

TECHNISCHE UNIVERSITÄT MÜNCHEN

Lehrstuhl für Energiesysteme

**Untersuchung von Bürstendichtungen für die Anwendung
in Dampfturbinen**

Peter Zorn

Vollständiger Abdruck von der Fakultät für
Maschinenwesen der Technischen Universität München
zur Erlangung des akademischen Grades eines
Doktor-Ingenieurs
genehmigten Dissertation.

Vorsitzender:

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dirk Weuster - Botz

Prüfer der Dissertation:

1. Univ.-Prof. Dr.-Ing. habil. Hartmut Spliethoff
2. Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr.-Ing. habil. Heinz Ulbrich

Die Dissertation wurde am 30.05.2011 bei der Technischen Universität München eingereicht und durch die Fakultät für Maschinenwesen am 24.01.2012 angenommen.

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit am Lehrstuhl für Energiesysteme der Technischen Universität München unter der Leitung von Hr. Prof. Dr.-Ing. Spliethoff, meinem Doktorvater. Er schaffte den Rahmen für eine angenehme Arbeitsatmosphäre mit dem nötigen Freiraum für mich. Dafür gebühren ihm meine Achtung und mein Dank. Während der für mich sehr schönen Zeit habe ich viel über Forschung und Wissenschaft gelernt. Ich blicke daher mit einem weinenden Auge zurück. Hrn. Prof. Dr.-Ing. Ulbrich danke ich für die Übernahme des Koreferats.

Ich bedanke mich hiermit bei allen, die zum Erfolg und Gelingen dieser Arbeit beigetragen haben. Fortfahren möchte ich mit Hrn. Dr.-Ing. Klaus Kwanka vom Lehrstuhl für Energiesysteme, der während des Projekts verstorben ist. Er hat die Arbeit zusammen mit Hrn. Dr.-Ing. Karl Urlichs und Dr.-Ing. Bernd Lüneburg – beide von Siemens - ins Leben gerufen und sie bis zu seinem Tode durch wertvolle Diskussionen begleitet. Den Herren Urlichs, Neef, Schettel und Hofmann von der Firma Siemens Power Generation – jetzt Bereich Energy – danke ich an dieser Stelle für die fruchtbare Zusammenarbeit recht herzlich.

Auch Martin Deckner danke ich für zahllose Gespräche und Tipps in einer für mich nicht immer einfachen Zeit. Ohne ihn wäre der Erfolg fraglich gewesen. In diesem Zusammenhang sind auch Albert Daschner und Robert Riss von der Lehrstuhlwerkstatt zu nennen, die durch ihren Weitblick und der nötigen Akribie zum Gelingen dieser Arbeit beitrugen. Mit meinen Kollegen am Lehrstuhl verbinde ich eine schöne Zeit, die ich nicht vergessen werde. Besonderen Anteil an der Arbeit haben Studenten, die ich hier nicht unerwähnt lassen möchte. Auf dem Gebiet der Numerik sind hier die Herren Michael Wolf, Christian Wuschig, Stefan Felbinger, Pascal Ackermann und nicht zu vergessen Thomas Binstener zu nennen. Experimentell wurde ich unterstützt durch Biyuan Chen, Veton Krasniqi, Michael Dopfer, Richard Baude, Thomas Weißgerber, Uwe Dackermann, Richard Gurtner und Max Rube. Auch die Arbeiten von Manuel Gaszner und Miguel Alonso, die ich während meiner Zeit am Lehrstuhl betreuen durfte, lieferten interessanten Gesprächsstoff. Für die Zukunft wünsche ich allen alles Gute!

Zu guter Letzt gebührt mein Dank meiner lieben Familie, die mir durch ihre Geduld und Verständnis für meine Arbeit den Rücken frei gehalten haben. Meiner Frau Anja muss ich für vieles danken, aber am meisten dafür, dass ich glücklich bin.

Peter Zorn

Inhaltsverzeichnis

1	EINLEITUNG	1
1.1	Motivation	1
1.2	Aufgabenstellung und Struktur der Arbeit	6
2	DICHTUNGEN IN DAMPFTURBINEN - STAND DER TECHNIK	9
2.1	Einsatz in Turbomaschinen	9
2.2	Dichtungsdurchströmung und Auswirkung auf Rotordynamik	10
2.2.1	Bekannte Ursachen für Rotordynamische Instabilitäten	10
2.2.2	Das Phänomen der Spalterregung	11
2.2.3	Beschreibung wirkender rotordynamischen Kräfte	12
2.3	Der Referenzfall - Labyrinthdichtung	13
2.4	Die Bürstendichtung	15
3	VERSUCHSANLAGEN UND VERSUCHSPROGRAMME	19
3.1	Versuchsaufbau zu statischen Eigenschaften	19
3.1.1	Die Versuchsanlage	19
3.1.2	Verwendete Messtechnik	22
3.1.3	Optische Messungen zur Quantifizierung des Blowdown	30
3.1.4	Messaufbau zur Untersuchung des Abriebs	32
3.1.4.1	Vermessung der Laufspuren auf Rotor	32
3.1.4.2	Vermessung der Labyrinthdichtspitzen	34
3.2	Messmatrix zu statischen Eigenschaften	35
3.3	Versuchsaufbau zu dynamischen Eigenschaften	37
3.3.1	Ermittlung der rotordynamischen Koeffizienten aus statischen Versuchen	37
3.3.2	Die Bestimmung der Koeffizienten am dynamischen Prüfstand	39
3.3.2.1	Der dynamischer Prüfstand	39
3.3.2.2	Rotordynamische Kräfte durch das Magnetlager	40
3.3.2.3	Aufbau und Funktion des Magnetlagers	43
3.3.3	Kritik an beiden Messverfahren	47
3.4	Messmatrix zu dynamischen Eigenschaften	51
3.5	Numerische Modelle	52

3.5.1	Modell zur Analyse statischer Eigenschaften	52
3.5.1.1	Die Bürstendichtung als poröses Medium	52
3.5.1.2	Aufbau von Modellen mit CFD	54
3.5.1.3	Modellkalibrierung und Konvergenz	56
3.5.2	Modell zur Untersuchung rotordynamischer Koeffizienten	57
3.5.2.1	Modellierung und Kalibrierung - statische Koeffizienten	57
3.5.2.2	Modellierung und Kalibrierung - dynamischen Koeffizienten	60
3.6	Numerische Matrix	62
4	ERGEBNISSE	63
4.1	Beurteilung der Dichtwirkung	63
4.1.1	Drehzahl- und Exzentrische Einflüsse	63
4.1.2	Hysterese und Blowdown	67
4.1.3	Der Einfluss von Schutz- und Stützplatte	72
4.1.3.1	Dichtung ohne Schutzring	72
4.1.3.2	Dichtung mit verlängertem Stützring	74
4.1.4	Zusammenfassung der Ergebnisse	76
4.1.5	Verteilung der Leckage durch die Dichtung - Numerik	77
4.1.6	Drallabbau in der Dichtung - numerische und experimentelle Ergebnisse	80
4.2	Langzeitverhalten während der Experimente	83
4.2.1	Abriebserscheinungen an der Bürstendichtung und Rotor	83
4.2.2	Ursachen für den Massenstromzuwachs in SSS	85
4.2.3	Oberflächenprofile	87
4.2.3.1	Rauhigkeit des Rotors	87
4.2.3.2	Rauhigkeit der Dichtspitzen	91
4.2.3.3	Erklärung der Unterschiede in SSS	92
4.3	Rotordynamische Koeffizienten - Ergebnisse	93
4.3.1	Statische Koeffizienten	93
4.3.2	Dynamische Koeffizienten	96
5	ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK	103
6	LITERATUR	109
7	ANLAGEN	116

Nomenklatur

Größe	Bezeichnung	Einheit
a	Reibkoeffizient	[m ⁻²]
A	Auslenkungskraft	[N]
b	Trägheitskoeffizienten	[m ⁻¹]
b	Bürstenbreite	[mm]
c	Geschwindigkeit, isentrope Geschwindigkeit am Eintritt	[m/s]
c	Nebendämpfung	[Ns/mm]
C	Hauptdämpfung	[Ns/mm]
d, D	Durchmesser	[mm]
D	Dämpfungskraft	[N]
dp	Druckdifferenz	[bar]
e	Exzentrizität	[mm]
f	Gleichungskoeffizienten zur Beschreibung des Blowdown	[-]
F	Kraft	[N]
h ₀	Spaltweite bei zentrischer Lage der Welle	[mm]
H	radiale Bauhöhe der Bürstendichtung	[mm]
i	Steuerstrom	[A]
k	Quersteifigkeit	[N/mm]
K	Rückstellsteifigkeit	[N/mm]
ki	Kraft-Stromfaktor	[N/A]
ks	Kraft-Wegfaktor	[N/mm]
l	axiale Spatllänge	[mm]
LR	Leckage-Reduktion	[%]
M	Drehmoment	[Nm]
Ma	Machzahl	[-]
\dot{m}	Massenstrom	[g/s]
\dot{m}^*	auf maximalen Massenstrom bezogener Massenstrom	[-]
n	Packungsdichte	[Borsten/mm]
N	Drehzahl	[U/min]
p	Druck	[bar]
p*	auf maximalen Druck bezogener Druck	[-]
P	Kraft	[N]
PFR	Präzessionsfrequenzverhältnis	[-]
q	Nebensteifigkeit	[N/mm]
Δq	Änderung der Nebensteifigkeit	[N/mm]
Q	Querkraft	[N]
r	Hauptsteifigkeit	[N/mm]
R	spezifische Gaskonstante für Luft	[J/(kg*K)]
R	Rückstellkraft	[N]

Nomenklatur

s	Radialspaltweite	[mm]
s*	auf maximale Spaltweite bezogene Radialspaltweite	[-]
S	Quellterm	[N/m ³]
SR	Drallverhältnis	[%]
t	Kammerteilung	[mm]
U	Spannung	[V]
U	Auslenkung in x - Richtung	[mm]
V	Verstärkung von q und r	[-]
V _H	Gesamtverstärkung r	[A/mm]
V _L	Gesamtverstärkung q	[A/mm]
V _{WA}	Verstärkung Wegaufnehmer	[-]
v	Auslenkung in y – Richtung	[mm]
x', y'	Koordinaten im Wegaufnehmersystem	[mm]
x, y, z	inertialfestes Koordinatensystem, Spulensystem	[mm]
z1, z2	Abstände in z-Richtung gemessen von Stirnflächen	[mm]

Griechische Notation

Größe	Bezeichnung	Einheit
δ	relative Exzentrizität (bezogen auf h ₀)	[-]
η	Wirkungsgrad	[%]
κ	Isentropenexponent	[-]
λ	Reibungszahl im Spalt	[-]
φ	Winkel	[°]
φ	Legewinkel der Bürsten, Winkel	[°]
μ	Durchflussfaktor	[-]
μ	dynamische Viskosität	[Pa*s]
ξ	Verlustziffer	[-]
ρ	Dichte	[kg/m ³]
ω	Kreisfrequenz Rotor	[rad/s]
Ω	Schwingfrequenz	[rad/s]

Indizes

Größe	Bezeichnung
0	Eintrittszustand, vor Spalt
1	Zustand nach Entspannung im Leitrad, hinter Spalt
2	Zustand nach Laufrad
B	Bürstendichtung
E	Auslassverluste
GG	Gegenlauf
GL	Gleichlauf
H	bezüglich Hauptsteifigkeit r
i	Raumrichtungen
K	Kritisch
K	Korrektur
L	bezüglich Nebensteifigkeit
LZ	Leistung
Z	Zusatz
ML	Magnetlager
n	normal zu Borstenrichtung und normal zur axialen Richtung
N	Dampfnässe
q	Nebensteifigkeit
r	Hauptsteifigkeit
R	Rotor
rad	radial
res	resultierend
RR	Radreibung
s	in Richtung der Borsten
SS	Steuerstrom
S	Statisch
Sp	Spalt
ST	Magnetspulenträger
T	Total
tan	tangential
u	Umfangskomponente der Strömung
V	Ventilation
VK	Vorkammer
WA	Wegaufnehmer
z	axiale Richtung und quer zu den Borsten
Z	Zusatz

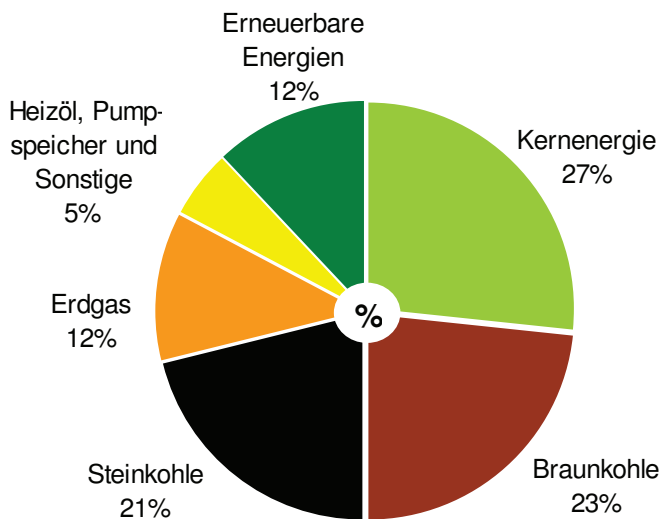
Abkürzungen

Größe	Bezeichnung
B	Bürstendichtung
BSS	Bürste-Spitze-Spitze Konfiguration
CFD	Computational Fluid Dynamics
DFT	Diskrete Fourier Transformation
exp.	experimentell
S	Dichtspitze
S1, S2, S3	erste Dichtspitze etc.
SKT	Skalenteile
SSB	Spitze-Spitze-Bürste Konfiguration
SSS	dreistufige Labyrinthdichtung
SST	Shear Stress Turbulence Modell

1 Einleitung

1.1 Motivation

Weltweit steht die Energiewirtschaft vor Herausforderungen, deren erfolgreiche Bewältigung eine wesentliche Voraussetzung für das zukünftige Wohlergehen der Menschheit sein wird. So werden große Anstrengungen unternommen, um Energiesysteme wie Dampf- und Gaskraftwerke zu optimieren. Nicht zuletzt aufgrund ihrer Flexibilität im Einsatz des Brennstoffs spielen Dampfturbinen heute in der Stromerzeugung die wesentliche Rolle. Unter Nutzung von Kernbrennstoffen, Braun- und Steinkohlen für den Dampfkraftprozess werden heute ungefähr 80% des Stroms weltweit erzeugt [1]. Auch in Deutschland resultiert aus der Durchströmung dieser Turbomaschinen ein ähnlich hoher Beitrag (Bild 1).



Mit der Optimierung des Wirkungsgrads von Dampfturbinen wird eine Brennstoffeinsparung erreicht, und das führt zu einem reduzierten Kohlendioxid ausstoß - der zur Erreichung festgesetzter Klimaschutzziele gemäß dem Kyoto - Protokoll von 1997 beiträgt. Der folgende Abschnitt fasst daher aktuelle Zielsetzungen und Maßnahmen zur Verbesserung des Wirkungsgrads zusammen.

Bild 1: Anteile der Energieträger an der Stromproduktion in Deutschland 2006 [2]

Alstom verspricht durch effiziente Dampfturbinentechnologien

eine Absenkung der dem Dampfkreislauf zugeführten Wärme um 11,5% bei gleicher elektrischer Leistung [3]. Als Referenz dient dabei der unterkritische Prozess bei Frischdampfdrücken von 170 bar und -temperaturen von 540°C sowie einfacher Zwischenüberhitzung bei gleicher elektrischer Leistung. Dies führt zu einer Verbesserung des thermischen Wirkungsgrads. Tremmel nennt hier vor allem neue Materialien, die nach dem COST Programm stufenweise genutzt werden sollen und dadurch höhere Dampfparameter zulassen, [4]. In der Folge steigt der (elektrische) Netto - Wirkungsgrad im Mittel in der ersten Ausbaustufe auf über 46% bei 300 bar und 600/620°C für Steinkohlekraftwerke an. Durch die weitere Anhebung der Frischdampftemperaturen auf 700°C, die durch Nickel/Kobaltbasislegierungen möglich werden soll, scheinen zukünftig Netto-Wirkungsgrade von 50% für den Dampfkreislauf möglich [5]. Diese neuen Werkstoffe befinden sich zurzeit im Projekt Comtes700 im Kraftwerk Scholven bei Gelsenkirchen in der Erprobungsphase. Der kommerzielle

1 Einleitung

Einsatz dieser natürlich eher selten vorkommenden und daher kostspieligen Materialien ist für 2015 geplant [6]. Wird der Joule - mit dem Clausius Rankine - im sog. GuD - Prozess gekoppelt, so können sogar über 60% elektrischer Netto – Wirkungsgrad erreicht werden. Dabei wird allerdings nahe der Grenze zum technisch Machbaren operiert, denn maximal erscheinen elektrische Wirkungsgrade um die 70% möglich [7]. Die Grenzen werden durch die in Frage kommenden Werkstoffe definiert, die vor allem die Gasturbineeintrittstemperatur und damit auch die mittlere Temperatur der Wärmezufuhr begrenzen. Die Temperatur der Wärmeabfuhr hat dagegen kaum einen Einfluss, da die lokalen Kühlmöglichkeiten die mittlere Temperatur der Wärmeabfuhr bestimmen. Diese schwanken jedoch nur in einem geringen Umfang. Eine weitere Alternative zur besseren Nutzung der im Brennstoff gespeicherten Energie wäre die Kraft Wärme Kopplung KWK. Dabei wird auf einen Teil Strom verzichtet, wodurch der nutzbare Dampf noch genügend hohe Temperaturen aufweist, um Wärme übertragen zu können. Heute sind die Brennstoffausnutzungsgrade von KWK Anlagen und Heizsystemen bei max. 90%. Als Arbeitsmaschinen kommen Gegendruck- und Entnahme – Kondensationsturbinen in Frage [8].

Auch die Überholung älterer Anlagen hat oft signifikante Leistungssteigerungen zur Folge. So wird bei Dampfturbinen nach 100.000 äquivalenten Betriebsstunden eine große Revision fällig [9]. Wesentliche Maßnahmen zur Erhöhung der Effizienz der Dampfturbine sind u. a. die Erneuerung der Dichtungen, Einsatz verbesserter Beschaukelungen, der Ersatz der Turbinengehäuse, größere Abdampfquerschnitte oder auch neue Rotoren [10-11].

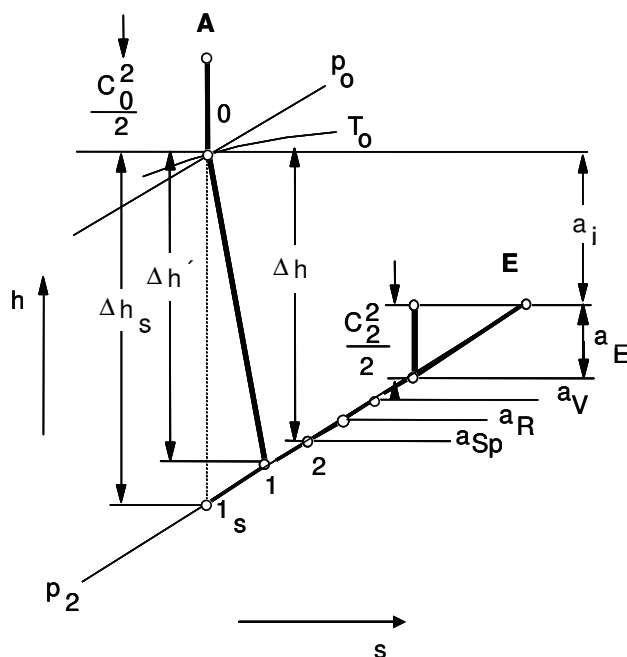


Bild 2: Berücksichtigung der Verluste der Dampfturbine im inneren Wirkungsgrad

Kennzeichnend für die Effizienz einer Turbomaschine ist der innere Wirkungsgrad. Dieser errechnet sich ausgehend von den Frischdampfparametern (Druck und Temperatur bei Zustand 0) als Quotient aus innerer Arbeit a_i und dem isentropen Gefälle Δh_s (Bild 2). Der innere Wirkungsgrad berücksichtigt neben den Gitterverlusten in Leit- und Laufgittern, den Radreibungs-, Ventilations-, evtl. Auslass- auch die Spaltverluste. Deshalb ist der innere Wirkungsgrad kleiner als beispielsweise der Gitterwirkungsgrad, der lediglich die Gitterverluste berücksichtigt. Es ist an dieser Stelle wichtig den Begriff - Innerer Wirkungsgrad - genau zu spezifizie-

ren, da neben dem inneren noch eine Reihe weiterer Definitionen existieren.

Eine Literaturrecherche ([7; 10-24]) im Rahmen dieser Arbeit soll einen Überblick über die zeitliche Entwicklung der Wirkungsgrade bei den Teilturbinen der Dampfturbine verschaffen. Die Ergebnisse der Recherche finden sich in Bild 3 wieder. Es ist bei allen drei Teilturbinen eine signifikante Erhöhung des inneren Wirkungsgrades um ungefähr 7,5% in dem zugrunde liegenden Zeitrahmen erkennbar. Das spricht für Fortschritte im Design von Dampfturbinen, deren Wirkungsgrade maßgeblich die Wirtschaftlichkeit der Anlagen bestimmen. Jedoch ist die Streuung der einzelnen Wirkungsgradangaben um die Regressionsgerade sehr hoch – insbesondere bei den Werten für den Nieder- und Hochdruckteil, so dass die Aussagefähigkeit beschränkt bleibt. Dies liegt sicherlich daran, dass die Angabe des Wirkungsgrads von den bisherigen Betriebsstunden der Dampfturbine ohne größere Revision, dem Jahr der Inbetriebnahme und dem damaligen Stand der Technik abhängt. Die Wirkungsgrade der Mitteldruckturbine liegen im Durchschnitt um fünf Prozent höher als die der anderen Teilturbinen. Für das Jahr 2008 ergeben sich damit Wirkungsgrade von 87, 93 und 88 % für die Teile Hoch-, Mittel- und Niederdruck. Dies entspricht Verlusten zwischen 13 und 7 %.

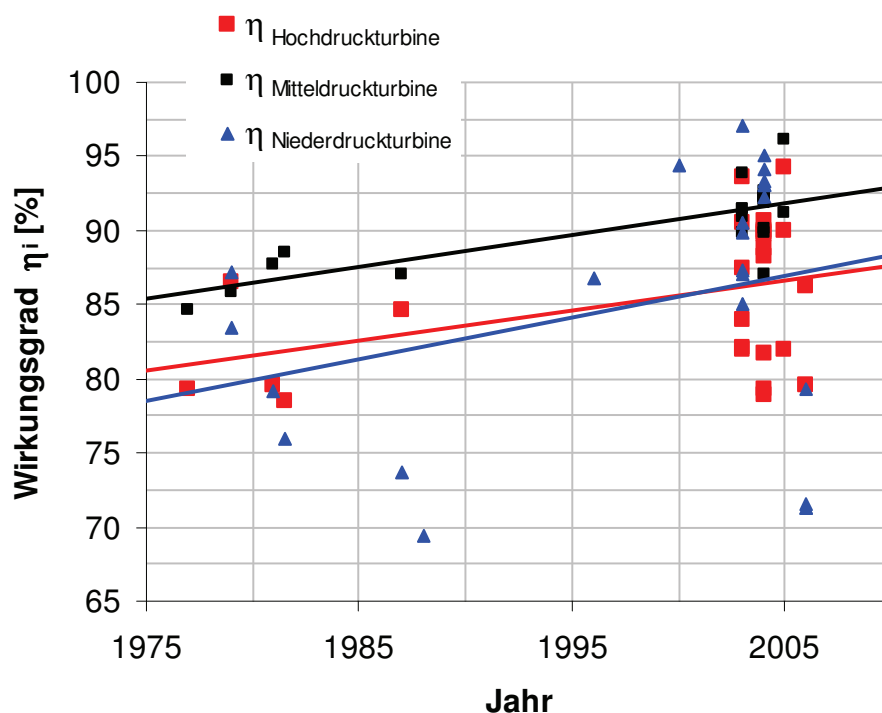


Bild 3: Historische Entwicklung des inneren Wirkungsgrades - Tendenzen

Der innere Wirkungsgrad (η_i) moderner Dampfturbinen größerer Bauart beträgt nach Logan (2003) 90-95% [18]. Allerdings weisen ältere eingesetzte Maschinen eher geringere Wirkungsgrade bis zu 85% auf, so dass allein durch die Überholung der Dampfturbine durchaus nennenswerte Verbesserungen erzielt werden können [19]. Die Ursachen für die Verluste von 5-15% sind vielschichtig. Neben Verlusten im

1 Einleitung

Schaufelgitter (ξ_G), Radreibungsverlusten (ξ_{RR}), Ventilationverlusten (ξ_V), Verlusten durch Dampfneße (ξ_N) und Auslassverlusten (ξ_E) sind vor allem Spaltverluste (ξ_{Sp}) existent. Ausreichend große Spalte sind insbesondere an der Welle, am Schubaussgleichskolben und im Schaufelpfad wegen der hohen Relativdehnungen und -geschwindigkeiten zwischen rotierenden und stehenden Bauteilen notwendig. Dadurch soll die Gefahr des Anstreichens reduziert werden. Leckagen, die durch diese Spalte strömen, stehen jedoch zur Energieumwandlung nicht zur Verfügung, so dass - in Abhängigkeit des Turbinentyps und der Ausführung - erhebliche Verluste bis zu 40% der Gesamtverluste der Turbine [25] entstehen können. Dies entspricht dann im Extremfall sechs Prozentpunkten des inneren Wirkungsgrads der Maschine. Da der Spaltverlustmassenstrom linear mit der durchströmten Fläche steigt, ist es notwendig, Dichtungstechniken einzusetzen, die eine Minimierung dieser Fläche im Betrieb zulassen.

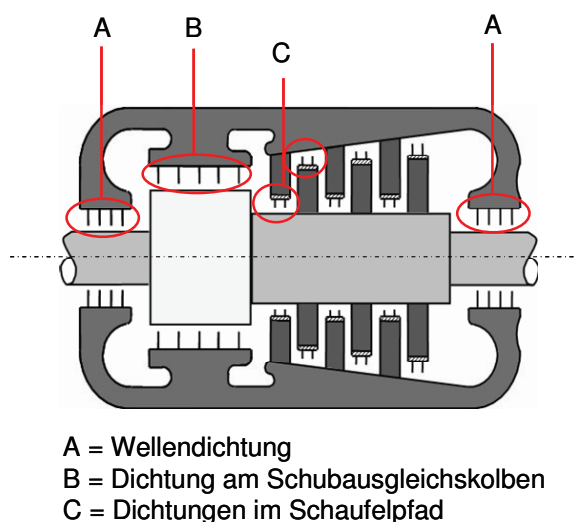


Bild 4: Dichtungen in Dampfturbinen [26]

Beim gegenwärtigen Stand der Technik werden Labyrinthdichtungen eingesetzt. Dies ist ein berührungsfreier Dichtungstyp, bei dem Radialspaltweiten von ein bis zwei Promille des Rotor-Radius empfohlen werden, um einen sicheren Betrieb ohne Anstreibvorgänge zu gewährleisten. Die erzeugte Reibungswärme beim Anstreifen kann hohe Temperaturen verursachen und so Gehäuse oder Welle beschädigen. Bei solch einem Anstreibschaden würden die Spaltverluste sprunghaft ansteigen.

Erwähnenswert ist an dieser Stelle auch die Platzierung der Labyrinthdichtung auf federnden Segmenten. Dies führt zu einem radialadaptiven Dichtungssystem, welches eine weitere Reduktion der Spaltfläche zulässt und damit zu einer weiteren Reduktion des Leckagestroms. Durch den Einsatz verbesserter innovativer Dichtungstechnologien - wie der Bürstendichtung - könnten Spaltverluste im Vergleich zu herkömmlichen Labyrinthdichtungen deutlich abgesenkt werden. Ausgehend von den bisherigen Untersuchungen an Bürstendichtungen sollten diese auf mindestens ein Drittel (bei vorsichtiger Schätzung) bis auf ein Zehntel [27] zu reduzieren sein. Chupp et. al. spricht von einem Prozent erhöhter Leistung bei jeder Teilturbine von Industriedampfturbinen [28]. 2010 bestätigt Deckner [29] durch seine Messungen an MTU Standardbürstendichtungen, dass eine maximale Leckagereduktion von 55% bei Einsatz einer Bürstendichtung in mehrstufigen Labyrinthdichtungen möglich scheint.

Werden weitere Bürstendichtungen integriert können nach seiner Untersuchung auch höhere Reduktionen erzielt werden.

Angesichts der Tatsache, dass der Spaltverlust in der Dampfturbine den inneren Wirkungsgrad um bis reduziert, ist das enorme Potenzial zur Wirkungsgradsteigerung aufgezeigt. Zu einem Einsatz von Bürstendichtungen in Dampfturbinen ist es bisher nur in wenigen Pilotanwendungen gekommen. Bürstendichtungen haben in allen bisher durchgeführten Untersuchungen ihre grundsätzliche Eignung für den Einsatz in Dampfturbinen gezeigt. Sie können bei Druckdifferenzen bis zu 30 bar eingesetzt werden [30]. Die Bürstendichtung erreicht die Reduzierung der Leckage durch die deutlich kleinere Spaltweite im Betrieb und die erhöhte Kontraktion der Strömung im Spalt. Die Reduzierung des Spaltmaßes wird möglich durch die den Spalt bildende flexible Bürstenpackung, die bei einem Kontakt zwischen Rotor und Dichtung ausgelenkt werden kann. Eine Beschädigung wird somit verhindert bzw. beschränkt sich auf abrasiven Verschleiß, wie die Erfahrungen am Prüfstand der TU Braunschweig zeigen [30]. Darüber hinaus ist eine Bürstendichtung in bestimmten Grenzen in der Lage, unter normalen Betriebsbedingungen den vergrößerten Spalt wieder zu schließen. Allerdings ist auch eine Abnahme der radialadaptiven Fähigkeit und der Dichtwirkung im Dauerbetrieb bei Bürstendichtungen durch Abrieb festzustellen [31]. Trotz viel versprechender Eigenschaften besteht noch wesentlicher Klärungsbedarf, um das Betriebsverhalten und Einflüsse auf die Rotordynamik zu beschreiben. Im Hinblick darauf werden in dieser Arbeit die neuen modernen Dichtungskonzepte an bestehenden Versuchsanlagen mit vorhandener Messtechnik und Infrastruktur untersucht und für den Einsatz qualifiziert. Zusätzlich wird durch Strömungsmessungen im Dichtspaltbereich das aerodynamische Verständnis für diese Dichtungen abgesichert und die Voraussetzungen für eine Validierung der Strömung durch Simulationen geschaffen.

Um das Betriebsverhalten unter verschiedenen Betriebsparametern (z. B.: Druck, Vordrall, Exzentrizität, Anordnung, Dichtungsparameter) zu untersuchen, kommen auch optische Messverfahren zum Einsatz, die zum besseren Verständnis wesentlich beitragen. Es werden Aufnahmen von der Bürstendichtung im Betrieb gemacht. Mit Hilfe von Computerprogrammen wird die Spaltweite zwischen dem Rotor und der Bürste sowie der Legewinkel gemessen. Daraus lässt sich die Spaltfläche berechnen. Diese Messwerte sind die Voraussetzung um das komplexe Verhalten der Bürstendichtungen in einem Strömungsprogramm wie CFX realistisch darzustellen. So lässt sich das Strömungsverhalten durch Dichtungen qualitativ besser simulieren. Die Durchströmung von Dichtungen kann schwingungsanregende Kräfte auf den Rotor hervorrufen. Diese können durch Steifigkeits- und Dämpfungskoeffizienten beschrieben werden. Dazu werden am rotordynamischen Versuchstand des Lehrstuhls für Energiesysteme Messungen durchgeführt. Ob sich Bürstendichtungen tatsächlich für

den Einsatz eignen, sollen die abschließenden rotordynamischen Untersuchungen zeigen.

Auch die Studien, die in den letzten Jahrzehnten zu Dichtungstechnik an der TU München durchgeführt wurden, haben zum Verständnis beigetragen. Unter der Leitung von Prof. Thomas wurden hier von 1975 an bis heute zahlreiche experimentelle Untersuchungen von Urlichs, Wohlrab, Leie, Hauck, Steckel und Kwanka zu Labyrinthdichtungen durchgeführt [32-37]. Gestützt wurden diese Untersuchungen von numerischen Arbeiten von Baumgartner und Ortinger [38-39]. 2001 habilitierte Kwanka auf diesem Gebiet und nutzte die vorhandene Infrastruktur zur Untersuchung des Einfluss der Labyrinthdichtungsdurchströmung auf die Rotordynamik [26]. Zuletzt untersuchte Deckner [29] aus dem Jahr 2010 die Durchströmung von Bürstendichtungen.

Auf die Arbeit von Martin Deckner möchte ich an dieser Stelle gesondert eingehen, da sie sich wie die vorliegende Arbeit ebenfalls intensiv mit dem Thema Bürstendichtungen am Lehrstuhl für Energiesysteme auseinandergesetzt hat. Deckner untersucht Standardbürstendichtungen der Fa. MTU in Kombination mit Labyrinthdichtungen in dreistufiger Anordnung. Die Hauptziele seiner Arbeit sind das Leckageverhalten zu bestimmen, Fluidkräfte bei der Durchströmung von Bürstendichtungen bei exzentrischen Wellenlagen messtechnisch zu ermitteln, rotordynamische Kräfte im Vergleich zu herkömmlichen Labyrinthdichtungen zu messen und zu diskutieren sowie ein besseres Verständnis für die Strömungsvorgänge anhand von CFD Rechnungen zu schaffen. Wesentliche Ergebnisse seiner Untersuchungen sind die verringerte Leckage von Bürstendichtungen in Kombination mit Labyrinthdichtungen gegenüber reinen Labyrinthdichtungen, die Abhängigkeit der rotordynamisch wichtigen ‚Quersteifigkeit‘ von Drall und Leckagemenge und damit auch die rotordynamische Eignung von Bürstendichtungen für den Einsatz in Dampfturbinen. Im Rahmen der numerischen Ergebnisse bestätigt Deckner grundsätzlich das Strömungsbild, welches experimentell an diskreten Stellen erfasst wurde. Aus den Untersuchungsergebnissen von Deckner sind einige wesentliche Ziele für die vorliegende Studie abgeleitet, welche die zukünftige Wissensbasis für Bürstendichtungen erweitern sollen und somit Neuerungen darstellen. Diese Ziele, der Aufbau sowie die weiterführende Aufgabenstellung dieser Arbeit sind im nächsten Kapitel beschrieben.

1.2 Aufgabenstellung und Struktur der Arbeit

Bürstendichtungen sind Maschinenelemente, deren Einsatz in Dampfturbinen noch nicht serienreif ist. Dies liegt vor allem an der geringen Betriebserfahrung mit dieser Technik im Vergleich zu konventionellen Labyrinthdichtungen. Bei Kunden von Dampfturbinenherstellern besteht daher eine gewisse Skepsis. Die vorliegende Ar-

1 Einleitung

beit soll dazu beitragen, diesen Umstand zu beseitigen und Erklärungen für das Betriebsverhalten von Bürstendichtungen zu liefern. Darüber hinaus werden - basierend auf experimentellen Untersuchungen – auch numerische Modelle entwickelt.

Wesentliche Ziele dieser Arbeit sind die Untersuchung von statischen und dynamischen Eigenschaften von Bürstendichtungen. Daraus leiten sich folgende Einzelziele für die Untersuchung der statischen Eigenschaften ab:

- Leckageverhalten (experimentell und numerisch)
- Blowdown – Effekt (experimentell)
- Schutz- und Stützringeinfluss (experimentell)
- Leckage-Verteilung durch die Dichtung (numerisch)
- Drall - brechende Wirkung von Bürstendichtungen (experimentell und numerisch) und
- Verschleißerscheinungen (experimentell).

Das wesentliche Ziel bei der experimentellen Untersuchung zum Einfluss der Durchströmung auf die Rotordynamik ist die Bestimmung der rotordynamischen Koeffizienten. Der Vergleich und die Diskussion von experimentellen mit numerischen Ergebnissen unterstreichen den Wert der vorliegenden Arbeit.

In Kapitel 2 wird der Leser in den Stand der Dichtungstechnik eingeführt. In diesem Kapitel werden auch der Aufbau und die prinzipielle Funktionsweise der Bürstendichtung erläutert. In Kapitel 3 erhält der Leser zuerst einen Überblick über den Versuchsaufbau, Messtechnik und das Versuchsprogramm. Analog dazu folgt eine Einführung in die numerischen Modelle zur Beurteilung der statischen Eigenschaften. Das Leckageverhalten für Dichtungen zu kennen ist essenziell, da der Wirkungsgrad der Maschine maßgeblich davon beeinflusst wird (Kapitel 4.1). Der Blowdown - Effekt ist charakteristisch für Bürstendichtungen, und wird daher in der vorliegenden Arbeit experimentell untersucht. Dieser Effekt trägt auch zum verbesserten Leckageverhalten von Bürstendichtungen gegenüber Labyrinthdichtungen bei. Erstmals soll auch der Einfluss der Geometrie auf die Dichtwirkung experimentell untersucht werden. Der Einfluss von Schutz- und Stützring ist dabei von besonderem Interesse. Von allen untersuchten wird die viel versprechendste Dichtung und Anordnung ausgewählt, um auch deren rotordynamische Eigenschaften gezielt zu untersuchen. Mithilfe moderner Rechenverfahren ist es möglich, die Verteilung der Dichtungsleckage auf den freien Spalt und das Borstenpaket zu berechnen. Das kann wichtige Hinweise auf die konstruktive Gestaltung der Dichtung geben. Für die Rotordynamik ist die Frage wichtig, ob der Drall schnell und effizient über der axialen Dichtungslänge abgebaut werden kann. Die Drall - brechende Wirkung von Bürstendichtungen soll ebenfalls erstmals auch experimentell aber auch numerisch beurteilt werden. Durch den Blowdown - Effekt ist ein Kontakt zwischen dem Rotor und den Bürstendichtungen zu er-

warten. Dieser führt zu unterschiedlich starken Abriebserscheinungen, die auch in der realen Maschine auftreten können und Hinweise auf die Alterung der Dichtung geben (Kapitel 4.2). Durch die Bestimmung der rotordynamischen Koeffizienten in Kapitel 4.3 werden Hinweise auf die betriebssichere Auslegung von Dampfturbinen mit Bürstendichtungen gegeben. Der Leser dieser Studie wird anfangs in die Problematik der Spalterregung, der wirkenden rotordynamischen Kräfte und dichtungsspezifischen Koeffizienten eingeführt. Anschließend folgt die Darstellung der Vorgehensweise zur Ermittlung dieser mit einer kritischen Betrachtung des Messverfahrens. Die verlässliche Vorhersage des Betriebsverhaltens von solchen innovativen Dichtungen mithilfe numerischer Modelle ist vor allem für die Auslegung von großem Interesse. Solche Modelle sind zum gegenwärtigen Zeitpunkt noch nicht ausgereift. Andere sind zu komplex und erfordern hohen Zeit und Kostenaufwand, da sie sehr rechenintensiv sind. Durch die Integration von experimentellen Ergebnissen in die Modelle erfolgt eine qualitative und quantitative Verbesserung durch die genauere Vorgabe von Randbedingungen. Im letzten Kapitel 5 werden die wesentlichen Ergebnisse der Arbeit zusammengefasst und ein Ausblick für zukünftige Studien präsentiert.

