stiffness in Gas Turbine Leaf Seals*. In: *Proceedings of ASME Turbo Expo 2011 GT2011 June 6-10, 2011, Vancouver, British Columbia, Canada*, Nr. GT2011-46.
- Johnson, M. und Medlin, E. (1992). *laminated finger seal with logarithmic curvature*. Patentnr.: US-5,108,116.
- J.Xu, Ambrosia, M. S. und Rhode, D. L. (2005): *Effect of Tooth Bending Damage on the Leakage of Straight-Through Labyrinth Seals*. In: *ASME 2005 Fluids Engineering Division Summer Meeting*, Bd. Volume 2: Fora, S. Seiten 119–124.
- Kearton, W.J. (1955): *The Flow of Air Through Radial Labyrinth Glands*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Bd. 169, S. 539–550.
- Kearton, W.J. und Keh, T.H. (1952): *Leakage of Air Through Labyrinth Glands of the Staggered Type*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Bd. 166, S. 180–188.

- Kim, T. S. und Cha, K. (2009): *Comparative analysis of the influence of labyrinth seal configuration on leakage behavior*. Journal of Mechanical Science and Technology, Bd. 23, S. 2830–2838.
- Klein, T., Feuillette, C. und Klenk, A. (2011): *Abschlussbericht - Verbundprojekt COORETEC DT3 Verhalten von optimierten Werkstoffen und Werkstoffverbunden für 700- 720°C Dampfturbinenbauteile*. Forschungsbericht, MPA Stuttgart.
- Kragelskij, I. (1981): *Friction, wear, lubrication : tribology handbook*. Mir Publ., Moscow, 1. Aufl.
- Kreitmeier, F. (2000a). *Spitzendichtung für Turbinenlaufschaufeln*. Patentnr.: DE-EP1001138A1.
- Kreitmeier, F. (2000b). *Spitzendichtung für Turbinenlaufschaufeln*. Patentnr.: DE-EP1001139A1.
- Kwanka, K. (2001): *Der Einfluss von Labyrinthdichtungen auf die Dynamik von Turbomaschinen*. Nr. 415 In Reihe 7 Strömungstechnik. Fortschritt-Berichte VDI, Habilitation, Technische Universität München.
- Lattime, S. B. und Steinetz, B. M. (2002): *Turbine Engine Clearance Control Systems: Current Practices And Future Directions*. NASA/TM-2002-211794.
- Leeb, K. (1997): *Experimentelle und Numerische Untersuchungen zum Durchflußverhalten von Labyrinthdichtungen von Turbomaschinen unter Einfluss von Rotation, Wellendesaxierung und Drall der Zuströmung*. Dissertation, Technische Universität Wien.
- Li, H. und Braun, M. J. (2007): *The Sealing Behavior and Force Analysis for a Double-Laminate Single-Padded Finger Seal*. In: *Proceedings of ASME TURBO EXPO 2007*, Nr. GT2007-28171.
- Lim, S.C. und Ashby, M.F. (1987): *Overview no. 55 Wear-Mechanism maps*. Acta Metallurgica, Bd. 35, S. 1 – 24. ISSN 0001-6160.
- Ludema, K. und Bayer, R. G. (1991): *Tribological modeling for mechanical designers*. ASTM STP 1105. American Society for Testing and Materials, Philadelphia, Pa, online-ausg. Aufl. ISBN 978-0-8031-1412-8; 0-8031-1412-5.
- M. Raben, H. Schwarz und Friedrichs, J. (2014): *Axial Inclination of the Bristle Pack, a New Design Parameter of Brush Seals for Improved Operational Behavior in Steam Turbines*. In: *ASME Turbo Expo 2013: Turbine Technical Conference and Exposition*, Bd. GT2014-26330.
- Mackay, C. und Wright, S. (1991). *Laminated finger seal*. Patentnr.: US-5,071,138.
- Marie, H. (2005): *A Study Of Non-Contacting Passive-Adaptive Turbine Finger Seal Performance*. Dissertation, The University of Akron.
- Marie, H. (2006): *Dynamic Simulation of Finger Seal-Rotor Interaction Using Variable Dynamic Coefficients*. In: *42nd AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit*.

- Marscher, W. D. (1982): *Thermal versus mechanical effects in high speed sliding*. Wear, Bd. 79, S. 129 – 143. ISSN 0043-1648.
- Matthias, A. (2007): *Das Durchflussverhalten von Labyrinthdichtungen bei unterschiedlichen Betriebsbedingungen*. Dissertation, Technischen Universität Wien.
- Meng, H.C. und Ludema, K.C. (1995): *Wear models and predictive equations: their form and content*. Wear 181-183, S. 443–457.
- Micio, M., Facchini, B., Innocenti, L. und Simonetti, F. (2011): *Experimental Investigation on Leakage Loss and Heat Transfer in a Straight Through Labyrinth Seal*. In: *Proceedings of ASME Turbo Expo*.
- Montgomery, R.S. (1976): *Friction and wear at high sliding speeds*. Wear, Bd. 36, S. 275 – 298. ISSN 0043-1648.
- MTU, München (1989). *Bürrstendichtung*. Patentnr.: DE Patent 3,907,614.
- Nakane, H., Maekawa, A., Akita, E., Akagis, K., Nakano, T., Nishimoto, S., Hashimoto, S., Shinohara, T. und Uehara, H. (2004): *The Development of High-Performance Leaf Seals*. In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*.
- Neef, M., Sulda, E., Surken, N. und Walkenhorst, J. (2006): *Design features and performance details of brush seals for turbine applications*. In: *ASME Turbo Expo 2006: Power for Land, Sea, and Air*, S. 1385–1392. American Society of Mechanical Engineers.
- Neumann, K. (1964): *Zur Frage der Verwendung Von Durchblickdichtungen im Dampfturbinenbau*. Maschinenbautechnik, Bd. 13, S. 188–195.
- Neumann, K. (1966): *Untersuchungen Von Wellendichtungen für Dampfturbinen*. Maschinenbautechnik, Bd. 15, S. 27–31.
- NiDI (1979): *High-Temperature Characteristics Of Stainless Steels*. Nr. 9004 In A designers handbook. NiDI - NICKEL DEVELOPMENT INSTITUTE.
- N.Werner (2012): *Entwicklung eines Verschleiß- und Reibmodells für Hochgeschwindigkeitsreibung*. Diplomarbeit, Karlsruher Institut für Technologie, Institut für Thermische Strömungsmaschinen.
- Ochs, M, Horbach, T, Schulz, A, Koch, R und Bauer, H-J (2009): *A novel calibration method for an infrared thermography system applied to heat transfer experiments*. Measurement Science and Technology, Bd. 20, S. 075103.
- Ochs, M., Schulz, A. und Bauer, H.-J. (2010): *High dynamic range infrared thermography by pixelwise radiometric self calibration*. Infrared Physics & Technology, Bd. 53, S. 112 – 119. ISSN 1350-4495.

- Okada, M., Liou, N., Prakash, V. und Miyoshi, K. (2001): *Tribology of high-speed metal-on-metal sliding at near-melt and fully-melt interfacial temperatures*. *Wear*, Bd. 249, S. 672 – 686. ISSN 0043-1648.
- Owen, A. K, Jones, T. V, Guo, S. und Hogg, S. (2003): *An experimental and theoretical study of brush seal and shaft thermal interaction*. In: *ASME Turbo Expo 2003, collocated with the 2003 International Joint Power Generation Conference*, S. 977–984. American Society of Mechanical Engineers.
- Park, G., Kim, G. G. und Kim, S. J. (2006): *Sliding wear behaviors of steam generator tube materials in high temperature water environment*. *Journal of Nuclear Materials*, Bd. 352, S. 80–84.
- Pastrana, R. M, Wolfe, C. E, Turnquist, N. A und Burnett, M. (2001): *Improved steam turbine leakage control with a brush seal design*. In: *Proceedings of the 30th Turbomachinery Symposium, Houston, TX, September*, S. 17–20.
- Pfefferle, D. (2010): *Bürstendichtungen: Vorhaben Nr. 922, Anstreifverhalten und Leckagebestimmung von Bürstendichtungen in Turbomaschinen; Abschlussbericht*. Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e.V. FVV.
- Philippon, S., Sutter, G. und Molinari, A. (2004): *An experimental study of friction at high sliding velocities*. *Wear*, Bd. 257, S. 777 – 784. ISSN 0043-1648.
- Proctor, M. P. (2004): *COMPLIANT FOIL SEAL INVESTIGATIONS*. In: *2003 NASA Seal/Secondary Air System Workshop*.
- Proctor, M. P. und Delgado, I. R. (2004): *Leakage and Power Loss Test Results for Competing Turbine Engine Seals*. In: *GT2004–53935*.
- Proctor, M. P. und Delgado, I. R. (2008): *Preliminary Test Results of a Non-Contacting Finger Seal on a Herringbone-Grooved Rotor*. In: *AIAA–2008–4506*.
- Proctor, M. P. und Kumar, A. (2002): *High-Speed, High-Temperature Finger Seal Test Results*. In: *AIAA–2002–3793 High-Speed*.
- Pullen, J. und Williamson, J. B. P. (1972): *On the Plastic Contact of Rough Surfaces*. *Proceedings of the Royal Society of London. Series A, Mathematical and Physical Sciences*, Bd. 327, S. pp. 159–173. ISSN 00804630.
- Pychynski, T. (2016): *Entwicklung und experimentelle Validierung eines Ansatzes für die Modellierung des Anstreifverhaltens von Labyrinthdichtungen mit Honigwabeneinlaufbelägen*. Dissertation, KIT.
- Pychynski, T., Höfler, C. und Bauer, H.-J. (2016): *Experimental Study on the Friction Contact Between a Labyrinth Seal Fin and a Honeycomb Stator*. In: *J. Eng. Gas Turbines Power, GTP-15-1382*.

- Raben, H. Schwarz und Friedrichs, J. (2013): *Operating Performance and Wear Investigations of Brush Seals for Steam Turbine Applications*. In: *ASME Turbo Expo 2013: Turbine Technical Conference and Exposition*.
- Rhode, D.L., Ko, S.H. und Morrison, G.L. (1994): *Experimental and Numerical Assessment of an Advanced, Labyrinth Seal*. *Tribology Transactions*, Bd. 37, S. 743–750.
- Rhode, D. L. und Allen, B. F. (2001): *Measurement and Visualization of Leakage Effects of Rounded Teeth Tips and Rub-Grooves on Stepped Labyrinths*. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Bd. 123, S. 604–611.
- Rhodes, N. (2005). *Verfahren zur Bearbeitung von Lamellendichtungen*. Patentnr.: EP-1 738 096 B1.
- Rhodes, N. (2006a). *Leaf seal, in particular for a gas turbine, and method of producing it*. Patentnr.: US-8,220,802.
- Rhodes, N. (2006b). *Method Of Processing Seals Like Leaf Seals*. Patentnr.: US-7,743,498.
- Rhodes, N., Hoebel, M. und Brehm, W. (2006). *Leaf Seal, In Particular For a Gas Turbine, And Method Of Producing It*. Patentnr.: US-8,220,802.
- Richard und Arora (2004). *A Leaf Seal Arrangement*. Patentnr.: US-WO 2006/016098 A1.
- Ruggiero, E.J. (2012): *Influence of Friction on the Blow-Down Behavior of an Aramid Fiber Brush Seal*. In: *Proceedings of ASME Turbo Expo 2012*, Nr. GT-69329.
- Sakumoto, Y., t T. Nakazato und Matsuzaki, A. (1996): *High-Temperature Properties Of Stainless Steel For Building Structures*. *Journal Of Structural Engineering*, Bd. 122, S. 399–406.
- Salehi, M. und Heshmat, H. (2000a): *Advanced Seals For General Aviation Engines*. Forschungsbericht, NASA Seal Workshop.
- Salehi, M. und Heshmat, H. (2000b): *High temperature performance evaluation of a compliant foil seal*. 36th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit.
- Salehi, M., Heshmat, H., Walton, J. und Cruzen, S. (1999): *The application of foil seals to a gas turbine engine*. 35th Joint Propulsion Conference and Exhibit.
- San Andres, L. und Anderson, A. (2014): *An All-Metal Compliant Seal Versus a Labyrinth Seal: A Comparison of Gas Leakage at High Temperatures*. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Bd. 137, S. 052504. ISSN 0742-4795.
- San Andres, L., Chirathadam, T. Abraham, Ryu, K und Kim, T. (2010): *Measurements of Drag Torque, Lift-Off Journal Speed, and Temperature in a Metal Mesh Foil Bearing*. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Bd. 132, S. 112503. ISSN 0742-4795.