Die vorliegende Arbeit baut auf den Untersuchungen von Deckner auf, unterscheidet sich aber wesentlich in folgenden Punkten:

- Es werden Änderungen an der Geometrie der Bürstendichtung wie z.B. Schutz und Stützring, die interessante Hinweise auf optimale Dichtwirkung einer Dichtung oder Möglichkeiten der Reduktion von rotordynamischen Kräften geben können, untersucht. Die Variation der Parameter des Borstenpakets wie Länge und Durchmesser der Borsten sollen Hinweise auf die Interaktion der Borsten im Paket geben.
- Nicht nur die Interaktionen der Borsten im Borstenpaket sind wenig erforscht, auch die Wirkung der Bürstendichtung auf den Rotor. Aufgrund der Spaltminimierung ist mit Abrieb zu rechnen, der untersucht wird.
- Um die Strömungsvorgänge besser zu verstehen, werden optische Messungen durchgeführt. Ziel ist, den für Bürstendichtungen typischen Blowdown - Effekt im Spaltbereich zu untersuchen. Optische Messungen sollen Aufschluss über das Verhalten der Dichtung in der Strömung geben.
- Da der Parameter Drall bei Strömungsvorgängen in Dichtungen eine hohe Bedeutung hinsichtlich Betriebssicherheit hat, wird in der vorliegenden Arbeit ein weiterer Schwerpunkt gesetzt. Der Einfluss der Bürstendichtung auf den Drall wird sowohl numerisch als auch messtechnisch untersucht.

2 Dichtungen in Dampfturbinen - Stand der Technik

2.1 Einsatz in Turbomaschinen

Dichtungen sind wesentliche Elemente des Turbomaschinenbaus. Der Einfluss auf den inneren Wirkungsgrad von Dampfturbinen aber auch anderer Strömungsmaschinen ist groß. Einen umfassenden Überblick über Dichtungen im Maschinenbau erhält der Leser in den Büchern von Neale, Totten und Flitney [40-42]. Im Kapitel 2 wird der Stand der Labyrinth- und Bürstendichtungstechnik erläutert.

Labyrinthdichtungen, Waben- und abrasive Dichtungen sind - neben der Bürstendichtung und deren Modifikationen wie Finger und Leaf Seals - Dichtungsarten (siehe Kapitel 2.4), die derzeit von großem Interesse für die Hersteller von Turbomaschinen sind. Labyrinthdichtungen sind standardmäßig in Turbomaschinen zu finden. Diese Dichtung wird ausführlich im nachfolgenden Kapitel 2.3 beschrieben.

Wabendichtungen sind in das Gehäuse integrierte Elemente, die eine Honigwabenstruktur enthalten. Sie beeinflussen die Reibung der Strömung in axialer als auch in Umfangsrichtung. Sie wirken sich damit auch auf die Leckage und die Rotordynamik aus. Abrasive Dichtungen bestehen aus harten Dichtspitzen auf dem Rotor und einem weichen Gegenspieler wie Honigwaben im Gehäuse. Bei Anstreifvorgängen treten deshalb keine Beschädigung der Dichtspitzen auf. Die Spaltweiten stellen sich so ein, dass sie minimal sind. Zurzeit lassen sich jedoch keine Vorhersagen zum Einfluss der Durchströmung auf die Rotordynamik machen. Den Grund dafür nennt De-necke et.al. in der Vorgabe der Spaltweiten und deren Form, die unbekannt sind [43].

Turbomaschinenhersteller bieten heute oft eine Palette von standardisierten Lösungskonzepten an – nicht nur im Dichtungsbereich [44]. Allerdings entscheiden sich Kunden von Turbomaschinenherstellern aus Kostengründen auch manchmal gegen die bessere Technik. Die Bürstendichtung wird heute schon Kunden von Industriedampfturbinenherstellern als Alternative zur Labyrinthdichtung angeboten. Aber es zeigt sich eine Unsicherheit, da die Technik noch nicht auf lange Erfahrung zurückblicken kann. Dadurch lässt ihr standardmäßiger Einsatz auf sich warten. Durch die jüngste Entwicklung von Endstufenschaufeln aus Titan für 50 Hz Maschinen ist es heute möglich auch diese Stufe mit einem Deckband zu versehen und so Leckageverluste im Schaufelpfad weiter zu minimieren [45]. Das ist ein Anwendungsgebiet für die Bürstendichtung neben der Funktion als Wellendichtung [46]. Gerade wegen ihrer hohen ertragbaren Axialdruckgefälle verspricht sie an diesem Ort ein geringes Kosten zu Nutzen Verhältnis. Auch die Modifikation als Bestandteil in das Gehäuse integrierter federnder Dichtsegmente z. B. im Wellendichtungsbereich ist denkbar. Bürstendichtungen können aber auch am Schubausgleichskolben zum Einsatz kommen [47].

Erstmals wurden Bürstendichtungen 1955 in das Flugtriebwerk GE J-47 eingesetzt, jedoch mit mäßigem Erfolg, sodass der weitere Einsatz abgebrochen wurde [27]. Dennoch hat sich ihr Einsatz in Fluggasturbinen gegenüber Labyrinthdichtungen seit den siebziger Jahren durchgesetzt [48]. In Gas- und Dampfturbinen für die Verstromung existieren bisher nur wenige Pilotprojekte. 1990 führte Braun et.al. Untersuchungen zum Verhalten der Borsten innerhalb des Borstenpakets durch [49]. Er wies nach, dass durch zufällige Änderungen der Lage der Borsten insbesondere aber bei hohen Drücken oder auch abrasivem Verschleiß innerhalb des Pakets Zwischenräume entstehen. Diese können sich negativ auf Leckage und Rotordynamik auswirken. Die Vorhersage des Verhaltens von Bürstendichtungen ist aufgrund der Zufälligkeit in der Borstenbewegung auch heute noch problematisch. Modelle verfolgen dabei einen der beiden folgenden Ansätze. Entweder definieren sie jede Borste des Pakets allein, wie das Modell von Lelli et.al. [50], oder aber sie betrachten die Durchströmung von Bürstendichtungen ähnlich denen poröser Körper, wie z.B. Pröstler [51]. Die existierenden Porositätsmodelle stellen Erweiterungen der Modelle von Ergun [52] oder Chew [53] dar.

Fingerdichtungen stellen modifizierte Bürstendichtungen dar und werden daher im Folgenden kurz beschrieben. Sie haben zum einen den Vorteil geringerer Kosten. Zum anderen heben sie von der Rotoroberfläche ab im Gegensatz zu Bürstendichtungen, wie bereits numerisch von Braun et.al. gezeigt wurde [54]. Fingerdichtungen bestehen aus Fingern, die in Rotor-Nähe eine größere Fläche als die Borsten der Bürstendichtung bieten. Dadurch schwimmen sie quasi auf der Strömung hydrodynamisch auf und bilden einen kleinen Spalt. Aufgrund dessen versprechen sie kleine Leckagen und geringe Abtriebeffekte, was eine längere Lebensdauer bedeutet. Lamellendichtungen sind ebenfalls von Bürstendichtungen abgeleitet. Dabei werden die Borsten in axialer Richtung durch sehr dünne Plättchen ersetzt. Die Dichtung wird dadurch in dieser Richtung steifer und resistenter gegenüber axialen Druckdifferenzen. Die Dichtung kann mit oder ohne Spalt eingebaut werden. Gegenüber Labyrinthdichtungen weisen Lamellendichtungen ein ähnliches Potenzial zur Reduktion der Leckage wie Bürstendichtungen auf, wie Jahn et.al. 2008 zeigt [55].

2.2 Dichtungsdurchströmung und Auswirkung auf Rotordynamik

2.2.1 Bekannte Ursachen für Rotordynamische Instabilitäten

Allein der Umstand, dass eine Dichtung eine gute Dichtwirkung erzielt, qualifiziert sie noch nicht für den Einsatz. In Dichtungen entstehen bei Durchströmung Kräfte, die zu unzulässig hohen Schwingamplituden führen können. Unter Umständen führen die Schwingungen zu einer Begrenzung der Dampfturbinenleistung. Stegemann et. al. [56] erbrachte 1993 messtechnisch den Nachweis von Anstreifvorgängen insbesondere in den Dichtungsbereichen von Hoch- und Mitteldruckturbinen. Um solche Anstreifschäden zu verhindern, ist bereits bei der Auslegung auf einen ausreichend

großen Abstand zur Stabilitätsgrenze zu achten. Die Reduktion von Querkräften kann durch Drallbremsen bzw. –bleche vor der ersten Dichtspitze erreicht werden, wie sie heute gängige Praxis ist [23; 57]. Diese Maßnahme ist insbesondere bei wenig stufigen Labyrinthdichtungen nützlich, wo Querkräfte insbesondere aus der drallbehafteten Zuströmung resultieren. Für vielstufige Labyrinth dagegen ist dieser Schritt allein nicht geeignet. In solchen Dichtungen entstehen – vor allem bei Zuströmungen mit geringem Vordrall - Kräfte aus der Bewegung des Rotors, welcher eine Schleppwirkung auf die Strömung in Umfangsrichtung verursacht [58]. Benckert empfiehlt zwei Maßnahmen zur Lösung dieser Problematik. Zum Einen ist dies die Minimierung der Rotoroberfläche, auf der die Querkraft wirkt. Zum Zweiten könnten tangentiale Einblasungen durch Düsen, die am Gehäuseumfang verteilt sind, der Umfangsströmung entgegenwirken. Heute ist dies die Praxis und wird durch numerische Untersuchungen gestützt [59]. Gleitlagerinstabilitäten treten unterhalb der halben Rotordrehzahl auf. Wenn dann noch eine Eigenfrequenz des Rotors mit dieser zusammenfällt, entstehen leistungsabhängige Schwingungen, der sog. *oil whip*. Abhilfe kann durch die Versteifung der Gleitlager – durch Schmälereung der radialen Spalte im Lager – geschaffen werden [60]. Bei dieser 8,5 MW Industriedampfturbine mit Stirnradgetriebe konnten die unzulässig hohen Lagerbockschwingungen in horizontaler Richtung durch eine Versteifung behoben wurden.

2.2.2 Das Phänomen der Spalterregung

Die Problematik der Spalterregung ist durch Thomas bereits 1958 bekannt geworden [61]. Da 1965 im englischsprachigen Raum die Kraft aus der Spalterregung von Alford erstmals geschildert ist, taucht heute vermehrt der Begriff ‚Alford force‘ auf [62]. Das wohl berühmteste Beispiel für die Problematik selbsterregter Schwingungen ist die Hauptbrennstoffpumpe der *Space Shuttle Main Engine*. Bei dieser wurden 1976 im Rahmen von Testläufen – neben einigen weiteren technischen Problemen - sub-synchrone Schwingungen festgestellt [63]. Die Frequenz der Schwingung lag bei 8.500 U/min und fiel mit der ersten kritischen Drehzahl der Welle zusammen. Die Rotordrehzahl war gerade 17.000 U/min und damit doppelt so hoch wie die Frequenz der Schwingung. Bei genauerer Untersuchung konnten die hydrodynamischen Kräfte in den Dichtungen und die niedrige kritische Drehzahl des Systems als Ursache ermittelt werden. Abhilfe wurde durch die Versteifung der Lager zur Anhebung der kritischen Drehzahl einerseits und Veränderungen im Dichtungsbereich zur Minimierung der anregenden Kräfte andererseits geschaffen. Hauck führte am Lehrstuhl für Thermische Kraftanlagen bereits 1981 Untersuchungen an dreistufigen Labyrinthdichtungen zur Thematik von drehzahlfremden Laufunwuchten durch [64], wobei die Ermittlung der rotordynamischen Kräfte im Vordergrund stand.

2.2.3 Beschreibung wirkender rotordynamischer Kräfte

Die Kräfte, die auf den Rotor bei Durchströmung von Dichtungen wirken, können in radiale und tangential Komponenten oder in die eines inertialfesten Koordinatensystems (x, y) zerlegt werden (Bild 5). Auch im Zeigerdiagramm lassen sich die radialen (Auslenkungskraft A, Rückstellkraft R) und tangentialen Komponenten (Querkraft Q, Dämpfungskraft D) gut veranschaulichen.

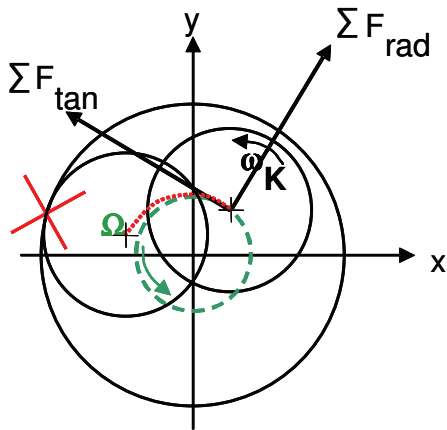


Bild 5: Rotordynamische Kräfte

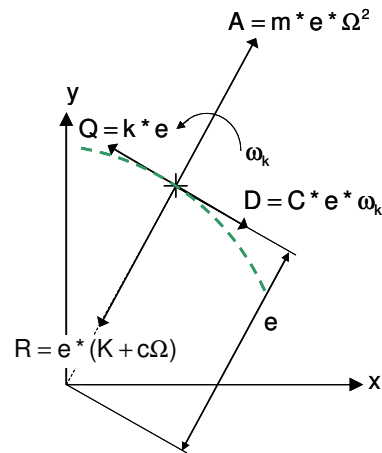


Bild 6: Kräftegleichgewicht

Darin ist ω_k die kritische Drehfrequenz des Rotors, bei der die Schwingung auftritt, Ω die Schwingfrequenz des Rotors. Im Falle einer reinen Unwuchtschwingung wäre die Schwingfrequenz gleich der Drehfrequenz. Im vorliegenden zu untersuchenden Fall der selbsterregten Schwingungen durch die Anregung in Dichtspalten sind diese Frequenzen verschieden, auch wenn wir es hier mit einer Überlagerung von Unwucht- und selbsterregter Schwingung zu tun haben. Der in Bild 5 und Bild 6 dargestellte Fall zeigt eine gleichläufige Schwingung, da beide Frequenzen dieselbe Richtung haben. Im Rahmen der dynamischen Untersuchungen werden gleich- und gegenläufige Oszillationen untersucht. Allgemein können die Kräfte, die auf den Rotor wirken, durch eine Taylorentwicklung beschrieben werden. Diese wird bereits nach dem ersten Glied abgebrochen [65]. Diese Annahme ist zulässig, weil die Berücksichtigung weiterer Kraftanteile keinen nennenswerten Einfluss bei kompressiblen Medien mehr hat. Daher können sie in der Ebene normal zur axialen Richtung z allgemein – wie folgt – beschrieben werden [66]:

$$-\begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \end{Bmatrix} = \begin{pmatrix} C_{xx} & c_{xy} \\ -c_{xy} & C_{yy} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \dot{u} \\ \dot{v} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} K_{xx} & k_{xy} \\ -k_{xy} & K_{yy} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} u \\ v \end{pmatrix} \quad \text{Formel 1}$$

Sie setzen sich aus Dämpfungskräften, die geschwindigkeitsproportional sind, und Kräften durch Steifigkeit, die von der Auslenkung abhängen, zusammen. Dämpfungskräfte und Kräfte aus Steifigkeit können über deren Koeffizienten ausgedrückt

werden. C beschreibt die Hauptdämpfung, c die Nebendämpfung, K die Rückstellsteifigkeit und k die Quersteifigkeit. Wobei C_{xx} gleichzusetzen ist mit C_{yy} , und K_{xx} mit K_{yy} . Eingesetzt in Formel 1 ergeben sich so vier unbekannte Koeffizienten, die die vier Kräfte nach Bild 6 charakterisieren.

2.3 Der Referenzfall - Labyrinthdichtung

Labyrinthdichtungen werden als Konstruktionselemente standardmäßig in Dampfturbinen eingesetzt [20]. Zu den für den Einsatz qualifizierenden Eigenschaften zeichnen sich heute die bewährte Montierbarkeit durch Einstemmlösung, Berührungsfreiheit zwischen Stator und Rotor sowie die langjährige Betriebserfahrung aus. Es gibt sie in verschiedenen Bauarten mit der Variation der Spitzen auf dem Rotor oder im Gehäuse oder beides. Aufgrund ihrer praktikablen Vorteile ist sie auch heute noch Gegenstand von Forschung und Entwicklung [21; 67]. Der entscheidende Nachteil ist die bereits erwähnte Leckage.

Die Vorgänge in Labyrinthdichtungen sind heute in weiten Teilen erforscht. An dieser Stelle sei auf die sehr ausführliche experimentelle Arbeit von Benckert und Wachter von 1980 hingewiesen [68]. Sie ermitteln für verschiedene Bauformen und Betriebsbedingungen von Labyrinthdichtungen unterschiedlicher Länge und Abstufungen die Steifigkeiten. Außerdem wird in dieser Studie bewiesen, dass die Querkräfte aufgrund der Wellenrotation und des Einlassdralls entstehen. Kwanka liefert mit seinen zahlreichen Arbeiten auf dem Gebiet der Rotordynamik wichtige Beiträge zur Bestimmung der entstehenden rotordynamischen Kräfte [26; 69]. Durch Nutzung eines Magnetlagers entwickelt er ein neues Identifikationsverfahren zur Bestimmung der sehr kleinen Strömungskräfte bei kurzen Dichtungsgeometrien. 2006 untersucht Schettel für drei unterschiedliche Labyrinthgeometrien die rotordynamischen Koeffizienten numerisch und validiert diese mit experimentellen Daten [70].

Nachstehend sind der Aufbau und die Funktionsweise der in der vorliegenden Arbeit verwendeten Labyrinthdichtungsbauf orm beschrieben. Dies entspricht der Ausführung in der realen Maschine.

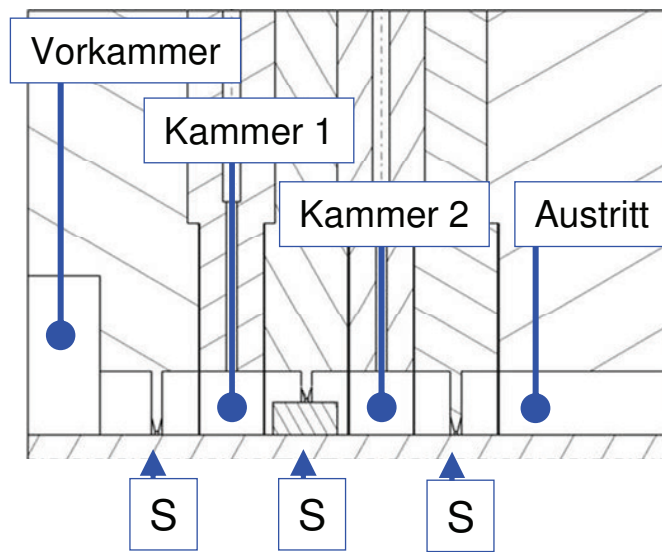


Bild 7: Der Referenzfall – die SSS Anordnung

Dieser Dichtungstyp dient als Referenz für die moderne Bürstendichtung. Die Geometrie setzt sich aus einer Reihe von Ringen zusammen, die gegeneinander zentriert werden. Daher gibt es definierte Ringe mit Dichtspitzen und solche mit Messstellen. Die Anordnungen bestehen aus drei Kammern, welche den Strömungsraum bilden. Die Vorkammer befindet sich stromaufwärts. Die erste Dichtspitze trennt die Vorkammer von Kammer eins. Die zweite Dichtspitze ist eine Kombination aus radial verkürzter Dichtspitze und einem auf den Rotor aufgeschraubten Kamm. Nach der letzten Dichtspitze expandiert die Strömung in die Umgebung. Die Spaltweite beträgt generell 0,31 mm bei einem Rotordurchmesser von 179,98 mm (ohne Kamm) bzw. 185,98 mm (mit Kamm). Die Geometrie ist das Ergebnis der Zusammenarbeit mit Dichtungsherstellern in Anlehnung an möglichst realistische Geometrien. Spaltweiten in der Größe von 1-2 Tausendstel des Rotorradius stellen realistische Werte dar. Die in dieser Studie verwendete Spaltweite fällt damit relativ groß aus. Da die Bürstendichtung eine Neuerung darstellt, werden die Ergebnisse dieser Studie mit dieser konventionellen Technik verglichen. Die hier untersuchten Dichtungen sind vorwiegend dreistufig. Daher besteht auch die Labyrinthdichtung aus drei Dichtspitzen. Sie wird im Folgenden als SSS Anordnung bezeichnet. S steht dabei für eine Labyrinthspitze.

Nachdem der Referenzfall definiert ist, zeigt das folgende Kapitel den Aufbau und die Funktionsweise der zu testenden Bürstendichtung näher auf.

2.4 Die Bürstendichtung

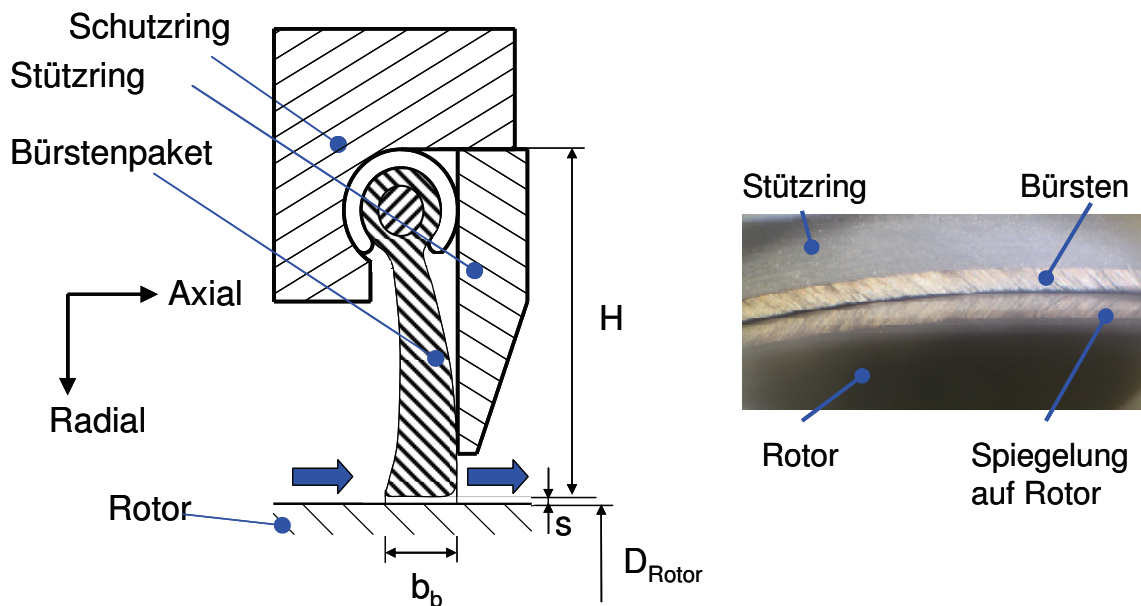


Bild 8: Links: Schnittansicht - Bürstendichtung schematisch
Rechts: Foto mit Blick von stromabwärts gewandter Seite auf Bürstendichtung

Bild 8 zeigt den üblichen Aufbau einer Bürstendichtung. Das Kernelement ist das Bürstenpaket mit den flexiblen Borsten. Die Borsten sind feine Härchen mit Durchmessern zwischen 70 und 150 μm . Sie sind in Drehrichtung des Rotors unter einem bestimmten Winkel – dem sog. Legewinkel φ – geneigt, sodass diese bei Kontakt mit dem Rotor gezogen und nicht gestaucht werden. Diese formen das Bürstenpaket der Bürstenbreite b_b . Die Paketbreite liegt typischerweise zwischen einem bis zwei Millimeter. Die Anzahl der Bürsten pro Millimeter in Umfangsrichtung variiert daher zwischen 50 bis 200. Die Bürstendichtung ist ein dynamisches Bauteil. Unter axialer Druckbelastung wirkt eine aerodynamische Kraft in radialer Richtung auf die Borsten infolge des Aufbaus eines radialen Druckgefälles in der Bürste. Dadurch werden die Drähte tendenziell radial in Richtung Rotor gedrückt und der Spalt zwischen rotierender Oberfläche und statisch ins Gehäuse integrierter Bürstendichtung verschlossen (radialadaptiv vgl. Bild 9). Dieses typische und positive Verhalten aus Sicht des Leckage-Verhaltens wird in der Fachwelt mit *Blowdown* bezeichnet. Vereinfachend können die Borsten auch als Biegebalken betrachtet werden, die mit einer Kraft belastet werden. Der Blowdown ist daher sehr positiv, weil der Leckageanteil, der durch den freien Spalt strömt, minimiert wird. Wie stark dieser Effekt im Betrieb ist, hängt von der Geometrie der Dichtung, wie z. B. Borstendurchmesser und -länge oder auch Stütz- und Schutzring ab. Durch die axiale Druckdifferenz wird das Bürstenpaket gegen den Stützring bzw. -platte gedrückt, sodass eine Kompression des Pakets eintritt. Dadurch wird der freie Strömungsraum in der Bürstendichtung kleiner, die Leckage im Vergleich zum unkomprimierten Zustand geringer. Die Veränderung der Spaltweite mit den Betriebsbedingungen ist grundsätzlich verschieden von dem der

Labyrinthdichtung. Bei letztgenannter bleibt die Spaltweite – und damit die durchströmte Fläche – konstant. Der Leckagestrom \dot{m} durch die Bürstendichtung setzt sich somit aus zwei Anteilen zusammen. Ein Teil strömt durch den freien Spalt zwischen Rotor und Bürstenpaket, der andere strömt durch das „poröse“ Bürstenpaket.

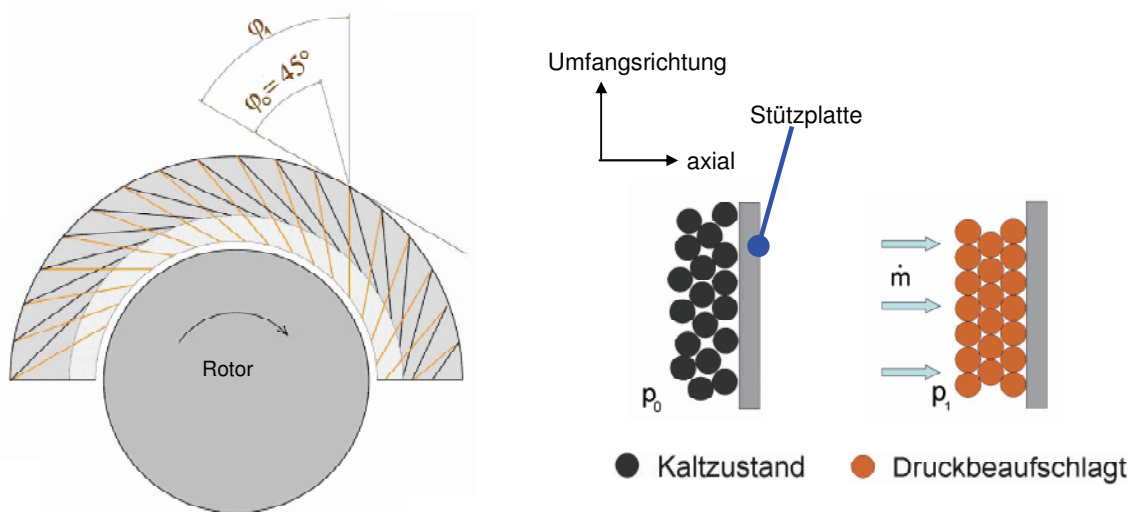


Bild 9: Mechanismus des Blowdown

Bei der Auslegung des Innendurchmessers der Bürstendichtung werden verschiedene Philosophien verfolgt. Prinzipiell lassen sich drei Unterteilungen finden. Es gibt die Auslegung mit Kaltspalt, ohne Spalt und mit Überdeckung. Der Vorteil der Variante mit Kaltspalt liegt darin, dass durch den Blowdown der Spalt erst im Betrieb unter Druck verschlossen wird und somit wenig Reibung entsteht. Reibung kann zu Wärmeeintrag in den Rotor, in der Folge zur Verkrümmung und damit zu rotordynamisch gefährlichen Querkräften führen. Außerdem muss das Reibmoment durch die Turbine aufgebracht werden, was Verlustleistung bedeutet. Dennoch ist ein Anstreifen des Rotors an den flexiblen Borsten weniger gefährlich als das bei starren Labyrinthspitzen, da die Borsten nachgeben. Die Auslegung dieses Kaltspalts ist ein Optimierungsproblem, da einerseits ein großer Spalt sicherlich Anstreifen verhindern kann, andererseits ein zu großer Spalt auch höhere Spaltverluste bedeutet. Dies kann sogar soweit gehen, dass der Spalt zwischen Rotor und Borstenpaket größer ist als bei einer Labyrinthdichtspitze. Damit kann die Leckage solcher abgeriebener Bürstendichtungen auch größer als die von Labyrinthdichtungen werden. Die Auslegung ohne Spalt – aber auch ohne Überdeckung - wird auch als *line to line* bezeichnet. Der im Betrieb auftretende Blowdown verursacht dann mechanischen Kontakt mit dem Rotor und damit Reibungskräfte entlang der Rotoroberfläche - in tangentialer Richtung. Diese Kräfte sind für die Rotordynamik von Bedeutung, da sie Schwingungen hervorrufen können. Die Bürstendichtungen werden infolgedessen am Rotor abgeschliffen. Ist dieser Abrieb einmal abgeschlossen, dann wird an der Kontaktstelle die optimale Dichtwirkung erzielt. Bei der Variante mit Überdeckung findet bereits im Kaltzustand, auch ohne Blowdown eine Berührung statt. Bei dieser Variante tritt an-

fangs verstärkt Abrieb auf, der aber in Kauf genommen wird zugunsten eines optimal gepackten Bürstenpakets.

Weitere Elemente der Bürstendichtung sind die Schutzplatte, die sich stromaufwärts befindet. Sie wird daher auch als *front plate* bezeichnet. Ihr Zweck besteht darin, die Borsten des Pakets vor der drallbehafteten Anströmung zu schützen, so dass keine Aufwirbelungen oder in der Folge Drahtabbruch auftritt. Die Stützplatte stützt das Borstenpaket in axialer Richtung. Dennoch kann es bei zu großen Druckdifferenzen zu einem Überbiegen des Pakets – englisch *Blowover* - in axialer Richtung um die Stützplatte herum kommen [70]. Außerdem stellt sie einen undurchlässigen Körper dar, so dass keine Leckage durch sie hindurch auftreten kann. Es ist deshalb zweckmäßig den Innendurchmesser der Stützplatte aus Effizienzgesichtspunkten heraus möglichst klein zu gestalten. Doch auch hier spielt die Betriebssicherheit die entscheidende Rolle. Es gilt, Anstreifschäden zu vermeiden. Zum anderen behindert eine verlängerte Stützplatte die freie Bewegung der Borsten in radialer Richtung, da verstärkte Reibung auftritt.

Die Borsten stellen Strömungswiderstände da. Bürstendichtungen können heute je nach Bauart Druckdifferenzen bis zu maximal 27,6 bar standhalten [71], bis der besagte Blowover eintritt. Eine chronologische Übersicht über Einsatzbedingungen der Bürstendichtung im Prüfstandsbereich zeigt folgende Tabelle:

Tabelle 1 Chronologische Entwicklung der Einsatzbedingungen von Bürstendichtungen

Jahr	Druckdifferenz max. [bar]	Rotoroberflächengeschwindigkeit [m/s]	Temperatur [K]	Medium	Quelle
1993	-	47,6	588	Luft	[72]
1993	12,1	106,4	91	LN2/LH2	[73]
1994	10,0	160,0	680	Luft	[74]
1997	0,8	24,0	923	Luft	[75]
1997	17,2	11,6	777	Abgas	[76]
2002	82,7	< 500,0	< 1273	Dampf/Luft	[31]
2003	12,0	400,0	973	Luft	[77]
2004	5,2	366,0	922	Luft	[78]
2010	9,0	113,0	293	Luft	Deckner [29]

Die Druckdifferenzen haben sich wenig verändert. Allerdings ist ein Trend hinzu höheren Rotoroberflächengeschwindigkeiten und Temperaturen erkennbar. Als Bürstenmaterial werden oxidations- und hochtemperaturbeständige Materialien wie die Haynes 25 (temperaturbeständig bis 1253 K) Kobaltbasislegierung oder auch Nickelbasislegierungen verwendet. Es bleibt zu sagen, dass das Verhalten sowohl der Borsten als auch des gesamten Pakets – wie beispielsweise der Blowdown – zeit-

teilweise zufalls- aber auch von der Fertigung abhängig ist. Die Fertigung von Bürstendichtungen lässt sich in zwei Verfahren unterteilen. Die in Bild 10 gezeigte Dichtung zeigt das Standarddesign eines namhaften Herstellers. Dazu wird der Borstendraht um zwei Kerndrähte gewickelt, die im Anschluss an das Wickeln gegeneinander axial verschoben werden. So entsteht relativ zum Kerndraht der Legewinkel der Borsten von meist 45°. Die beiden Kerndrähte sind in einem bestimmten Abstand zueinander angeordnet, wodurch die radiale Bürstenlänge festgelegt wird. Die Wicklungszahl und der Vorschub geben die Packungsdichte des Pakets vor.

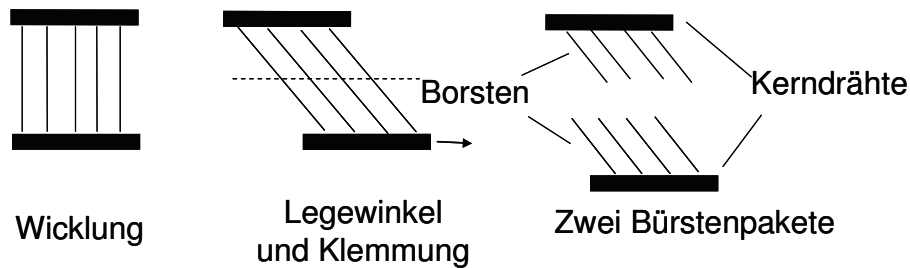


Bild 10: Modernes Herstellungsverfahren für Bürstendichtungen

Dann werden die Borsten um Kerndraht herum mittels Klemmrohr festgeklemmt, bevor die beiden Drähte in der Mitte voneinander getrennt werden. Die Kerndrähte mit dem Klemmrohr werden nun zu einem Ring gebogen, der in die weitere Geometrie (hier Schutzring) eingepasst wird. Die Enden werden punktverschweißt. Erst jetzt erfolgt die endgültige Fertigung des Innendurchmessers der Bürstendichtung durch Aberosion. Dabei werden Toleranzen von $\pm 0,1$ mm erreicht. Der Vorteil dieses Verfahrens besteht darin, dass bei der Herstellung nicht mehr geschweißt werden muss. Das Bürstenmaterial muss somit nicht mehr schweißbar sein. Außerdem traten im Langzeitbetrieb Probleme durch Borsten, die aus der Schweißnaht ausfielen auf. Beim zweiten Herstellungsverfahren werden die Borsten der Bürstendichtung am fertigen Gehäuse ring verschweißt.

3 Versuchsanlagen und Versuchsprogramme

3.1 Versuchsaufbau zu statischen Eigenschaften

3.1.1 Die Versuchsanlage

Der Versuchsstand ist im weitesten Sinn eine „Luftturbine“, da komprimierte Luft durch die Durchströmung der Dichtungsgeometrie entspannt wird. Die komprimierte Luft bei Umgebungstemperatur für den Betrieb der Anlage wird vom zentralen Druckluftnetz der Technischen Universität München geliefert. Das begrenzt den Vorkammerdruck auf maximal 13 bar. Der Vordruck der zuströmenden Luft wird über ein Druckregelventil (Bild 11) eingestellt, und im weiteren Strömungsverlauf wird der Massendurchfluss mittels eines nach dem Coriolis Prinzip arbeitendem Rheonik

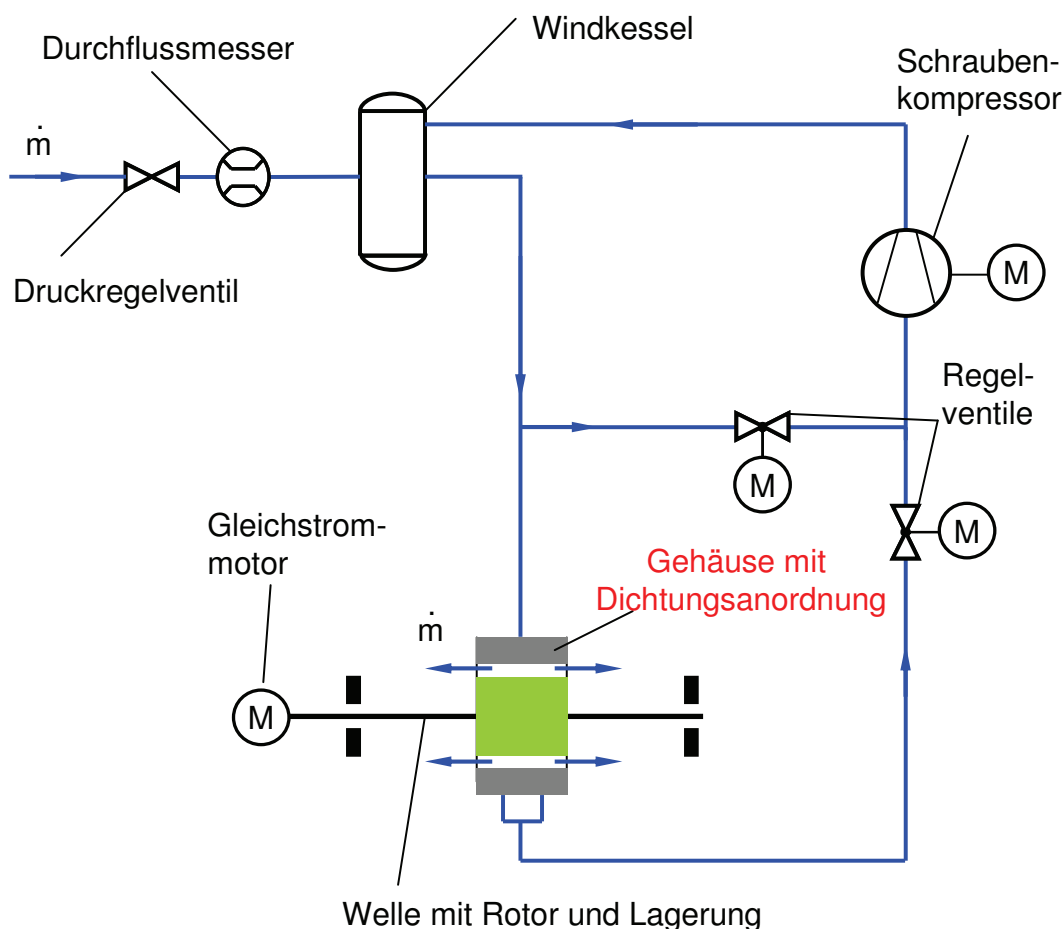


Bild 11: Kreislaufschema der statischen Versuchsanlage

Massendurchflussmesser RHM 12 bestimmt. In dem anschließenden Windkessel können durch das zusätzliche Volumen etwaige Druckschwankungen der Zuströmung ausgeglichen werden. Zum Zweck der Drallgenerierung kann ein Teil der zuströmenden Luft vor dem Prüfstandsgehäuse mithilfe eines Schraubenkompressors der Fa. Atlas Copco abgesaugt werden. Die Einstellung erfolgt über eine Regelven-

tilgruppe. Die Zuströmung zum Gehäuse erfolgt über tangential angeordnete Zu-
strömrohre (Bild 12).