- Sarstedt, P. (2013): *Experimenteller Vergleich einer Labyrinth- und Fingerdichtung hinsichtlich Dichtwirkung und Verschleißtoleranz*. Diplomarbeit, Karlsruher Institut für Technologie, Institut für Thermische Strömungsmaschinen.
- Schramm, V., Denecke, J., Kim, S. und Wittig, S. (2002a): *Shape Optimization of a Labyrinth Seal Applying the Simulated Annealing Method*. The 9th of International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery ISROMAC, Honolulu, Hawaii.
- Schramm, V., Willenborg, K., Kim, S. und Wittig, S. (2002b): *Influence of a Honeycomb-Facing on the Flow Through a Stepped Labyrinth Seal*. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Bd. 124, S. 140–146.
- Schramm, V., Denecke, J., Kim, S. und Wittig, S. (2004): *Shape Optimization of a Labyrinth Seal Applying the Simulated Annealing Method*. The International Journal of Rotating Machinery, Bd. 10, S. 365–371.
- Shafiei, M. und Alpas, A.T. (2008): *Effect of sliding speed on friction and wear behaviour of nanocrystalline nickel tested in an argon atmosphere*. Wear, Bd. 265, S. 429 – 438. ISSN 0043-1648.
- Soehngen, J. (1989): *A New Analytical Model for Interpreting the Wear Mechanisms of Abradable Seal Systems and Verification*. ASME Paper 89-GT-331.
- Steinetz, B. M. und Hendricks, R. C. (1996): *Engine seal technology requirements to meet NASA's Advanced Subsonic Technology program goals*. In: *Journal of Propulsion and Power* 1996.12:786-793.
- Steinetz, B. M., Hendricks, R. C und Munson, J. (1998): *Advanced seal technology role in meeting next generation turbine engine goals*. In: *National Aeronautics and Space Administration, Lewis Research Center*.
- Stembalski, M., Pre, P. und Skoczyski, W. (2013): *Determination of the friction coefficient as a function of sliding speed and normal pressure for steel {C45} and steel 40HM*. Archives of Civil and Mechanical Engineering, Bd. 13, S. 444 – 448. ISSN 1644-9665.
- Stephen, D. und Hogg, S. I. (2003): *Development Of Brush Seal Technology For Steam Turbine Retrofit Applications*. In: *2003 International Joint Power Generation Conference June 16-19, 2003, Atlanta, Georgia*.
- Strauß, K. (2009): *Kraftwerkstechnik : zur Nutzung fossiler, nuklearer und regenerativer Energiequellen*. VDI-BuchSpringerLink : Bücher. Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg. ISBN 978-3-642-01431-4.
- Suryanarayanan, S. und Morrison, G. L. (2009): *Effect Of Tooth Height, Tooth Width And Shaft Diameter On Carryover Coefficient Of Labyrinth Seals*. In: *Proceedings of ASME Turbo Expo 2009*.

- Sutter, G. und Ranc, N. (2010): *Flash temperature measurement during dry friction process at high sliding speed*. Wear, Bd. 268, S. 1237 – 1242. ISSN 0043-1648.
- Tabor, D. (1959): *Junction Growth in Metallic Friction: The Role of Combined Stresses and Surface Contamination*. Proceedings of the Royal Society of London. Series A, Mathematical and Physical Sciences, Bd. 251, S. pp. 378–393. ISSN 00804630.
- Tabor, D. (1987): *Friction and wear - developments over the last fifty years*. IMechE conference transactions, Bd. 1, S. 157–172.
- Traupel, W. (1988): *Thermische Turbomaschinen*, Bd. Zweiter Band: Geänderte Betriebsbedingungen, Regelung, Mechanische Probleme, Temperaturprobleme. Springer Verlag: Berlin, 3. Aufl.
- Traupel, W (2001): *Thermische Turbomaschinen*, Bd. 1: Thermodynamisch-strömungstechnische Berechnung von *Klassiker der Technik*. Springer, Berlin, 4. Aufl. ISBN 3-540-67376-8.
- Trutnovsky, K. und Komotori, K. (1981): *Berührungsfreie Dichtungen*. Nr. ISBN 3-18-400490-2. Düsseldorf: VDI-Verlag, 4. Aufl. ISBN 3-18-400490-2.
- Tyagi, R., Nath, S.K und Ray, S. (2003): *Modelling of dry sliding oxidation-modified wear in two phase materials*. Wear, Bd. 255, S. 327 – 332. ISSN 0043-1648.
- Tyagi, R., Xiong, D. und Li, J. (2011): *Effect of load and sliding speed on friction and wear behavior of silver/h-BN containing Ni-base P/M composites*. Wear, Bd. 270, S. 423 – 430. ISSN 0043-1648.
- Wang, Y., Li, X. Dong und Feng, Z. (1995): *The relationship between the product of load and sliding speed with friction temperature and sliding wear of a 52100 steel*. Scripta Metallurgica et Materialia, Bd. 33, S. 1163 – 1168. ISSN 0956-716X.
- Waschka, W., Wittig, S. und Kim, S. (1990): *Influence of High Rotational Speeds on the Heat, Transfer and Discharge Coefficients in Labyrinth Seals*. ASME-Paper 90-GT-330.
- Waschka, W., Wittig, S., Scherer, Th. und Kim, S. (1991): *Leakage Loss and Heat Transfer in High Speed Rotating Labyrinth Seals - An Experimental Verification of Numerical Codes*. Proceedings of the 1991 Yokohama International Gas Turbine Congress, IGTC-34, S. 239.
- Waschka, W., Wittig, S., Kim, S. und Scherer, T. (1993): *Heat Transfer and Leakage in High-Speed Rotating Stepped Labyrinth Seals*. AGARD-CP-527, Paper 26.
- Weinberger, T. (2013): *Einfluss geometrischer Labyrinth- und Honigwabenparameter auf das Durchfluss- und Wärmeübergangsverhalten von Labyrinthdichtungen - Experiment, Numerik und Data Mining*. Dissertation, Karlsruher Institut für Technologie (KIT).
- Werner, M. (2012): *Untersuchung der Möglichkeit zur Approximation von 3D Labyrinthströmungen durch 2D Simulationen*. Diplomarbeit, Karlsruher Institut für Technologie, Institut für Thermische Strömungsmaschinen.

- Willenborg, K., Schramm, V., Kim, S. und Wittig, S. (2002): *Influence of a Honeycomb Facing on the Heat Transfer in a Stepped Labyrinth Seal*. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Bd. 124, S. 133–139.
- Wittig, S.L.K., Dörr, L. und Kim, S. (1982): *Scaling Effects on Leakage Losses in Labyrinth Seals*. ASME-Paper 82-GT-157.
- Xiaodong, L., You, W. und Jiajun, . (1991): *A study on dry friction of eutectoid steel*. Wear, Bd. 150, S. 59 – 65. ISSN 0043-1648.
- Zimmermann, H., Kammerer, A. und Wolff, K.H. (1994): *Performance Of Worn Labyrinth Seals*. MTU Motoren- und Turbinen-Union München GmbH.
- Zimmermann, H., Wolff, K. H., München, MTU und GmbH (1998): *Air System Correlations Part 1: Labyrinth Seals*. In: *International Gas Turbine & Aeroengine Congress & Exhibition Stockholm, Sweden*.
- Zorn, P. (2012): *Untersuchung von Buerstendichtungen fuer die Anwendung in Dampfturbinen*. Dissertation, München, Technische Universität München.
- Öztürk, H.K., Turner, A.B. und Childs, P.R.N. (2000): *The Effect of Labyrinth Seal Clearance on Stator-Well Flow and Windage Heating*. Proceedings of the International Symposium on Heat Transfer in Gas Turbine Systems, Çesme, Izmir, Turkey.

Anhang

A.1 Spaltweitenmessung

Da die Spaltweiten der Labyrinthkonfigurationen bei eingebautem Rotor nicht direkt gemessen werden können, kommt ein indirektes Verfahren zum Einsatz. Der erste Schritt bei diesem Verfahren ist die Bestimmung der Höhenunterschiede zwischen den Dichtspitzen relativ zu einander. Dies geschieht bei ausgebautem Rotor, sodass die Zugänglichkeit gewährleistet ist.

Für die Vermessung der starren Dichtspitzen kommt die in Abb. A.1 gezeigte digitale Messuhr zum Einsatz. Die Messuhr kann sowohl in axialer Richtung über eine Miniaturtraverse verfahren werden, als auch automatisiert um die Rotorachse gedreht werden. Damit werden die Höhenunterschiede relativ zur letzten Dichtspitze an 360 Positionen über den Umfang verteilt bestimmt. Nach dem Einbau des Rotors kann anschließend über ein drehbares Kamerasystem (siehe Abb. A.2) der Spalt an der letzten Dichtspitze gemessen werden. Mit den zuvor ermittelten Höhenunterschieden kann nun die Höhe jedes Dichtspalts berechnet werden.

Im Fall der flexiblen Dichtspitzen kann die Messuhr auf Grund des taktilen Messverfahrens nicht eingesetzt werden. Für die Vermessung kommt daher ausschließlich das Kamerasystem zum Einsatz. Auch hier wird die Höhe der flexiblen Dichtspitze relativ zur letzten Dichtspitze bestimmt. Hierfür wird jeweils der Abstand der Spitzen zu einer Referenz, die fest mit dem Kamerasystem verbunden ist, gemessen (vgl. Abb.A.3). Mit der Spaltweite am letzten Dichtspalt bei eingebautem Rotor kann anschließend die Bestimmung des Spalts an der flexiblen Dichtspitze erfolgen (vgl. Dlugoszek (2013), Sarstedt (2013)).