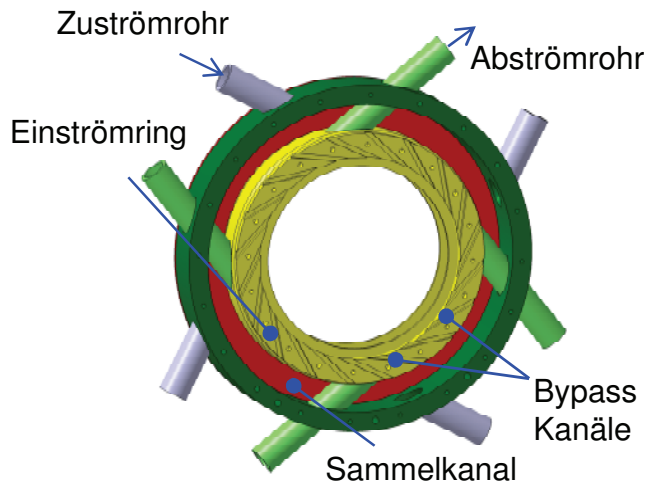


Bild 12: Zuströmgehäuse

gesaugt. Den Grad der Absaugung regelt ein weiteres Regelventil (Bild 11). Der Vor-
drall kann so in einem Bereich zwischen 40 bis 300 m/s eingestellt werden. Die Vor-
kammer liegt zentral im symmetrisch gebauten Zuströmgehäuse. Von hier aus teilt
sich die Strömung symmetrisch in axialer Richtung auf beide Fluten des Prüfstands
auf. Die zweiflutige Anlage bietet den Vorteil, dass Messergebnisse redundant vor-
liegen und Messungenauigkeiten bestimmt werden können. Ein weiterer Vorteil be-
steht darin, dass Axial Schub oder Momente auf die Welle infolge aerodynamischer
Kräfte aufgrund von Baugleichheit – abgesehen von Fertigungstoleranzen – mini-
miert werden.

An das Zuströmgehäuse werden die Dichtungsgeometrien montiert. Vor-
teilhaft ist hier die modulare Bauwei-
se. Die Dichtungskonfiguration setzt
sich aus einer Reihe von Ringen zu-
sammen. Bündel auf den Ringen mit
Übergangspassung (H5/m4) und
Zentrierstifte am Zuströmgehäuse
ermöglichen eine genaue Zentrie-
rung. So können Umbauten effektiv
realisiert werden. An die Gehäuserin-
ge sind Druck-, Drall- und Tempera-
turmessungen installiert. Der Antrieb
des Rotors erfolgt über einen dreh-
zahlgeregelten Gleichstrommotor. Im
Motorgehäuse ist eine Übersetzung

Die Luft wird hier zuerst in einem
Sammelkanal vergleichmäßiggt, bevor
sie die tangential angeordneten By-
pass Kanäle durchströmt. Wird nur
ein Strömungsweg des zweiflutigen
Gehäuses betrachtet, so teilt sich die
Luftströmung nach der Zuströmung
in axialer Richtung in zwei Teile auf
(Bild 13). Ein Teil durchströmt die
Dichtungsanordnung, bevor sie in
die Umgebung expandiert. Der ande-
re Teil wird stromaufwärts durch tan-
gential angeordnete Abströmröhre

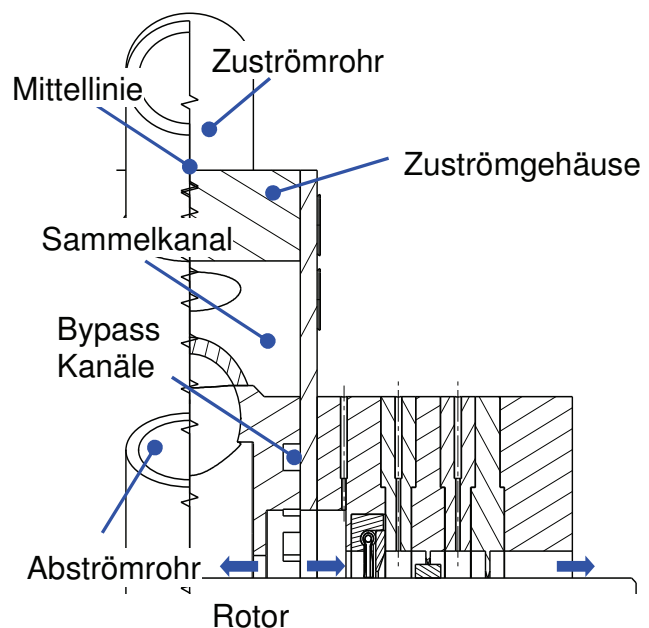


Bild 13: Schnittzeichnung durch eine Flut

3 Versuchsanlagen und Versuchsprogramme

durch ein Planetengetriebe integriert. Damit sind Drehzahlen von 12.000 U/min während des Versuchablaufs möglich. Zusammen mit dem Rotordurchmesser von 179,98 mm wird so eine realistische Oberflächengeschwindigkeit erzeugt, wie sie an den Deckbändern von Dampfturbinenschaufeln auftritt. Das Drehmoment wird mithilfe einer drehelastischen Rotex Kupplung auf den Rotor übertragen. Diese Kupplung kann eventuelle Fluchtungsfehler ausgleichen und bietet durch einen Kunststoff – Zwischenring ideale Dämpfung gegen Schwingungen.

Die kurzen Lagerabstände, die Lagerung in Öl geschmierten Schrägkugellagern und der massive aus Chrom – Molybdän – legiertem Vergütungsstahl (1.7225 DIN 42 CrMo 4 + QT) bestehende Rotor garantieren eine sehr steife Anordnung insbesondere des statischen Versuchsstands (Bild 14). Der Versuchsstand wird damit weit unterhalb der kritischen Biegefrequenz betrieben. Die Lagertemperaturen der Fest-/Loslagerung werden mittels je zwei Thermoelementen in beiden Lagern überwacht. Ein Lagerschaden würde sich durch ansteigende Temperaturen ankündigen. Die Normaltemperatur bei 12.000 Umdrehungen ohne Druckbelastung liegt bei ca. 80 °C. Bis zum Erreichen eines temperaturbeständigen stationären Zustandes erfolgt ein Anheben des Rotors von einem Mikrometer pro Kelvin durch die in den Lagern entstehende Wärme.

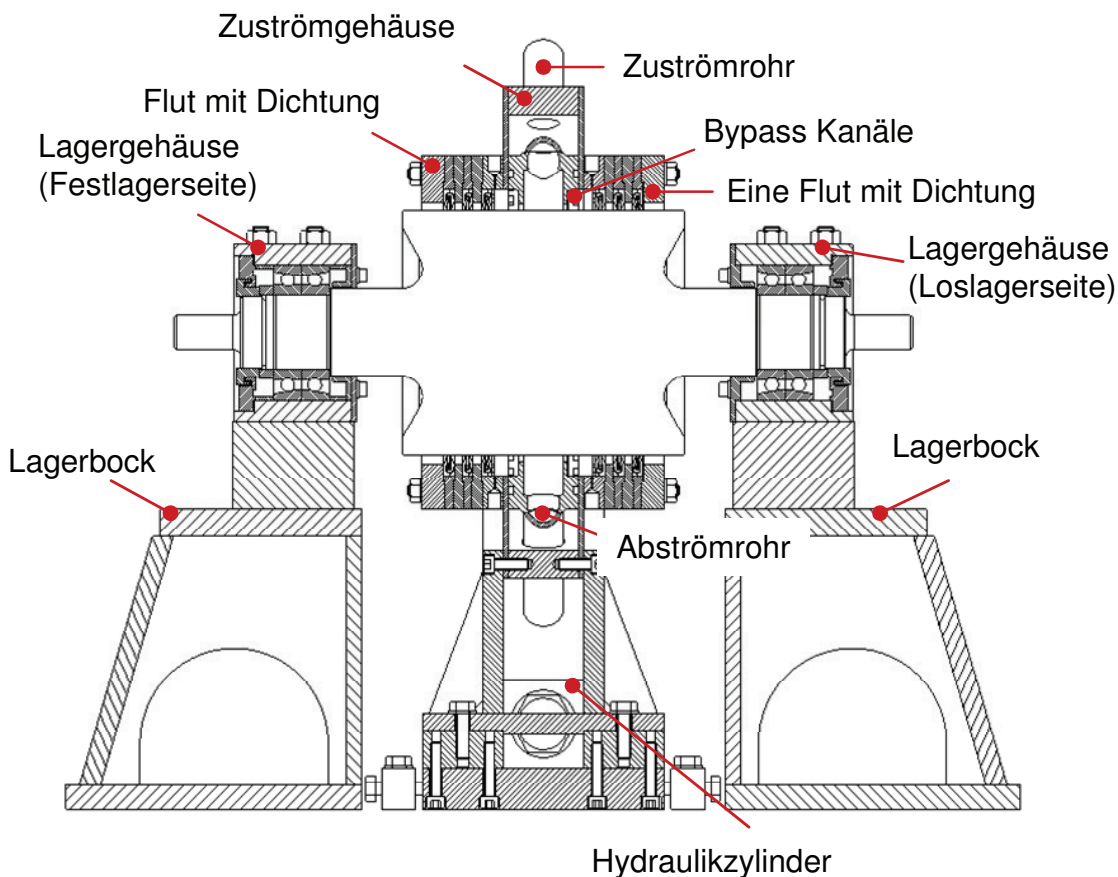


Bild 14: Der Versuchsstand im Detail

Mithilfe von Hydraulikzylindern an der Unterseite des Zuströmgehäuses können auch exzentrische Betriebszustände der Gehäuseachse relativ zur Rotor-Achse realisiert werden. Mithilfe einer hydraulischen Untersetzung von 1:10 erfolgt so eine Feinjustage des Gehäuses auf der Montageplatte.

3.1.2 Verwendete Messtechnik

Für die Beurteilung der Dichtwirkung, die Quantifizierung von rotordynamischen Kräften durch exzentrische Betriebszustände oder drallbehaftete Strömung ist eine Reihe von Messstellen nötig. Während der Versuche können am statischen Prüfstand Drücke (46x Wanddrücke plus 18 Drallsonden), Temperaturen (10x), das Reibmoment durch Kraftmessung (1x), Rotordrehzahl (1x), Leckage (1x) und Exzentrizität (4x) gemessen werden. In Summe sind das 81 Messstellen, die zentral über eine elektronische Datenerfassung (HP Scanner 3497) gesammelt werden. Da für die Testreihen ausschließlich Messwertaufnehmer mit elektrischen Ausgangssignalen verwendet werden, bot es sich an, die verwendeten Scanner an einen Messrechner (HP-Workstation) zu koppeln, auf dem eine spezielle Auswertesoftware ‚hpvee‘ installiert ist. So ist es möglich, die Strom- bzw. Spannungssignale der Messwertaufnehmer sofort in die gewünschten technischen Größen umzurechnen. Weiterhin kann ein Teil der gesammelten Daten quasi in Echtzeit ausgewertet und am Bildschirm angezeigt werden, sodass der momentane Ist-Zustand der Anlage immer visuell verfügbar ist. Aus den so aufbereiteten Messwerten wird dann eine Messwertdatei angelegt, die aus 118 Einzelwerten pro Messintervall besteht.

Druckmessung

Durch die einzustellende Exzentrizität zwischen Rotor – und Gehäuseachse stellt sich bei Durchströmung des Prüfstands am Umfang eine charakteristische Druckverteilung in den Kammern der Dichtung ein. Daraus resultieren Kräfte auf den Rotor, die es zu untersuchen gilt. Diese Kräfte dienen der Bestimmung der Federkonstanten der durchströmten Dichtung. Die statischen Drücke in Umfangsrichtung werden in den vier Kammern an 10 Stellen gemessen. Zusätzlich wird noch der Druck in der Vorkammer an zwei Stellen (engster und weitester Spalt) und am Dichtungsaustritt an einer Stelle gemessen. Die Messbohrungen sind gleichmäßig im Abstand von 36° über den Umfang des Gehäuses verteilt und münden senkrecht in die Mitte der jeweiligen Kammer. Durch die zweiflutige Bauweise des Prüfstandsgehäuses ergeben sich 46 statische Druckmessstellen. Die Messkette zur Druckmessung ist im Folgenden erläutert (Bild 15). Diese werden über Kunststoffschläuche an einen Druckauf -

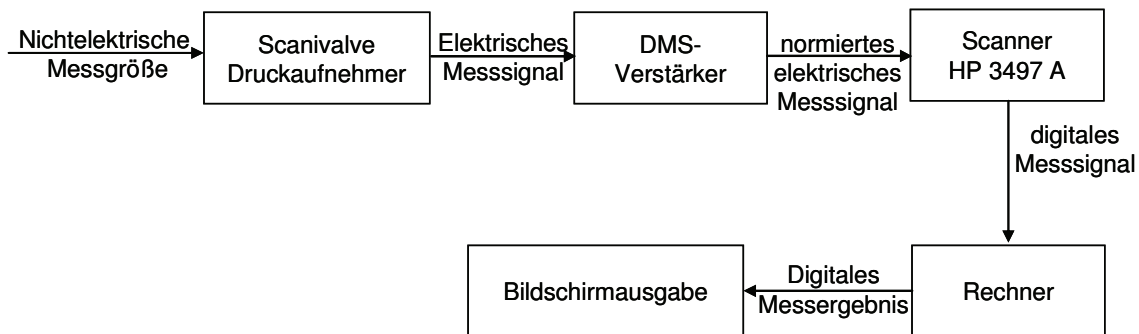


Bild 15: Messkette bei der Druckmessung

nehmer (48J9-JOETM48) der Fa. Scanivalve Corp. übergeben, der 48 Drücke innerhalb sehr kurzer Zeit mit nur einem Druckaufnehmer (PDCR23D) erfassen kann. Der entscheidende Vorteil ist das einfache Abgleichen der Drücke mithilfe einer Brückenschaltung. Einer der verbleibenden Anschlüsse am Druckaufnehmer ist mit dem Umgebungsdruck zum Nullabgleich verbunden. Die Übertragung der Drucksignale von den einzelnen Messstellen zum Drucksensor erfolgt durch Kunststoffschläuche. Diese sind mit Edelstahleinsätzen verbunden, welche in die Druckmessbohrungen eingeklebt werden. Der Hersteller gibt für seine Sensoren einen maximalen Fehler von 0,08% des Messwerts innerhalb des Messbereichs von 0 bis 13,8 bar an. Durch Undichtigkeiten an den Verbindungsstellen der Schläuche wird der Fehler aber systematisch größer sein.

Über den Scanner, der zusätzlich auch andere Messgrößen aufnimmt, wird das digitalisierte Signal an den Rechner weitergeleitet, der den Druckwert in einer ASCII Datei abspeichert. Mithilfe der DIN1319 wurde der Messfehler bei der Druckmessung bestimmt [79]. Für den vereinfachten Fall, der mehrmaligen direkten Messung wurde für die gesamte Messkette (nach Bild 15) eine Genauigkeit von 0,62% bezogen auf den Messwert ermittelt.

Die Messung des Umgebungsdrucks erfolgt zusätzlich mit dem Feinmanometer. Das Ergebnis ist manuell in das Messprogramm einzugeben und dient dem Abgleich mit der Messung des Umgebungsdrucks aus der Messung mit dem Scanivalve Sensor. Das Feinmanometer hat eine höhere Genauigkeit von 0,001 bar bzw. 0,08 % bezogen auf den gesamten Messbereich.

Temperaturmessung:

Für die Bestimmung des Dralls, des Durchflusskoeffizienten und der theoretischen Spaltweite ist die Temperaturmessung direkt vor der ersten Dichtspitze im Prüfstand notwendig. Aus diesem Wert kann die Dichte ρ des kompressiblen Fluids an auswertungsrelevanten Stellen der Versuchsanlage nach Formel 2 bestimmt werden:

$$\rho = \frac{p}{R * T} \qquad \text{Formel 2}$$

Messstellen, an denen die Temperatur mit Hilfe von Thermoelementen ermittelt werden soll, befinden sich jeweils kurz vor der ersten Dichtung sowie in Kammer eins und zwei und hinter der dritten Dichtspitze im Inneren des Prüfstandes. Mithilfe von Mantelthermoelementen vom Typ L (Fe-CuNi - Element), die der DIN - Norm 43710 entsprechen, kann die Temperatur gemessen werden. Der Durchmesser dieser Elemente wurde mit 1,5 mm klein gewählt, denn eine unnötige Beeinflussung der Strömung durch den Messaufbau soll vermieden werden. Weiterhin wirkt sich die geringe radiale Abmessung sehr vorteilhaft auf die Ansprechzeit des Aufnehmers aus, so dass zügige Messungen möglich sind. Der maximale Fehler, der für diese Temperaturenfnehmer angegeben wird, liegt bei $\pm 3^\circ\text{C}$ im relevanten Messbereich, wodurch bei einem korrekten Einbau (Spitze des Thermoelementes in der Mitte des Strömungskanals) die Genauigkeit des spezifischen Volumens mit 1% bestimmt werden kann.

Im Rahmen anfänglicher Messungen wurde festgestellt, dass sich die Temperatur der Luft in der Dichtungsanordnung lediglich gering ändert. Die Änderung liegt im angegebenen Messfehlerintervall, so dass für die Versuche die Temperatur mit 20°C angenommen wird.

Drehzahlmessung

Zur Messung der Drehzahl N wird ein induktives Messsystem eingesetzt, bei dem ein Sensor benutzt wird, der in der Nähe des Rotors montiert und so angeordnet ist, dass der Kopf des Sensors etwa 1 mm in radialer Richtung vom Wellenstumpf entfernt ist. Die Spitze dieses induktiven Aufnehmers enthält eine Magnetspule, in der durch die Bewegung eines geeigneten Gebers Spannung induziert werden kann. Zwei Passfedernuten im Wellenstummel übernehmen diese Aufgabe und erzeugen so, aufgrund der sich drehenden Welle, ein veränderliches Spannungssignal im Näherungssensor, dessen Frequenz der doppelten Rotordrehzahl entspricht. Die Drehzahl wird mit diesem System bei 12.000 U/min auf ± 200 U/min genau bestimmt. Das entspricht einem maximalen Fehler von 1,7 %.

Durchflussmessung

Zur Durchflussmessung wird ein Coriolis – Massendurchflussmesser RHM 12 bzw. der Firma Rheonik verwendet. Mit diesem System ist es möglich, direkt und zudem hochpräzise den Massendurchfluss (Leckage) am Prüfstand zu messen. Für den Messaufnehmer ist innerhalb des empfohlenen Messbereiches (1:20) eine Messgenauigkeit von $\pm 0,2$ % und eine Reproduzierbarkeit von 0,1 % angegeben. Er kann Massenströme bis 5000 g/s erfassen. Der Massendurchflussmesser befindet sich in der Luftzuführung, so dass nach der Kontinuitätsgleichung der erfasste Massenstrom die Summe der Leckagen der beiden Dichtungssätze ist. Der Bypass-Massenstrom (ca. Faktor 10 größer) wird damit absichtlich nicht erfasst, wodurch folglich die Genauigkeit der Leckage-Bestimmung der angegebenen Genauigkeit des Messgerätes entspricht. Vor der eigentlichen Messung wird das Gerät mit dem „Null – Durchfluss“ kalibriert. Reproduzierbarkeitsmessungen und die Auswertung nach DIN1319 zeigen bei der Bestimmung der Messunsicherheiten deutlich höhere Werte von 6 % des Messwerts an [79]. Diese umfassen über das Messgerät hinaus die gesamte Messanordnung und werden im Folgenden benutzt.

Wegmessung

Eine wesentliche Forderung ist das Fluchten von Rotor- und Gehäuseachse. Um das garantieren zu können, kommt ein Wegmesssystem zum Einsatz, mit dessen Hilfe an zwei axialen Positionen der Rotor-Achse der Abstand zwischen Rotor und Gehäuse bestimmt wird. Es handelt sich hierbei um sogenannte Wirbelstrommessketten der Firma Brüel & Kjaer Vibro GmbH, bestehend aus dem eigentlichen Wegaufnehmer, einem Verbindungskabel und einem Oszillator. Das Ausgangsspannungssignal der Wirbelstromaufnehmer ist dabei proportional zu dem zu messenden Abstand zwischen Aufnehmer und Messobjekt, weshalb es auch als Abstandsspannung bezeichnet wird. Mit diesem Messsystem ist es möglich, sowohl relative Wellenschwüngen als auch eine relative Wellenverlagerung zu bestimmen. Die Messgenauig-

keit beträgt nach eigenen Versuchsmessungen etwa $\pm 20 \mu\text{m}$. Da aufgrund von Temperatureinflüssen und den angreifenden Zentrifugalkräften eine Aufweitung des Rotors zu erwarten ist, kann aus diesem Abstand nicht automatisch auf die Exzentrizität zwischen Rotor und Gehäuse geschlossen werden. Diese Einflüsse werden umgangen, indem zwei dieser Wegmesssysteme gegenüber angeordnet und im Differenzprinzip miteinander verschaltet werden. Bei einer Rotor-Verlagerung verkürzt sich damit der Weg auf der einen Seite genau um denselben Betrag, um den er sich auf der anderen Seite verlängert. Als Ausgangssignal verbleibt eine Differenzspannung, die genau der Rotor-Verlagerung entspricht. Außerdem wird durch dieses Prinzip auch eine mögliche Nichtlinearität oder Temperaturabhängigkeit der Aufnehmer kompensiert und die Messgenauigkeit dadurch weiter verbessert.

Drallmessung

Zur Bestimmung des Dralls soll die Geschwindigkeitskomponente c_{Uj} der Strömung in Umfangsrichtung an verschiedenen Messstellen mithilfe von Strömungssonden bestimmt werden. Strömungssonden eignen sich auch für die Untersuchung im Dichtspaltbereich, wie Hauck zeigte [80]. Warum ist der Drall so wichtig für Dichtungsgeometrien? In einer stabilen Turbomaschine kreist der Rotor in der Regel auf einer stabilen elliptischen Schwingbahn. Die Summen der radialen und tangentialen Kräfte, die auf den Rotor wirken, sind Null. Für die Stabilität ist die tangentiale Richtung entscheidend, da hier die Richtung des Geschwindigkeitsvektors auf der Schwingbahn mit der Krafrichtung in tangentialer Richtung zusammenfällt. Dadurch wird dem System Energie entzogen und in den Schwinghaushalt eingebracht. In tangentialer Richtung wirken somit nichtkonservative Kräfte. Zum Einen ist das die erregende Querkraft Q , die durch den Quersteifigkeitskoeffizienten k gekennzeichnet ist (Formel 3). Die Größe e ist dabei die Exzentrizität bzw. die Schwingamplitude.

$$Q = k * e \qquad \text{Formel 3}$$

Dem entgegen wirkt die Dämpfungskraft D des Systems. Sie wird durch den Hauptdämpfungskoeffizienten C ausgedrückt.

$$D = C * \omega_k * e \qquad \text{Formel 4}$$

Die Größe ω_k ist die kritische Frequenz, bei der die Schwingung auftritt. Die Erhöhung des Dralls bedeutet eine ansteigende erregende Querkraft. Dieser Sachverhalt wurde in der Literatur durch eine Reihe von Autoren beschrieben (Muszynska [81]; Bently [82]; Kwanka [83]; Schettel [22] etc.). Wird der Drall zu hoch, so kann die Dämpfungskraft die Querkraft nicht mehr kompensieren. Der Unterschied beider Kräfte bewirkt eine Differenzkraft in tangentialer Richtung, welche eine Beschleuni-

3 Versuchsanlagen und Versuchsprogramme

gung des Rotors und in der Folge instabile Schwingbahnen bedeutet. Dieser Betriebszustand muss in der Turbomaschine unter allen Umständen vermieden werden, da Anstreifschäden und erhöhte Leckagen durch Beschädigungen der Dichtungsgeometrien die Folge wären. Auch die Größe der Rotor-Zylinderfläche, auf die erhöhter Drall wirkt, entscheidet über die Größe der Querkraft. Ein frühzeitiger Drallabbau über der Dichtungsgeometrie – insbesondere schon über der ersten Dichtspitze – kann die Querkraft minimieren.

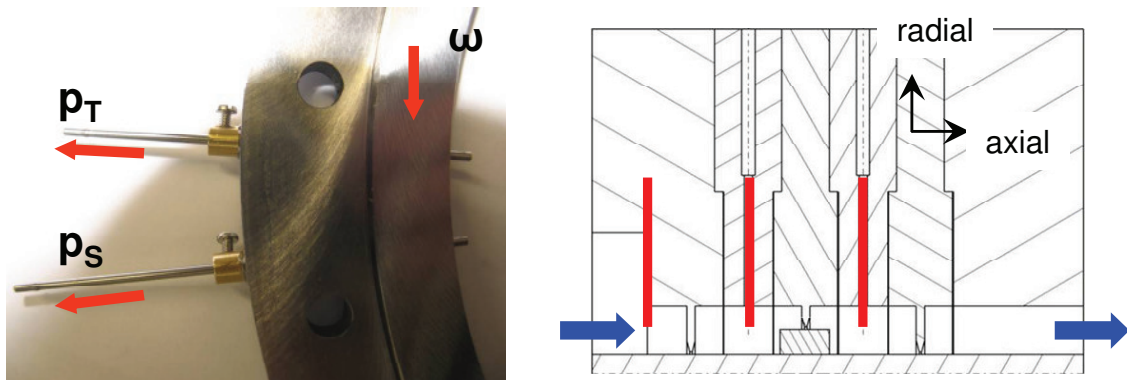


Bild 16: Drallbestimmung (rechts: Sonden; links: axiale Positionierung)

Die neun Messstellen befinden sich in der Vorkammer (1x), Kammer eins (4x) und Kammer zwei (4x). Nach der letzten Dichtspitze expandiert die Strömung ins Freie, weswegen dort eine Drallmessung nicht realisiert wurde. Die Messkette zur Drallbestimmung ist analog zur Druckbestimmung, da aus Sondendruckmessungen der Drall bestimmt wird. Eine Messstelle besteht aus einer Total- und einer statischen Drucksonde (Bild 16). Mithilfe eines zweiten Druckaufnehmers werden die 18 Drücke durch die Drallsondenmessungen erfasst.

Die Differenz der beiden Druckmessungen an einer Messstelle ist der dynamische Druck. Die Sonde zur Bestimmung des Totaldrucks p_T ist ein vereinfachtes Pitot-Rohr. Sie besteht aus einem zylindrischen Röhrchen mit etwa 1,5 mm Durchmesser, das auf einer Seite versiegelt und kurz unterhalb des verschlossenen Endes radial angebohrt ist (Bild 17). So ist es möglich, Staudruckmessungen bis in die unmittelbare Nähe des Rotors durchzuführen. Um die Richtung der Strömung zu bestimmen, ist die Sonde in ihrer Aufnahme in

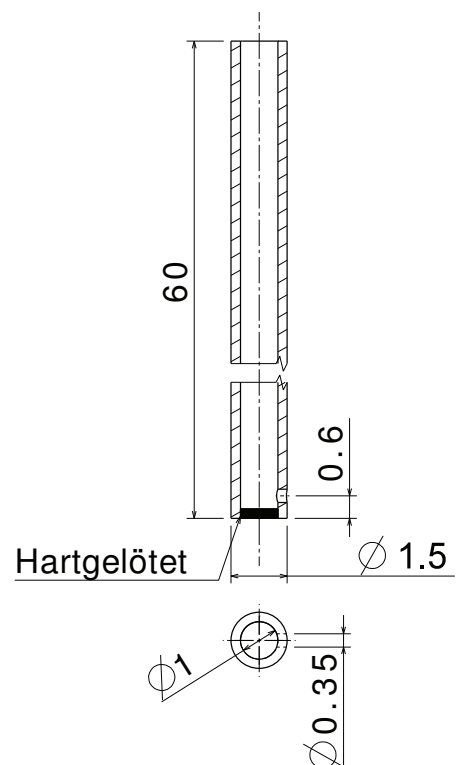


Bild 17: Totaldrucksonde

3 Versuchsanlagen und Versuchsprogramme

Umfangsrichtung drehbar gelagert. Der statische Druck p_S wird mithilfe einer ähnlichen zylinderförmigen Sonde gemessen, die im Gegensatz zur Totaldrucksonde keine seitliche Bohrung aufweist, sondern stattdessen das freie nicht hartgelötete Ende der Sonde zur Druckmessung nutzt.

Nach Messung des Total- und statischen Drucks (p_T und p_S) kann die Machzahl Ma und in der Folge der Drall c_U bestimmt [84] werden:

$$Ma = \sqrt{\frac{2 \cdot \left[\left(\frac{p_T}{p_S} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right]}{\kappa - 1}} \quad \text{Formel 5}$$

$$c_U = Ma \cdot \sqrt{\kappa \cdot R \cdot T} \quad \text{Formel 6}$$

In Kammer eins und zwei wird der Wert für den Drall als Mittelwert aus den vier Messstellen, die in Umfangsrichtung gleichmäßig verteilt sind, bestimmt (Bild 16).

Zur Einstellung des Vordralls im Zuströmgehäuse (siehe Kap. 3.1.1) wird die Drall – Messstelle in der Vorkammer genutzt, über die der Vordrall überwacht wird. Die Messunsicherheit der gesamten Messkette beträgt 0,64 % nach DIN1319 [79].

Drehmomentmessung

Eine Messung des Drehmomentes M auf dem Prüfstand ist notwendig, um eine Aussage über die etwaige Bremswirkung und der damit verbundenen Leistungsminde- rung durch die Bürstendichtung zu gewinnen. Die drehbare Lagerung des Gehäuses des Gleichstrommotors, der als Antriebsmaschine fungiert, ermöglicht die Bestim- mung der Kraft, die am Gehäuse angreift. Da der bisher verwendete kapazitive Weg- aufnehmer ein nichtlineares Verhalten aufweist und zudem ein leicht Temperatur – abhängiges Verhalten zeigt, war es notwendig, ein neues System zu installieren. Es

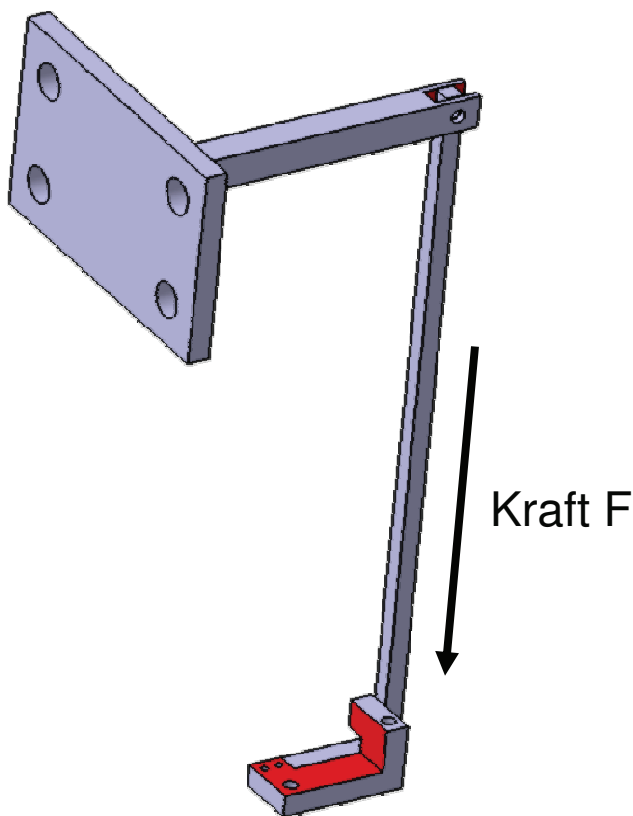


Bild 18: Neu konzipierter Hebelarm zur Installation der Kraftmessdose

wurde beschlossen, einen Kraft- sensor der Fa. Rieger Sensor- technik einzusetzen, der ein zur Kraft direkt proportionales Span- nungssignal ausgibt. Die An- triebsmaschine liefert die notwen- digen Drehzahlen und Drehmo- mente zum Betrieb des Prüf- stands. Das Produkt aus der ge- messenen Kraft und dem entspre- chenden Hebelarm (senkrechter Abstand zur Motorachse) ergibt direkt das erforderliche Drehmo- ment M des Rotors. Das Signal ist elektronisch verfügbar, da vom Transmitter des Kraftsensors eine Ausgangsspannung weitergege- ben wird, die vom HP-Messsystem – über die entsprechende Kalib- riergerade - in Kraft umgerechnet wird. Der eigentliche Messwert ist die Differenz aus Moment bei be-

stimmten Betriebsbedingungen und Moment, ohne Durchströmung der Dichtungsan- ordnung bei jeweils gleicher Drehzahl. Durch dieses Vorgehen sind Lagerreibmo- mente und andere Effekte eliminiert. Das Ergebnis sind Momente, die auf die Kräfte im Dichtspaltbereich, die aus mechanischen (Blowdown) und fluiddynamischen An- teilen bestehen, zurückgeführt werden können. Der Kraftsensor hat eine Messgenau- igkeit von $\pm 0,5\%$ vom Messwert. Bei einem maximalen Messwert von 20 N entspricht das 0,01 Nm. Reproduzierbarkeitsmessungen zum Drehmoment deuten aber auf höhere Werte von $\pm 0,3$ Nm hin. Grund dafür ist vor allem das erforderliche Los- brechmoment des Gehäuses. Sodass

3.1.3 Optische Messungen zur Quantifizierung des Blowdown

Mithilfe gezielter Messungen im Spaltbereich wird das dynamische Verhalten der Bürsten untersucht. Insbesondere die Abhängigkeit der Spaltweite s von der Druckdifferenz über der Bürste dp , Drall oder Exzentrizität ist in der Literatur wenig erforscht. Damit können die Messungen einen wichtigen Beitrag zur Weiterentwicklung bestehender numerischer Modelle für die Vorhersage des Betriebsverhaltens – insbesondere der Leckage – dienen.

Es wurde ein System mit Digitalkamera ausgewählt. Fotografien vom Spaltbereich über einen Spiegel und die Digitalkamera dienen diesem Zweck (Bild 19). Messungen im Spaltbereich wurden nur in der Spitze – Spitze - Bürste (kurz SSB) Anordnung durchgeführt, da bei BSS (Bürste Spitze Spitze) zusätzliche aufwendige Montage und Belichtung notwendig gewesen wären, bei der eine Beeinflussung der Messung durch die Messtechnik nicht ausgeschlossen werden kann. Die Bezeichnung BSS resultiert aus der Anordnung der Bürstendichtung stromaufwärts, die zusammen mit zwei folgenden Labyrinthdichtspitzen die dreistufige Dichtungsanordnung bildet.

Die Aufnahme für den Spiegel ist versteift, da der aus der Dichtung strömende Luftstrom eine Verbiegung der ganzen Vorrichtung verursachen kann. Die Bilder der Digitalkamera haben das Format 4:3 mit 3072x2304 Pixel. Die Bilder werden fokussiert und scharf gestellt. Weil der kleine LCD allerdings nicht ausreicht, um die Schärfe der Bilder zu beurteilen, ist die Kamera vor Ort mit einem Rechner verbunden, der als Hilfsmittel dient. Erst bei zufriedenstellender Fokussierung werden die Einstellungen gespeichert, und die Versuche beginnen.

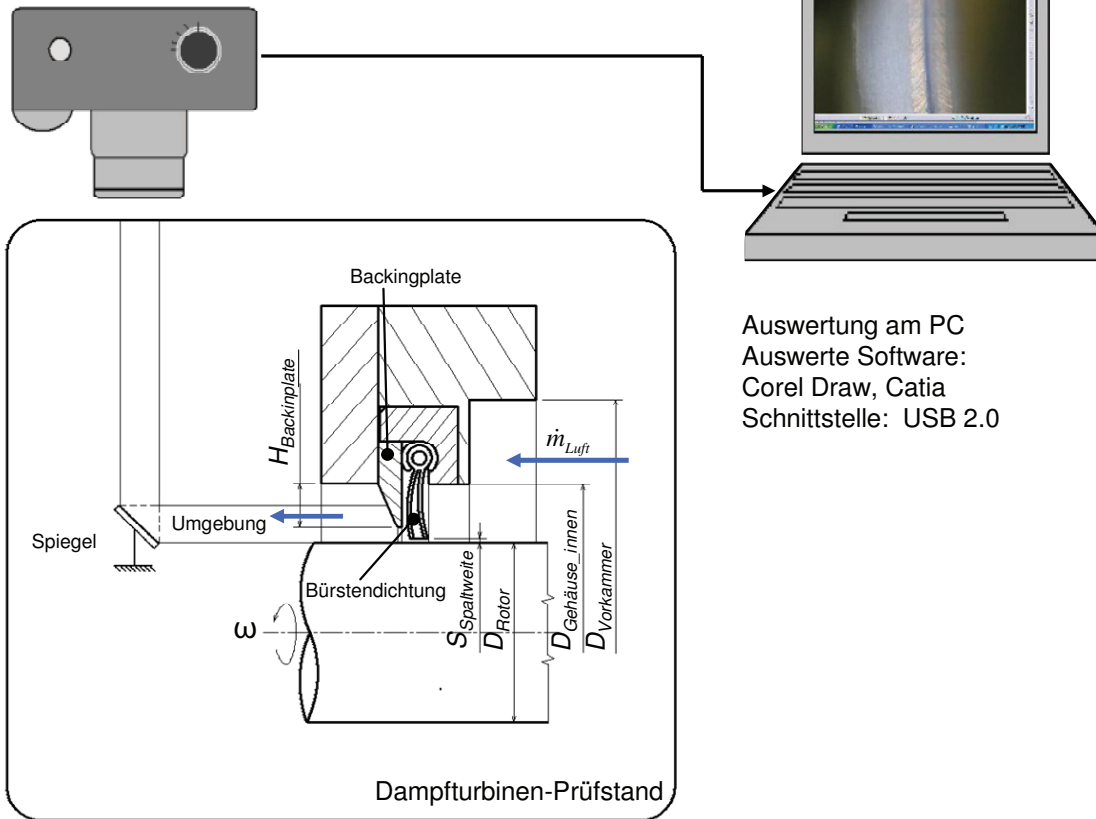
Digitalkamera

*7,1 Megapixel plus

4fach-Zoomobjektiv

*Lichtstarkes Objektiv

*12 Belichtungsfunktionen



Auswertung am PC
Auswerte Software:
Corel Draw, Catia
Schnittstelle: USB 2.0

Bild 19: Optische Messungen - Messaufbau

Während der Versuche ist auf die Beibehaltung des fein justierten Versuchsaufbaus zu achten. Daher erfolgt die Auslösung der Bilder über eine Fernbedienung. Die Qualität der Bilder wird durch Beschlagen des Spiegels und Rotors beeinträchtigt, weshalb beide zyklisch zu reinigen sind. Aus Rücksicht auf die Sicherheit für den Messenden ist während der Messungen auf Rotation des Rotors verzichtet worden. Die Drehzahl bei den in dieser Arbeit präsentierten Spaltweiten ist daher ebenfalls Null.

Die Fotos enthalten die Information über die Spaltweite und geben Hinweise auf das dynamische Verhalten der Dichtungen (Zeitabhängigkeit, Blowdown stromaufwärts oder stromabwärts liegender Borsten, Unstetigkeiten am Umfang, etc.). Auf die Auswertung der Bilder (Bsp. siehe Bild 8 rechts) wird an dieser Stelle nicht weiter eingegangen, da sie bereits in [85] ausführlich beschrieben wurde. Die Standardabweichung beträgt für die Messungen $40 \mu\text{m}$. Damit kann für weitere Messungen mit 70% Wahrscheinlichkeit angenommen werden, dass sie dieselbe oder geringere Standardabweichungen liefern.

3.1.4 Messaufbau zur Untersuchung des Abriebs

3.1.4.1 Vermessung der Laufspuren auf Rotor

Zur Vermessung des Oberflächenprofils steht ein Hommel Tester T2000 der Fa. Hommelwerke zur Verfügung (Bild 20). Der Aufbau besteht aus einer Messsäule MS400, Tasterhalter, Halter für den Taster PHZ, Vorschubgerät LV 50-52, Taster TKL 300 selber und dem Hommel Tester T2000 mit analogem Ausgabegerät. Bei einer Vorschubgeschwindigkeit von 0,2 mm/s und einer Trägerfrequenz von 10 kHz ergibt sich eine Rasterpunktlänge von 0,02 μm . Der Taster verfügt über einen 90 ° Tastwinkel, 5 mm Tastspitzenradius und einem Messhub von $\pm 300 \mu\text{m}$. Die Gesamtabweichung beträgt $\pm 5 \%$.