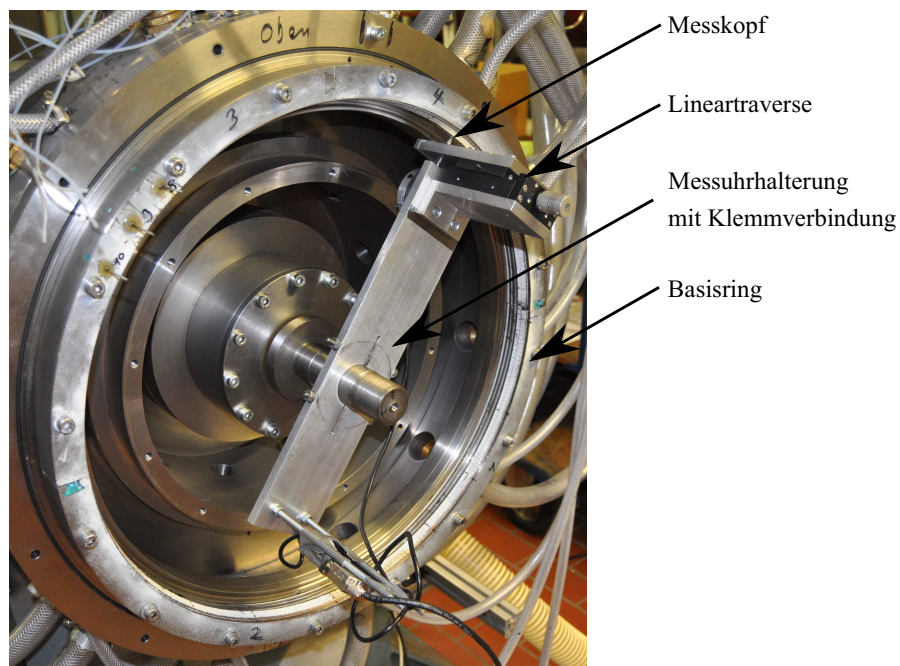


Abbildung A.1: Rotierbare und traversierbare Messuhr zur Bestimmung der Spitzenhöhen relativ zur letzten Spitze (Quelle: Dlugoszek (2013))

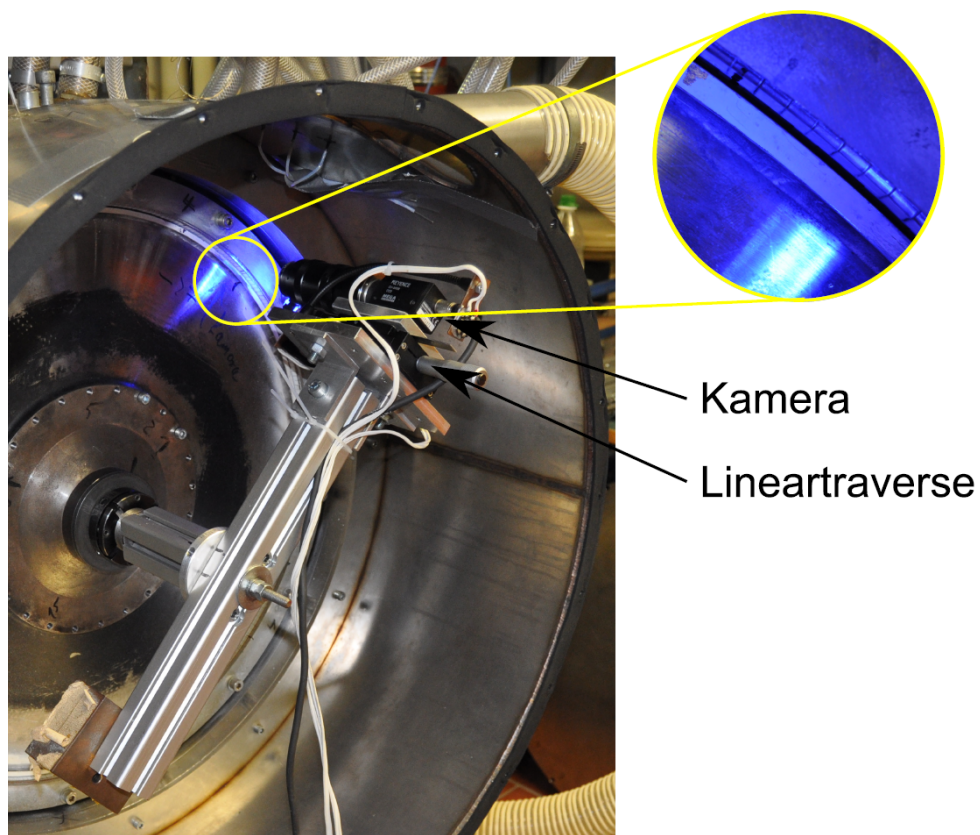


Abbildung A.2: Rotierbare und traversierbare Kamera zur Bestimmung der Spitzenhöhen von flexiblen Dichtstreifen relativ zur letzten Spitze (Quelle: Dlugoszek (2013))

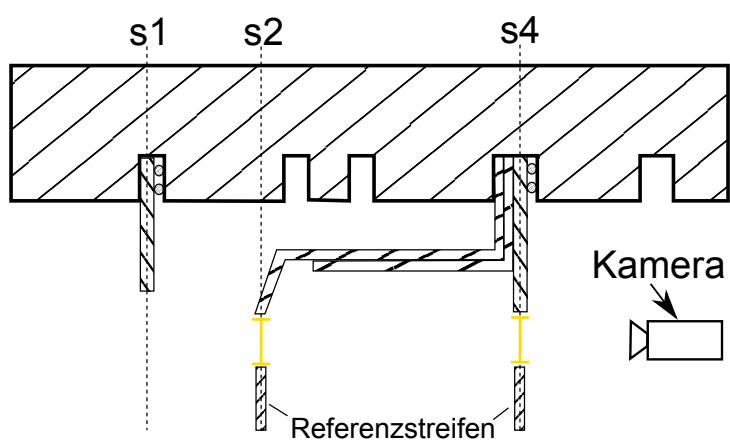


Abbildung A.3: Spaltmessung flexible Dichtstreifen (Quelle: Dlugoszek (2013))

A.2 Technische Zeichnung - Dichtstreifen

Technische Zeichnungen der Dichtstreifen für die experimentellen Untersuchungen in Kap. 5.

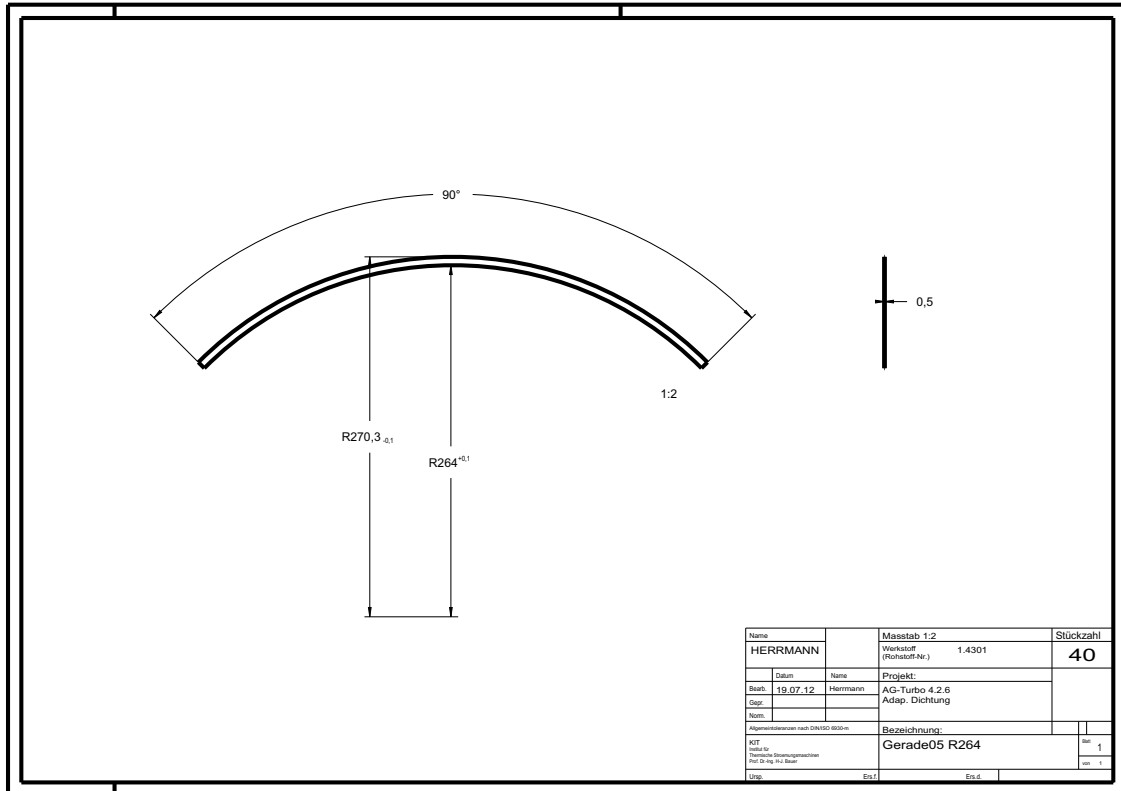


Abbildung A.4: Starrer kurzer Dichtstreifen der Konfiguration Baseline)