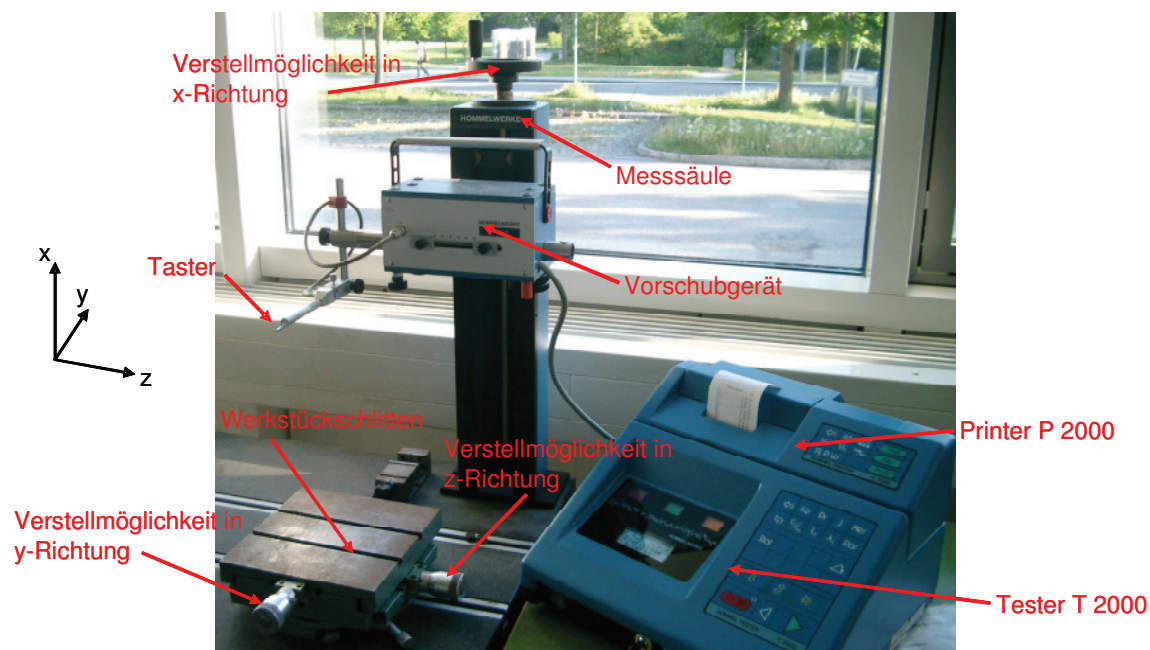


Bild 20: Messaufbau für die Vermessung der Laufspuren auf dem Rotor

Die Laufspuren von beiden Stirnseiten des Rotors in axialer Richtung werden untersucht. So ergeben sich Profile, die wichtige Hinweise auf das Verhalten der Bürsten stromauf- bzw. stromabwärts geben. Um ein repräsentativeres Bild zu erhalten, ist die Messung für jede der vier Laufspuren an 12 gleichmäßig über den Umfang verteilten Messorten wiederholt. Dazu ist der Rotor mittels einer provisorischen Lagerung auf dem Werkzeugschlitten um jeweils 30 ° gedreht. Die Fixierung der axialen Position ist durch einen Abstandshalter an der jeweils anderen Stirnseite sichergestellt. Die Einstellung der Höhe erfolgt über eine Justagefunktion in x Richtung mit einer Verstellgenauigkeit von 0,1 μm . Mittels der Verstellmöglichkeiten in z und y Richtung, sowie der Justagemöglichkeit durch Drehung um die x - Achse ist der Rotor so justiert, dass die beiden Maxima vor und hinter der Laufspur mit einer Geraden

3 Versuchsanlagen und Versuchsprogramme

in z Richtung, also dem Messweg übereinstimmen. Erst nach diesem präzisen Ausrichten wurde die Laufspur vermessen. Die Ausgabe liefert die Profile in analoger Form. Im nächsten Schritt werden diese eingescannt und mittels Bildbearbeitungssoftware ausgewertet. Ein Beispiel ist in Bild 21 zu sehen.

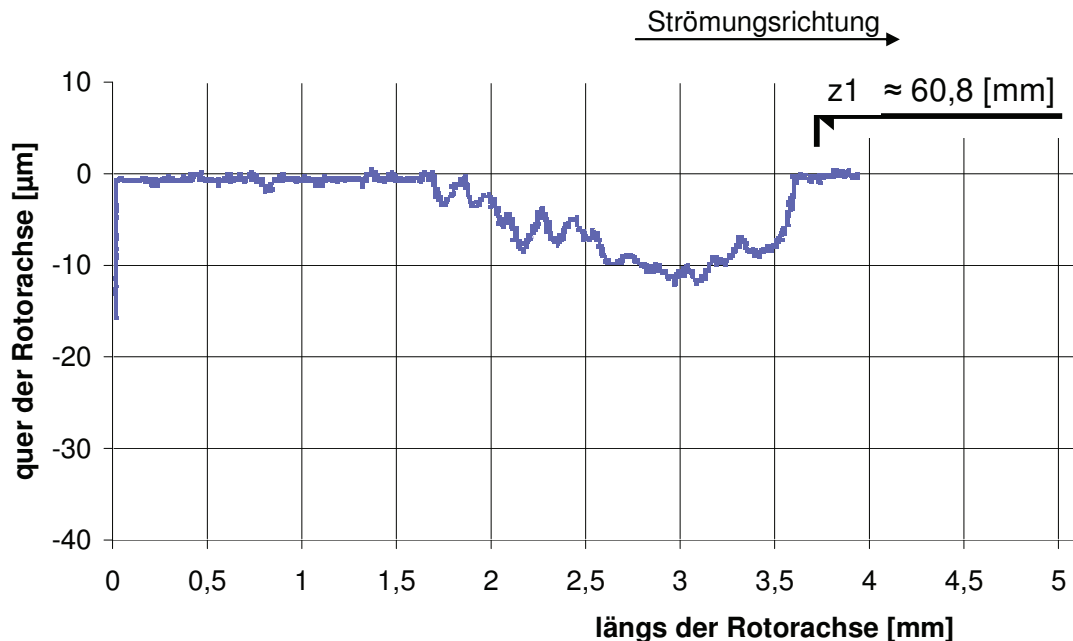


Bild 21: Beispiel für die Profilbestimmung an einer Umfangsstelle am Rotor

Den Profilen sind entsprechend der Form Täler zugeordnet. Alle Laufspuren weisen zwei oder drei Täler auf, die sich durch ihre axiale Lage unterscheiden. Dementsprechend gibt es Täler stromauf und –abwärts, die Hinweise darauf geben können, welche Bürstenreihen verstärkt den Abrieb verursachen. Allerdings muss beachtet werden, dass die Laufspuren von SSB nicht mit dem exakt gleichen Abstand von der jeweiligen Stirnfläche des Rotors beginnen (siehe dazu Bild 62). Aufgrund der aufwendigen Ausrichtung des Rotors zum Gehäuse in radialer Richtung wird nicht so sehr auf die relative axiale Lage geachtet. Eine Verschiebung von 1,2 mm ist durchaus denkbar. Das engt die Interpretationsmöglichkeiten bezüglich der Frage, was mit den Bürstenreihen stromauf bzw. – ab passiert ein. Im Nachhinein ist es nicht mehr möglich, die Entstehung der Profilformen vollständig zu klären. Dazu wären idealerweise eine Online - Analyse oder wenigstens weitere Rauigkeitsmessungen zwischen den Dichtungskonfigurationen nötig gewesen.

Die Standardabweichung bei der Untersuchung der Einzelprofile beträgt im ungünstigsten Fall 3 µm. Somit ist mit 99,7% sichergestellt, dass Messungen im Bereich von ± 9 µm liegen.

3.1.4.2 Vermessung der Labyrinthdichtspitzen

Im Gegensatz zur Vermessung des Rotors muss für die Dichtspitzen ein anderes System genutzt werden. Es kommt ein Auflichtprojektor zum Einsatz (Bild 22). Mit diesem Gerät können Werkstücke von 2600 mm Durchmesser und Höhen bis zu 92,5 mm vermessen werden. Er bietet die Möglichkeit einer Auflichtmessung bei zehnfacher Vergrößerung und einer Genauigkeit von $\pm 0,1\%$. Der Messtisch besitzt eine Verstellgenauigkeit von $1\ \mu\text{m}$.

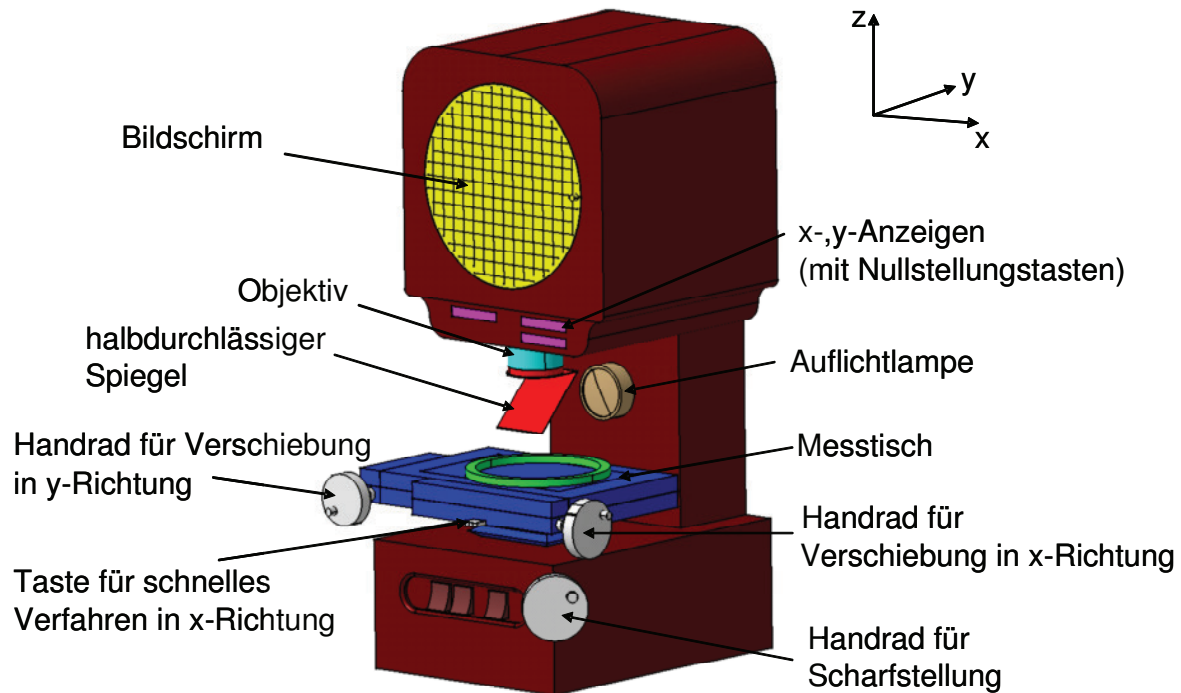
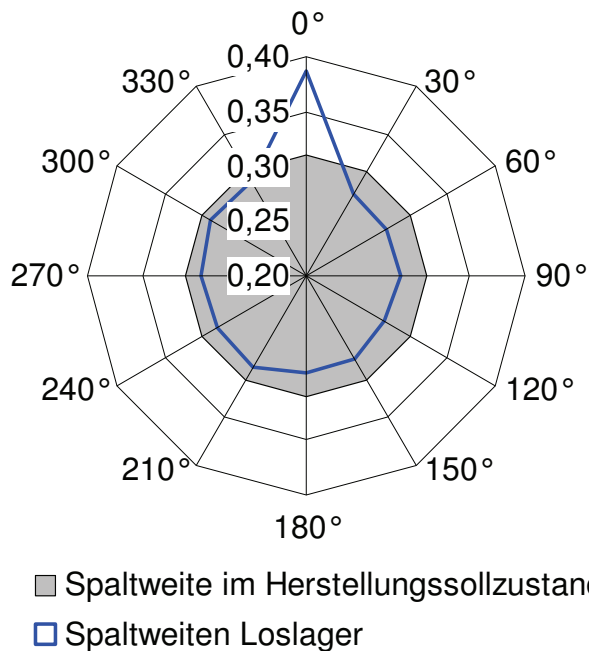


Bild 22: Projektor PJ – A3010 F – 200 der Fa. Mitutoyo

Nach der Feinjustage des Dichtrings wird ebenfalls an 12 Umfangspositionen der Radius gemessen. Die Umfangsstellen sind auch gleichmäßig verteilt, allerdings sind sie so ausgerichtet, dass die größte Kerbe Bestandteil der Messungen ist. Der Radius als Messgröße wird verwendet um die Spaltweite nach Formel 7 zu berechnen.

$$s = \frac{D - D_R}{2} \quad \text{Formel 7}$$

Ein Beispiel für die Untersuchung des Abriebs an Dichtspitzen ist in Bild 23 gezeigt. Es wurde eine Dichtspitze auf der Loslager (siehe ‚Spaltweiten Loslager‘) zugewandten Seite untersucht. In der Grafik ist auch gut eine Kerbe bei der Null Grad Position erkennbar. Solche Kerben beschränken sich ausnahmslos auf infinitesimal kleine Umfangsbereiche.



Auch bei dieser Messmethode wurde die Standardabweichung bestimmt. Der maximale Wert über alle Spitzen liegt bei $6,2 \mu\text{m}$. Das bedeutet, dass mit 99,7 % Wahrscheinlichkeit die Messungen im Bereich von $\pm 18,6 \mu\text{m}$ um den gemessenen Wert liegen. Die Herstellungstoleranz der hier gezeigten Dichtspitze liegt bei \pm zwei Hundertstel Millimeter. Das erklärt die verringerten Spaltweiten auf der Loslagerseite nach dem Abrieb.

Bild 23: Beispiel für die Untersuchung von Abrieb an Labyrinthspitzen

3.2 Messmatrix zu statischen Eigenschaften

Untersucht wurden drei Bürstendichtungen, die sich geometrisch voneinander unterscheiden (Tabelle 2). In diesem Punkt differiert die vorliegende Arbeit maßgeblich von der von Deckner [29], der grundlegende Aussagen zur Bürstendichtung anhand einer MTU - Bürstendichtung ähnlich zu B1 erforscht. Die in der vorliegenden Arbeit untersuchten Bürstendichtungen unterscheiden sich von der von Deckner Bürstendichtung maßgeblich durch eine radial verkürzte Schutzplatte und einem abweichend vom MTU Design entwickeltem Konzept für die Integration des Kernelements. Die Kernelemente sind jedoch gleich und kommerziell bei der Fa. MTU verfügbar. Zur Untersuchung des Betriebsverhaltens wie z. B. Stärke des Blowdown werden Bürstendurchmesser und -länge bei annähernd konstanter Paketbreite sowie Innendurchmesser variiert.

Tabelle 2 Geometrische Parameter der untersuchten Bürstendichtungen

Bezeichnung der Dichtung	Packungsdichte	Einzeldrahtstärke	Rotordurchmesser	radiale Bürstenlänge	Paketbreite
	n_B	d_B	D_{Rotor}	H	b_B
	[Bürsten/mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]
B1	200	0,07	179,98	10,3	1,98
B2		0,07		15,4	1,88
B3	50	0,15		15,4	
Deckner [29]	200	0,07	180,05	$\approx 10,3$	≈ 2

Im Rahmen dieser Studie soll die Frage beantwortet werden, ob die Bürstendichtung stromauf oder – abwärts eingebaut werden soll. Ausschlaggebend ist das Leckage- und Betriebsverhalten. Dazu sind entsprechend alle Dichtungen in den Konfigurationen

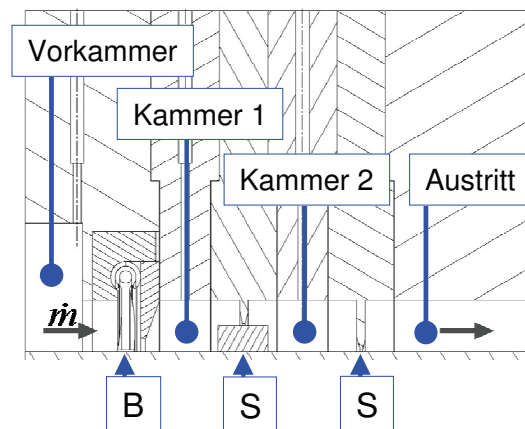


Bild 24: BSS Konfiguration

den BSS (Bild 24) und SSB – also mit der Bürstendichtung stromaufwärts und stromabwärts – eingebaut. Die mittlere Dichtspitze ist bei beiden Konfigurationen in Kombination mit einem auf den Rotor aufgeschraubten Kamm montiert. Solche dreistufigen Geometrien sind in Turbomaschinen im Schaufelpfad als Deckbanddichtungen zu finden [64]. Der höchste Druck ist in der Vorkammer. Am Auslass expandiert die Strömung ins Freie auf Umgebungsdruck. Die wichtigsten Versuchsparameter sind Vordruck, Vordrall und Exzentrizität. Eine grobe Übersicht zu den

Randbedingungen bei den Untersuchungen zeigt Tabelle 3. Die Begriffe Vordruck und Vordrall beziehen sich auf die Zustände in der Vorkammer. Als Vordrall wird die Geschwindigkeitskomponente der Strömung in Umfangsrichtung bezeichnet. Der Parameter Exzentrizität meint die gezielte außermittige Justage des Gehäuses relativ zum Rotor in radialer Richtung. Exzentrische Betriebszustände sind in Dampfturbinen leider unvermeidbar. Darüber hinaus wird im Rahmen dieser Studie auch der Einfluss der stromauf befindlichen Schutzplatte der Bürstendichtung bei B1 erforscht. Insbesondere interessiert hier die Frage, welchen Einfluss eine radial verkürzte Schutzplatte auf die Leckage hat. In einer Reihe von Sondermessungen wird das Drehmoment, Abrieb, Drehzahleinfluss sowie Schleppwirkung der Strömung auf den Rotor untersucht. Auch die Untersuchung der Bürstendichtung bzw. einer Labyrinthspitze als alleinige Dichtspitze – im Gegensatz zur drei-

Tabelle 3 Experimentelle Randbedingungen bei Untersuchung statischer Eigenschaften

Bürstendichtungen	[-]	B1	B2	B3						
Anordnungen	[-]	SSB	BSS	SSS						
Exzentrizität e	[µm]	-200	-150	-100	-50	0	50	100	150	200
Vordrall c_{u0}	[m/s]	80-100	190	300						
Vordruck p_{VK}	[bara]	1,5	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	7,5	10,0	
Drehzahl N	[U/min]	12000								

stufigen Anordnung - ist Teil der erweiterten Messkampagne. Um Vergleiche zur Dichtwirkung oder rotordynamischen Koeffizienten anstellen zu können, ist ein Referenzfall definiert. Es liegt nahe, die herkömmliche Labyrinthdichtung zu nehmen, gegenüber der die Bürstendichtung ihr Verbesserungspotenzial zeigen kann. Daher wird auch eine dreistufige Labyrinthdichtung – als Kamm - Nut Labyrinth Geometrie – untersucht. Das komplette Messprogramm findet sich als Anlage 1 bis Anlage 3 auf Seite 116 wieder.

3.3 Versuchsaufbau zu dynamischen Eigenschaften

3.3.1 Ermittlung der rotordynamischen Koeffizienten aus statischen Versuchen

Die experimentelle Identifikation der rotordynamischen Kräfte kann z. T. über gemessene Druckverteilungen (k, K) oder auch die direkte Messung der Kraft auf den Rotor (alle vier Koeffizienten k, K, c, C) erfolgen. Die erstgenannte Methode ist beim statischen Versuchsstand (Kapitel 3.1.1) angewendet. Da der Rotor nicht schwingt, ist die Exzentrizität über der Zeit konstant, weswegen keine geschwindigkeitsabhängigen Koeffizienten ermittelt werden können. Zur Berechnung der Kräfte kommt das von Thomas et. al. angewendete Verfahren zum Einsatz, das im folgenden kurz beschrieben wird [86]. Die zweite genannte Methode wird am dynamischen Prüfstand angewendet und ist Gegenstand von Kap. 3.3.2.

Bei statischer Exzentrizität vereinfacht sich Formel 1 zu:

$$-\begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \end{Bmatrix} = \begin{pmatrix} K_{xx} & k_{xy} \\ -k_{xy} & K_{yy} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} u \\ v \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} K & k \\ -k & K \end{pmatrix} \begin{pmatrix} u \\ v \end{pmatrix} \quad \text{Formel 8}$$

Aus den Druckverteilungen in den Dichtkammern eins und zwei lassen sich die Kräfte in radialer und tangentialer Richtung berechnen. Dazu wird die Druckverteilung, basierend auf den 10 Umfangsdruckmessstellen einer Sinus – Kurve angenähert. Würde die Strömung drallfrei sein, so würde die Kraft in tangentialer Richtung Null sein und lediglich eine Radialkraft wirken. In dem Fall fällt die Umfangsposition des

3 Versuchsanlagen und Versuchsprogramme

Druckmaximums genau mit dem geometrisch engsten Spalt (und entsprechend das Druckminimum mit dem geometrisch weitesten) zusammen. Bei drallbehafteter Strömung ist das nicht so – dann entsteht ein Querkraftanteil in tangentialer Richtung (Bild 25). Für die Bestimmung der Kräfte pro Dichtkammer aus den Druckverteilungen wird der Druckverlauf über den Umfang integriert. Es werden folgende Formeln verwendet:

$$F_{\text{rad},i} = -\frac{D_R}{2} t \int_0^{2\pi} p_i(\varphi) \cos \varphi d\varphi$$

$$F_{\text{tan},i} = -\frac{D_R}{2} t \int_0^{2\pi} p_i(\varphi) \sin \varphi d\varphi \quad \text{Formel 9}$$

$$F_{\text{rad}} = F_{\text{rad},1} + F_{\text{rad},2}$$

$$F_{\text{tan}} = F_{\text{tan},1} + F_{\text{tan},2}$$

Darin ist D_R der Rotordurchmesser, t die Kammerteilung und i berücksichtigt die unterschiedlichen Dichtkammern der dreistufigen Geometrie. Sind die Kräfte so bestimmt, können auch die Steifigkeitskoeffizienten berechnet werden.

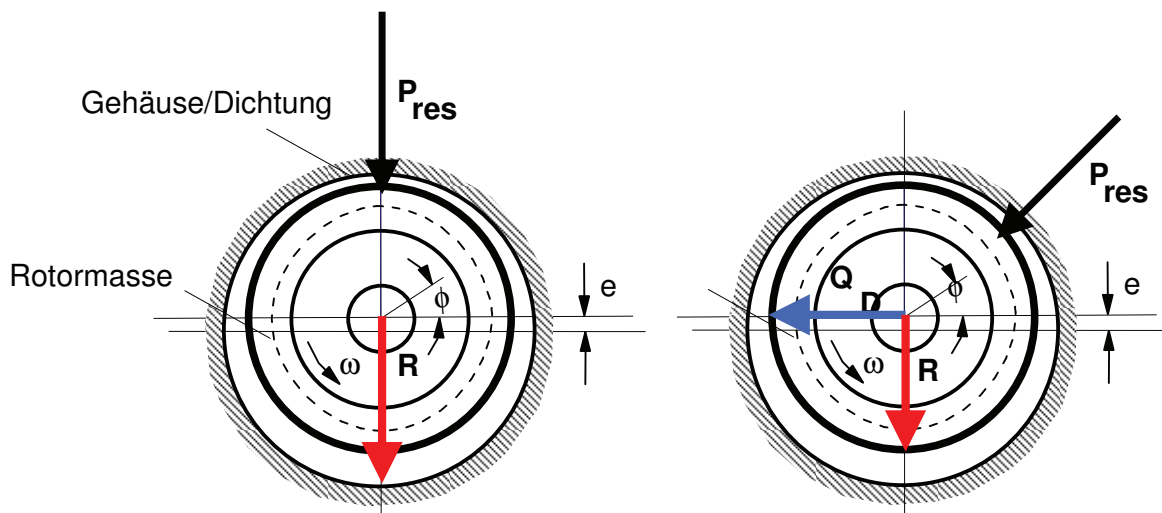


Bild 25: Kräfteresultierende R links: Anströmung drallfrei; rechts: drallbehaftet

Aus Formel 8 ergibt sich für die statischen Steifigkeitskoeffizienten mit den erwähnten Vereinfachungen:

$$-\frac{F_{\text{rad}}}{e} = K$$

$$\frac{F_{\text{tan}}}{e} = k \quad \text{Formel 10}$$

Bei einer Exzentrizität von Null sind die radialen und tangentialen Kräfte Null. Daher können die statischen Steifigkeitskoeffizienten auch aus $e - F$ Diagrammen als Steigungen der Regressionsgeraden bestimmt werden. Diese Bestimmung ist zu bevorzugen, da sie auf mehreren Werten für die Exzentrizität beruht. Zum anderen wirken sich die Fehler bei der Messung der Exzentrizität insbesondere bei der Nullexzentrizität (Division durch Null in Formel 10) nicht so stark auf die Bestimmung der Koeffizienten aus. Dieses Verfahren nutzt auch Deckner in seiner Arbeit, um die Dichtungskoeffizienten für kombinierte Bürsten- und Labyrinthdichtungen sowie reine mehrstufige Labyrinthdichtungen zu untersuchen [29]. Die Koeffizienten für Labyrinthdichtungen sind bereits in der ausführlichen Arbeit von Benckert für verschiedene Bauformen analysiert [87].

3.3.2 Die Bestimmung der Koeffizienten am dynamischen Prüfstand

3.3.2.1 Der dynamischer Prüfstand

Kapitel 3.1, die Beschreibung des statischen Prüfstands gilt im Wesentlichen auch für die rotordynamischen Untersuchungen. Dies betrifft insbesondere die Luftversorgung und Drallregelung. Dennoch gibt es einige wesentliche Unterschiede, auf die in diesem Kapitel näher eingegangen werden soll.

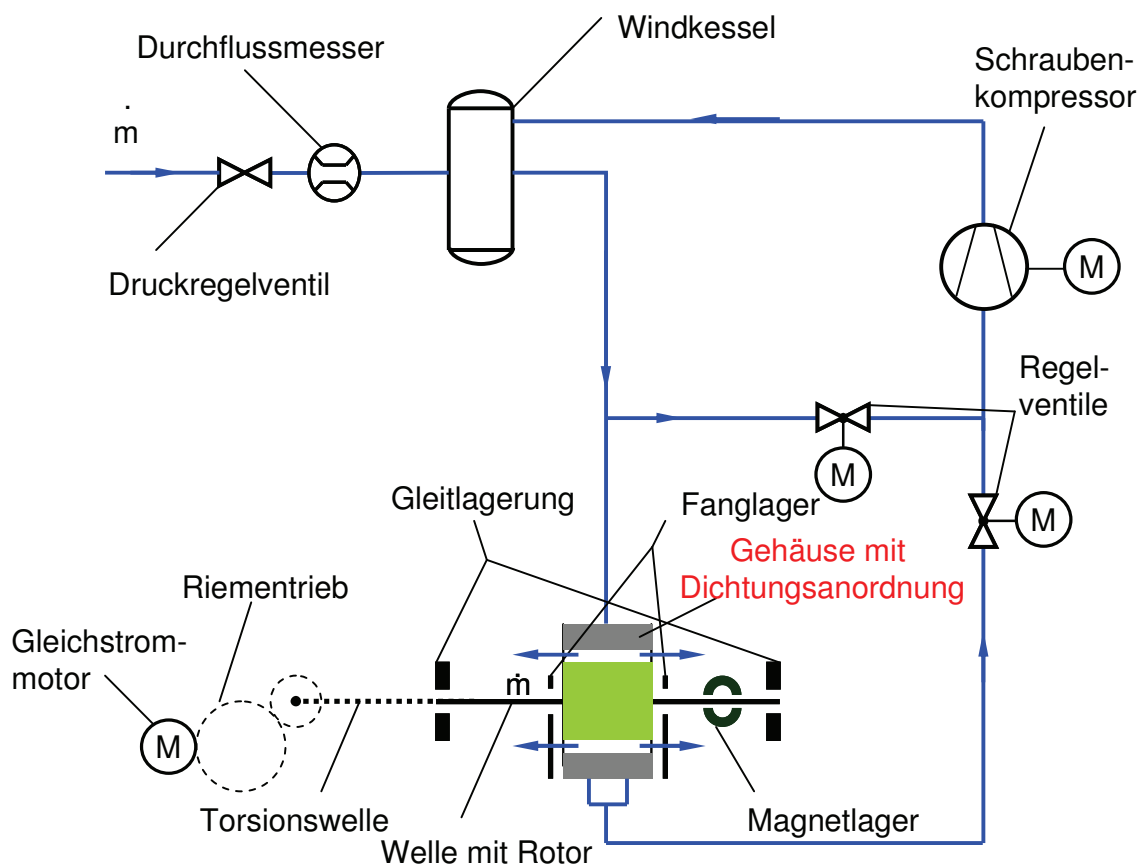


Bild 26: Kreislaufschema der dynamischen Versuchsanlage

Im Gegensatz zum statischen Prüfstand, bei dem Oszillationen vermieden werden müssen – sind diese am dynamischen Prüfstand erwünscht. Kernstück der Anlage ist deshalb die biegeeweiche 1050 mm lange Lavalwelle aus Baustahl S235JR mit auf-gespresster Rotormasse. Die Welle hat einen Durchmesser von 25 mm und ist unter Beachtung einer Geradheitstoleranz von 0,04 mm gefertigt. Die Rotormasse besteht aus Aluminium EN AW-Al Si1MgMn mit geringer Masse, denn der Rotor darf nicht zu schwer werden, da sonst die kritische Frequenz zu klein wird. Das Drehmoment wird über einen drehzahlgeregelten Gleichstrommotor und einen Riementrieb auf die Torsionswelle übertragen. Dadurch sind unerwünschte Schwingungen, die vom Antrieb resultieren, minimiert. Die Torsionswelle ist sehr dünn, wodurch sie im Falle einer Überlastung als Überlastkupplung fungiert. Beiderseits der Rotormasse sind Fanglager montiert. Sie garantieren Schutz vor Anstreifschäden im Dichtspaltbereich, da sie an den entsprechenden Positionen nur eine Kreisschwingung mit definierter Amplitude zulassen. Die Gleitlager sind Öl-geschmierte Zweikeillager (genaue Daten siehe [37], Seite 33-35). Die Kernkomponente des dynamischen Prüfstands bildet das Magnetlager, das im folgenden Kapitel näher beschrieben wird.

3.3.2.2 Rotordynamische Kräfte durch das Magnetlager

Da die Strömungskräfte durch die Dichtung sehr klein sind, reichen sie meist nicht aus um den Rotor zu destabilisieren bzw. die Stabilitätsgrenze zu erreichen. Das ist aber notwendig, da nur die Koeffizienten, die aus der Stabilitätsgrenze bestimmt werden, die Grenze zur Instabilität markieren. Andernfalls würde lediglich eine Dämpfung bestimmt werden, die aber bis zur Stabilitätsgrenze noch eine gewisse Dämpfungsreserve besitzt, welche unbekannt bleibt.

Die Stabilitätsgrenze definiert sich aus den Kräften in tangentialer Schwingrichtung des Rotors. Kräfte in dieser Richtung sind nichtkonservativ, da sie dem System Energie entziehen und in den Schwinghaushalt einbringen. Die Richtung der Kraft fällt mit der Schwingrichtung zusammen. An der Stabilitätsgrenze ist die Querkraft gleich der Dämpfungskraft. Die Dämpfungsreserve ist dort aufgebraucht. Eine weitere Erhöhung der Querkraft bedeutet eine instabile Schwingbahn, wie sie in Bild 5 angedeutet ist. Die Folge sind die bereits erwähnten Anstreifschäden am Gehäuse. Unter den Annahmen konstanter Drehzahl, Lagerabstand sowie Eigenkreisfrequenz bleibt die Stabilitätsgrenze konstant. Letztere wird durch die Strömung beeinflusst. Für eine Verschiebung sind vor allem die auslenkenden Kräfte in radialer Richtung verantwortlich. Diese können aber durch das Magnetlager stabil gehalten werden, so dass kein unsicherer Betriebszustand auftritt.

3 Versuchsanlagen und Versuchsprogramme

Das Magnetlager bietet die Möglichkeit zusätzlich zu den Strömungskräften gezielt Kräfte in tangentialer als auch in radialer Richtung am Punkt der größten Auslenkung auf die Welle aufzubringen – trotz der Dynamik der Schwingung. Die Aufbringung der magnetischen Kräfte kann sowohl destabilisierend als auch stabilisierend sein. Es ist deshalb eine sehr elegante Möglichkeit zur Bestimmung der Koeffizienten. Bei ‚der Kompensation‘ werden Verschiebungen der Eigenkreisfrequenz Ω infolge ändernder radialer Kräfte aus der Strömung durch gezielte Aufbringung magnetischer Kräfte ebenfalls in radialer Richtung ausgeglichen. Die Größe der Frequenzunterschiede richtet sich nach der Amplitude des jeweiligen Erregermechanismus. Ist die Schwingung überwiegend selbst erregt – so ist $\Omega = \Omega_{\text{selbst erregt}}$ im Gegensatz zur Unwuchtschwingung, bei der die Schwingfrequenz mit der Erregerfrequenz – in diesem Fall die Drehzahl – zusammenfällt $\Omega = \omega$. Dies ist wichtig zu wissen, da bei der notwendigen drucklosen Messung nur die Unwuchtschwingung präsent ist, bei druckbehafteter eine Mischung aus beiden. Durch die Kompensation wird die Stabilitätsgrenze konstant gehalten. Die Magnetlagerkraft ist durch folgende Gleichung beschrieben:

$$\vec{F}_{\text{ML}} = - \begin{pmatrix} r & q \\ -q & r \end{pmatrix} \begin{pmatrix} y \\ x \end{pmatrix} \quad \text{Formel 11}$$

Die Hauptsteifigkeit r und Nebensteifigkeit q ergibt sich aus den tangentialen und radialen Kräften:

$$q = \frac{F_{\text{T}}}{e}; r = \frac{F_{\text{R}}}{e} \quad \text{Formel 12}$$

Sie sind durch die Magnetlageransteuerung veränderbar. Um den Einfluss der Dichtungsströmung auf die Kräfte zu untersuchen ist es notwendig, zunächst eine drucklose Messung durchzuführen. Das Ergebnis ist q_0 und r_0 . Im nächsten Schritt sind die gewünschten Betriebsbedingungen einzustellen – die Dichtung wird durchströmt. Dabei ist q und r gemessen. Da bei diesen Schritten eine Verschiebung der Eigenkreisfrequenz auftritt, ist eine Kompensation notwendig. Gegebenenfalls muss auch die magnetisch aufgebrachte tangentiale Kraft etwas geändert werden, um die Eigenkreisfrequenzen konstant zu halten. Ist das geschehen, so sind die Differenzen der Nebensteifigkeiten bzw. der Hauptsteifigkeiten ein Maß für die Dichtungskoeffizienten (Bild 35), die es zu bestimmen gilt.

$$\begin{aligned} q_{\text{Dichtung}} &= \Delta q = q_0 - q \\ r_{\text{Dichtung}} &= \Delta r = -r_{\text{Magnetlager}} \end{aligned} \quad \text{Formel 13}$$

Da die konstante Stabilitätsgrenze durch eine Änderung der Hauptsteifigkeit Δr erreicht wird, kann dieser Wert direkt abgelesen werden. Mit einigen Vereinfachungen,

3 Versuchsanlagen und Versuchsprogramme

und unter Einbeziehung von Formel 1, Formel 12 und Formel 13 ergibt sich nach Kwanka [21]:

$$\begin{Bmatrix} \Delta q \\ \Delta r \end{Bmatrix} = \begin{pmatrix} k - C\Omega \\ -K - c\Omega \end{pmatrix} \quad \text{Formel 14}$$

Da Δq , Δr und Ω gemessen werden, gibt es noch vier Unbekannte – die dynamischen Koeffizienten. Um diese zu bestimmen werden zwei Messungen bei unterschiedlichem Ω durchgeführt. Dafür bietet es sich an, die Lagerabstände zu variieren, da sie die Schwingfrequenz über die Steifigkeit beeinflussen. Jedoch sind die Unterschiede in den Frequenzen letztlich nicht sehr groß, weswegen zusätzlich die bessere Alternative über die Messung von gleich- und gegenläufiger Schwingung gewählt wurde. Es liegt dann ein (4,4) Gleichungssystem vor, zu dem noch die zwei drucklosen Messungen für die Bestimmung von q_0 und r_0 notwendig sind. Werden nun die Ergebnisse für Δq und Δr über Ω aufgetragen, so ergibt sich nach Formel 14 die grafische Lösung aller vier Koeffizienten aus den entsprechenden Ausgleichsgeraden, die mit der Methode der kleinsten Fehlerquadrate bestimmt werden (Bild 27).

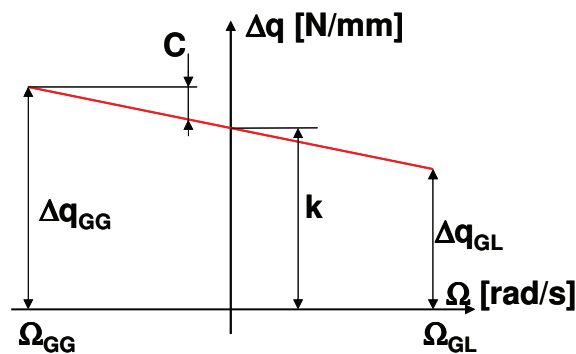


Bild 27: Beispiel - Grafische Lösung für die dynamischen Koeffizienten (C, k)

Bei der Fehleranalyse zur Nebensteifigkeit q wurden Messunsicherheiten von 1,5% vom Messwert bei einer Standardabweichung $\leq 1,5 \%$ bestimmt. Bei größeren Standardabweichungen liegt die Unsicherheit zwischen 1,5 bis 6 %. Für r wurde keine Unsicherheiten-Bestimmung durchgeführt, da rotordynamisch q die wichtigere Größe ist. Die Ermittlung der anderen Messgrößen an dieser Versuchseinrichtung erfolgt in Analogie zu Kapitel 3.1.2. Auf die messtechnische Ermittlung und Ausgabe der Exzentrizität und des Drehmoments wurde am dynamischen Prüfstand verzichtet. Die Exzentrizität wird lediglich in der Signalverarbeitung zur Ansteuerung des Magnetlagers genutzt.

3.3.2.3 Aufbau und Funktion des Magnetlagers

Bild 28 zeigt die Signalverarbeitung und den prinzipiellen Aufbau des Magnetlagers. Das Magnetlager besteht aus jeweils vier Elektromagneten mit Steuerspulen und vier Wegaufnehmern, die gleichmäßig über den Umfang verteilt sind. Steuerspulen und Wegaufnehmer sind um den Winkel von 45° versetzt. Die Elektromagneten bestehen neben der Steuerspule noch aus einer weiteren Spule, welche der Vormagnetisierung (konstantes Magnetfeld) dient. Diese können gleich- und gegensinnig gewickelt sein. Bei Anlegen eines Steuerstroms i_{SSi} ergibt sich so auf der einen Seite eine Abschwächung des Magnetfeldes, auf der um 180° versetzten Seite eines Elektromagnetenpaares eine Verstärkung. Es entsteht so eine Kraft auf den Rotor. Zur Gesamtkraft auf den Rotor kommt noch ein Anteil hinzu, der von der Exzentrizität abhängig ist. Der magnetische Fluss ist von der Spaltweite abhängig. Bei Exzentrizität ist also eine auslenkungsproportionale Kraft auf den Rotor die Folge – auch ohne Steuerstrom.

$$\vec{F}_{ML} = \begin{pmatrix} F_x \\ F_y \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} ks_x & 0 \\ 0 & ks_y \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x \\ y \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} ki_x & 0 \\ 0 & ki_y \end{pmatrix} \begin{pmatrix} i_{SSx} \\ i_{SSy} \end{pmatrix} \quad \text{Formel 15}$$

Da dieser auslenkungsproportionale Anteil unerwünscht ist, wird er durch Kompensation ausgeglichen. Die Größen ks_i und ki_i sind der Kraft-Weg bzw. Kraft-Steuerstromfaktor. Diese sind Ergebnis der im Vorfeld der Versuche durchgeführten Kalibrierung.