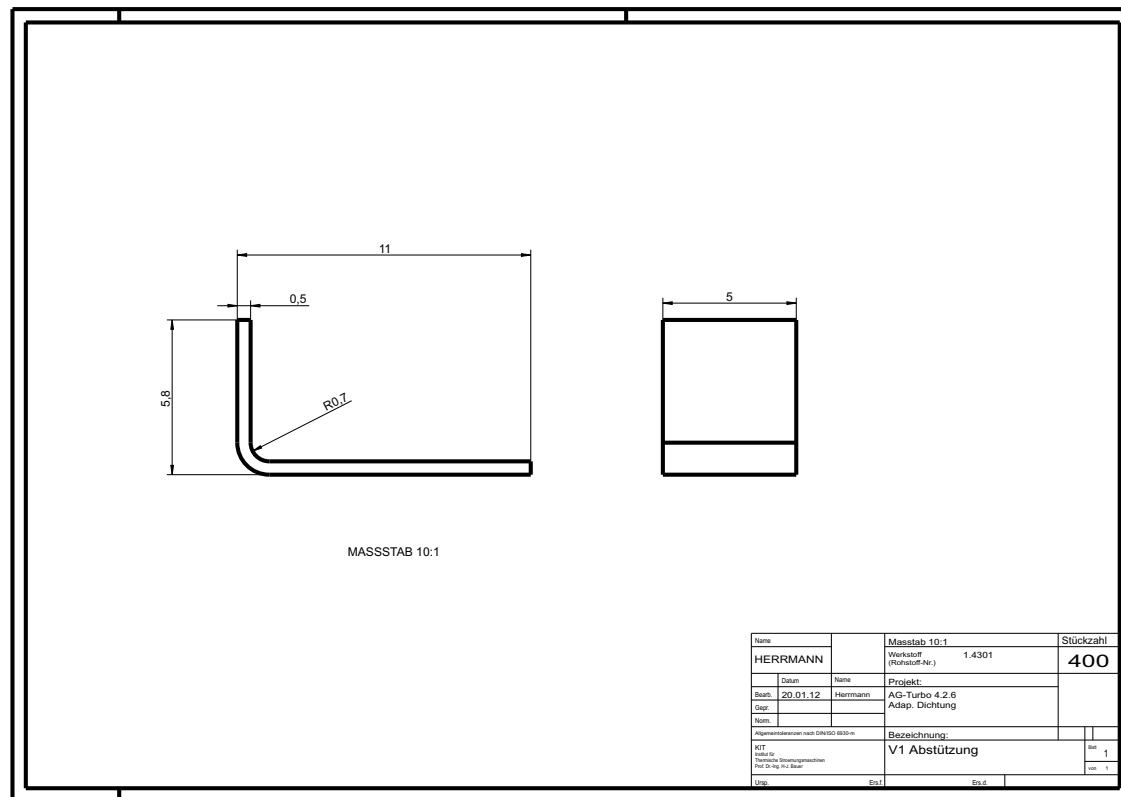
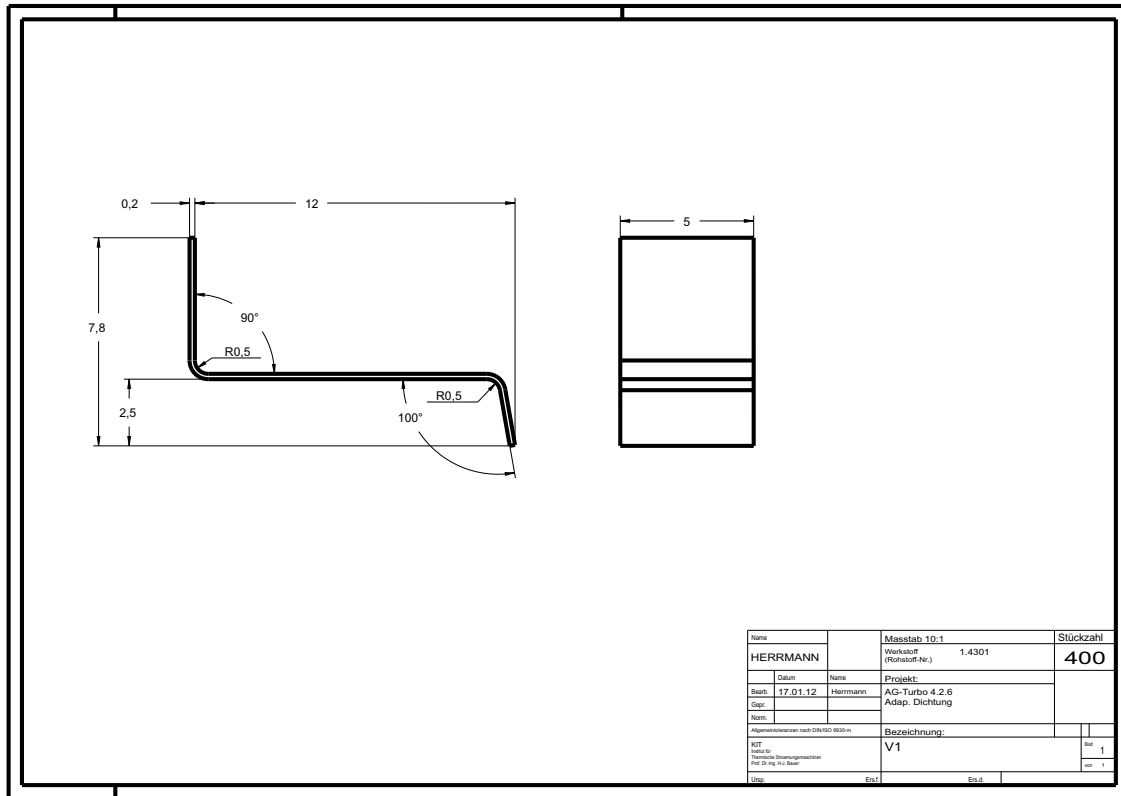


Abbildung A.5: Dichtsegment und Abstützung der Konfiguration V1

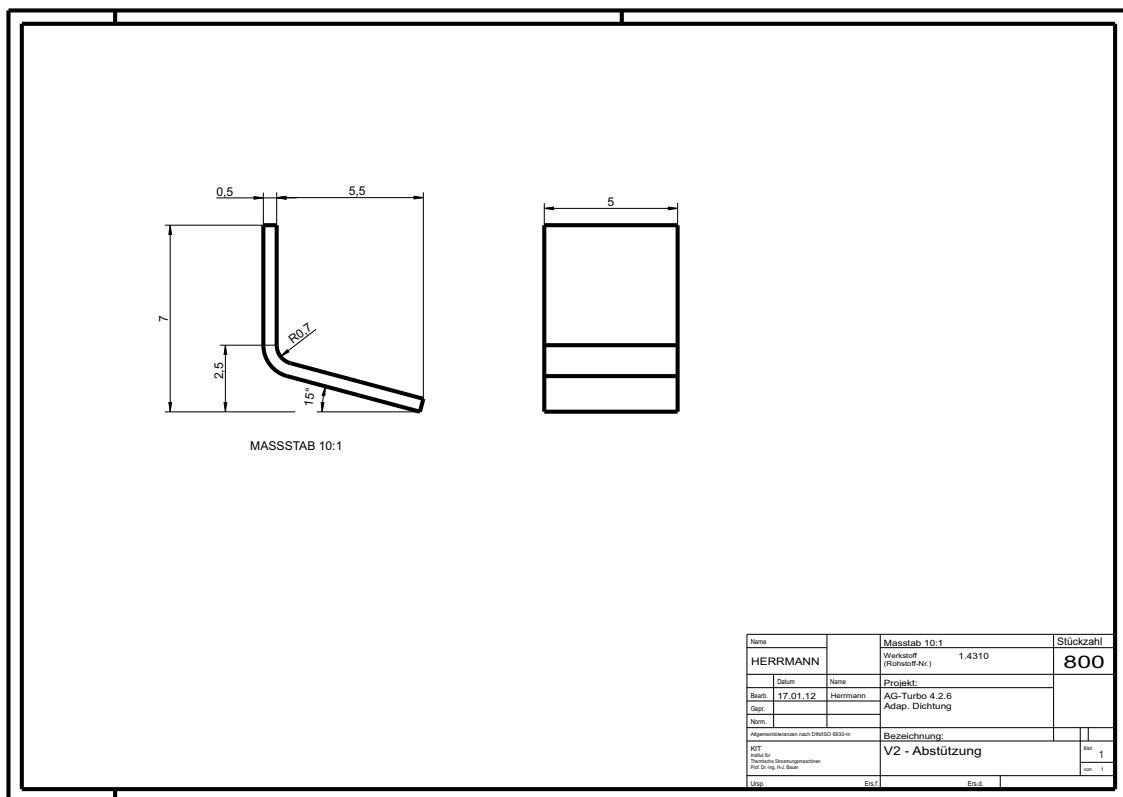
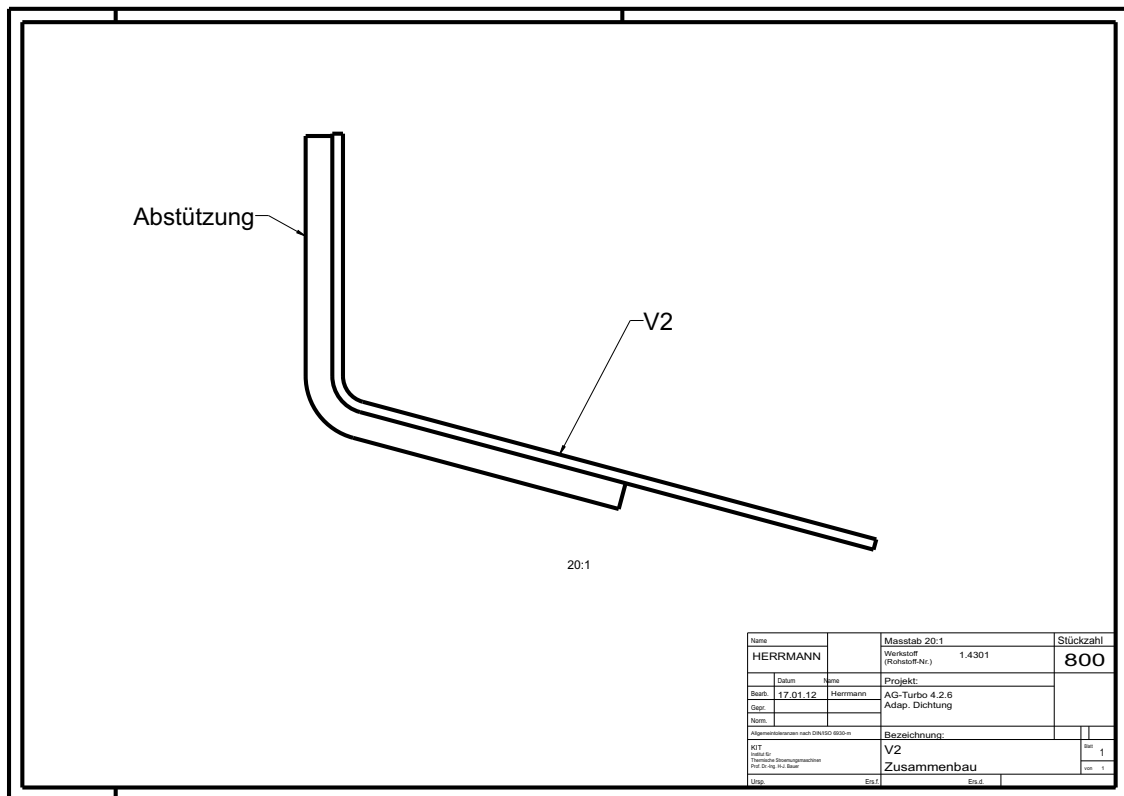


Abbildung A.6: Dichtsegment und Abstützung der Konfiguration V1

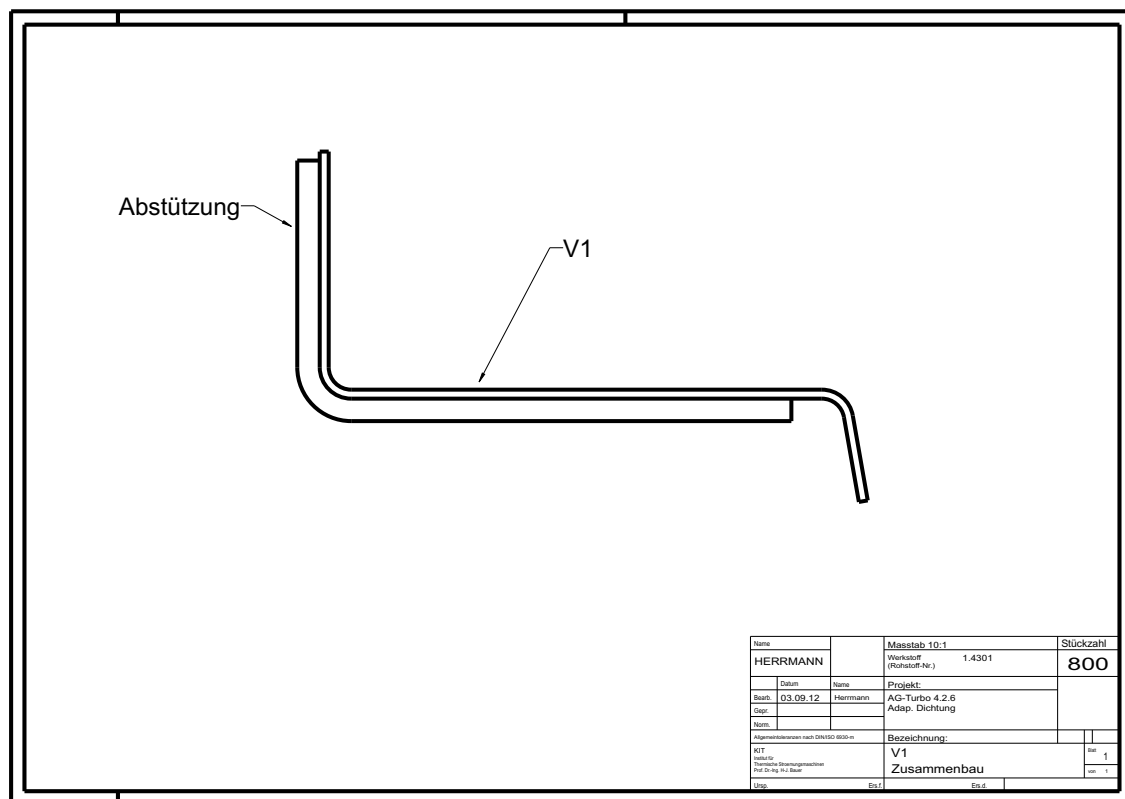
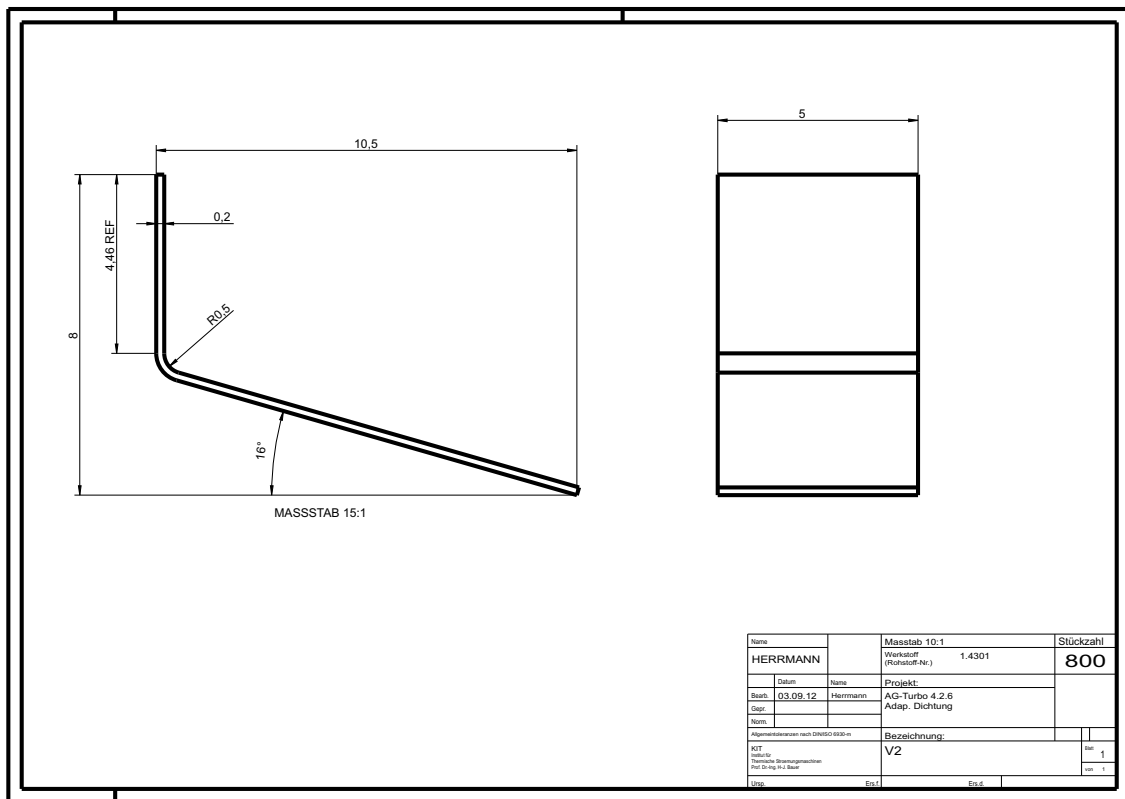


Abbildung A.7: Dichtsegment und Abstützung der Konfiguration V1

A.3 Verschleißbilder - starre Dichtstreifen

In den folgenden Abbildungen sind Abdrücke von starren Dichtstreifen nach den Anstreichversuchen dargestellt. Basierend auf diesen Bildern wurde die Geometrie für die CFD Untersuchungen in Kap. 6.1.1 erstellt. Strömungsrichtung ist von Dichtspitze 1 nach Dichtspitze 4. Drehrichtung des Rotors von R2 nach L2.

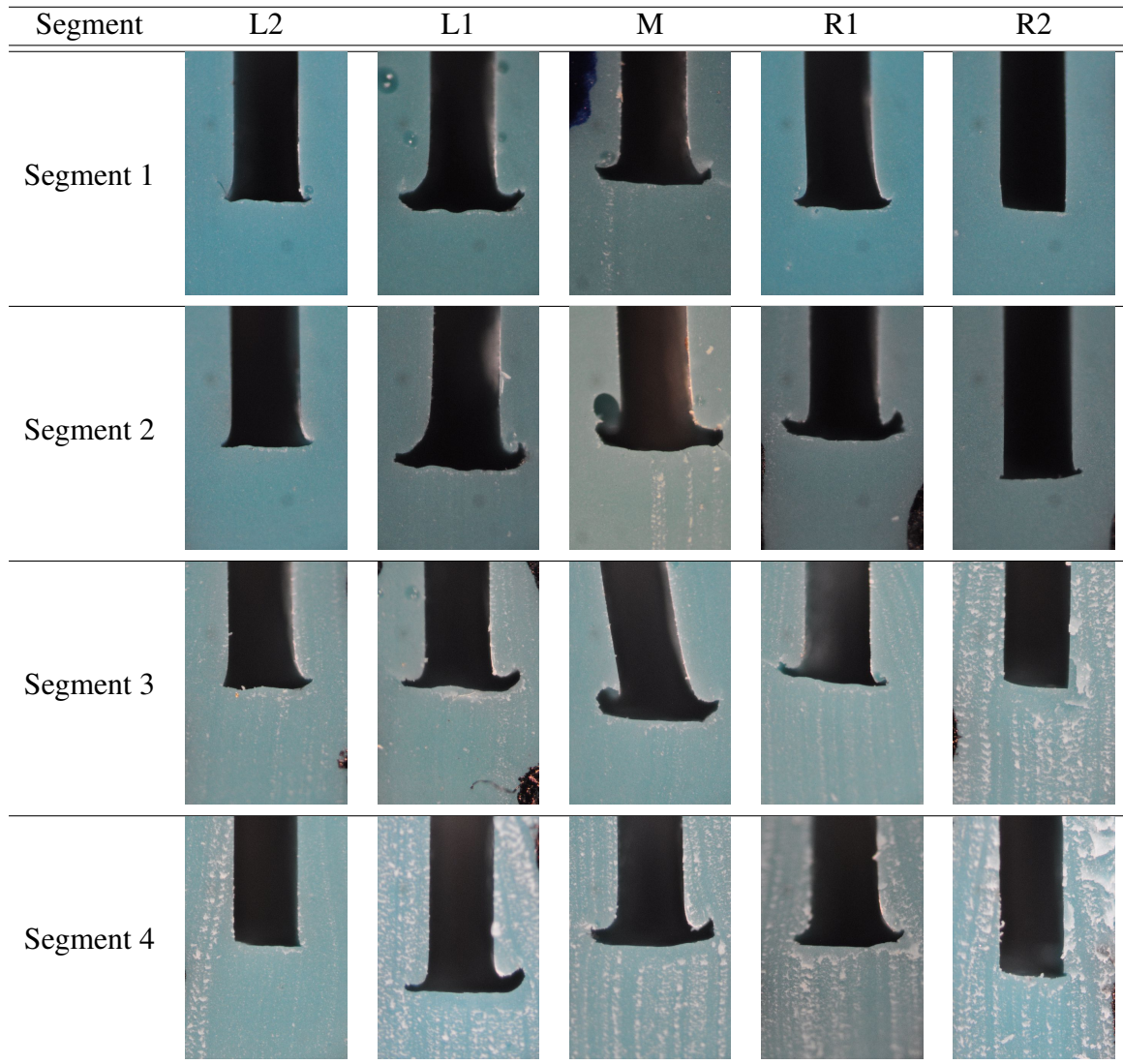


Abbildung A.8: Abdrücke der verschlissenen starren Dichtspitze 1 - Konfiguration Baseline

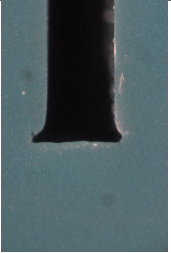
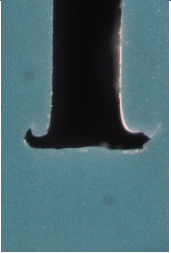


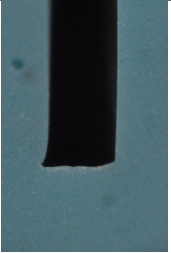
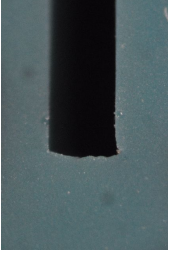
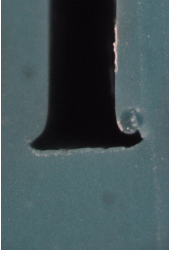
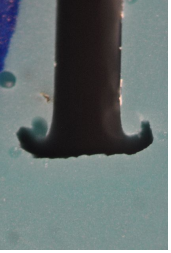
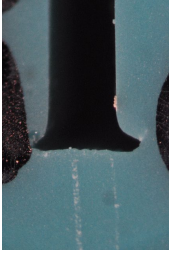
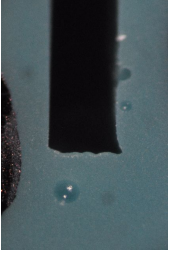
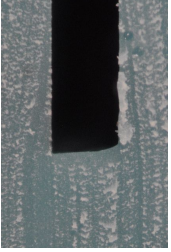
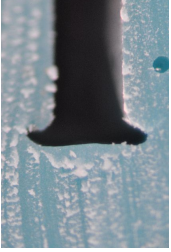



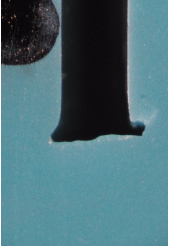
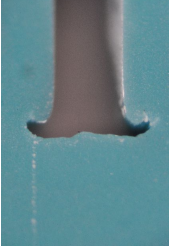

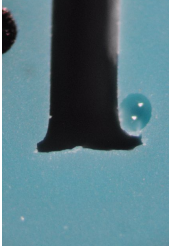
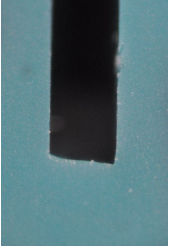
Segment, Dichtspitze	L2	L1	M	R1	R2
D2, Seg 1					
D2, Seg 2					
D2, Seg 3					
D2, Seg 4					

Abbildung A.9: Abdrücke der verschlissenen starren Dichtspitze 2 - Konfiguration Baseline

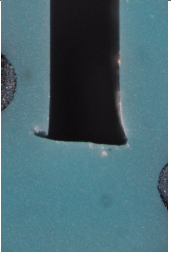



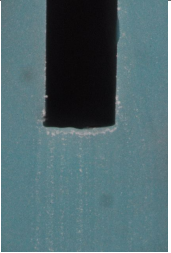
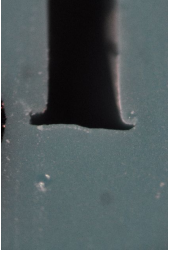
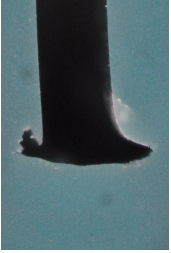