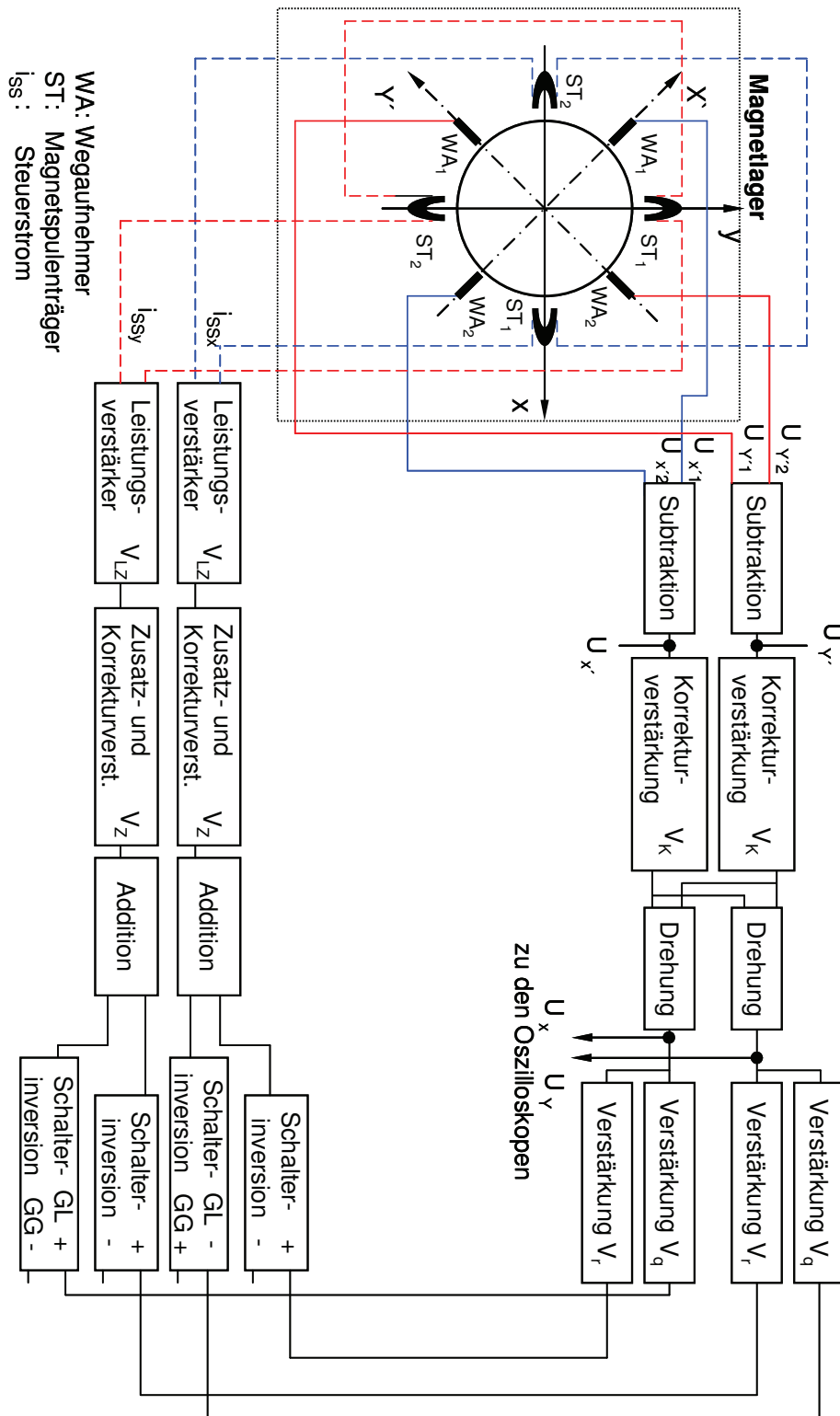


Bild 28: Signalverarbeitung von Magnetlagerkräften bei gleichläufiger Anregung

Die ebenfalls rechtwinklig zueinander angeordneten Wegaufnehmer sind um 135° verdreht zu den Magnetpaaren positioniert. Jeder Wegaufnehmer liefert ein wegproportionales Spannungssignal. Durch die Bildung der Differenzspannungen U_{0x} , U_{0y} beider Paare wird die momentane Position des Rotors im Koordinatensystem der

3 Versuchsanlagen und Versuchsprogramme

Wegaufnehmer bestimmt. Durch die Drehung der Koordinaten (x', y') wird der Ortsvektor der momentanen Wellenposition im Koordinatensystem der Magnetlager erhalten. Die Transformationsvorschrift lautet:

$$\begin{pmatrix} x \\ y \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos \varphi & \sin \varphi \\ -\sin \varphi & \cos \varphi \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x' \\ y' \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -\sqrt{2} & \sqrt{2} \\ -\sqrt{2} & -\sqrt{2} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x' \\ y' \end{pmatrix} \quad \text{Formel 16}$$

Diese Drehung erfolgt nach der Korrekturverstärkung (siehe Bild 28). Von hier aus werden die Signale genutzt, um mithilfe eines Oszilloskops die Schwingbahn und Schwingfrequenz zu analysieren. Der Ortsvektor ist stets senkrecht zum Querkraftvektor und parallel zum Normalkraftvektor. Zur Erzeugung des Normalkraftvektors kann direkt der Ortsvektor verwendet werden. Über den um 90° gedrehten Ortsvektor erfolgt die Erzeugung des Querkraftvektors. Die aus Bild 28 ersichtliche Verschaltung der Wegsignale durch die Schalterinversion (mittels Kippschalter) vollzieht diese Transformation. Der Kraftvektor besteht nun aus einer Querkraft und einer Normalkraft. Mithilfe eines Additionsgliedes werden diese Komponenten zu einem Kraftvektor zusammengefasst. Nach einer Zusatz- und Korrekturverstärkung V_Z wird über einen Leistungsverstärker aus dem Spannungssignal ein Stromsignal. Diese Umwandlung zum Stromsignal ist notwendig, da es sonst zu einer Phasenverschiebung bei der Ansteuerung des Magnetlagers kommen würde. Das würde eine wegproportionale Steuerung verhindern. Die Größe der Querkraft F_Q wird manuell über V_L eingestellt.

$$\vec{F}_Q = \begin{pmatrix} 0 & -q \\ q & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x \\ y \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 & -k_{i_x} V_L \\ k_{i_y} V_L & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x \\ y \end{pmatrix} \quad \text{Formel 17}$$

Die Größe V_L setzt sich dabei aus sämtlichen Korrekturverstärkungs- und Umsetzungsfaktoren zusammen:

$$V_L = \frac{V_q V_Z V_K V_{WA}}{V_{LZ}} \quad \text{Formel 18}$$

In der normalen Richtung gilt ähnliches, allerdings kommt zur Normalkraft F_N noch der unerwünschte auslenkungsproportionale Anteil der Kraft hinzu:

$$\vec{F}_N = \begin{pmatrix} r & 0 \\ 0 & r \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x \\ y \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} ks_x + k_{i_x} V_H & 0 \\ 0 & ks_y + k_{i_y} V_H \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x \\ y \end{pmatrix} \quad \text{Formel 19}$$

Wobei die Gesamtverstärkung V_H der Hauptsteifigkeit r proportional zu der Verstärkung der Hauptsteifigkeit V_r ist:

$$V_H = \frac{V_r V_Z V_K V_{WA}}{V_{LZ}} \quad \text{Formel 20}$$

Der Steuerstrom i_s kann nun, wie folgt, dargestellt werden:

$$\vec{i}_s = \begin{pmatrix} i_{sx} \\ i_{sy} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} V_H & -V_L \\ V_L & V_H \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x \\ y \end{pmatrix} \quad \text{Formel 21}$$

Sämtliche Verstärkungs- und Umsetzungsfaktoren finden sich in nachfolgender Tabelle:

Tabelle 4 Verstärkungs- und Umsetzungsfaktoren

	x - Richtung	y - Richtung
ki [N/A]	42,9	40,5
ks [N/mm]	39,4	37,5
V_{wa}[V/mm]	13,43	13,78
V_k [-]	1,347	1,313
V_z [-]	4	4
V_{Lz} [A/V]	0,115	0,1218

Nach Formel 19 ergibt sich für r:

$$\begin{aligned} r &= ks_x + ki_x V_H \\ r &= ks_y + ki_y V_H \end{aligned} \quad \text{Formel 22}$$

Da V_H eine Funktion von V_r ist (siehe Formel 20), ist erkennbar, dass bei geeigneter Vorgabe von $V_r - r$ Null wird (nach Formel 22). Damit ist eine vollständige Kompensation des unerwünschten auslenkungsproportionalen Anteils der Normalkraft erreicht.

Auf die detaillierte Durchführung der Kalibrierung des Magnetlagers, die im Vorfeld der Versuche durchgeführt wurde, wird an dieser Stelle nicht eingegangen. Sie liefert in Abhängigkeit der Vorgabewerte für r und q in der Einheit Skalenteile [Skt] die Steuerströme i_{ssx} bzw. i_{ssy} , die mittels Tabelle 4 in [N/mm] umgerechnet werden können. Bei der Vorgabe von 49 Skt. für r ist die vollständige Kompensation erreicht. Mithilfe der beiden nachfolgenden Gleichungen erfolgt die Umrechnung von Skalenteilen [Skt] in [N/mm]:

$$\begin{aligned} r &= 0,765 * r [\text{Skt}] - 37,769 \\ q &= 0,761 * q [\text{Skt}] - 0,148 \end{aligned} \quad \text{Formel 23}$$

3 Versuchsanlagen und Versuchsprogramme

Diese Gleichungen berücksichtigen auch die unterschiedlichen Kraft-Angriffspunkte von Magnetlager und Strömungskräfte in axialer Richtung (detaillierte Beschreibung siehe [26]).

Wie Bild 29 zeigt, verschiebt sich die Stabilitätsgrenze für Gleich- und Gegenlauf (GL und GG) unter Druck- oder Dralleinfluss in den negativen Skalenbereich bei der Auftragung der gemessenen Nebensteifigkeiten dq auf dem Zahlenstrahl. Das bedeutet, dass die Magnetlagerkraft mit der Druckerhöhung zur Druckeinstellung mitgeregelt werden muss, da sich sonst ein instabiler Betriebszustand einstellen würde.

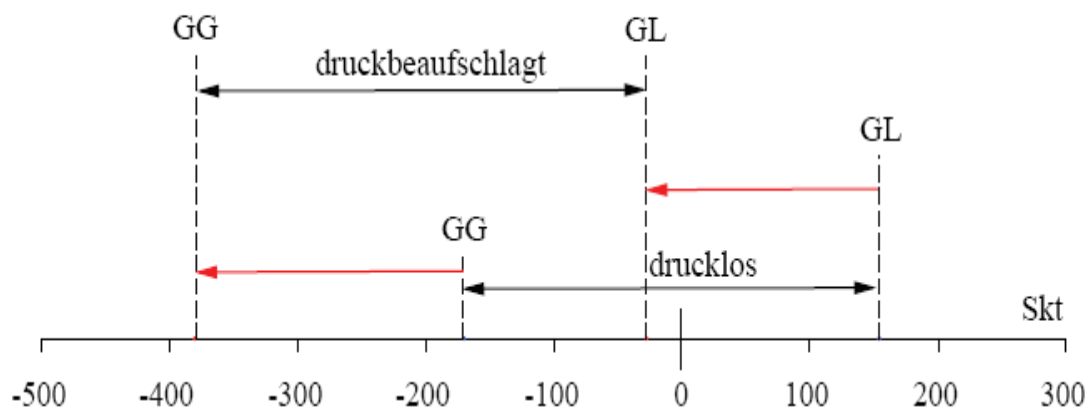


Bild 29: Änderung der Stabilitätsgrenzen durch Druckbelastung

3.3.3 Kritik an beiden Messverfahren

Die Bestimmung der dichtungsspezifischen Koeffizienten ist bei beiden Prüfständen komplex. Gerade Änderungen im Dichtspaltbereich beeinflussen diese erheblich. Die wirkenden rotordynamischen Kräfte sind klein und daher schwer messbar. Problematisch sind auch die Fertigungstoleranzen, die im Bereich von hundertstel Millimeter liegen. Der Dichtspalt liegt jedoch im Bereich von drei zehntel Millimeter, sodass sich Toleranzen durchaus mit $\pm 10\%$ auf die Spaltweite auswirken können. Die Montage ist sehr vorsichtig durchzuführen, so dass Beschädigungen der Gehäuseringe mit Dichtspitzen an bestimmten Umfangspositionen verhindert werden. Des Weiteren ist die Feinjustage von Rotor- zu Gehäuseachse so durchzuführen, dass Anstreifschäden vermieden werden. Hier ist insbesondere die Problematik der Lagererwärmung zu nennen, die die Ausrichtung behindert. Die geschilderten Probleme gelten somit für beide Messverfahren.

Ein Nachteil der Bestimmung der statischen Koeffizienten ist, dass die von der Schwingfrequenz abhängigen Dämpfungskoeffizienten nicht bestimmt werden können. Die wirkenden rotordynamischen Kräfte werden beim statischen Messverfahren

nicht direkt gemessen, wie bei der dynamischen Messung, sondern indirekt über die Druckverteilung in den Kammern. Dadurch ergeben sich drei weitere Problemstellen, die in Bild 30 veranschaulicht sind.

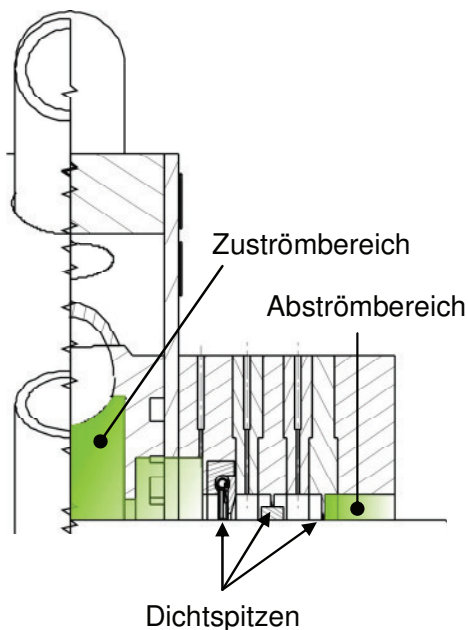


Bild 30: Unterschiede zu Kräftebestimmung aus der Druckverteilung

Lomakineffekt [88-89] zu suchen. Die radiale Kraft entsteht durch den Lomakin und den Bernoulli Effekt [90]. Der Lomakineffekt resultiert aus der Axialströmung und hat eine stabilisierende Wirkung. Der Bernoulli Effekt rührt dagegen von der Umfangsströmung (Drall) her und destabilisiert (Bild 31).

Der Lomakin Effekt besagt, dass der Druckverlust durch Reibung in einem engen Spalt größer ist. Da aber der Enddruck wieder gleich ist, stellt sich im engen Spalt auch ein größerer Druck ein (ich betrachte den Spalt „von hinten“). Aufgrund der Tatsache, dass auch der Druck am Anfang bei beiden gleich ist, sind höhere Eintrittsverluste am Anfang im weiten Spalt existent. Dies führt zu charakteristischen Druckverläufen, wie in folgender Abbildung gezeigt:

Kräfte, die im Zu- bzw. Abströmbereich des Rotors infolge drallbehafteter Strömung auftreten, werden bei den statischen Messungen genauso wenig erfasst, wie die Kräfte im Bereich der Dichtspitzen.

Dies konnte auch im Rahmen der Referenzmessung in SSS gezeigt werden. Dazu wurden die dynamischen Koeffizienten mit denen früherer Messungen bei einem Rotordurchmesser von 180,05 mm verglichen (der Rotor hat in dieser Studie 179,98 mm) – bei sonst gleichen Betriebsbedingungen. Insbesondere die Kräfte in radialer Richtung weichen von-

einander ab. Die Erklärung ist im sog.

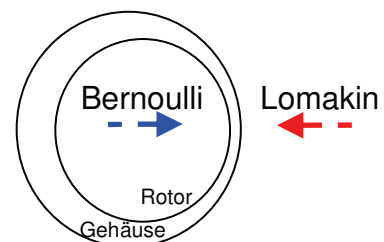


Bild 31: Entstehung der Radialkraft auf den Rotor

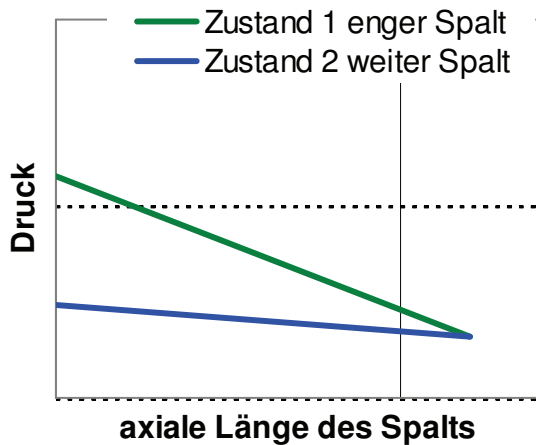


Bild 32: Lomakineffekt - Druckverlauf im Spalt

Diese resultieren in einer rein radialen Kraft. Analytisch kann die Auswirkung des Lomakin Effekts bei unterschiedlichen Spaltweiten mithilfe der Skizze (Bild 33), abgeschätzt werden. Der Druckverlauf im Spalt dp wird durch Formel 24 angenähert.

$$dp = (p_0 - p_1) * \left(1 - \frac{z}{l}\right) * \sin(\varphi) \quad \text{Formel 24}$$

Für die Kraft dF_N auf ein Flächenelement des Rotors folgt unter Berücksichtigung der Druckdifferenz (Reibungs- und Eintrittsdruckverluste) zwischen engstem und weitestem Spalt:

trittsdruckverluste) zwischen engstem und weitestem Spalt:

$$dF_N = dp * \left(1 - \frac{z}{l}\right) * \sin(\varphi) * D_R * d\varphi * dz \quad \text{Formel 25}$$

Die Größe dp ergibt sich dann analytisch aus den gemessenen Druckverlusten über dem Spalt oder der Formel zur Berechnung der Druckverluste aufgrund von Reibung und Eintrittsdruckverlusten. Gleichsetzen liefert die reale axiale Geschwindigkeit im Spalt, woraus wieder die Einschnürungs- und Rohrreibungsbeiwerte, Reynoldszahlen und Reibungsdruckverluste errechnet werden können. Die Integration über dem Umfang und der Länge eines solchen Spaltbereichs liefert die Radialkraft R auf den Rotor, die hier auf die Exzentrizität bezogen wurde.

$$\frac{F_N}{e} = \frac{D_R * \int_0^l \int_0^\pi dp * \sin(\varphi) * \left(1 - \frac{z}{l}\right) * d\varphi * dz}{e}$$

In der von Trutnovsky und Komotori [88] angegebenen Formel 26 zur Bestimmung der Radialkraft F_N bei Exzentrizität e ist h_0 , die Spaltweite bei zentrischer Lage der Welle relativ zum Gehäuse, λ die Reibungszahl im Spalt δ die Exzentrizität bezogen auf h_0 und μ ein Durchflussfaktor ebenfalls bei konzentrischer Lage:

$$\frac{F_N}{e} = -(p_0 - p_1) * \frac{D_R l^2}{4h_0} \lambda \delta \frac{\mu^2}{\sqrt{\mu^4 - \delta^2}} \quad \text{Formel 26}$$

Mit sinkender Spaltweite nimmt die relative Radialkraft zu. Der Vergleich der errechneten Radialkräfte aus den Referenzmessungen zeigt folgendes Resultat: Rechnerisch beträgt die Änderung der relativen Radialkraft bei der zweiflutigen SSS Anordnung mit je drei Spitzen 7 N/mm. Dabei liegen die Annahme eines 0,6 mm langen typischen Dichtspitzenspalts, einer Exzentrizität von

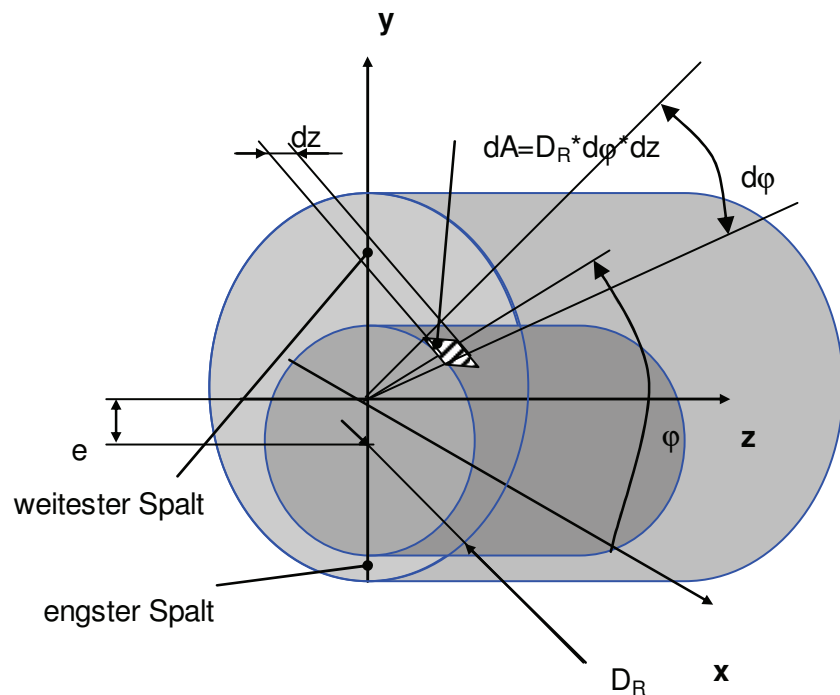


Bild 33: Prinzipskizze zum Lomakin Effekt

0,18 mm und ein Vordruck von 2 bar zugrunde. In den statischen Versuchen wurden Unterschiede zwischen Messung und Referenzmessung in den Rückstellsteifigkeiten K von 66 N/mm gemessen. Bei dieser stark vereinfachten Analyse wurde die Dichtspitzenform eines Zylinders unterstellt. Tatsächlich weicht die Geometrie aber ab, da die Dichtspitzen auch aus zu- und auslaufenden konischen Elementen bestehen. An bestimmten Stellen im Zuströmgehäuse gibt es weitere Verengungen von Strömungsquerschnitten, die einen Beitrag zur Erklärung der Radialkraftunterschiede liefern. Auch die Dichtkammern selber gilt es zu berücksichtigen, auch wenn deren Beitrag aufgrund des hohen Verhältnisses von Kammerhöhe zu Exzentrizität im Vergleich gering sein wird. Insgesamt lässt sich feststellen, dass zu dieser Problematik eine genauere Analyse unter Berücksichtigung aller geometrischen Änderungen notwendig ist. Ebenso sollte eine Messfehleranalyse durchgeführt werden. Qualitativ liefert der Lomakin Effekt jedoch eine Erklärung für die Unterschiede der Kräfte in radialer Richtung (siehe Kapitel 4.3).

Als weitere Ursache wurde der Bernoulli Effekt genannt. Im Gegensatz zum Lomakin Effekt, für den die Axialgeschwindigkeit der Strömung verantwortlich ist, beruht der Bernoulli Effekt auf drallbehafteter Strömung. Maßgebend ist daher die Umfangskomponente der Geschwindigkeit der Strömung. Durch die Querschnittsverengung bei Exzentrizität sinkt der statische Druck an dieser Stelle. Auf der gegenüberliegenden Seite dagegen ist er höher. Dadurch entsteht die destabilisierende Kraft aus dem Bernoulli Effekt. Voraussetzung ist allerdings, dass Masseneffekte der Strömung eine Rolle spielen, wenn also das Verhältnis aus Dichte der Strömung zu deren Viskosität hoch ist. Der Bernoulli Effekt spielt daher bei dieser Problematik keine Rolle.

Kritisch zu betrachten ist bei der Untersuchung am dynamischen Versuchsstand, dass neben den aerodynamischen Kräften auch mechanische Kräfte aus dem Blow-down der Bürsten wirken können. Eine Separation dieser beiden Effekte ist bei Kontakt von Rotor und Bürsten nicht möglich. Im Rahmen dieser Studie kann mechanischer Kontakt weitestgehend ausgeschlossen werden, da bei B3 (Bild 47) bei den untersuchten Druckdifferenzen ein Restspalt verbleibt und auch durch die Wahl der Drehzahl die Schwingamplituden gering gehalten werden.

Insgesamt ist die Aussagekraft der statischen Koeffizienten geringer einzuschätzen, da sie - wie am Anfang dieses Kapitels 3.3.3 erwähnt - einerseits nicht alle Kräfte auf den Rotor berücksichtigt, was auch die Vergleichbarkeit von statischen und dynamischen Koeffizienten verhindert. Andererseits können im dynamischen Fall auch die Dämpfungskoeffizienten ermittelt werden. Die qualitativ und quantitativ richtige Vorhersage des rotordynamischen Verhaltens ist auch Gegenstand dieser Studie und damit Inhalt des nächsten Kapitels.

3.4 Messmatrix zu rotordynamischen Eigenschaften

Untersucht wurden von den in Kapitel 3.2 beschriebenen Dichtungen die Dichtung B3 in der Anordnung BSS und die Referenzdichtung SSS. Die statischen Messungen zur Bestimmung der statischen Koeffizienten wurden bei einem Vordrall von 190 m/s und einer Rotordrehzahl von 12000 U/min unter Variation der Exzentrizität am statischen Versuchsstand (Kapitel 3.1) durchgeführt. Die untersuchten Vorkammerdrücke sind bei zwei, vier und sechs bar (siehe Tabelle 5).

Tabelle 5 Experimentelle Randbedingungen bei Bestimmung der statische Koeffizienten

Bürstendichtungen [-]	B3									
Anordnungen [-]	BSS	SSS								
Exzentrizität e [μm]	-200	-150	-100	-50	0	50	100	150	200	
Vordrall c_{u0} [m/s]	190									
Vordruck p_{VK} [bara]	2	4	6							
Drehzahl N [U/min]	12000									

Zur Ermittlung der dynamischen Koeffizienten sind am dynamischen Prüfstand (Kapitel 3.3.2.1) ebenfalls bei 190 m/s Vordrall und einer Drehzahl von 600 U/min Messungen durchgeführt. Der Vorkammerdruck wurde auf maximal 2 bar begrenzt, da sonst die rotordynamischen Kräfte so hoch geworden wären, dass eine Stabilisierung mithilfe des Magnetlagers nicht möglich gewesen wäre. Untersucht sind die dynamischen Koeffizienten bei 1,5 und 2 bar.

Tabelle 6 Experimentelle Randbedingungen bei Bestimmung der dynamische Koeffizienten

Bürstendichtungen	[-]	B3				
Anordnungen	[-]	BSS	SSS			
Exzentrizität e	[μm]	variable Schwingamplitude				
Vordrall c_{u0}	[m/s]	190				
Vordruck p_{VK}	[bara]	1,5	2			
Drehzahl N	[U/min]	600				

3.5 Numerische Modelle

3.5.1 Modell zur Analyse statischer Eigenschaften

Um die Durchströmung von Bürstendichtungen zu modellieren sind verschiedene Ansätze denkbar. Durch die Nutzung von Computational Fluid Dynamics (CFD) Strömungslösern modelliert Lelli et.al. [91] jeden einzelnen Borstendraht. Anschließend generiert er das Gitter, integriert die Randbedingungen und löst das Strömungsfeld. Von der Lösung erhält er die Kenntnis über die aerodynamischen Kräfte, die auf die Borsten wirken und die Verformung der Drähte bzw. des Pakets verursachen. Mithilfe von Finite Elemente Methoden (FEM) und der Vorgabe der Kräfte berechnet er die sich einstellende neue Geometrie. Mit dieser startet er wieder die CFD Rechnung bzw. eine neue Iteration. Das wiederholt er solange, bis die Lösung konvergiert. Das Problem bei diesem Modell ist, dass es sehr rechenintensiv und zeitaufwendig ist. Eine Bürstendichtung, wie B1 besteht aus über 100.000 Borstendrähten. Die feine Vernetzung der Strömungszwischenräume zwischen den Borsten ist sehr aufwendig – der Modellierungsaufwand für die gesamte Bürstendichtung ist hoch.

3.5.1.1 Die Bürstendichtung als poröses Medium

Um – wie oben beschrieben – den Aufwand für die Modellierung gering zu halten können auch Porositätsmodelle genutzt werden – wie auch in dieser Studie. Die Durchströmung von Bürstendichtungen ist ähnlich zur Problematik der Durchströmung poröser Medien. Eine Porosität ϵ von Null bedeutet, dass der Strömungsraum ein fester undurchlässiger Körper ist, der keinerlei Durchfluss zulässt. Porositätsmodelle basieren auf der Carman Kozeny Gleichung für die Durchströmung von Pulvern bzw. Schüttungen [92]. Eine Möglichkeit Bürstendichtungen zu modellieren, ist die Nutzung des Modells nach Pröstler [51], das auch in dieser Studie ausschließlich verwendet ist. Es stellt eine Erweiterung der Modelle von Ergun [52] bzw. Chew [53] dar. Eine gute Übersicht über die Unterschiede der Modelle zeigen Neef et.al. [93] und Pugachev und Helm auf [94]. Alle Porositätsmodelle benötigen heuristische In-

3 Versuchsanlagen und Versuchsprogramme

formationen und eine Kalibrierung mit Messwerten. Das Bürstenpaket wird als anisotrope poröse Region mit definiertem Widerstand gegen die Strömung durch Reibung im Paket modelliert. Die Reib- und Trägheitswiderstände des Pakets sind in den Impulserhaltungsgleichungen als Quellterme S_i berücksichtigt.

$$-S_i = a_i \mu u_i + b_i \rho |u| u_i; \quad i = n, s, z$$

Formel 27

Der Widerstand des Pakets gegen die Strömung ist in drei Hauptrichtungen i unterschiedlich – daher die Anisotropie. Dabei bedeutet ‚s‘ in Richtung der Borsten und ‚n‘ sowie 90° verdreht dazu ‚z‘ die Richtung quer zu den Borsten. Die Koeffizienten quer zu den Borsten sind quantitativ miteinander gleich zu setzen (Bild 34). Die Koeffizienten entlang der Borsten sind deutlich geringer als die quer dazu.

Die Kompression des Bürstenpakets ist im radial oberen Teil bis zur Höhe des Stützrings stärker als radial innen bis zum Ende des Bürstenpakets. Dieser radial innen befindliche Bereich steht frei in der Strömung. Um dem Umstand gerecht zu werden, ist eine Unterteilung des Borstenpakets in zwei Bereiche vorgenommen. Der Bereich radial außen bis hin zum Stützring hat daher um 20% höhere Widerstandskoeffizienten in Anlehnung an die Ergebnisse von Dogu [95].

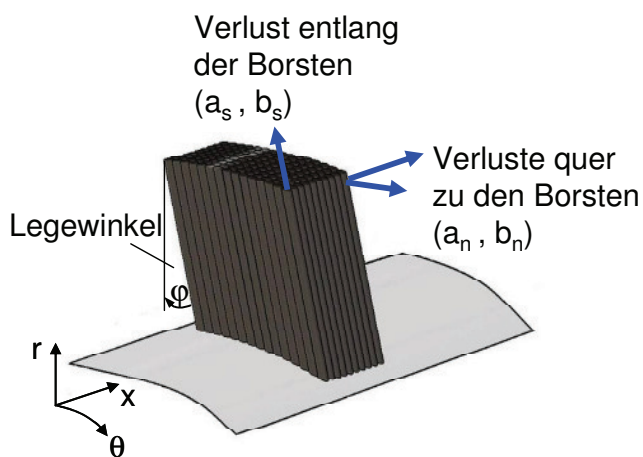


Bild 34: Skizze: Widerstände im Borstenpaket

Die beiden Reib- und Trägheitskoeffizienten - a_i and b_i – sind mithilfe des Modells von Pröstler bestimmt. Sie sind von der Porosität ε des jeweiligen Bürstenpakets abhängig. Die Porosität selber hängt von der Geometrie des Pakets ab (Formel 28). Daher geht der Borstendurchmesser d , die Anzahl der Borsten pro Millimeter in Umfangsrichtung n_b , die Paketbreite b_b und der Legewinkel φ ein.

$$\varepsilon = 1 - \frac{\pi d^2 n_b}{4 b_b \cos \varphi}$$

Formel 28

In Formel 28 ist die Paketbreite eine Unbekannte (siehe auch Bild 35). Sie ist abhängig von der Druckdifferenz in axialer Richtung. Ein realistischer Wert für die Paketbreite liegt zwischen der vom Hersteller angegebenen Breite im Kaltzustand von ungefähr zwei Millimeter und der minimalen Breite, hervorgerufen durch maximale

Kompression des Pakets. Die minimale Paketbreite lässt sich nach Pröstler aus den geometrischen Randbedingungen berechnen [51]. Die Vorgabe der Koeffizienten a_i und b_i (Formel 28) erfolgt in CFX mithilfe des ‚Directional Loss Model‘.

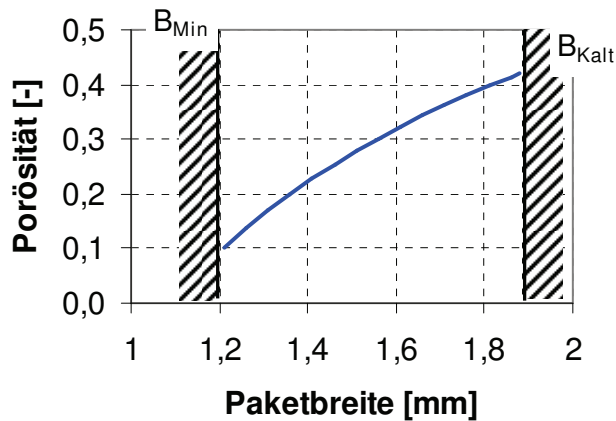


Bild 35: Paketbreiteneinfluss auf die Porosität - B1

Neben der Porosität beeinflusst die Spaltweite unter dem Paket die Dichtwirkung signifikant. Ähnlich wie die Paketbreite ist diese eine Funktion der Druckdifferenz über das Bürstenpaket. Der Spalt ist maximal im drucklosen Zustand und minimal bei maximalem Druck. Daher gibt es zwei Parameter, die während des Betriebs variieren können – die Paketbreite und die Spaltweite. Die Kalibrierung des Modells kann daher

über beide Parameter oder eine Mischung aus beiden erfolgen.

3.5.1.2 Aufbau von Modellen mit CFD

Zur Lösung des Strömungsfeldes ist die Software Ansys CFX 11.0 im Einsatz. Für die Untersuchung von Bürstendichtungen bietet es sich an, Modelle differenziert nach dem Untersuchungszweck aufzubauen. Für die gezielte Analyse der Axialdrallverteilung (meint die Verteilung des Dralls in axialer Richtung) bzw. der Drall brechenden Wirkung von Bürstendichtungen reicht ein Zylinderstück der Dichtungsgeometrie aus (Modell A). Das begrenzt die Zellenanzahl des Modells und damit den Rechenaufwand erheblich. Modell B wurde vor allem für die Untersuchung weiterer statischer Eigenschaften der Bürstendichtung – z. B. Umfangsdruckverteilungen bei Exzentrizität benutzt. Auch um rotordynamische Koeffizienten der Dichtungsdurchströmung zu untersuchen, müssen exzentrische Betriebszustände in einem kompletten 3D Modell vom Prüfstand abgebildet werden (modifiziertes Modell B; siehe Kapitel 3.5.2). Diese Modelle werden in den folgenden Abschnitten erklärt.

Modell A

Das Modell ist ein dreidimensionales hexahedrales Netz mit einer Zelle in Umfangsrichtung, welches ein Segment über den Bereich von $0,2^\circ$ definiert. Die Gesamtzahl an Zellen beträgt 170.000. Das ist um den Faktor sechs geringer als das komplette 3D Modell B. An den beiden Schnittflächen sind offene periodische Randbedingungen gesetzt. Die Rotoroberfläche ist als eine rotierende Wand mit der Oberflächengeschwindigkeit entsprechend den experimentellen Untersuchungen modelliert. In einem Längsschnitt (Bild 36) ist der Strömungsraum gezeigt.

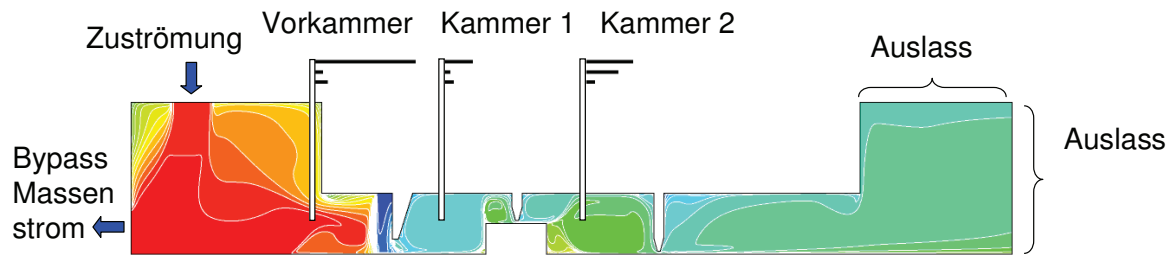


Bild 36: Längsschnitt durch den Strömungsraum mit Drallverteilung

Dort sind die Randbedingungen erkennbar (Zuströmung, Bypass, Auslass). Im Rahmen dieser Studie fällt die Wahl auf ein SST Turbulenzmodell, welches die Vorteile des für wandnahe Bereiche geeigneten $k-\omega$ und des für wandferne Bereiche geeigneten $k-\varepsilon$ Turbulenzmodells zulasten von Rechenleistung vereinigt. Die Qualität des Netzes wurde durch eine nachträgliche Netzverfeinerung optimiert, trotzdem zeigen die Rechnungen eine ausreichende Diskretisierung und konvergieren im Allgemeinen schnell. Das Höhen-Seitenverhältnis der Zellen beträgt idealerweise eins (Würfel), aber Werte unter 200 sind auch als gut zu bewerten. Für 100% aller Zellen beträgt dies unter 200, wobei das Maximum liegt bei 120,8. Es gibt nur wenige Stabzellen. Auch der kleinste Winkel der Zellen dient der Überprüfung der Netzqualität. Dieser beträgt minimal $15,6^\circ$, wobei der Strömungslöser mit minimalen Winkeln von 12° rechnet. Daher gibt es keine Probleme mit dem Netz. Insgesamt lässt sich feststellen, dass dieses Netz eine sehr hohe Qualität aufweist.

Modell B

Die Vorgabe der Geometrie in Parameterform, wie auch Bild 37 und die Anlage 5 zeigt, ist für gezielte Parameterstudien zum Einfluss der Geometrie – beispielsweise der Stützplatte – hilfreich, da Zeit für den Aufbau der Geometrie und auch der Vernetzung gespart wird. Für zukünftige Untersuchungen ist dies allerdings nur bedingt zu empfehlen. Der Grund liegt darin, dass spätestens bei der Vernetzung Konflikte durch die automatische Zuweisung von Namen zu Zellen etc. entstehen. Die Zellen können vom Programm nicht mehr adressiert werden. Im Gegensatz zu Modell A bietet dieses Modell die Möglichkeit, die Exzentrizität zwischen Rotor und Gehäuse vorzugeben.

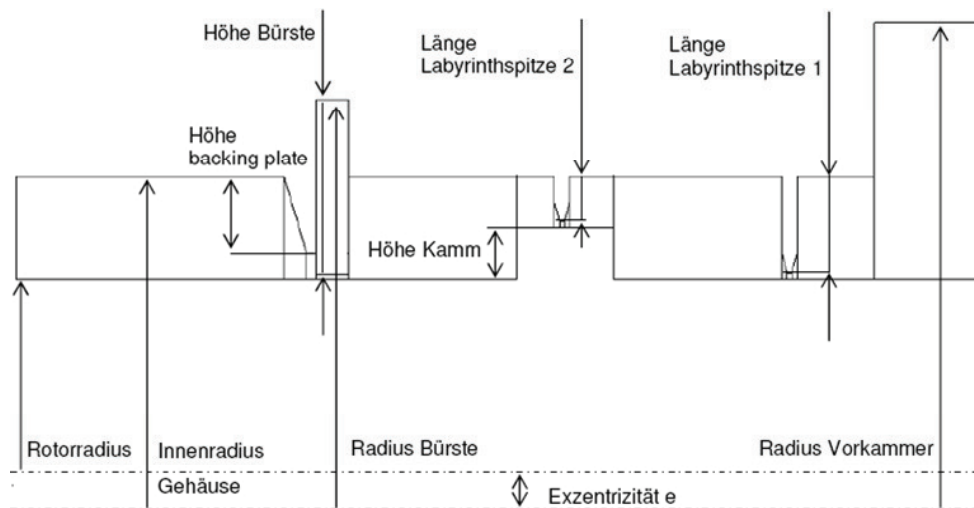


Bild 37: Festlegung der radialen Parameter am Beispiel SSB

Es wurde ein hexaedrisches Netz verwendet. Die Zellenanzahl beträgt ungefähr eine Million. Das Höhen-Seitenverhältnis der Zellen beträgt für 94% aller Zellen unter 200, wobei 86% der Zellen sogar unter 100 liegen. Es gibt nur wenige Stabzellen. Der kleinste Winkel der Zellen beträgt minimal 15° . Insgesamt lässt sich feststellen, dass die qualitativ schlechtesten Zellen unterhalb der Dichtspitzen auf der durch die Exzentrizität verengten Seite sind. Dennoch ist die Netzqualität insgesamt sehr gut.

3.5.1.3 Modellkalibrierung und Konvergenz

Die Kalibrierung des jeweiligen Modells erfolgt bei konstanten Betriebsbedingungen und wird beispielhaft für die Dichtung B1 und das Modell A erläutert. Der Druck beträgt 4,03 bar bei einem Vordrall von 100 m/s. Die Ergebnisse der Kalibrierung sind für alle folgenden Simulationen mit B1 die Grundlage. Die Spaltweite ist eine Funktion vom Differenzdruck über der Bürste und wurde messtechnisch erfasst (Kapitel 4.1.2). Sie beträgt 0,183 mm bei den oben genannten Betriebsbedingungen. Es verbleibt nur noch die Paketbreite als variierender Parameter für die Kalibrierung. Für B1 beträgt die Paketbreite 1,65 mm, bei der der experimentelle Massenstrom mit dem numerisch ermittelten übereinstimmt. Die Porosität beträgt dann 0,34. Diese Werte sind realistisch, da die Paketbreite im Kaltzustand 2 mm beträgt und die minimale Paketbreite dieser Dichtung rechnerisch 1,21 mm.

Die Lösung konvergiert, wenn der maximale Fehler – das Residual – der berechneten Bilanzen kleiner als 10^{-4} ist. Damit werden qualitativ belastbare Ergebnisse erzielt. Für das Modell B liegt dieser Fehler etwas besser bei 10^{-5} . Die Lösung bei B erfolgte nach 70 Iterationsschritten.

3.5.2 Modell zur Untersuchung rotordynamischer Koeffizienten

3.5.2.1 Modellierung und Kalibrierung - statische Koeffizienten

Das Modell zur Ermittlung der statischen Koeffizienten beruht auf dem beschriebenen Porositätsmodell (Kapitel 3.5.1.1) und entspricht dem in Kapitel 3.5.1.2 beschriebenen Modell B, welches jedoch im Spaltbereich modifiziert ist. Diese Modifikation wird im nächsten Textabschnitt beschrieben. Da der Spaltbereich in Modell B

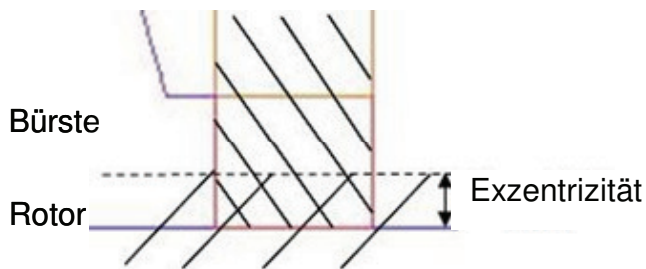


Bild 38: Konflikt bei geschlossenem Spalt und der Vorgabe von Exzentrizität

realistisch abgebildet ist, sind oft Anpassungen des Netzes bei exzentrischen Betriebsbedingungen notwendig. So kann es beispielsweise bei der Definition eines geschlossenen Spaltes dazu kommen, dass die Exzentrizität zur Verschiebung des Rotors in das Netz der Bürsten führt (Bild 38). Solche Anpassungen sind sehr zeitauf-

wendig und behindern die numerische Untersuchung. Um diese Problematik zu umgehen, wurde beschlossen, das Modell B für die Ermittlung der statischen Koeffizienten zu modifizieren. Der Mittelpunkt des Innenkreises der Bürstenhärchen fällt nun mit der Rotor-Achse zusammen. Die Vorgabe der Exzentrizität kann nun nicht mehr dazu führen, dass der Rotor mit dem Netz im Spalt kollidiert. Es ändert sich allerdings die Spaltform relativ zum Rotor. Die elliptische Spaltform des aufwendigeren Modells B ist – auch durch Versuche wurde das bestätigt – realistischer. Der Massenstrom durch beide Geometrien ist bei beiden Modellen und identischen Vorgaben für die Betriebsbedingungen gleich. Der Grund liegt darin, dass sich die durchströmte Fläche nicht ändert. Kritisch muss allerdings der Einfluss der Änderung der Spaltform auf die statischen Koeffizienten gesehen werden. Auf diese Frage soll aber nicht weiter eingegangen werden, da sie den Rahmen der Studie sprengen würde. Die Bestimmung der statischen Koeffizienten basiert auf den in Kapitel 3.3.1 beschriebenen Rechenschritten. Zusätzlich zur Bestimmung der rotordynamischen Kräfte über die Druckverteilung, welche im Folgenden mit ‚Methode 1‘ bezeichnet wird, bieten CFD Rechnungen die Möglichkeit, diese Kräfte genauer und schneller zu ermitteln. Durch die Diskretisierung werden die resultierenden Kräfte in jedem diskreten Volumenelement bestimmt. Eine Aufsummierung dieser Kräfte in die entsprechende Richtung liefert die resultierende Kraft auf den Rotor. Diese Möglichkeit der Kraftbestimmung wird als ‚Methode 2‘ bezeichnet.

Der Rechenaufwand zur Bestimmung der numerisch ermittelten rotordynamischen Koeffizienten ist möglichst gering gehalten. Daher ist die viel versprechendste Dichtung ausgewählt. Die Dichtung B3 zeigt insgesamt die beste Dichtwirkung. Zusam-

3 Versuchsanlagen und Versuchsprogramme

men mit der Drall-brechenden Wirkung von Bürstendichtungen in BSS Anordnung fällt die Auswahl auf BSS B3.

Tabelle 7 Randbedingungen CFD

Umgebungsdruck nach letzter Dichtspitze [bar]	0,96
Umgebungstemperatur [K]	293
Vordrallgeschwindigkeit [m/s]	190
Rotordrehzahl [U/min]	12.000

Die Randbedingungen bei der Bestimmung der statischen Koeffizienten sind in Tabelle 7 zusammengefasst. Für Drücke von vier bzw. sechs bar ist sowohl experimentell als auch numerisch eine Variation der Exzentrizität bei $\pm 50 \mu\text{m}$ und $\pm 150 \mu\text{m}$ vorgenommen. Dennoch erfordert das Modell, um aussagekräftige Informationen zu liefern, wie bereits erwähnt, eine Kalibrierung.

Mithilfe der Formel 29 für die minimale Paketbreite von Bürstendichtungen B_{Min} lässt sich für die Bürstenparameter von B3 eine minimale Paketbreite von 1,4 mm finden. Die maximale Breite beträgt laut Herstellerangaben 1,88 mm. Der Einfluss der Bürstenbreite auf die Porosität der Dichtung dominiert gegenüber Legewinkel und Borstenanzahl, so dass eine Kalibrierung des Modells über die Bürstenbreite plausibel ist.

$$B_{\text{Min}} = \left[\left(\frac{n_B \cdot d_B}{\sin \phi} - 1 \right) \frac{\sqrt{3}}{2} d_B \right] + d_B \quad \text{Formel 29}$$

Die Kalibrierung bei einer realistischen Spaltweite nach Bild 47 führt bei einem Druck von 6 bar und Null Exzentrizität jedoch zu Bürstenbreiten von 1,35 mm. Sie liegt damit unter der minimalen Breite nach Formel 29. Die weitere Berücksichtigung von Fertigungstoleranzen laut Herstellerangaben (Tabelle 8) führen bei der Berechnung

Tabelle 8 Fertigungstoleranzen B3

d_B (Borstendurchmesser) [mm]	n_B (Packungsdichte) [Borsten/mm]	Φ (Legewinkel) [°]
$\pm 1 \cdot 10^{-3}$	$\pm 0,1$	± 3

der minimalen Bürstenbreite zu Werten von 1,31 mm. Unter Berücksichtigung der Messfehler bei der Massenstrommessung von 6 %, liegen alle numerisch ermittelten Werte innerhalb dieser Toleranzen.

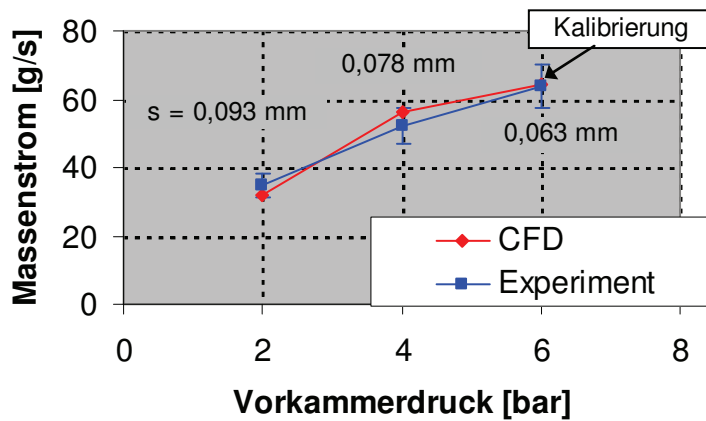


Bild 39: Werte nach Kalibrierung von B3

Dabei sind für die untersuchten Drücke bei zwei, vier und sechs bar, die aus den Experimenten bekannte adäquate Spaltweite angenommen. Die Prüfung der Axialdruckverteilungen der dreistufigen Dichtung lieferte eine gute Übereinstimmung. Der Druckabbau in der Bürstendichtung, der zum Blow-down führt, wird vom Modell qualitativ richtig wiedergegeben. Auch für die Geschwindigkeitszunahme im freien Spalt ist das richtig. Beides ist nachfolgend erkennbar (Bild 40).

keitszunahme im freien Spalt ist das richtig. Beides ist nachfolgend erkennbar (Bild 40).

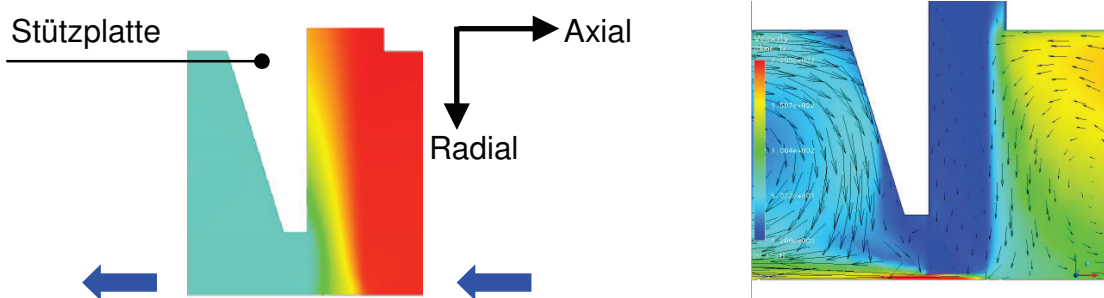


Bild 40: Links: Druck- und Rechts: Geschwindigkeitsverteilung

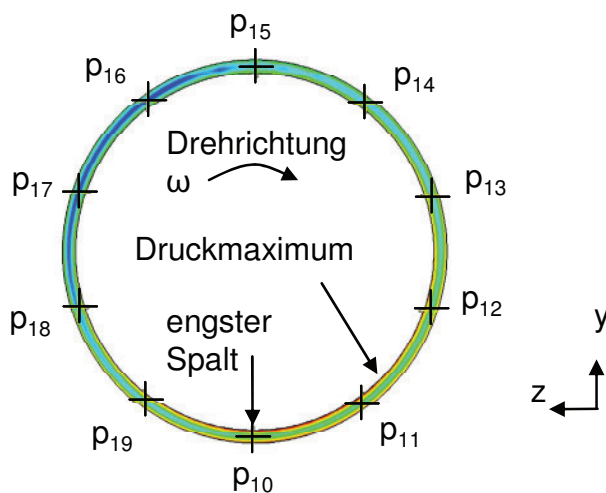


Bild 41: Werte nach Kalibrierung von B3

Zur Validierung wurden neben der Druck- und Geschwindigkeitsverteilung auch die Umfangsdruckverteilung herangezogen (Bild 41). Das Druckmaximum vor dem engsten Spalt bei drallbehafteter Theorie wird vom Modell sehr gut reflektiert. Die Drehrichtung des Rotors fällt mit der Richtung des Dralls zusammen. Auch der Druckunterschied zwischen Maximum und Minimum ist qualitativ richtig. Dieser Unterschied ist für die Amplitude der rotordynamischen Kräfte ausschlaggebend.

Die Größenordnung der Ergebnisse insbesondere der Druckunterschiede (Bild 42) stimmt mit den Experimenten in diesem Fallbeispiel überein. Die Unterschiede zwi-

3 Versuchsanlagen und Versuchsprogramme

schen CFD und Experimenten können auf die Komplexität des Modells - wie Messfehler bei der Vorgabe von Randbedingungen oder auch die Modellierung der Bürstengeometrie als starren Körper, der in der Realität unter Betriebsbedingungen dynamisch ist - zurückgeführt werden.

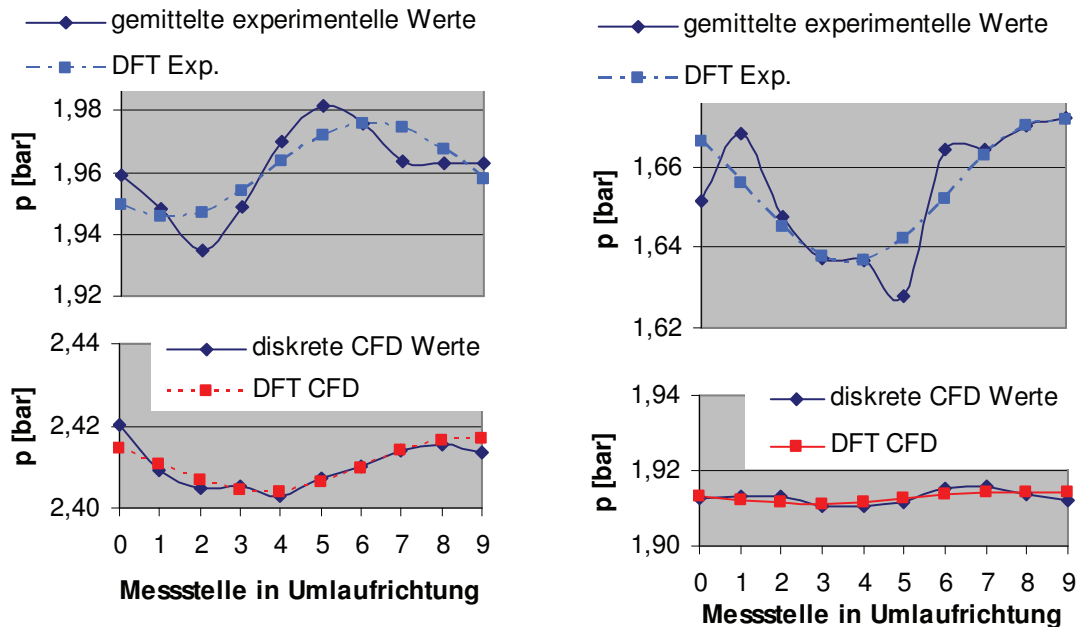


Bild 42: Umfangsdruckverteilung BSS B3 - Kammer 1 (links), Kammer 2 (rechts)

Aufbauend auf der Beschreibung des Versuchsaufbaus und des numerischen Modells werden im folgenden Kapitel experimentelle und numerische Resultate präsentiert.

3.5.2.2 Modellierung und Kalibrierung - dynamischen Koeffizienten

Im Gegensatz zum statischen Modell bzw. Prüfstand führt der Rotor im dynamischen Fall eine Schwingbewegung aus. In der Literatur wird dabei oft vereinfachend eine Kreisbahn mit der Gehäuseachse als Mittelpunkt unterstellt. Tatsächlich sind die Schwingbahnen zwar oft komplexer [96], aber im Rahmen der vorliegenden Arbeit gilt diese Vereinfachung. Im Gegensatz zu Formel 13 ist die Querkraft infolge der Strömungskräfte im Fall von Simulationen direkt aus der Rechnung abzulesen. Die Differenzbildung entfällt, da Kräfte aus dem Ölfilm der Gleitlager oder auch durch Schrumpfsitz von vornherein nicht modelliert sind.

Auch hier wird die Dichtungsanordnung BSS B3 untersucht. Zusätzlich zu den in Tabelle 7 genannten Randbedingungen ist daher in diesem Modell noch die Schwingfrequenz diskret zwischen den Werten 300 und 600 U/min variiert. Die Schwingfrequenz stellt sich im Experiment in Abhängigkeit der Systemsteifigkeit ein.

3 Versuchsanlagen und Versuchsprogramme

Zur Zeit der Modellierung waren aber noch keine experimentellen Daten vorhanden, so dass diese frei gewählt wurde. Da aber die Dichtungskoeffizienten aus einem linearen Zusammenhang resultieren (Formel 14), bleibt die Wahl der Schwingfrequenz dem Autor überlassen. Die Rotordrehzahl wurde mit 600 U/min den Experimenten angepasst. Die Vorkammerdrücke wurden auf vier und sechs bar festgelegt.

Um die Schwingbewegung des Rotors abzubilden, wurde das Modell ähnlich dem von Moore [97] verwendeten, benutzt. Normalerweise würde die Schwingbewegung eine kontinuierliche Veränderung des Rechennetzes erfordern. Durch die Einführung eines rotierenden Koordinatensystems (Bild 43) mit festgelegten Strömungsbedingungen kann das Problem auf einen quasistationären Fall reduziert werden. Das Rechennetz rotiert somit nicht. Allein durch die Vorgabe der Randbedingungen wird eine Schwingbewegung mit der Frequenz Ω modelliert. Die Schwingbewegung des Rotors in CFX wird modelliert, indem der Rest der Dichtungsanordnung um die Rotor-Achse rotiert. Absolut betrachtet ist es für die Strömungssimulation egal, ob der Rotor sich exzentrisch um die Gehäuseachse dreht, oder das Gehäuse um die Rotor-Achse. Wie bei Moore ist zur besseren Darstellung das Verhältnis von Schwingfrequenz zu Rotordrehzahl ω eingeführt. Für das Präzessionsfrequenzverhältnis PFR gilt:

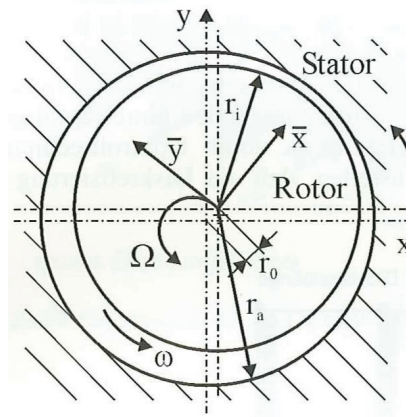


Bild 43: Skizze zum Modell[96]

$$\text{PFR} = \frac{\Omega}{\omega}$$

Formel 30

Die Werte von PFR betragen damit rechnerisch 0,5 oder 1, was einer subsynchronen bzw. synchronen Schwingung entspricht. Mit den zwei Werten für die Schwingfrequenzen lassen sich nun je zwei Werte für die Koppelsteifigkeiten d_r und d_q bestimmen. Aus der Linearisierung sind dann die jeweiligen dynamischen Koeffizienten bestimmt. Ergebnisse werden im nächsten Kapitel präsentiert.

Zur Kalibrierung des dynamischen Modells ist analog zu 3.5.2.1 vorgegangen. Es wurden die Massenströme und Spaltweiten aus den statischen Versuchen verwendet, wohl wissend der Fehler, die aus den unterschiedlichen Drehzahlen zwischen statischem (12.000 U/min) und dynamischem (600 U/min) Betrieb resultieren. Am statischen Versuchsstand sind niedrige Drehzahlen von 600 U/min nicht fahrbar, da hier Prüfstandsgrenzen erreicht werden. Die Exzentrizität oder Schwingamplitude wurde zu 50 bzw. 150 μm angenommen.

3.6 Numerische Matrix

Tabelle 9 Numerische Randbedingungen bei Bestimmung der statischen Koeffizienten

Bürstendichtungen	[-]	B3								
Anordnungen	[-]	BSS	SSS							
Exzentrizität e	[μm]	-200	-150	-100	-50	0	50	100	150	200
Vordrall c_{u0}	[m/s]	190								
Vordruck p_{VK}	[bara]	2	4	6						
Drehzahl N	[U/min]	12000								

Es wurde generell versucht die Rechnungen eng an die Experimente bei der Untersuchung von BSS B3 anzulehnen (siehe Tabelle 9 und Tabelle 10). Ein Modell zur Untersuchung der SSS Anordnung wurde nicht entwickelt, da in der Literatur ausreichend Untersuchungen zu rotodynamischen Koeffizienten von reinen Labyrinthdichtungen vorhanden sind (siehe Kapitel 1.1 und 3.3.1). Aufgrund der Zeit- und Rechenintensität von CFD Rechnungen musste die numerische Matrix soweit wie möglich eingegrenzt werden. Daher wurden nicht für alle Exzentrizitäten oder Vordrücke Rechnungen durchgeführt. Für die CFD Rechnungen ist eine konstante Schwingamplitude unterstellt.

Tabelle 10 Numerische Randbedingungen bei Bestimmung der dynamischen Koeffizienten

Bürstendichtungen	[-]	B3							
Anordnungen	[-]	BSS	SSS						
Exzentrizität e	[μm]	variable Schwingungsamplitude							150
Vordrall c_{u0}	[m/s]	190							
Vordruck p_{VK}	[bara]	1,5	2	4	6				
Drehzahl N	[U/min]	600							

Aufbauend auf der Beschreibung der Versuchsaufbauten, der Messmatrizen und numerischen Modelle werden in den folgenden Kapiteln experimentelle und numerische Resultate präsentiert.

4 Ergebnisse

4.1 Beurteilung der Dichtwirkung

4.1.1 Drehzahl- und Exzentrische Einflüsse

In diesem Kapitel soll der Einfluss der Parameter Drehzahl und Exzentrizität auf Basis experimenteller Daten behandelt werden.

Drehzahl

Der Drehzahleinfluss ist beispielhaft an der Dichtung B3 in der Anordnung SSB experimentell untersucht worden. Der Vorkammerdruck war für alle Messungen gleich sieben bar. Auch die anderen Betriebsbedingungen sind weitestgehend konstant. In Bild 44 ist erkennbar, dass mit zunehmender Drehzahl die Leckage abnimmt. Dies ist zum einen auf die Aufweitung des Rotors unter Drehzahl zurückzuführen. Rechnerisch weitet sich der Rotor um 1/100 mm bei 12000 U/min auf, was einer Abnahme des Strömungsquerschnitts um 4% entspricht und damit einen Teil der 15% erklärt.

Zum zweiten ist dies auf den Einfluss der sich ausbildenden Grenzschicht zurückzuführen. In der Nähe von Wänden – wie z. B. Gehäuse und Rotor – sind bei Strömung Grenzschichteffekte zu erwarten. Die Grenzschicht ist definiert als der Abstand in radialer Richtung von der Wand, ab dem die Strömungsgeschwindigkeit 99% der Geschwindigkeit der ungestörten Strömung annimmt. Die Grenzschicht ist eine Ursache für die Strahleinschnürung, da sie den Querschnitt der ungestörten Strömung reduziert. Qualitativ entsprechen die Ergebnisse damit denen von Arora und Proctor [98], die auch den Drehzahleinfluss bei Bürstendichtungen untersuchten.

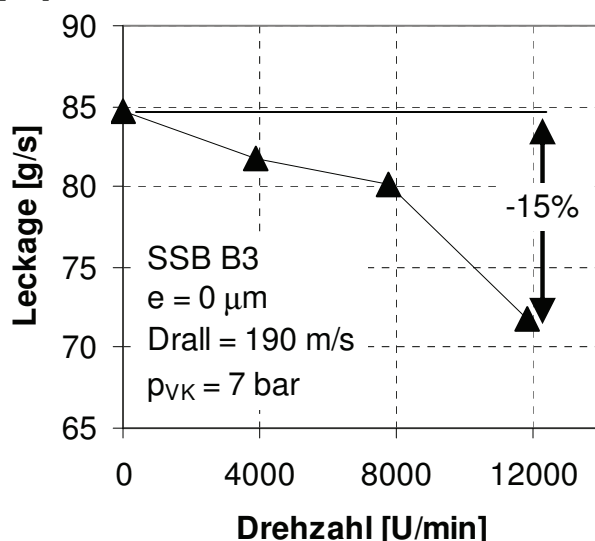


Bild 44: Drehzahleinfluss B3 (experimentell)

Der Durchflussbeiwert ist das Verhältnis der effektiv durchströmten zur geometrischen Fläche. Die Unterstellung eines geometrisch konstanten Querschnitts ist für die Labyrinthspitzen sicherlich richtig. Für die Bürstendichtungen bedarf es weiterer Untersuchungen zum Blowdown als Funktion der Drehzahl. In erster Näherung ist Konstanz unterstellt. Die effektiv durchströmte Fläche berücksichtigt die Minderung der Fläche entsprechend der sich im Spalt ausbildenden Grenzschichten.

Offen bleibt die Frage, inwieweit die Drehzahl den Blowdown beeinflusst. Im Rahmen dieser Messungen konnten keine optischen Messungen bei verschiedenen Drehzahlen durchgeführt werden, für die

Zukunft wäre das aber sinnvoll. Damit könnten dann beide Effekte separiert und quantifiziert werden.

Exzentrische Einflüsse

Exzentrische Betriebszustände in Dampfturbinen sind insbesondere beim An- bzw. Abfahrvorgang existent, wenn thermische Verkrümmungen der Welle infolge der Einströmung in die Turbine auftreten. Die Frage, wie sich dann die Leckage durch die Spaltdichtungen verhält, soll in diesem Abschnitt erläutert werden. Dazu wurde die Exzentrizität zwischen Rotor- und Gehäuseachse in Schritten von 50 μm im Bereich von $\pm 200 \mu\text{m}$ bei sonst gleich bleibenden Betriebsbedingungen variiert. Der Spalt zwischen den Labyrinthspitzen und dem Rotor ist 310 μm groß. Es konnten drei Verhaltensweisen A, B und C aller drei Dichtungen und deren beider Anordnungen beobachtet werden. Diese sind in Bild 45 dargestellt. Die Pfeile deuten die Verstellrichtung der Exzentrizität am Prüfstand an. Die absolute Höhe der Leckagen ist bei dieser Untersuchung nicht relevant.

- ◆ Verhalten A: gleichbleibende Leckage bei SSS und BSS B1 B2 B3
- ▲ Verhalten B: parabolischer Verlauf bei SSB B1
- Verhalten C: ansteigender Verlauf bei SSB B2 B3

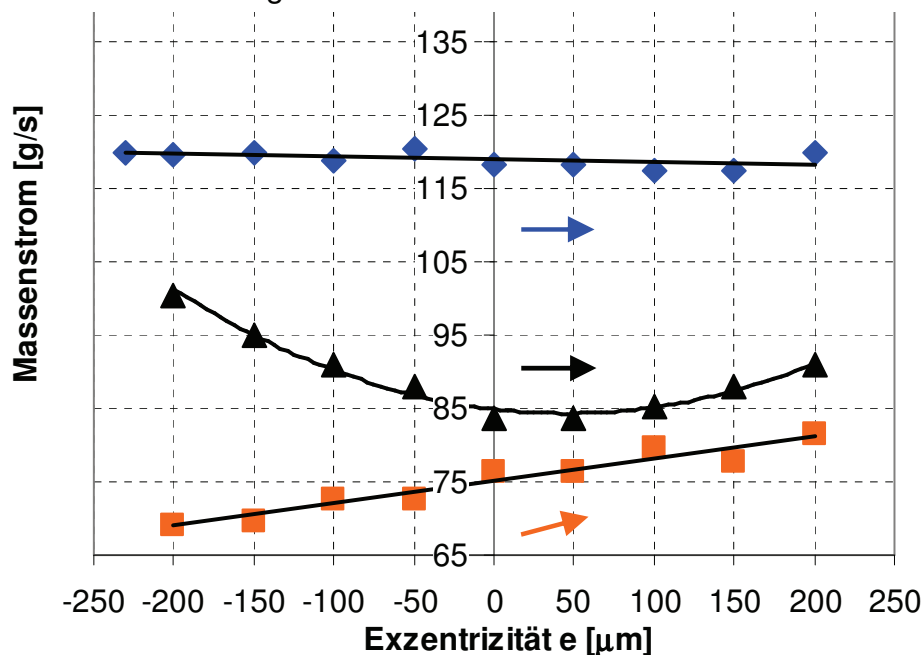


Bild 45: Verschiedene Betriebsverhalten über der Exzentrizität

Dabei wurde keine Abhängigkeit von der Exzentrizität (Fall A), ein parabolischer Verlauf mit Minimum bei Null – Exzentrizität (Fall B) und ein linear ansteigendes Verhalten des Massenstroms (Fall C) beobachtet. Um die Vorgänge zu erläutern, dienen die Prinzipskizzen in Bild 46. Dort sind für alle drei

4 Ergebnisse

Fälle die Lage des Rotors relativ zu den Borsten bei negativer, Null- und positiver Exzentrizität skizziert. Blau schraffiert ist der freie Spalt.

In *Fall A* ist der Blowdown offensichtlich nicht so stark. Die Borsten werden vom Rotor innerhalb der Verstellung nicht oder nur gering berührt. Die freie Spaltfläche unter den Borsten bleibt konstant - auch die durchströmte Bürstenfläche. Damit ändert sich der Massenstrom im Fall A nicht. Dieses Verhalten kann klar bei allen drei Dichtungen in BSS Anordnung beobachtet werden. Die Druckdifferenz über der Bürste ist hier etwas geringer als in SSB, da ein Großteil des Drucks bei BSS über der letzten Dichtspitze abgebaut wird. Da der freie Spalt mit zunehmendem Druck geringer wird (siehe dazu Kapitel 3.1.3) und auch der Umkehrschluss gilt, ist eine Erklärung für Fall A im schwachen Blowdown bei BSS Anordnungen zu suchen.

In *Fall B* ist der Blowdown stärker. Die Borsten werden radial stärker nach innen gedrückt, weswegen die Fläche des freien Spalts im vgl. zu Fall A abnimmt und die der durchströmten Borsten zunimmt. Dadurch wird der Rotor mit zunehmender Exzentrizität in die Borsten gedrückt. Der Rotor verdrängt das Borstenpaket. Am Anfang – bei extremer negativer Exzentrizität – ist die Fläche des freien Spalts hoch. Da im freien Spalt kein Strömungswiderstand ist, ist auch die Leckage insgesamt durch die Dichtung hoch. Ausgehend von $-200\ \mu\text{m}$ wird die Exzentrizität auf $0\ \mu\text{m}$ erhöht. Der Druck auf die Borsten, der durch den Rotor verursacht wurde, flaut ab. Das Borstenpaket ist sogar so flexibel, dass es wieder nachgibt und den freien Spalt zum Teil wieder schließt. Damit wird allerdings die Fläche des durchströmten Borstenpakets wieder etwas größer – relativ zum freien Spalt. Die Folge ist ein Leckage - Minimum bei minimaler Exzentrizität. Bei Erhöhung der Exzentrizität von Null auf $+200\ \mu\text{m}$ vergrößert sich die Leckage wieder, wobei die Vorgänge denen bei $-200\ \mu\text{m}$ entsprechen. Fall B wurde klar bei SSB B1 beobachtet. Zum einen ist dies auch wieder durch die Betriebsbedingungen am Borstenpaket allein ohne Dichtspitzen zu begründen. Die Druckdifferenz über dem Paket ist größer, der Blowdown stärker. Doch warum liefern die anderen beiden Dichtungen in SSB nicht dasselbe Verhalten? Es liegt nahe, die Begründung in den unterschiedlichen Dichtungsgeometrien zu suchen. Bei Blick in die Tabelle 2 fällt auf, dass B2 und B3 radial längere Borsten haben als B1. Damit bieten sie auch mehr Reibfläche der Borsten gegeneinander. Die Borsten hängen fester zusammen und geben deshalb weniger stark nach in radialer Richtung. Auch für die kürzeren Borsten gilt entsprechend der Umkehrschluss.

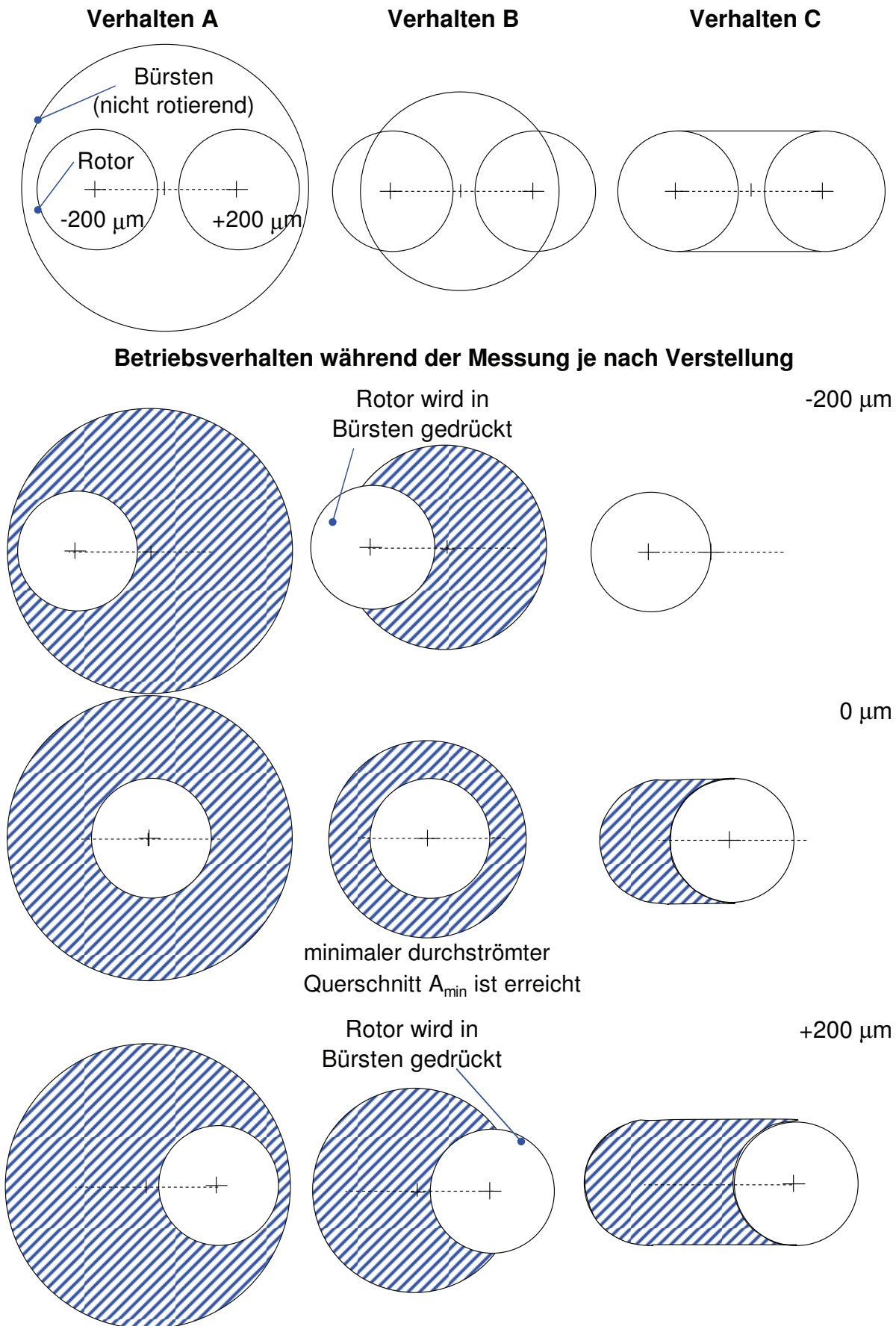


Bild 46: Prinzipischnen zur Erklärung der Verhaltensweisen ABC

Auch in *Fall C* drückt der Rotor anfangs ($-200\ \mu\text{m}$) in das Borstenpaket. Bei Erhöhung der Exzentrizität unterscheidet sich das Verhalten bei C mit dem von B darin, dass das Borstenpaket nicht so nachgiebig ist. Der freie Spalt schließt sich nicht wieder, sondern er verharrt in der weg gedrückten Stellung. Die Verstellung der Exzentrizität hin zu $+200\ \mu\text{m}$ führt also zu einer stetigen Vergrößerung der freien Spaltfläche und damit zu einer stetigen Erhöhung der Leckage. Dieses Verhalten wurde bei den Dichtungen B2 und B3 in der SSB Anordnung – also den größeren Axialdruckdifferenzen über der Bürste – beobachtet. Der Grund ist wie bei Fall B beschrieben die größere Borstenlänge im vgl. zu B1, die höhere Reibung zwischen den Borsten hervorruft und damit ein deutlich trägeres Rückstellverhalten der Borsten bedeutet. Sind die Borsten einmal durch den Rotor weggedrückt, dann verharrten sie in der Stellung. Der Fall C ist auch in den Ergebnissen von Schlumberger et.al. bei konstantem Druck für eine Dichtung, die mit Überdeckung eingebaut wurde, zu beobachten [99].

4.1.2 Hysterese und Blowdown

Das Verharren der Borsten nach Fall C (Kap. 4.1.1) bewirkt auch den Hysterese Effekt – also den Unterschied in den Leckagen bei gleichem Druck je nachdem, ob der Druck erhöht oder ausgehend von einem Maximaldruck abgesenkt wird. Der Blowdown - Effekt der Dichtung meint das Schließen des Spaltes unter Druckbelastung, dessen Ursache in einer aktuellen Studie von Franceschini et.al. [100] theoretisch und experimentell untersucht wurde.

Für alle drei Dichtungen wurden die Leckagen in Verbindung mit optischen Messungen im Spaltbereich (Kapitel 3.1.3) experimentell und numerisch untersucht. Bei der Auftragung handelt es sich um normierte experimentelle Größen (Bild 47). Diese wurden auf die Maximalwerte der jeweiligen Größe über alle drei Dichtungen bezogen. Um das Hystereseverhalten zu untersuchen wurde im Rahmen einer Parameterstudie gezielt der Einfluss des Vorkammerdrucks auf die Leckage untersucht. Zuerst wurde das Borstenpaket schrittweise mit Druck belastet und die Leckagen gemessen. Ab einem maximalen Druck von ungefähr 9,96 bar fand dann wieder schrittweise eine Druckentlastung statt.