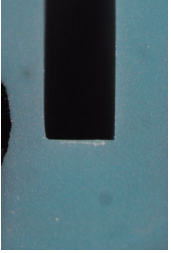





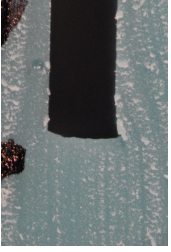
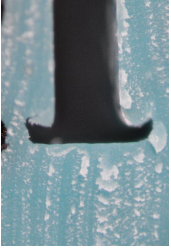


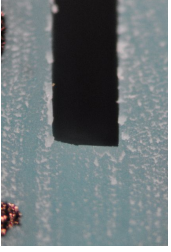
Segment, Dichtspitze	L2	L1	M	R1	R2
D3, Seg 1					
D3, Seg 2					
D3, Seg 3					
D3, Seg 4					

Abbildung A.10: Abdrücke der verschlissenen starren Dichtspitze 2 - Konfiguration Baseline

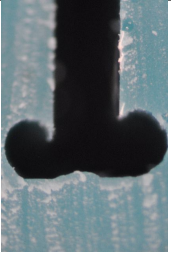
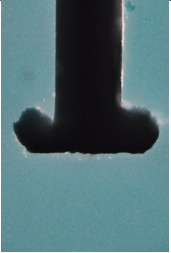

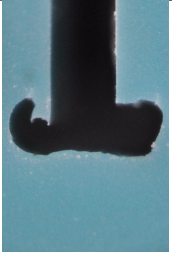


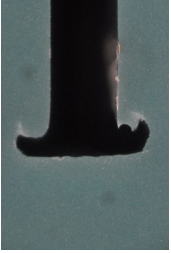
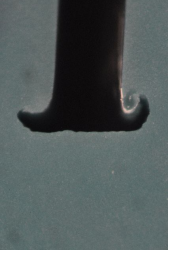

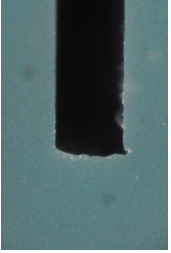
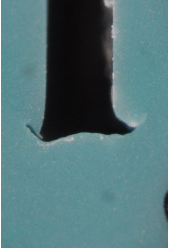
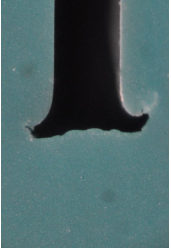

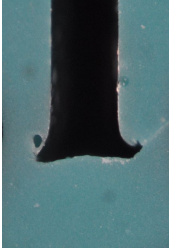
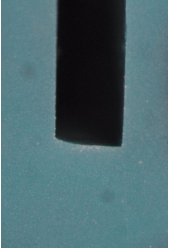
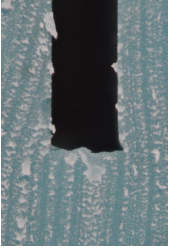


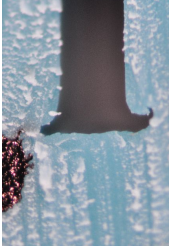
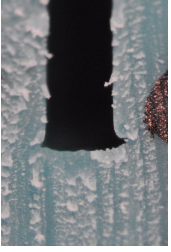
Segment, Dichtspitze	L2	L1	M	R1	R2
D4, Seg 1					
D4, Seg 2					
D4, Seg 3					
D4, Seg 4					

Abbildung A.11: Abdrücke der verschlissenen starren Dichtspitze 2 - Konfiguration Baseline

A.4 Verschleißbilder - flexible Dichtstreifen

In den folgenden Abbildungen sind Abdrücke von flexiblen Dichtstreifen vor und nach den Anstreichversuchen dargestellt. Drehung des Rotors von R2 nach L2.