4 Ergebnisse

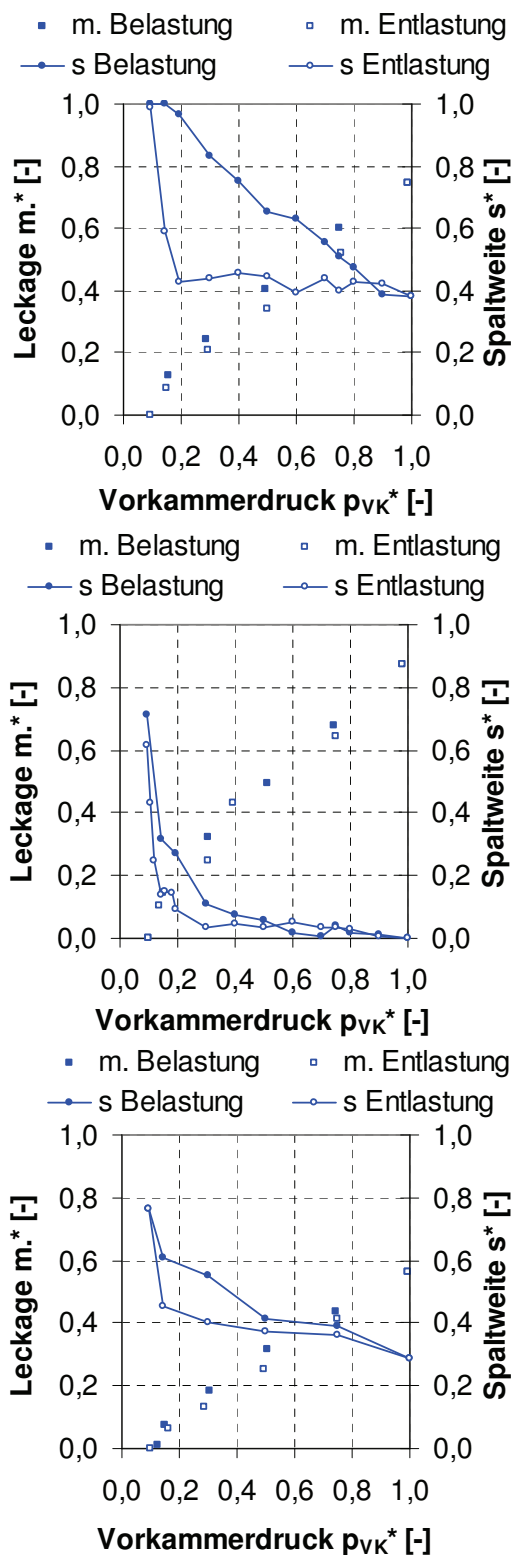


Bild 47: Hysterese bei B1, B2 und B3 (exp.)

werden. Auffällig ist eine Verschließung des Spalts bei B2 unter Maximaldruck, wohingegen bei B1 und B3 ein größerer Restspalt verbleibt.

Die Ergebnisse zeigen, dass der Hystereseeffekt bei allen drei Dichtungen vorhanden ist. Die Leckagen bei Druckbelastung sind bis auf den Anfangsdruck und den Maximaldruck systematisch höher. Im Vergleich dazu ist auch die gemessene Spaltweite bei Druckbelastung systematisch höher als bei –Entlastung. Die Borsten verhärten bei Druckentlastung also in einer für die Leckage günstigen Stellung. Die Spaltweiten ändern sich nur noch in geringem Umfang. Die Bürsten versperren teilweise den freien Spalt und stellen einen zusätzlichen Strömungswiderstand dar. Auffällig ist auch, dass der Blowdown bei B1 kontinuierlich erfolgt, wohingegen bei B2 und B3 90% der maximal möglichen Schließwirkung bei 30 bis 50% des Maximaldrucks eintritt. Erst ab ungefähr 20% des Maximaldrucks geht das Borstenpaket bei Druckentlastung wieder in die radiale Ausgangslage im Kaltzustand zurück. Ein Vergleich der Spaltweiten der drei Dichtungen zeigt einen deutlich größeren Hystereseeffekt bei B1. Die Leckagen können das qualitativ bestätigen. Quantitativ wirken sich die hohen Messfehler insbesondere bei der Spaltweitenbestimmung aber auch bei der Leckage allerdings negativ aus, so dass die Aussagekraft beschränkt bleibt. Investition in Messausrüstung kann die Messfehler im Falle der Spaltweitenbestimmung zukünftig weiter minimieren. Die exakte Quantifizierung des Blowdown - Effekts scheint jedoch mit der angewendeten Messeinrichtung nicht möglich. Dadurch kann das Verhalten der drei Dichtungen bei nahezu gleichen Betriebsbedingungen nur qualitativ verglichen

Mithilfe der Methode der kleinsten Fehlerquadrate wird für die untersuchten Bürstendichtungen die gemessene Spaltweite als Funktion der Druckdifferenz über der Bürste angegeben. Die Messung der Spaltweite leistet so einen wichtigen Beitrag in der

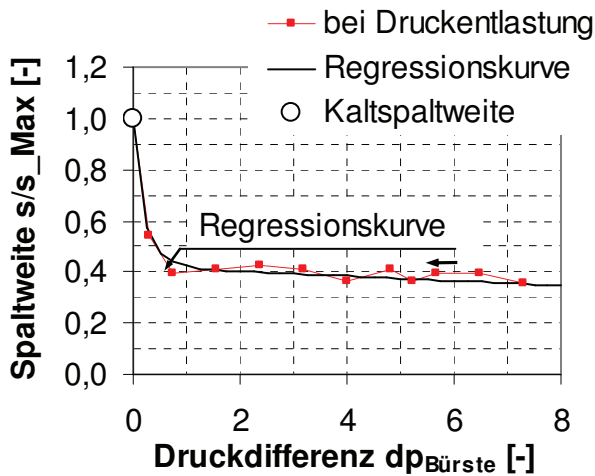


Bild 48: Spaltweite als Funktion vom Druck B1 (experimentell)

Vorhersage des Betriebsverhaltens von Bürstendichtungen mithilfe numerischer Modelle, indem es zum einen die experimentelle Datenbasis liefert, zum anderen die Vorgabe realistischer möglichst exakter Randbedingungen ermöglicht. Für numerische Modelle ist dies wichtig, da die Qualität der Ergebnisse entscheidend von der Vorgabe der Randbedingungen beeinflusst wird. Beispielfhaft ist dies für die Dichtung B1 bei Druckentlastung getan (Bild 48). Diese Kurve lässt sich durch die parametrische Gleichung der Form:

$$s(dp_B) = f_1 * e^{(-f_2 * dp_B^{f_3 + f_4})} + f_5 * dp_B + f_6 \tag{Formel 31}$$

ausdrücken. Die Koeffizienten f sind in Tabelle 11 dargestellt. Die Druckdifferenz ist in bar einzusetzen. Die Spaltweite errechnet sich in mm. Die maximale Spaltweite beträgt dabei 0,23 mm im Kaltzustand bei dp gleich 0 bar. Auch für die Druckverläufe bei Druckbelastung sowie für B2 und B3 lassen sich ähnliche funktionelle Zusammenhänge finden, die den Blowdown mathematisch beschreiben. Die Funktionen bestehen aus exponentiellen und linearen Abhängigkeiten von der Druckdifferenz aber auch Konstanten, wie auch aus Formel 31 ersichtlich ist.

Tabelle 11 Parameter

f_1	1,1026
f_2	3,9601
f_3	0,7901
f_4	-2,1050
f_5	-0,0021
f_6	0,0973

Das Kalibrierungsverfahren für die numerische Modellierung von Bürstendichtungen wurde untersucht. Dabei sind die Ergebnisse der optischen Messungen bereits in der Modellierung berücksichtigt. Das allein reicht jedoch nicht aus, um ein Hysterese-Verhalten der Dichtung richtig vorherzusagen. Die Kompression der Bürste spielt eine entscheidende Rolle. Dieser Umstand ist aufgrund der Kalibrierung im Modell nicht ausreichend berücksichtigt. Die Kalibrierung erfolgt bei einem konstanten Druck und hat die Bürstenbreite als Ergebnis. Die Bürste wird aber unter Druck komprimiert. Daher ist die Bürstenbreite in der Realität nicht konstant.

Blowdown

Das Hysterese - Verhalten von Bürstendichtungen ist eng an den Blowdown - Effekt geknüpft, dessen Mechanismus bereits in Kapitel 2.4 ausführlich beschrieben wird. Bei weiterer Betrachtung der Diagramme (Bild 47) fällt auf, dass der Blowdown bei B1 eher kontinuierlich, bei B2 bzw. B3 eher schlagartig ab einem bestimmten Druck bzw. Druckbereich eintritt. Auch hierfür ist die Länge der Borsten als wesentlicher Unterschied anzuführen und damit entscheidend. Die Reibkräfte bei langen Borsten sind höher. Erst ab einem kritischen Druck rutschen die Borsten nach. Bei B1 mit den kurzen Borsten hingegen genügt eine kleine Druckerhöhung, die Borsten reagieren schneller.

Mit Erhöhung des Dralls liegt die Vermutung nahe, dass unter dem Borstenpaket ein Unterdruck entsteht, der das Paket radial nach innen zieht. Die Abhängigkeit der Spaltweite vom Drall wurde deshalb experimentell untersucht. Es konnte aber keine Korrelation festgestellt werden.

Während der Spaltweitenmessungen zur Hysterese zeigen sich im Kaltzustand Unterschiede in der Spaltweite vor und nach der Messung. Um diese Zeitabhängigkeit der Dichtung zu untersuchen, wurde beschlossen, eine Reihe von Tests durchzuführen. Für die Dichtung B2 ist dies ein im Anschluss an die Messung stattfindender 20 Minuten langer Test, bei dem die Spaltweite im Kaltzustand abhängig von der Zeit gemessen wird. Dem Test vorausgehend wurde das Bürstenpaket ungefähr 15 min mit maximalem Druck belastet. Anschließend findet eine langsame Druckabsenkung bis auf Umgebungsdruck statt. Die Bürstendichtung ist jetzt entlastet – also im Kaltzustand. Das Ergebnis der anschließenden Spaltweitenmessung ist eine Kaltspaltdifferenz von 17 μm , die nach fünf Minuten aber wieder verschwunden ist. Für B3 wurde ein ähnlicher Test durchgeführt, allerdings mit Druckbeaufschlagung. Dabei blieb die Spaltweite unter Druck bei verschiedenen Belastungen konstant. Ob der Hystereseeffekt auch bei Druckentlastung über längere Zeit erhalten bleibt, wurde für B3 getestet. Dazu wurde ein Maximaldruck von 9,96 bar über 15 min konstant gehalten, bevor der Druck auf 4 bar abgesenkt wurde. Ab dem Zeitpunkt, wo sich der stationäre Betriebszustand bei 4 bar ausgebildet hatte, wurde über 3 h lang die Spaltweiten gemessen. Es zeigte sich aber auch bei diesem Test, dass die Spaltweiten und Leckagen konstant blieben. Die Erkenntnis ist positiv, denn die Dichtungsleckage ist wie oben bereits beschrieben bei Druckentlastung geringer. Sie dürfte aber lediglich akademischen Wert haben, da Dampfturbinen eher in der Grundlast eingesetzt werden, und sie damit nur in geringem Maße angedrosselt gefahren werden.

Der Blowdown - Effekt führt mit zunehmendem Druck auch zu einer erhöhten Gefahr des Anstreichens. Diese erhöhte Wahrscheinlichkeit konnte durch Messungen des Reibmoments bestätigt werden. Dazu wurde das Reibmoment in Abhängigkeit des Vordrucks aufgetragen (Bild 49). Anhand der roten Kurve ist erkennbar, dass B2 die

4 Ergebnisse

größten Reibmomente liefert, wohingegen B1 und B3 ähnliche Werte aufweisen. Die optischen Messergebnisse sind durch die Reibmomentmessungen damit qualitativ noch mal bestätigt. In der Grafik sind auch die Reibmomente bei hohem und niedrigem Vordrallwerten gegenübergestellt. Es zeigen sich kleinere Reibmomente bei größeren Drallwerten. Dies kann durch die Richtung, in die der Drall wirkt, erklärt werden. Der Drall fällt mit der Rotor-Drehrichtung zusammen. Die Rotor-Oberflächengeschwindigkeit liegt bei 116 m/s. Drallwerte von 300 m/s führen zu einer verstärkten Beschleunigung des Rotors vor allem in den Bereich vor der ersten Dichtspitze, wo noch ein hoher Drall vorliegt (siehe auch Kapitel 4.1.6).

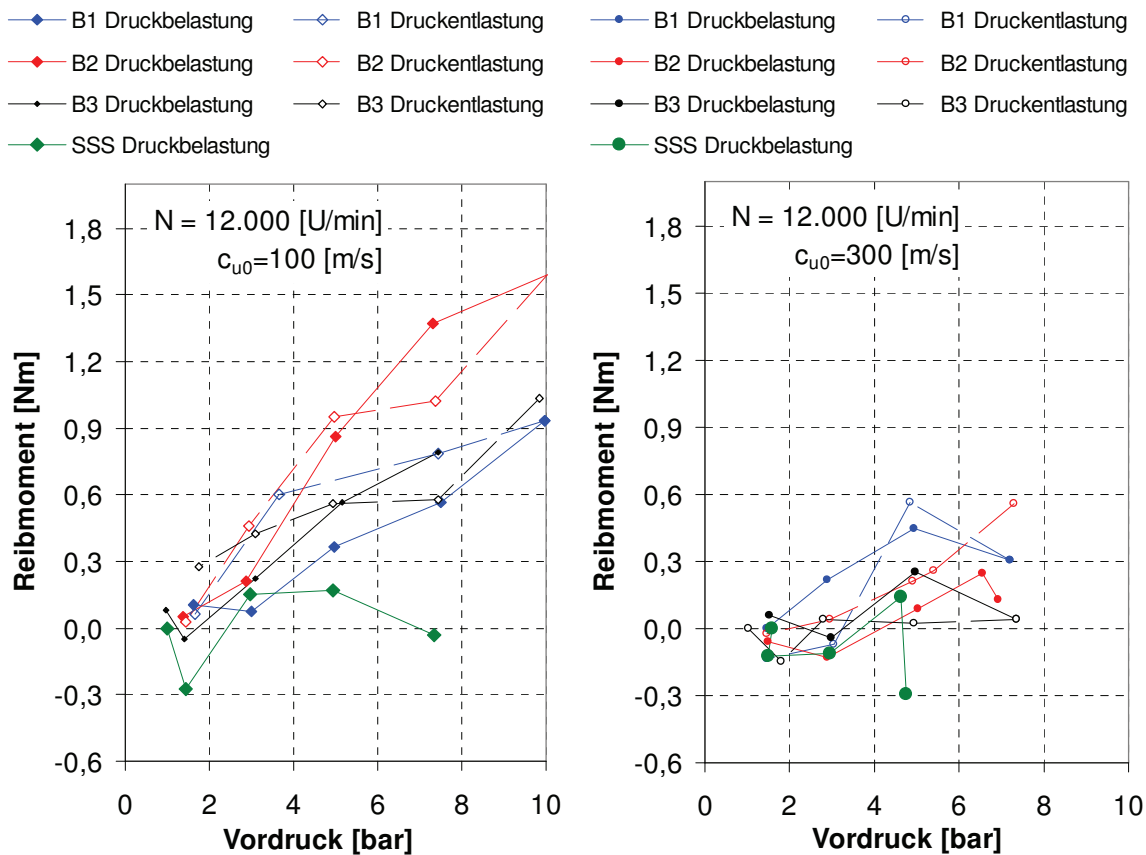


Bild 49: Reibmomente der Bürstendichtung in SSB und zum Vergleich SSS (experimentell)

Der Fehlerbereich der Drehmomentmessungen liegt bei $\pm 0,3 \text{ Nm}$. Die quantitative Aussagekraft der Werte – insbesondere bei einem Vordrall von 300 m/s bleibt damit beschränkt, die Tendenz ist aber deutlich ersichtlich. Auf die Werte von BSS wird hier nicht explizit eingegangen. Sie finden sich in Anlage 4 wieder. Tendenziell liegen sie aber niedriger als die der SSB Anordnung aufgrund des niedrigeren Axialdruckgefälles über der Bürste.

4.1.3 Der Einfluss von Schutz- und Stützplatte

4.1.3.1 Dichtung ohne Schutzring

Im Rahmen dieser Studie wurde auch der Einfluss der Geometrie experimentell untersucht. Dies betrifft insbesondere den Dichtungsträger. Das Kernelement der Bürstendichtung – das Bürstenpaket mit Klemmring und –Draht bleibt dabei gleich. Interessant ist die Modifikation der Dichtung ohne Schutzring (Bild 50). Sie soll die feinen Borsten vor Beschädigungen durch die drallbehaftete Anströmung – wie z. B.: Aufwirbelungen bzw. Schwingrissbildung schützen. Der Einfluss des Schutzrings auf die Leckage wurde bisher in der Literatur nicht systematisch untersucht. Numerische Betrachtungen von Pröstler, Cieslewicz oder Dogu untersuchten den Einfluss einer fehlenden Schutzplatte, sind aber experimentell nicht gesicherte Erkenntnisse [27; 51; 101-102].

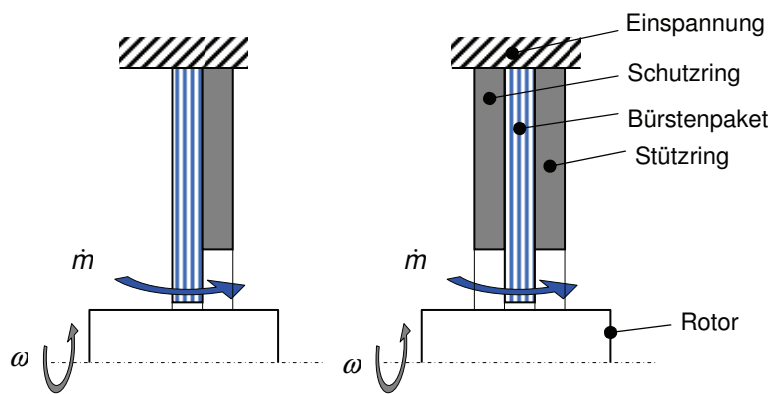


Bild 50: Bürstendichtung ohne bzw. mit Schutzring - Skizze

Daher wird für die erste zu untersuchende Dichtung B1 in den beiden Anordnungen SSB und BSS ein Vergleich zwischen der Variante mit - und ohne Schutzring durchgeführt. In der BSS Anordnung sind keine nennenswerten Unterschiede in der Leckage erkennbar (Bild 51). Im Gegensatz dazu liefert bei SSB die Variante ohne Schutzring ein interessantes Ergebnis. Die Leckage fällt bei Maximaldruck über 30% geringer aus als in der Variante mit Schutzring. Offensichtlich spielt der Schutzring hier eine entscheidende Rolle. Wahrscheinlich ist, dass der Blowdown der Borsten durch die Anwesenheit des Schutzrings behindert wird, denn der Blowdown hat einen signifikanten Einfluss auf die Leckage.

4 Ergebnisse

Der Blowdown ist eine Funktion der Druckdifferenz über der Bürste. Für die Varianten mit und ohne Schutzring wurde diese Druckdifferenz deshalb untersucht. Es wurden systematisch höhere Werte für die Dichtung ohne Schutzring festgestellt. Exemplarisch ist das in Bild 52 für einen Vorkammerdruck von 7,4 bar und sonst auch gleichen Betriebsbedingungen dargestellt. Für dieses Beispiel ergibt sich ein Unterschied in der Axialdruckdifferenz über der Bürste von 0,8 bar. Nach Bild 47 bedeutet das einen Unterschied in der Spaltweite von immerhin 10% der Kaltspaltweite. Es ist zu bedenken, dass die minimale Spaltweite bei maximalem Druck im Falle B1 40% der Kaltspaltweite beträgt. Der Spalt wird also nicht ganz geschlossen. Insofern bedeutet der Druckunterschied 17% des maximal möglichen Spaltverschlusses.

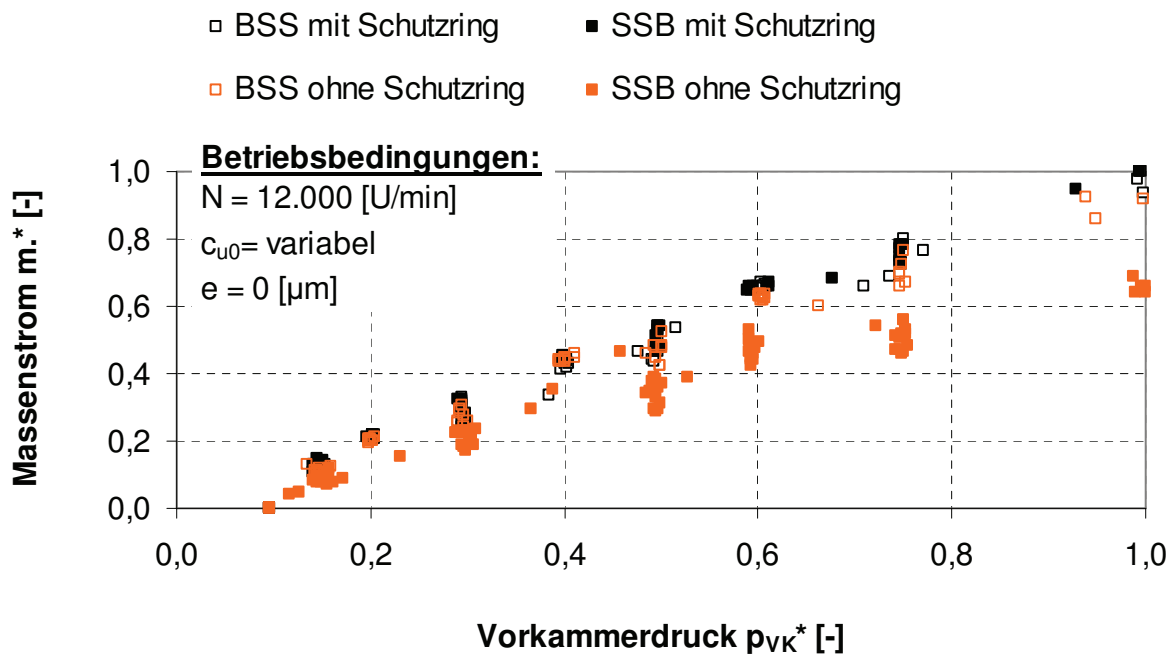


Bild 51: Leckagen - Einfluss des Schutzrings (experimentell)

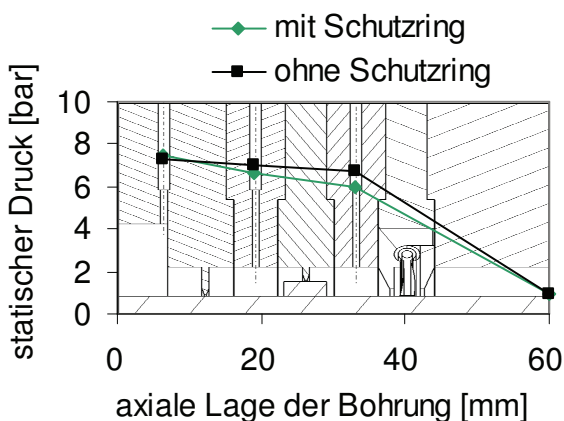


Bild 52: Druckdifferenz über dem Bürstenpaket

Dem positiven Einfluss auf die Leckage entgegen wirkt die Tatsache, dass der Schutzring auch eine Dichtspitze darstellt – also einen Strömungswiderstand. Dieser Strömungswiderstand ist aber sehr schwach im Vergleich zu den Dichtspitzen, wie die Spaltweiten zeigen. Für den Schutzring beträgt diese 1,5 mm, für eine normale Dichtspitze 0,3 mm. Auch die axiale Nähe zum Bürstenpaket ist in diesem Zusammenhang wichtig. Die gute Funktionstüchtigkeit mehrstufiger Labyrinthdichtungen

4 Ergebnisse

ist dadurch gewährleistet, weil sie Dichtkammern besitzen, in denen die Strömung wieder verwirbeln kann. Das ist bei der Variante mit Schutzring nicht der Fall, weil das Borstenpaket axial gleich anschließt. Der Schutzring ist daher nicht als zusätzliche Dichtspitze anzusehen.

Die experimentellen Ergebnisse dieser Studie stehen damit im Gegensatz zu den numerischen Untersuchungen von Dogu und Aksit [101]. Sie definieren u.a. zwei Fälle mit stark verkürztem Schutzring und verlängertem Schutzring. Dabei ist deutlich eine Leakage-Reduktion erkennbar, wenn der Schutzring zum Einsatz kommt. Bei diesem Modell wird der Spalt als konstant angenommen. Das ist aber eine vereinfachende Annahme, die so nicht zu erwarten ist. Sie bedarf experimenteller Validierung, denn der freie Spaltmassenstrom dürfte die gesamte Dichtungsleckage signifikant beeinflussen, da keine Strömungswiderstände wie im Borstenpaket vorhanden sind.

Die in dieser Arbeit getätigten Untersuchungen zum Schutzringeinfluss bei B1 liefern den für weitere Untersuchungen wichtigen Hinweis, dass der Schutzring für die Leckagereduktion eher hinderlich ist. Die Ergebnisse stehen im Gegensatz zu bisherigen numerischen Erkenntnissen aus der Literatur. Für die weiteren Messungen wird der Schutzring daher radial stark verkürzt. Ob das für den Einsatz in Dampfturbinen auch sinnvoll ist, müssen Langzeituntersuchungen zeigen. Diese wurden nicht durchgeführt, dafür fehlt die entsprechende Infrastruktur.

4.1.3.2 Dichtung mit verlängertem Stützring

Wie der Schutzring - so wurde auch der Einfluss des Stützrings auf die Leakage bisher in der Literatur nicht systematisch untersucht. Es sind auch hier lediglich numerische Betrachtungen von Dogu zu nennen [101-102]. Doch auch der Stützring hat einen signifikanten Einfluss auf die Leakage, da er einen bedeutsamen Strömungswiderstand darstellt. Zum anderen liegt die Vermutung nahe, dass die vergrößerte Fläche – Reibfläche – die Beweglichkeit der Borsten beim Blowdown einschränkt. Um eine experimentelle Datenbasis für die Massenströme durch die Bürste und den freien Spalt zu schaffen, wurden die Dichtung B3 ohne Dichtspitzen – als alleiniger Strömungswiderstand – installiert. Es wurden Leakage- in Verbindung mit optischen Messungen durchgeführt. Wie Bild 53

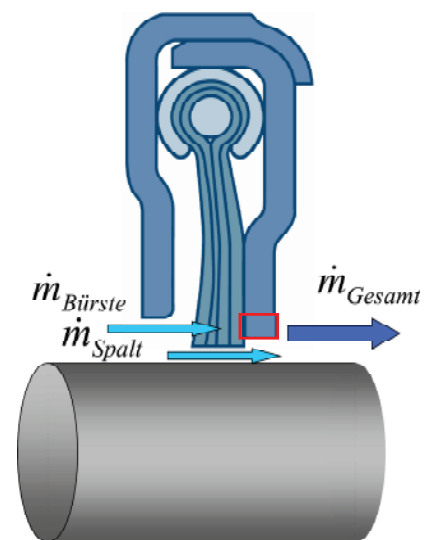


Bild 53: Skizze einer Bürstendichtung mit verlängertem Stützring aus [103]

4 Ergebnisse

zeigt, wurde die Dichtung zuerst mit einem *normalen*, später mit einem *verlängerten* Stützring untersucht. *Normal* bedeutet in diesem Fall einen radialen Spalt von 1,5 mm – aus Gefahr vor Anstreifen dieses sehr steifen Bauteils am Rotor – vorherzusehen. *Verlängerter* Stützring meint – denselben Spalt, wie bei den Labyrinthspitzen von 0,3 mm anzuwenden. Dies kann für die Bürstendichtung interessant werden, da Optimierungen an der Geometrie des Stützrings Erfolg versprechend in Bezug auf die Leckage sind.

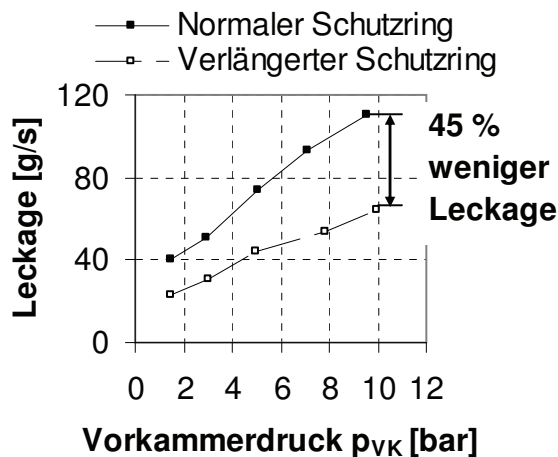


Bild 54: Leckagen - Einfluss Stützring (exp.)

Es muss also eine größerer freier Spalt unter der Bürstendichtung aufgrund reduzierten Blowdowns entstanden sein. Auch hier sind konstruktive Lösungen zur Optimierung des Blowdown Verhaltens – beispielsweise durch radiale Absätze – auch bei verlängertem Stützring denkbar. Die detaillierte Arbeit von Dogu und Aksit [102] bestätigt qualitativ die experimentellen Ergebnisse. Die Leckage steigt mit der Spaltweite. Die richtige Auslegung von Bürstendichtungen für den Betrieb kann die Leistung der Dampfturbine entscheidend beeinflussen.

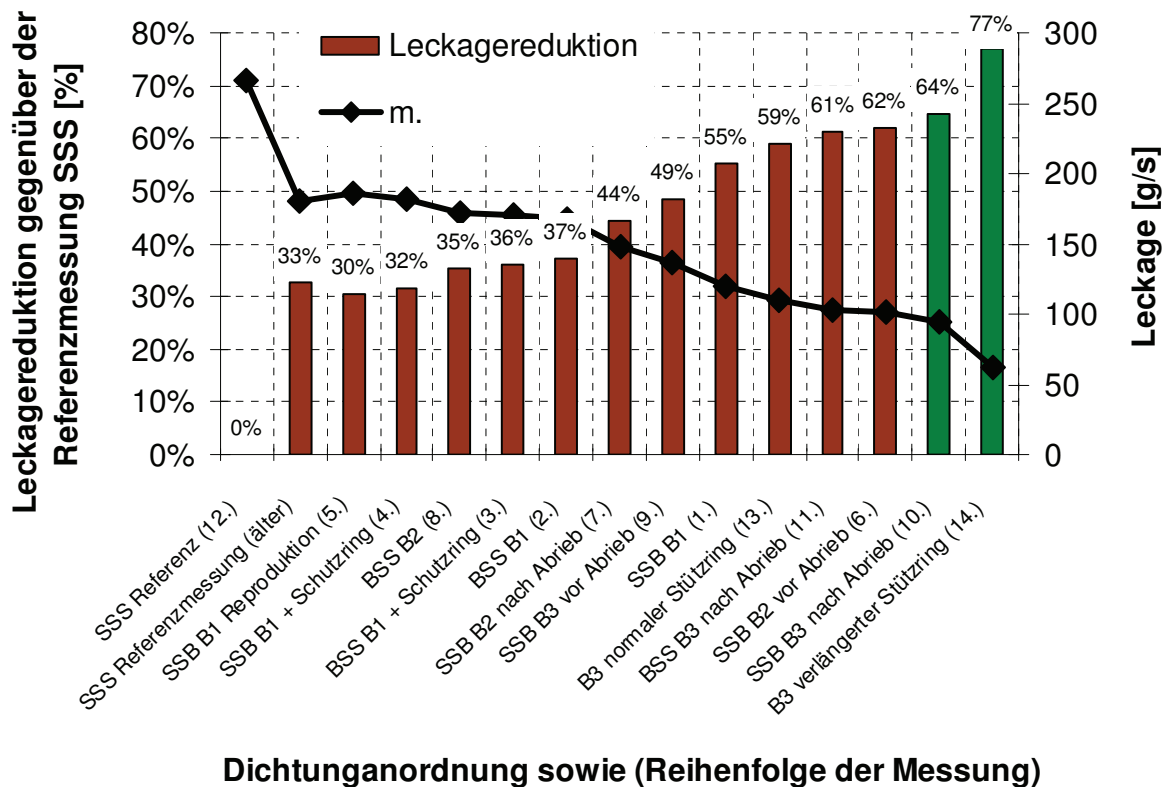
Ein Vergleich der Leckagen bei Maximaldruck zeigt eine Verminderung um 45%. Der Einfluss der Spaltweite auf die Leckage bei einer reinen Labyrinthspitze ist linear. Bei einer Bürstendichtung beeinflusst wieder der Blowdown die Leckage. Ein Vergleich der Quotienten der Spaltweiten (1,5/0,3) mit denen der Leckagen (110/61) bestätigt diese These. Aufgrund der geometrischen Spaltweiten unter dem Stützring wäre ein deutlich geringerer Massenstrom (um die 22 g/s) bei Maximaldruck erwartet worden.

4.1.4 Zusammenfassung der Ergebnisse

Für die Beantwortung der Frage nach der idealen Dichtung und deren Lage sind viele Faktoren entscheidend. Die wohl wichtigsten sind die Leckage und das stabile rotordynamische Verhalten. Dieses Kapitel gibt basierend auf den Ergebnissen der ausführlichen Messkampagne zur Beurteilung der statischen Dichtungseigenschaften einen Überblick über die erzielten Leckagen der unterschiedlichen Konfigurationen (siehe Anlage 1 bis Anlage 3). Um die Dichtwirkung aller Konfigurationen vergleichen zu können sind gleiche Betriebsbedingungen wichtig. Es wurde ein Vorkammerdruck von 9,96 bar, Vordrall von 190 m/s, Exzentrizität von 0 mm und die Drehzahl von 12.000 U/min eingestellt. Um die Dichtwirkung zu beurteilen ist eine Referenzmessung nötig. Es bietet sich an, die dreistufige Labyrinthdichtung – die konventionelle etablierte Dichtung – zu nutzen. Die Leckage-Reduktion LR ergibt sich aus den Leckagen:

$$LR = 1 - \frac{\dot{m}_i * 100}{\dot{m}_{\text{Referenz}}} [\%] \quad \text{Formel 32}$$

In Bild 55 sind sowohl die Leckagen in g/s als auch die Leckage-Reduktionen gegenüber dem Referenzfall in % aufgezeigt. Die Referenzmessung liefert mit ungefähr 270 g/s ausnahmslos den höchsten Wert. Das ist ein sehr positives Ergebnis, welches das ungenutzte Potenzial von Bürstendichtungen zeigt. Insgesamt sind für dreistufige Anordnungen mit maximal einer Bürstendichtung Leckage-Reduktionen zwischen 30 und 64 % festgestellt worden. Dieses Ergebnis ist durch Deckners Arbeit [29] bestätigt, der 55% Leckagereduktion für SSB und 60% für die dreistufige Bürstendichtungsanordnung gemessen hat. Er zeigt damit, dass der Einfluss einer Bürstendichtung in der Dichtungsanordnung hoch ist, allerdings weitere Bürstendichtungen keine signifikante Verbesserung erzielen. Augenscheinlich ist die Leckage-Reduktion von 77% – der Bestwert – unter allen gemessenen Anordnungen. Bei der entsprechenden Konfiguration sind noch nicht mal zwei weitere Dichtspitzen montiert, die als zusätzliche Strömungswiderstände fungieren. Dieses Ergebnis zeigt das Potenzial, was in der Optimierung von Bürstendichtungen steckt.



Dichtungsanordnung sowie (Reihenfolge der Messung)

Bild 55: Leckagen aller Dichtungsanordnungen im Vergleich (experimentell)

Mit 61% und 64% Leckage-Reduktionen erzielt die Dichtung B3 in den Anordnungen BSS und SSB ein sehr gutes Ergebnis unter allen drei untersuchten Dichtungen und ist deshalb zu bevorzugen. Der Vorteil der Anordnung SSB gegenüber BSS ist gering, was durch Deckners Ergebnisse [29] bestätigt wird. Für die endgültige Festlegung der Lage der Dichtung sind daher die Messungen zum Drallabbau in Verbindung mit den rotodynamischen Kräften, die bei Durchströmung von Dichtungsgeometrien entstehen, entscheidend.

4.1.5 Verteilung der Leckage durch die Dichtung - Numerik

Das entwickelte CFD Modell gibt über die experimentelle Arbeit hinaus einen wichtigen Hinweis darauf, wie sich die Leckage auf den Spalt unter der Dichtung und die Bürste verteilt (siehe auch Bild 53). Experimentelle Daten zu dieser Problematik sind nur begrenzt vorhanden und zeigen die Aufteilung der Leckage in Spalt und Bürstenanteil nicht. Bild 56 zeigt die mit CFD berechnete Verteilung der Massenströme durch die Dichtungen B2 und B3 in der BSS Anordnung bei unterschiedlichen Vorkammerdrücken aber sonst gleichen Betriebsbedingungen.

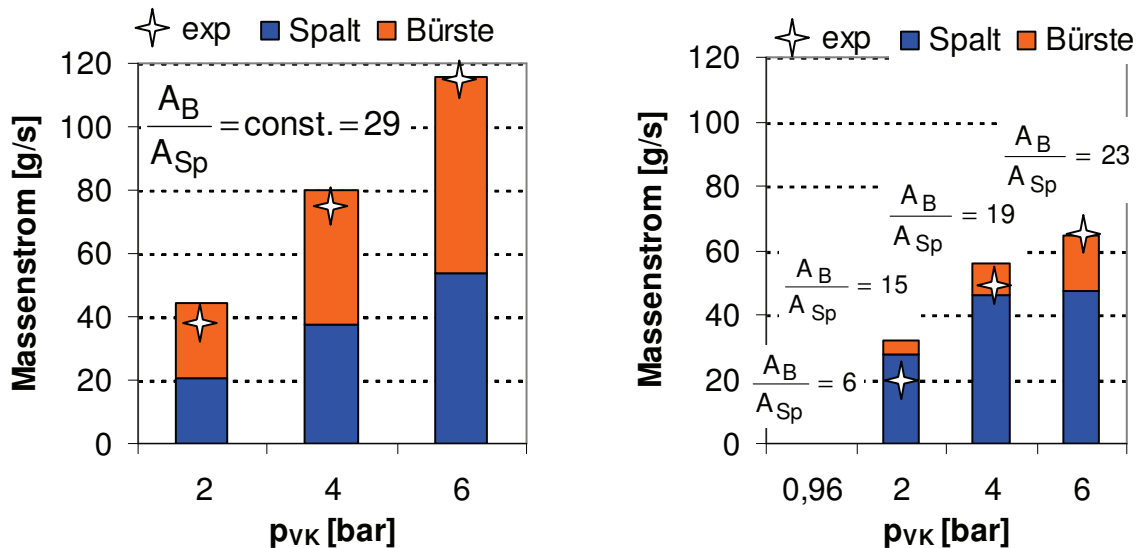


Bild 56: Leckagen durch Bürste und freien Spalt mit CFD ermittelt (links: B2; rechts: B3)

Die Randbedingungen sind bei beiden Dichtungen gleich. In Anlehnung an die experimentellen Ergebnisse der optischen Messungen zum Blowdown (Kapitel 4.1.2) sind für die Spaltweiten entsprechende Werte angenommen. Für B2 ist daher im untersuchten Druckbereich eine konstante Spaltweite von 50 μm unterstellt. Lediglich 3,3% der Ringfläche zwischen Stützring und Rotor macht der freie Spalt aus. Die konstante Spaltweite über dem Druck führt dazu, dass wie bei der Labyrinthdichtung die Leckage eine Funktion vom Vordruck ist (Formel 33),

$$\dot{m} = \mu \cdot \rho \cdot c \cdot A$$

Formel 33

da im untersuchten überkritischen Druckbereich keine Beschleunigung der Strömung mehr stattfindet. Neben der Geschwindigkeit c und dem Durchflussfaktor μ ist auch die durchströmte Fläche konstant. Es ändert sich auch am Flächenverhältnis nichts mehr. Die Dichte hängt linear vom Druck ab und damit auch die Leckage, wie die Auswertung der numerischen Resultate bestätigte. Bemerkenswert ist, dass knapp 50% der Leckage durch den freien Spalt strömen (Bild 57), der nur 3,3% der durchströmten Fläche ausmacht. Für die Dichtung B3 ist das nicht ganz so trivial, da die Spaltweite im untersuchten Bereich von 93 μm bei 2 bar Vorkammerdruck über 78 auf 63 μm sinkt. Das entspricht einer Verringerung der freien Spaltfläche um 32%.