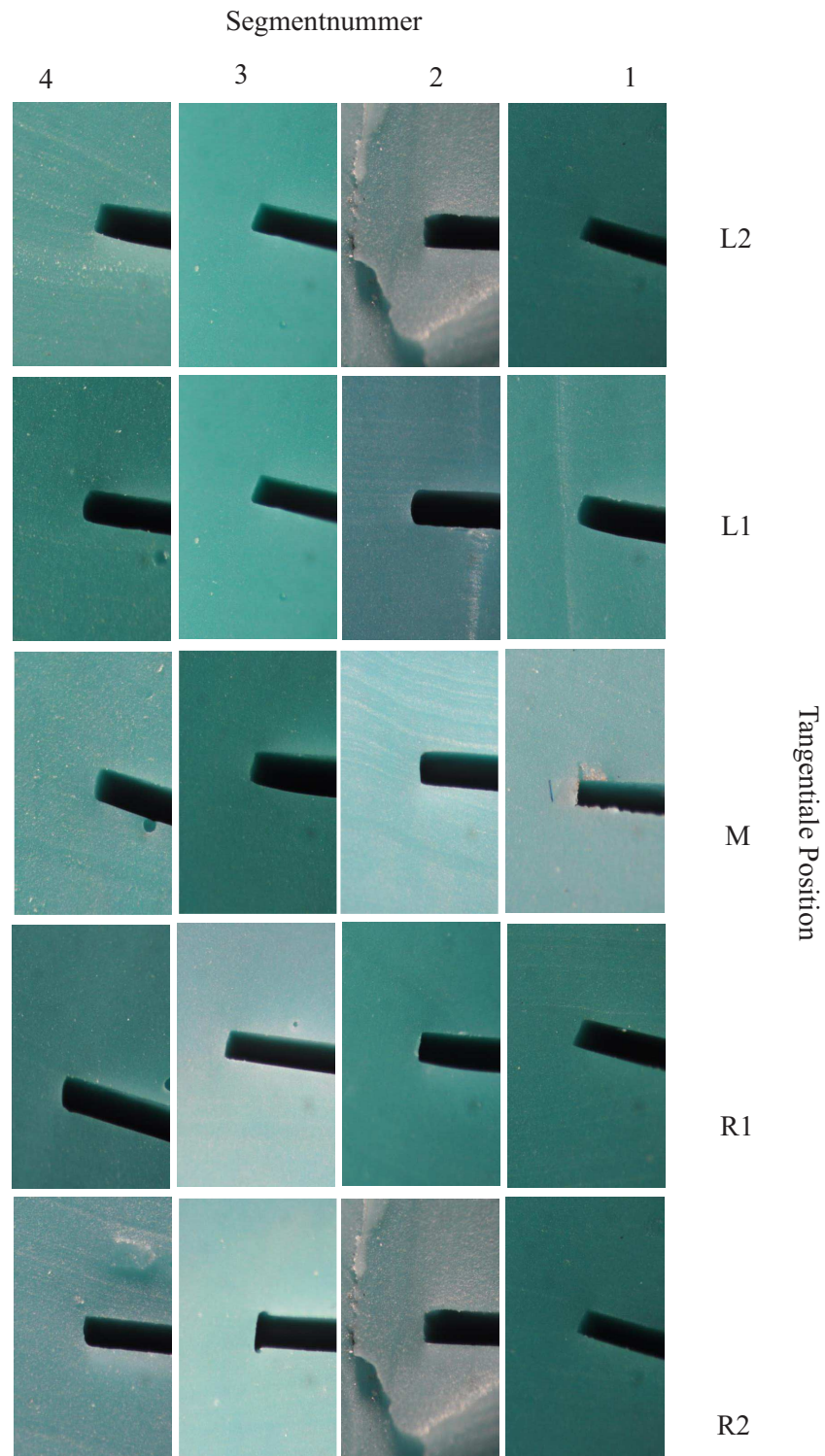


Abbildung A.12: Abdrücke der Konfiguration V1 vor dem Antstreifen

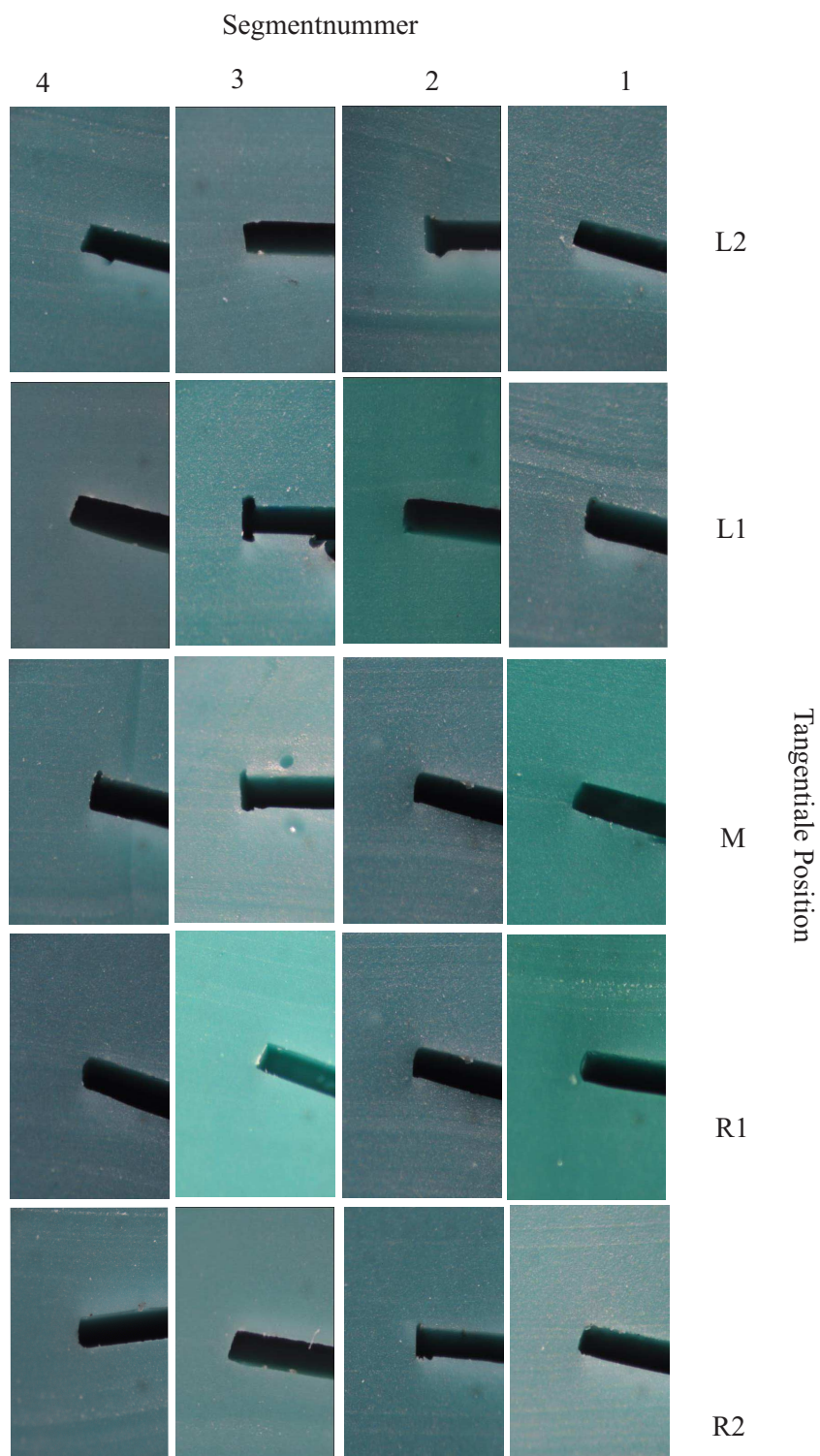


Abbildung A.13: Abdrücke der Konfiguration V1 nach dem Antstreifen

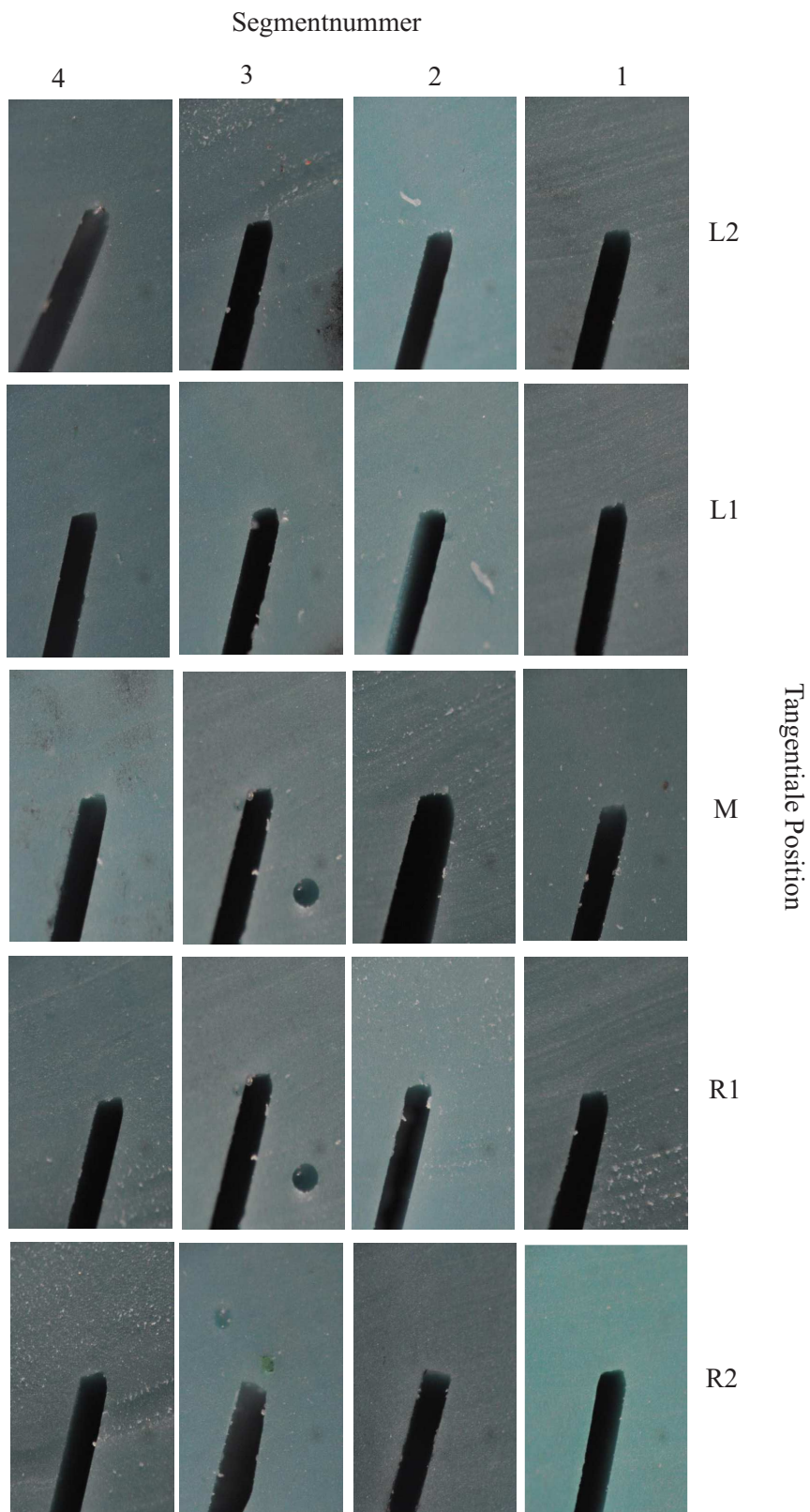


Abbildung A.14: Abdrücke der Konfiguration V2 vor dem Antstreifen

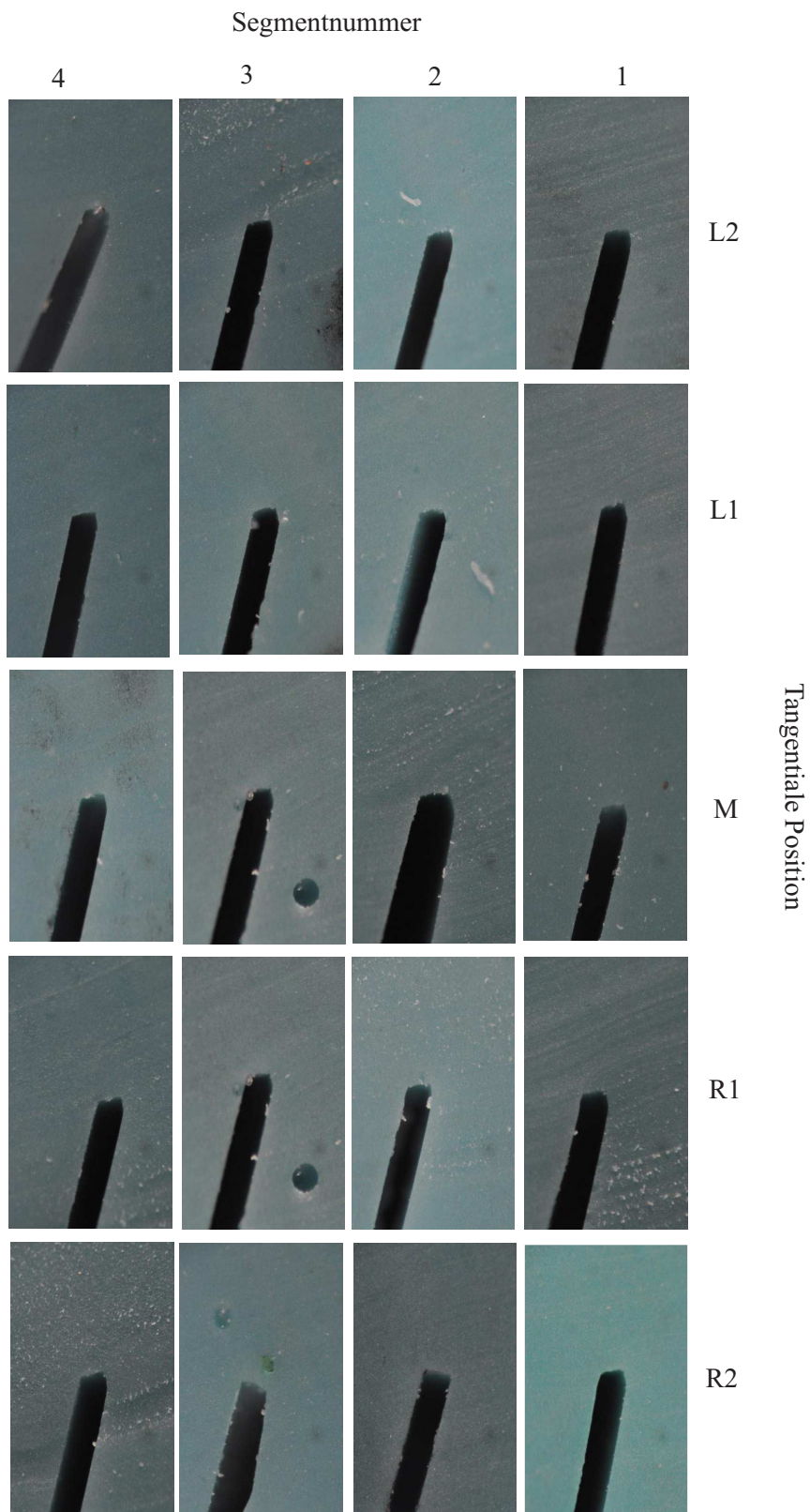


Abbildung A.15: Abdrücke der Konfiguration V2 nach dem Antstreifen

A.5 Subroutine - Fric

```

SUBROUTINE FRIC (LM,TAU,DDTDDG,DDTDDP,DSLIP,SED,SPD,
1 DDTDDT,PNEWDT,STATEV,DGAM,TAULM,PRESS,DPRESS,DDPDDH,SLIP,
2 KSTEP,KINC,TIME,DTIME,NOEL,CINAME,SLNAME,MSNAME,NPT,NODE,
3 NPATCH,COORDS,RCOORD,DROT,TEMP,PREDEF,NFDIR,MCRD,NPRED,
4 NSTATV,CHRLNGTH,PROPS,NPROPS)
C
C   INCLUDE 'ABA_PARAM.INC'
C
C   CHARACTER*80 CINAME,SLNAME,MSNAME
C   REAL HF
C   INTEGER writeFlag
C   DIMENSION TAU(NFDIR),DDTDDG(NFDIR,NFDIR),DDTDDP(NFDIR),
1           DSLIP(NFDIR),DDTDDT(NFDIR,2),STATEV(*),
2           DGAM(NFDIR),TAULM(NFDIR),SLIP(NFDIR),TIME(2),
3           COORDS(MCRD),RCOORD(MCRD),DROT(2,2),TEMP(2),
4           PREDEF(*),PROPS(NPROPS)
C
C   IF (LM .EQ. 2) RETURN
C
C   Geschwindigkeit
C   v=160
C   Die Gleitstrecke
C   DSLIP(1)=v*DTIME
C
C   Reibkoeffizient
C   AMU=0.1
C
C   PLASTIC DISSIPATION
C   TAU = Schubspannung
C   SPD=Reibleistung
C   LM=0
C   TAU(1)=AMU*PRESS
C   TAU(2)=0
C   SPD=AMU*PRESS*DSLIP(1)
C
C   Ableitungen
C   DDTDDG(1,1)=0.
C   DDTDDP(1)=AMU
C   DDTDDT(1,1)=0.
C
C   RETURN

```

END

A.6 Subroutine - Film

```

SUBROUTINE FILM(H, SINK, TEMP, KSTEP, KINC, TIME, NOEL, NPT,
1          COORDS, JLTY, FIELD, NFIELD, SNAME, NODE, AREA)
C
  INCLUDE 'ABA_PARAM.INC'
  REAL r, t, Zustellung, Zustellzeit, delta_r
  REAL HF, p1
C
  DIMENSION H(2), TIME(2), COORDS(3), FIELD(NFIELD)
  CHARACTER*80 SNAME
C  Koeffizient fuer Gleichung
  p1=3;
C  Pruefung, ob Koordinaten oberhalb des Rotors liegen
  if ((COORDS(1) - 0.2625).gt.5e-5) then
    r = COORDS(1)
C    Gleichung fuer Waermeuebergangskoeffizient
C    (Baseline lang)
    H(1)=p1/(r - (0.256)) - 40
  else
    H(1)=0
  end if
  H(2)=0
  SINK=0

  RETURN
END

```

A.7 Subroutine - Umeshmotion

```

SUBROUTINE UMESHMOTION(UREF, ULOCAL, NODE, NNDOF,
*   LNODETYPE, ALOCAL, NDIM, TIME, DTIME, PNEWDT,
*   KSTEP, KINC, KMESHSWEEP, JMATYP, JGVBLOCK, LSMOOTH)
C
  INCLUDE 'ABA_PARAM.INC'
C
  DIMENSION ULOCAL(NDIM), Ustart(NDIM)
  DIMENSION ALOCAL(NDIM,*), TIME(2)
  DIMENSION WEARLOCAL(3), WEARGLOBAL(3)
  DIMENSION JMATYP(*)

```



```

        DIMENSION ARRAY(15),JGVBLOCK(*)
        PARAMETER (NELEMMAX=1000)
        DIMENSION JELEMLIST(NELEMMAX), JELEMTYPE(NELEMMAX),
1      COORD(3)
        REAL h,k,surfP,mt1,mt2,dm
        CHARACTER*80 PARTNAME
C
        NELEMS=NELEMMAX
        JTYP=1
        JRCD = 0
        COORD=0
        CALL GETNODETOELEMCONN(NODE, NELEMS, JELEMLIST,
1      JELEMTYPE, JRCD,JGVBLOCK)
C
C      Auslesen des Anpressdrucks CPRESS in jedem Knoten:
        CALL GETVRMAVGATNODE(NODE,JTYP,'CSTRESS',ARRAY,JRCD,
1      JELEMLIST, NELEMS,JMATYP,JGVBLOCK)
        surfP=ARRAY(1)
C
C      Auslesen der Koordinaten des Knotens:
        CALL GETVRN(NODE,'COORD',ARRAY,JRCD,JGVBLOCK,LTRN)
        COORD(1)=ARRAY(1)
        COORD(2)=ARRAY(2)
C
C      Gleitgeschwindigkeit
        v=160
C
C      Verschleisskoeffizient
        k=3.8e-17
C
C      Verlust an Masse
C      Fuer Wiederaufnahme der Berechnung nach 10s
        dt=10.0
        t=TIME(1)+dt
        h1=k*v*(t-DTIME)**0.5*surfP**1.2
        h2=k*v*t**0.5*surfP**1.2
        h=h2-h1
C
C      Koordinatentransformation
        Ustart=ULOCAL
        WEARGLOBAL(1)=h
C

```

```

C      Verschiebung der Knoten nur ,
C      wenn Anpressdruck groesser 0:
      if (surfP.gt.0) then
      do aa=1,NDIM
          WEARLOCAL(aa)=0
          do bb=1,NDIM
              WEARLOCAL(aa)=WEARLOCAL(aa)+
1              WEARGLOBAL(bb)*ALOCAL(bb,aa)
          end do
      end do
      do aa = 1,ndim
          ULOCAL(aa) = ULOCAL(aa) + WEARLOCAL(aa)
      end do
      else
          ULOCAL(aa) = ULOCAL(aa)
      end if
      if (writeFlag.eq.0) then
      write(*,*)
1      'Ustart ', Ustart , 'Uend', ULOCAL
      end if
C
      RETURN
      END

```

A.8 Materialdaten 1.4301

```

*Conductivity
15., 0.
18., 500.
22.,1300.
*Density
8000.,
*Elastic
      1.87e+11, 0.29, 0.
      1.75933e+11, 0.29, 80.
      1.56851e+11, 0.29, 180.
      1.30137e+11, 0.29, 320.
      1.05331e+11, 0.29, 450.
      8.6249e+10, 0.29, 550.
      6.52592e+10, 0.29, 660.
      4.61776e+10, 0.29, 760.
      2.51878e+10, 0.29, 870.
      8.01429e+09, 0.29, 960.

```

100000., 0.29,1400.

*Expansion

1.7e-05, 0.

1.8e-05, 315.

1.84e-05, 540.

1.88e-05, 650.

2.1e-05,1300.

*Plastic

2.4e+08, 0., 20.

2.5e+08, 0.000844, 20.

2.6e+08, 0.002003, 20.

2.7e+08, 0.003525, 20.

2.8e+08, 0.005447, 20.

2.9e+08, 0.007799, 20.

3e+08, 0.010604, 20.

3.1e+08, 0.013885, 20.

3.2e+08, 0.017661, 20.

3.3e+08, 0.021949, 20.

3.4e+08, 0.026766, 20.

3.5e+08, 0.032127, 20.

3.6e+08, 0.038045, 20.

3.7e+08, 0.044533, 20.

3.8e+08, 0.051605, 20.

3.9e+08, 0.059271, 20.

4e+08, 0.067543, 20.

4.1e+08, 0.076432, 20.

4.2e+08, 0.085947, 20.

4.3e+08, 0.096098, 20.

4.4e+08, 0.106895, 20.

4.5e+08, 0.118346, 20.

4.6e+08, 0.130462, 20.

4.7e+08, 0.143249, 20.

4.8e+08, 0.156716, 20.

4.9e+08, 0.170871, 20.

5e+08, 0.185722, 20.

5.1e+08, 0.201276, 20.

5.2e+08, 0.217541, 20.

5.3e+08, 0.234523, 20.

5.4e+08, 0.252229, 20.

2.2e+08, 0., 80.

2.3e+08, 0.001172, 80.

2.4e+08, 0.002741, 80.

2.5e+08, 0.004754, 80.

2.6e+08,	0.007241,	80.
2.7e+08,	0.010231,	80.
2.8e+08,	0.013744,	80.
2.9e+08,	0.0178,	80.
3e+08,	0.022417,	80.
3.1e+08,	0.027609,	80.
3.2e+08,	0.033391,	80.
3.3e+08,	0.039775,	80.
3.4e+08,	0.046774,	80.
3.5e+08,	0.054398,	80.
3.6e+08,	0.062659,	80.
3.7e+08,	0.071566,	80.
3.8e+08,	0.081129,	80.
3.9e+08,	0.091357,	80.
4e+08,	0.102258,	80.
4.1e+08,	0.113841,	80.
4.2e+08,	0.126114,	80.
4.3e+08,	0.139083,	80.
4.4e+08,	0.152757,	80.
4.5e+08,	0.167142,	80.
4.6e+08,	0.182246,	80.
4.7e+08,	0.198074,	80.
4.8e+08,	0.214634,	80.
2e+08,	0.,	180.
2.1e+08,	6.4e-05,	180.
2.2e+08,	0.000129,	180.
2.3e+08,	0.000193,	180.
2.4e+08,	0.000257,	180.
2.5e+08,	0.000322,	180.
2.6e+08,	0.000386,	180.
2.7e+08,	0.00045,	180.
2.8e+08,	0.000515,	180.
2.9e+08,	0.000579,	180.
3e+08,	0.000643,	180.
3.1e+08,	0.000708,	180.
3.2e+08,	0.04178,	180.
3.3e+08,	0.047776,	180.
3.4e+08,	0.054174,	180.
3.5e+08,	0.060977,	180.
3.6e+08,	0.068189,	180.
3.7e+08,	0.075812,	180.
3.8e+08,	0.083849,	180.
3.9e+08,	0.092302,	180.

4e+08,	0.101175,	180.
4.1e+08,	0.11047,	180.
4.2e+08,	0.120188,	180.
4.3e+08,	0.130333,	180.
4.4e+08,	0.140907,	180.
1.9e+08,	0.,	320.
2e+08,	0.002509,	320.
2.1e+08,	0.005396,	320.
2.2e+08,	0.008657,	320.
2.3e+08,	0.012292,	320.
2.4e+08,	0.0163,	320.
2.5e+08,	0.020679,	320.
2.6e+08,	0.025429,	320.
2.7e+08,	0.030548,	320.
2.8e+08,	0.036037,	320.
2.9e+08,	0.041893,	320.
3e+08,	0.048118,	320.
3.1e+08,	0.054709,	320.
3.2e+08,	0.061667,	320.
3.3e+08,	0.068991,	320.
3.4e+08,	0.076681,	320.
3.5e+08,	0.084736,	320.
3.6e+08,	0.093156,	320.
3.7e+08,	0.10194,	320.
3.8e+08,	0.111089,	320.
3.9e+08,	0.120601,	320.
4e+08,	0.130476,	320.
4.1e+08,	0.140715,	320.
4.2e+08,	0.151316,	320.
4.3e+08,	0.16228,	320.
1.7e+08,	0.,	450.
1.8e+08,	0.002916,	450.
1.9e+08,	0.006217,	450.
2e+08,	0.009889,	450.
2.1e+08,	0.013921,	450.
2.2e+08,	0.018304,	450.
2.3e+08,	0.02303,	450.
2.4e+08,	0.028094,	450.
2.5e+08,	0.033489,	450.
2.6e+08,	0.039211,	450.
2.7e+08,	0.045255,	450.
2.8e+08,	0.051617,	450.
2.9e+08,	0.058294,	450.

3e+08,	0.065282,	450.
3.1e+08,	0.072578,	450.
3.2e+08,	0.08018,	450.
3.3e+08,	0.088084,	450.
3.4e+08,	0.096288,	450.
3.5e+08,	0.104789,	450.
3.6e+08,	0.113587,	450.
3.7e+08,	0.122677,	450.
3.8e+08,	0.13206,	450.
3.9e+08,	0.141731,	450.
4e+08,	0.15169,	450.
4.1e+08,	0.161936,	450.
4.2e+08,	0.172465,	450.
4.3e+08,	0.183278,	450.
4.4e+08,	0.194371,	450.
1.5e+08,	0.,	550.
1.6e+08,	0.003364,	550.
1.7e+08,	0.007139,	550.
1.8e+08,	0.011299,	550.
1.9e+08,	0.015823,	550.
2e+08,	0.020696,	550.
2.1e+08,	0.025904,	550.
2.2e+08,	0.031438,	550.
2.3e+08,	0.037288,	550.
2.4e+08,	0.043446,	550.
2.5e+08,	0.049905,	550.
2.6e+08,	0.056659,	550.
2.7e+08,	0.063701,	550.
2.8e+08,	0.071027,	550.
2.9e+08,	0.078632,	550.
3e+08,	0.086511,	550.
3.1e+08,	0.094661,	550.
3.2e+08,	0.103077,	550.
3.3e+08,	0.111757,	550.
3.4e+08,	0.120696,	550.
3.5e+08,	0.129892,	550.
3.6e+08,	0.139342,	550.
3.7e+08,	0.149042,	550.
3.8e+08,	0.158991,	550.
3.9e+08,	0.169186,	550.
1.3e+08,	0.,	660.
1.4e+08,	0.004462,	660.
1.5e+08,	0.009269,	660.

1.6e+08,	0.014394,	660.
1.7e+08,	0.019818,	660.
1.8e+08,	0.025524,	660.
1.9e+08,	0.0315,	660.
2e+08,	0.037735,	660.
2.1e+08,	0.044219,	660.
2.2e+08,	0.050944,	660.
2.3e+08,	0.057902,	660.
2.4e+08,	0.065087,	660.
2.5e+08,	0.072493,	660.
2.6e+08,	0.080114,	660.
2.7e+08,	0.087947,	660.
2.8e+08,	0.095985,	660.
2.9e+08,	0.104225,	660.
3e+08,	0.112663,	660.
9e+07,	0.,	760.
1e+08,	0.00875,	760.
1.1e+08,	0.018284,	760.
1.2e+08,	0.028519,	760.
1.3e+08,	0.039395,	760.
1.4e+08,	0.050865,	760.
1.5e+08,	0.062891,	760.
1.6e+08,	0.075444,	760.
4e+07,	0.000459,	870.
5e+07,	0.051266,	870.
6e+07,	0.072115,	870.
7e+07,	0.093937,	870.
3e+07,	0.,	960.
4e+07,	0.121663,	960.
5e+07,	0.161398,	960.
6e+07,	0.201326,	960.
1e+07,	0.,	1100.
1.1e+07,	0.1,	1100.
1e+06,	0.,	1200.
1.1e+06,	0.1,	1200.
1000.,	0.,	1400.
1100.,	0.1,	1400.
1.,	0.,	1450.
2.,	1.,	1450.
* Specific Heat		
500.,	0.	
700.,	1300.	