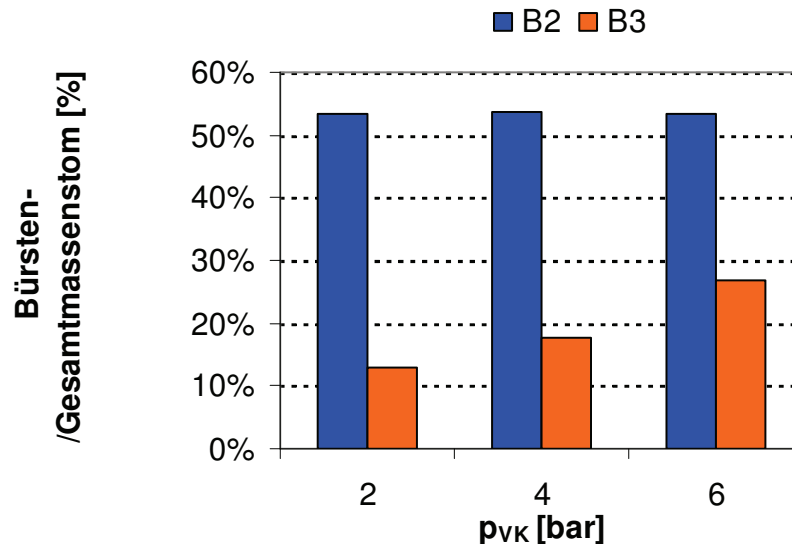


Bild 57: Anteil des Bürstenmassenstroms an der gesamten Leckage (Simulation)

Gleichzeitig steigt der Druck von zwei auf sechs bar an. Der Massenstromsteigerung durch Druck (Faktor 3) wirkt die Verringerung der freien Spaltfläche (Faktor 0,68) entgegen. Insgesamt überwiegt jedoch die Drucksteigerung, so dass sich die Leckage etwas mehr als verdoppelt. Das kann übrigens sehr genau mit Formel 33 nachgerechnet werden, indem die beiden Massenströme bei den genannten Betriebsbedingungen ins Verhältnis gesetzt werden. Durch die abnehmende freie Spaltringfläche muss der Anteil der Leckage durch die Bürste B3 zunehmen – wie in Bild 57 dargestellt. Da das Modell für einen bestimmten Druck kalibriert ist, spielt die in der Realität eintretende Veränderung der Paketbreite etc. keine Rolle für die numerisch ermittelte Leckage. Dies ist eine Schwäche des Modells. Die Untersuchung der Paketbreite in Abhängigkeit der Betriebsbedingungen kann eine Verbesserung der Vorhersagegenauigkeit von Modellen erzielen.

Zusammenfassend lässt sich feststellen, dass sich der Anteil des Massenstroms durch die Bürste im modellierten Fall nur dann mit dem Vordruck ändert, wenn die Spaltweite eine Funktion der Druckdifferenz über die Bürste ist. Es fehlen experimentelle Daten, welche die Aufteilung der Leckage in Spalt- und Bürstenmassenstrom zeigen. Dies dient zur Verbesserung der Vorhersagegenauigkeit des Modells und als Vergleich für die Ergebnisse.

4.1.6 Drallabbau in der Dichtung - numerische und experimentelle Ergebnisse

Für verschiedene Vordrallgeschwindigkeiten erfolgt eine experimentell und numerische Bestimmung der Axialdrallverteilungen (Bild 58). Die axiale Position $z = 0$ mm befindet sich stromaufwärts. Im Folgenden wird beispielhaft der Drallabbau der Dichtung B1 in BSS und SSB untersucht. Die Betriebsbedingungen wurden auch bei dieser Untersuchung konstant gehalten (Vordruck: 4,96 bar, Drehzahl: 12.000 U/min) Auch dafür dient die Konfiguration SSS als Referenz. Es ist erkennbar, dass ein Großteil des Dralls über der ersten Dichtspitze abgebaut wird. Das ist auch bei den Konfigurationen BSS und SSB der Fall. Aber der Abbau in der BSS Anordnung ist deutlich größer. Für eine Vordrallgeschwindigkeit von 300 m/s ergibt sich eine 65 % bessere Drallreduktion für die BSS Anordnung, die die Drall brechende Wirkung der Bürstendichtung unterstreicht. Aus rotordynamischer Sicht ist das sehr positiv, da es kleine rotordynamische Kräfte verspricht. Der Vordrall von 300 m/s wird über der ersten Dichtspitze bei BSS sogar unter die Oberflächengeschwindigkeit von ungefähr 110 m/s reduziert, was bei SSS und auch SSB nicht der Fall ist. Es stellt sich dann wahrscheinlich eine Scherströmung in Kammer eins ein.

Zum Vergleich mit numerischen Resultaten dient das Modell A. Qualitativ und quantitativ werden die experimentellen Werte mit dem auf dem Porositätsmodell basierenden CFD – Modell sehr gut getroffen. Das Modell eignet sich also sehr gut für die Vorhersage des Drallabbaus. Für SSB wurden keine Rechnungen mehr angestellt, da die experimentellen Daten bereits auf ein quantitativ ähnliches

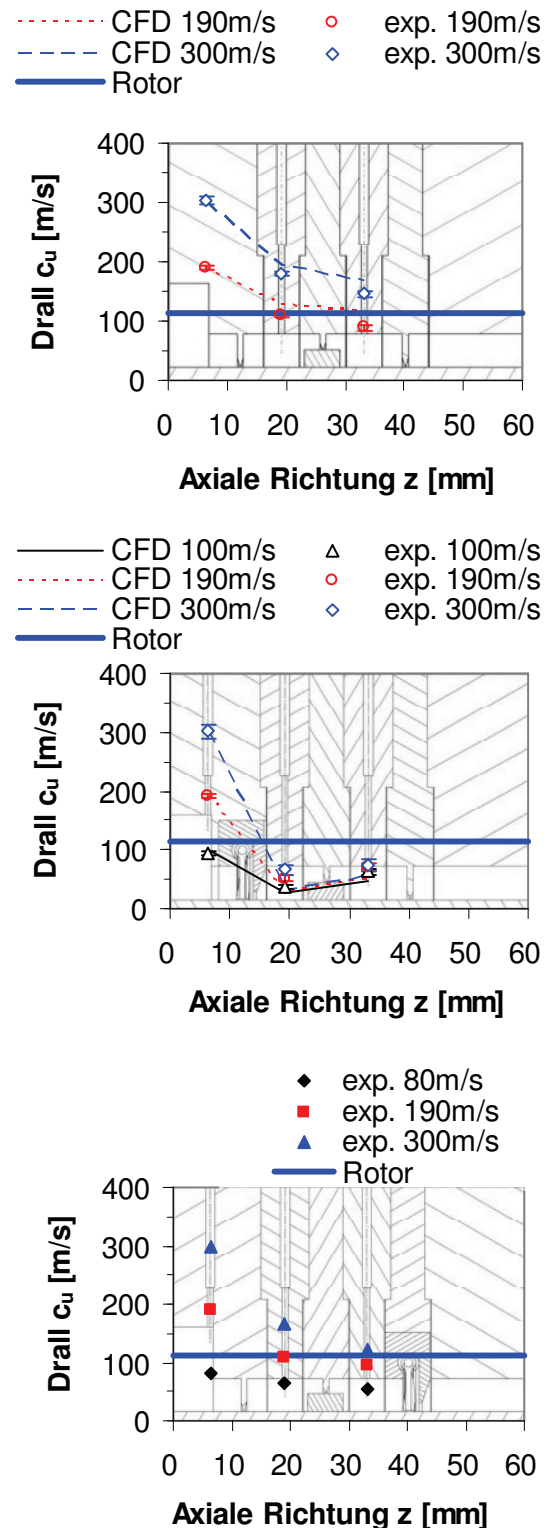


Bild 58: Drallabbau bei SSS, BSS, SSB B1

4 Ergebnisse

(schlechtes) Drallabbau - Verhalten wie SSS hindeuten. Die Kalibrierung des Modells erfolgt wie in 3.5.1.3 beschrieben.

Da in der Dichtung Abrieb über der Lebensdauer auftritt, ist es adäquat, den Einfluss der radialen Spaltweite auf Drallabbau über der Dichtung zu untersuchen. Insbesondere die Reduktion über der Bürstendichtung in BSS ist wichtig. Dazu dient die Einführung des Drallverhältnis SR:

$$SR = \frac{c_{ui} * 100}{c_{u0}} [\%]$$

Formel 34

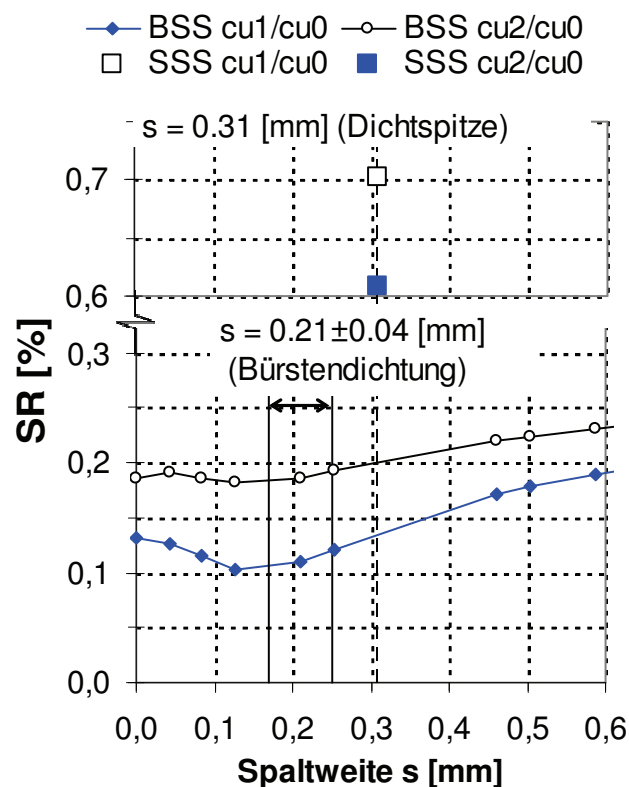


Bild 59: Spaltweiteneinfluss auf die Drallbrechung (Ergebnisse: BSS numerisch, SSS experimentell)

Bild 59 zeigt die Ergebnisse der Numerik. Es gibt ein Minimum bei einer Spaltweite von 0,13 mm. Das bedeutet, der Drall wird maximal reduziert bei optimaler Auslegung der Spaltweite der Bürstendichtung. Eine Erhöhung der Spaltweite – ausgehend von dem Maximum – bedeutet auch eine Verschlechterung der Drallbrechenden Wirkung. Auch bei Verminderung der Spaltweite ist eine Verschlechterung zu beobachten. Dies kann auf einen Rückstau effekt zurück geführt werden, der detailliert vom Autor auch in [104] erklärt ist. Der Rückstau effekt erklärt sich aus der Aufteilung des Massenstroms in den axial gerichteten freien Spaltmassenstrom und den Teil, der aus der Bürste austritt. Die Massenbilanz ist also stromabwärts hinter dem Paket zu ziehen. Der Teil, der durch den freien

Spalt strömt, ist vorwiegend axial gerichtet. Der andere Teil, der aus der Bürstendichtung strömt besitzt einen geringen Anteil Drall. Nimmt die Spaltweite nun ab, wird der zweite Anteil größer. Mit sinkendem freiem Spaltmassenstrom beeinflusst der drallbehaftete Bürstenmassenstrom die Strömung immer mehr derart, dass sie ebenfalls drallbehaftet ist. Da das Modell realistischerweise anisotrop ist, nimmt die Strömung durch das Durchpressen des Massenstroms durch die Bürstendichtung auch eine Drallkomponente auf. Das führt insbesondere bei geringen Spaltweiten zu einem etwas schlechteren Drallabbau über der Bürstendichtung. Erschwerend kommt hier die

4 Ergebnisse

Lege-Richtung der Härchen hinzu, die mit der Drehrichtung des Rotors und der Drallkomponente der Strömung zusammenfällt.

Werden die numerisch ermittelten Werte zum Drallabbau bei BSS mit den experimentellen der Dichtspitze verglichen, so wird auch hier noch einmal die Drall brechende Wirkung der Bürstendichtung klar herausgestellt. Selbst bei Spaltweiten – ähnlich denen der Labyrinthdichtspitze – ist die Drallreduktion um 50 % der Vordrallgeschwindigkeit besser. Dies kann durch die radial gerichtete Geschwindigkeitskomponente der aus dem Dichtungspaket austretenden Strömung erklärt werden. Sie stört die Bewegung der Strömung rein in Umfangs- und axialer Richtung – wie sie typisch für die Labyrinthdichtung ist – in erheblichem Maße. Für den Drallabbau bei der Bürstendichtung ist das positiv. Natürlich wird die Strömung auch in erheblichem Maße wegen der Querschnittsverengung unter den Dichtspitzen in axialer Richtung beschleunigt.

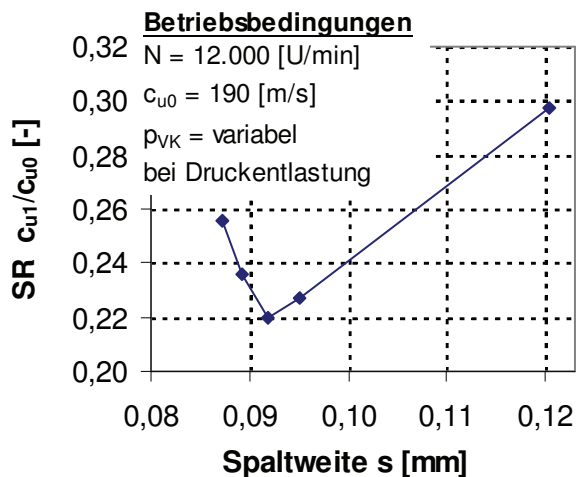


Bild 60: Experimentelle Werte – Drallabbau B1

Auch experimentell ist der Rückstau-effekt bei B1 in der BSS Anordnung zu beobachten (Bild 59). Dazu ist die gezielte Parameterstudie zum Einfluss der Spaltweite auf den Drallabbau notwendig. Der Leser bedenke jedoch die Schwierigkeit bei der Fertigung des radialen Spaltmaßes mit Toleranzen. Allerdings bieten auch Untersuchungen wie in Bild 48 gezeigt, die Möglichkeit genau das zu untersuchen. Der Kritikpunkt ist hier sicherlich, dass nicht alle anderen Betriebsbedingungen wie Druck eingehalten sind. Deswegen sind die oben erwähnten Untersuchungen notwendig und sinnvoll. Insgesamt sind die experimentellen Ergebnisse aber in sehr guter qualitativer Übereinstimmung mit denen der Numerik. Auch quantitativ ist die Übereinstimmung gut – wird die Komplexität dieses Vergleichs betrachtet.

Der Drallabbau wurde sowohl bei den Bürstendichtungen als auch in der SSS Anordnung untersucht. Qualitativ unterscheiden sich diese kaum. Die Drall-brechende Wirkung der Bürstendichtungskonfigurationen bleibt auch bei B2 und B3 bestehen.

4.2 Langzeitverhalten während der Experimente

4.2.1 Abriebserscheinungen an der Bürstendichtung und Rotor

Während der Messung an der Bürstendichtung B1, die zeitlich als Erste erfolgte, wurden Abriebsmaterial und Schleifspuren auf dem Rotor gefunden. Es liegt die Vermutung nahe, dass es mechanischen Kontakt zwischen Dichtung und rotierender Oberfläche gab, der zu tribologischen Verhalten führt. Um dies zu bestätigen, wurde eine Spektralanalyse des Materials vorgenommen. Das Rotormaterial ist 42 CrMo 4, ein Vergütungsstahl, der hochzäh, warmfest und nicht schweißbar ist. Der Gegen-

Tabelle 12 Ergebnisse der Spektralanalyse im Vergleich

Element	Masseanteil		
	Messung	lt. Materialspezifikation	
		Bürste	Rotor
Co	52,5%	51,0%	0,0%
W	4,1%	15,0%	0,0%
Ni	11,2%	10,0%	0,0%
Mo	0,4%	0,0%	0,3%
C	2,9%	0,1%	0,4%
Si	0,8%	0,4%	0,3%
Mn	1,7%	1,5%	0,7%
Fe	3,0%	2,0%	97,2%
O	0,8%	0,0%	0,0%
Cr	22,4%	20,0%	1,2%

finden waren. Auffällig ist, dass Kobalt, Wolfram und Nickel nur in der Bürste enthalten ist, wohingegen Molybdän nur Bestandteil des Rotor-Materials ist. In der Probe finden sich jedoch alle diese vier Materialien wieder, was als Beweis für den Abrieb beider Bauteile reicht.

spieler – das Bürstenmaterial – besteht aus Haynes25, einer hochtemperaturfesten (bis 1253 K) oxidationsbeständigen Kobalt – Basislegierung (Tabelle 2). Die Ergebnisse der Messung mittels der

Energiedispersiven Röntgenspektroskopie (EDS) zeigen, dass beide Materialien in der

Probe des Abriebs zu

Diese Abriebserscheinungen traten unerwartet beim ersten Umbau von BSS B1 auf SSB B1 auf. Der Grund dafür ist im stärker als erwarteten Blowdown - Effekt zu suchen, der bereits in Kap. 4.1.2 beschrieben wurde. Der Abrieb ist eine zeitabhängige Größe, die die Messergebnisse ändern kann. Das zeigen auch Reproduzierbarkeitsmessungen an B1 in der Konfiguration SSB, die daraufhin am Ende der Messungen mit B1 durchgeführt sind (Bild 63 oben). Der Massenstrom hat mit steigender Anzahl an Betriebsstunden bei nahezu identischen Betriebsbedingungen von 68 auf 110 g/s zugenommen. Um für die weiteren Dichtungen B2 und B3 Abriebserscheinungen zu eliminieren, gibt es die Möglichkeit, den Abrieb messtechnisch zu erfassen. Dem steht der messtechnische Aufwand entgegen. Zur Umgehung dieser Problematik ist vor der Messreihe eine Abriebsprozedur durchzuführen, so dass während der Messungen nahezu kein Abrieb mehr auftritt. Da der Versuchsstand auch exzentrische Betriebszustände erlaubt, und der Blowdown der Bürsten bei höchsten

4 Ergebnisse

Drücken maximal ist, boten sich extreme Betriebsbedingungen während dieser Prozedur an. Dabei ist das Gehäuse relativ zum Rotor um 0,2 mm exzentrisch gestellt. Bei einem maximalen Druck von 9,96 bar und dem entsprechenden Blowdown - Effekt ist Abrieb der Bürstendichtung am Rotor, der mit 12.000 U/min dreht, erzwungen. Dies geschieht jeweils über drei bzw. vier Stunden und zwar an zwei gegenüberliegenden Stellen der Dichtung, so dass die Prozedur für B2 ungefähr sechs und entsprechend acht Stunden für B3 benötigt. Der erzwungene Abrieb wird mittels optischer Messmethoden bei Umgebungsbedingungen (siehe Kap. 3.1.3) gemessen. Das Ergebnis ist in Bild 61 veranschaulicht.

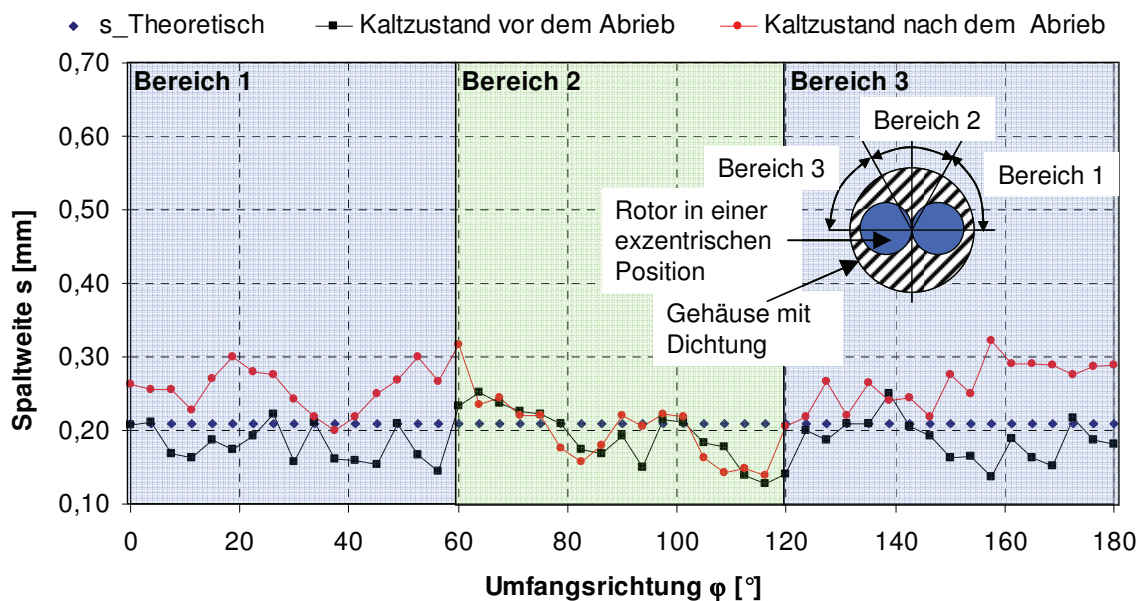


Bild 61: Erzwungener Abrieb an der Dichtung B2

Da der Rotor, wie in der Prinzipskizze gezeigt, links und rechts exzentrisch zum Gehäuse liegt, ist es plausibel, dass in den Bereichen eins und drei eine Zunahme der Spaltweite zu beobachten ist. Im Mittel liegt die Zunahme in beiden Bereichen bei 75 μm , was einer Zunahme der Spaltweite um 40% entspricht. Im Vergleich dazu ist im Bereich zwei dieser Unterschied mit 10 μm klein. Resultate zum Abrieb an Bürstendichtungen finden sich auch in den Untersuchungen von Neef et.al. [105] oder Delgado und Proctor [78; 106].

Die Abriebsprozedur hat damit den gewünschten Erfolg geliefert. Durch den erzwungenen Abrieb kann nun davon ausgegangen werden, dass während weiterer Messungen kaum noch Abrieb auftritt, da sich die Leckagen bei sonst gleichen Betriebsbedingungen nicht mehr ändern. Für den Einsatz der Bürstendichtung in Dampfturbinen weisen die Abriebsuntersuchungen in dieser Studie auf ein Einlaufverhalten hin.

4.2.2 Ursachen für den Massenstromzuwachs in SSS

Um die Reproduzierbarkeit der Messungen zu überprüfen ist die Massenstrommessung in der SSS Konfiguration mit einer älteren [29] verglichen. Im Unterschied zu dieser älteren Messung ist der Rotor diametral um $70\ \mu\text{m}$ auf einen Durchmesser von $179,98\ \text{mm}$ fertigungstechnisch abgeschliffen. Zu erwarten ist damit ein größerer Massenstrom entsprechend der durchströmten Querschnittsfläche von $12,7\%$. Die beiden Messungen sind bei $9,96\ \text{bar}$ Vorkammerdruck durchgeführt. Das Ergebnis sind Massenströme durch eine Dichtungsanordnung von $187,72$ bzw. $278,33\ \text{g/s}$ – also 48% mehr. Es stellt sich die Frage nach den Ursachen für dieses erhöhte Verhältnis. Dazu dient Bild 63, in dem alle vorangegangenen Messungen vor SSS über den Betriebsstunden aufgetragen sind. Bei nahezu gleichen Betriebsbedingungen mit mittleren Drücken wurden Reproduzierbarkeitsmessungen in jeder Konfiguration

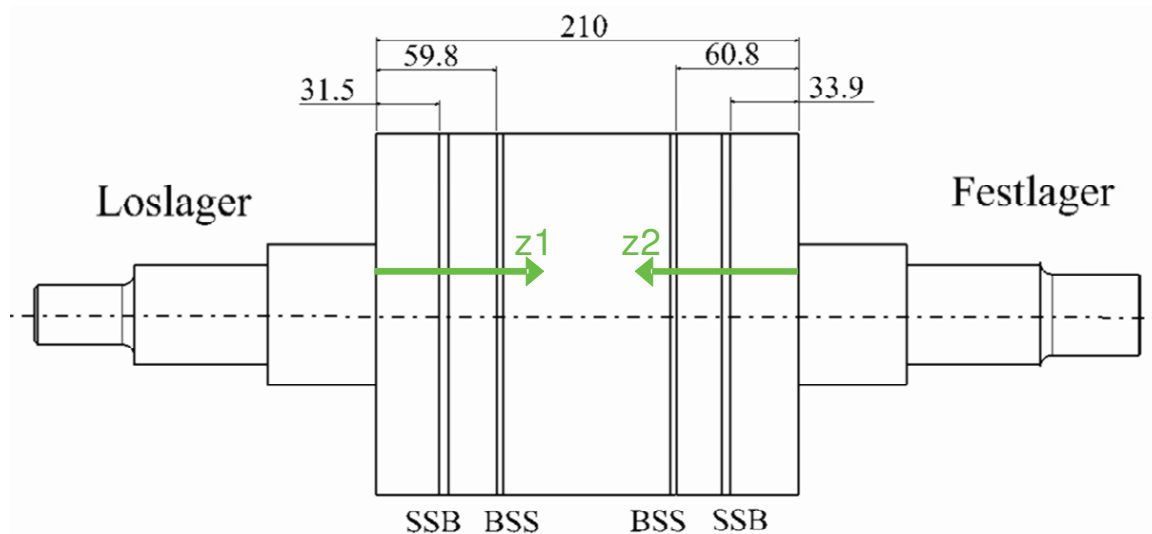


Bild 62: axiale Positionen der Abriebsspuren auf Rotor

(SSB, BSS) durchgeführt. Die farblich markierten Bereiche grenzen die unterschiedlichen Dichtungskonfigurationen ab in denen die jeweilige Dichtung getestet wurde – siehe Beschreibung oberhalb der Diagramme.

Der Abrieb, der bei B1 unerwartet eingetreten ist, bei B2 und B3 erzwungen wurde, ist eine Ursache. Der Rotor ist infolgedessen an den axialen Positionen, wo die Dichtungen in SSB und BSS Anordnungen eingebaut sind, abgeschliffen (Bild 62). Dies zeigt sich bei B1, bei einem Vergleich der ersten Messung in SSB mit der Messung ebenfalls in SSB am Ende der Messkampagne. Allein hier kommt es zu einer Zunahme von 70 auf $110\ \text{g/s}$. Auch bei B2 liefert der Vergleich vor und nach der Abriebsprozedur eine Zunahme von 90 auf $120\ \text{g/s}$. Dies deutet auf Abrieb und damit eine vergrößerte Querschnittsfläche hin. Im Gegensatz zu den beiden anderen Dichtungen tritt bei B3 eine Abnahme der Leckage von 110 auf $80\ \text{g/s}$ auf. Das Dichtungsverhalten verbessert sich also trotz Abrieb signifikant. Der Grund hierfür ist in einer dichteren Packung des Bürstenpakets zu suchen, so dass die Porosität des

4 Ergebnisse

Pakets abnimmt. Sowohl messtechnisch als auch numerisch wurde dieses Verhalten bei B3 jedoch nicht weiter untersucht.

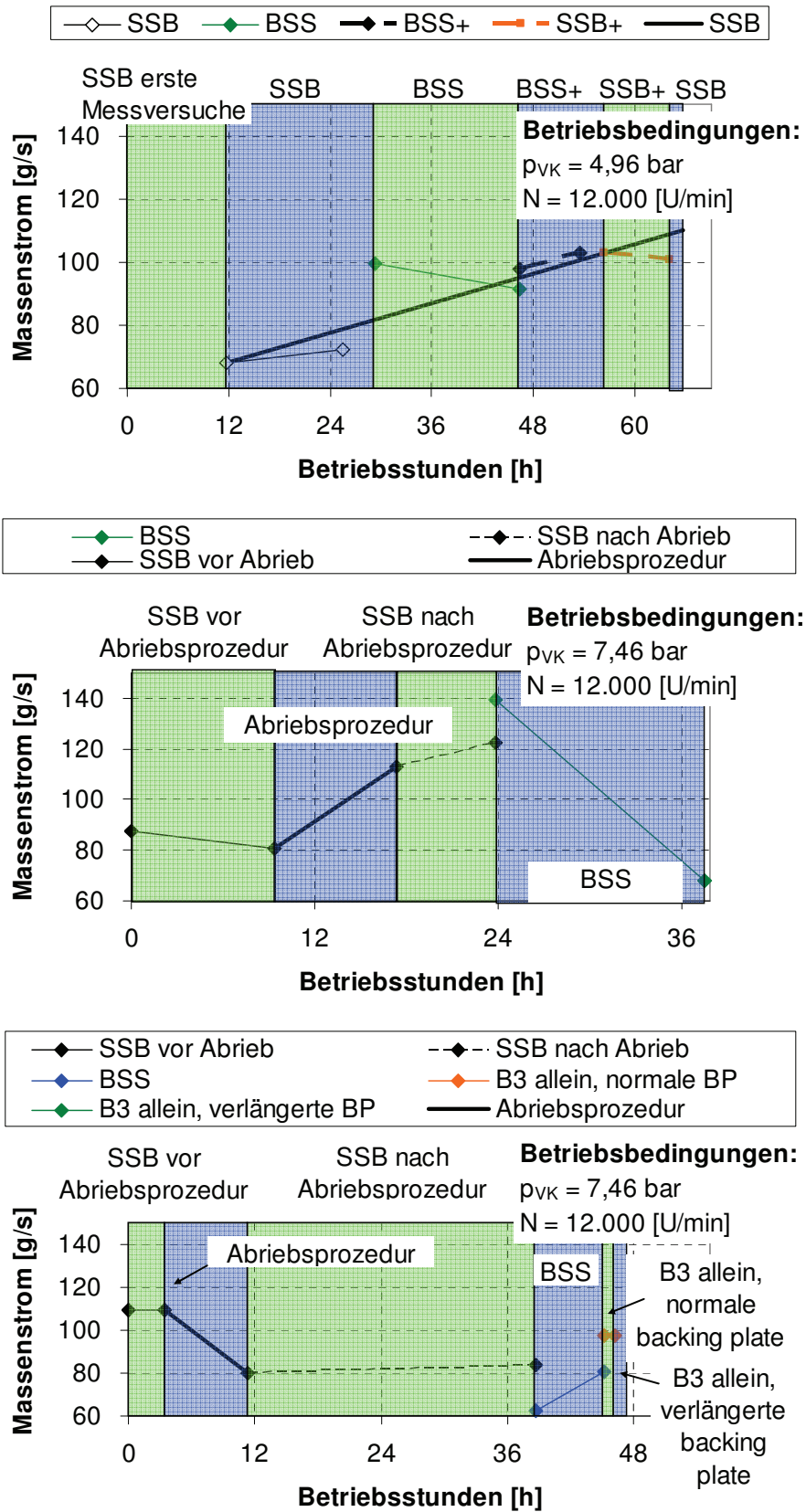


Bild 63: Alterung der Dichtungen während der Versuche (von oben nach unten: B1, B2, B3)

Die zweite Ursache ist in einem Lagerschaden während der Untersuchungen zu suchen. Es ist vorstellbar bzw. nicht auszuschließen, dass die Dichtspitzen Schaden genommen hatten, und es so zu einer Vergrößerung der Querschnittsfläche gekommen ist. Die Validierung der genannten beiden Ursachen soll Gegenstand des nächsten Kapitels sein. Diese Messungen wurden mit den in Kapitel 3.1.4 beschriebenen Versuchsaufbauten durchgeführt.

4.2.3 Oberflächenprofile

4.2.3.1 Rauigkeit des Rotors

Bei der Untersuchung der Laufspuren auf dem Rotor treten charakteristische Profile

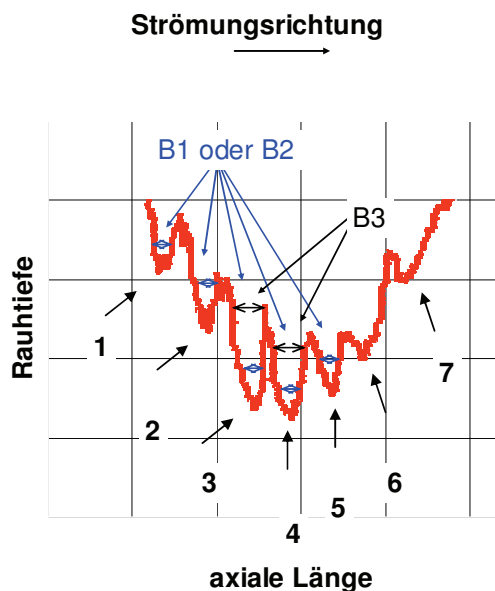


Bild 64: Charakteristisches Rotorprofil

zutage, die durch den Abrieb von allen drei Bürstendichtungen entstanden sind. Daher finden sich in den Profilen auch die Einzeldrahtstärken von 0,07 mm für B1 und B2 sowie 0,15 mm für B3 wieder, wie die exemplarische Analyse der Profile ergab (Bild 64).

Bei Betrachtung der Profilformen lässt sich für jede der vier Laufspuren verstärkter Abrieb auf der stromabwärts gerichteten Seite finden. Dies zeigt die Überlagerung der 12 Profile pro Laufspur, die an den Umfangspositionen erhalten werden (Bild 65 und Bild 66). Sie deutet auf einen verstärkten Blowdown - Effekt der Borsten auf der stromab befindlichen Seite der Bürste hin.

Eine weitere Übereinstimmung lässt sich bei der Betrachtung der Lage der Täler erkennen. Nach ± 2 mm ist ebenfalls ein Tal zu erkennen. Dies könnte unter Berücksichtigung der Paketbreite der Bürste von ungefähr 2 mm im Kaltzustand darauf hinweisen, dass auch stromaufwärts ein verstärkter Blowdown vorhanden ist. Eine weitere Analyse der Profile wie nach Bild 64 könnte wichtige Hinweise geben, konnte in dieser Studie aber nicht mehr systematisch durchgeführt werden.

4 Ergebnisse

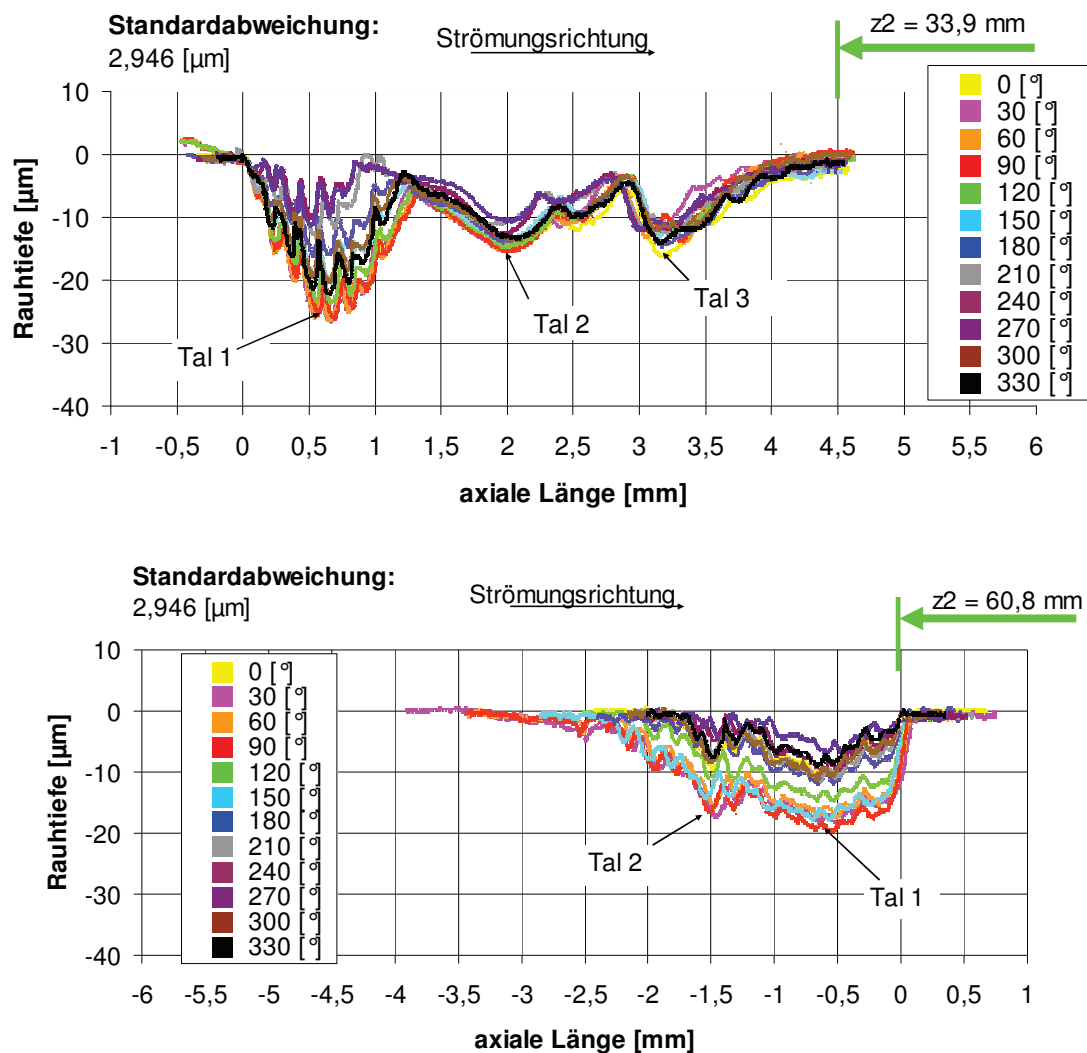


Bild 65: Laufrillen auf der Festlagerseite (oben SSB; unten BSS)

Ein Vergleich der Profile von SSB mit denen von BSS ergibt signifikante Unterschiede. Die SSB Laufrillen weisen lediglich ein zerklüftetes Tal, welches sich stets stromabwärts befindet, auf. Die Entstehung der zerklüfteten Täler deutet auf Bürstendichtungen mit wenigen Betriebsstunden hin. Diese haben im Neuzustand längere und spitzere Borsten aufzuweisen, die bei Kontakt mit dem Rotor zerklüftete Profile formen - im Gegensatz zu bereits abgerundeten Borsten. Diese Täler sind dann weicher geschwungen. Das wohl wichtigste Resultat aber ist, dass die Rautiefen der SSB Anordnung nahezu doppelt so hoch sind. Zum einen liegt dies an den höheren Betriebsstunden der SSB Anordnungen gegenüber BSS. Zum anderen weist das auf höhere Axialdruckgefälle über der Bürstendichtung in SSB und den daraus resultierenden verstärkten Blowdown hin. Das höhere Axialdruckgefälle ist auch messtechnisch bestätigt. Da die Überlagerung der Umfangsprofile keine Deckungsgleichheit bringt, wie es eigentlich aufgrund der Rundheit des Rotors zu erwarten gewesen wäre, wird die Messmethode dazu genutzt, Aussagen über die maximalen Rautiefen zu machen.

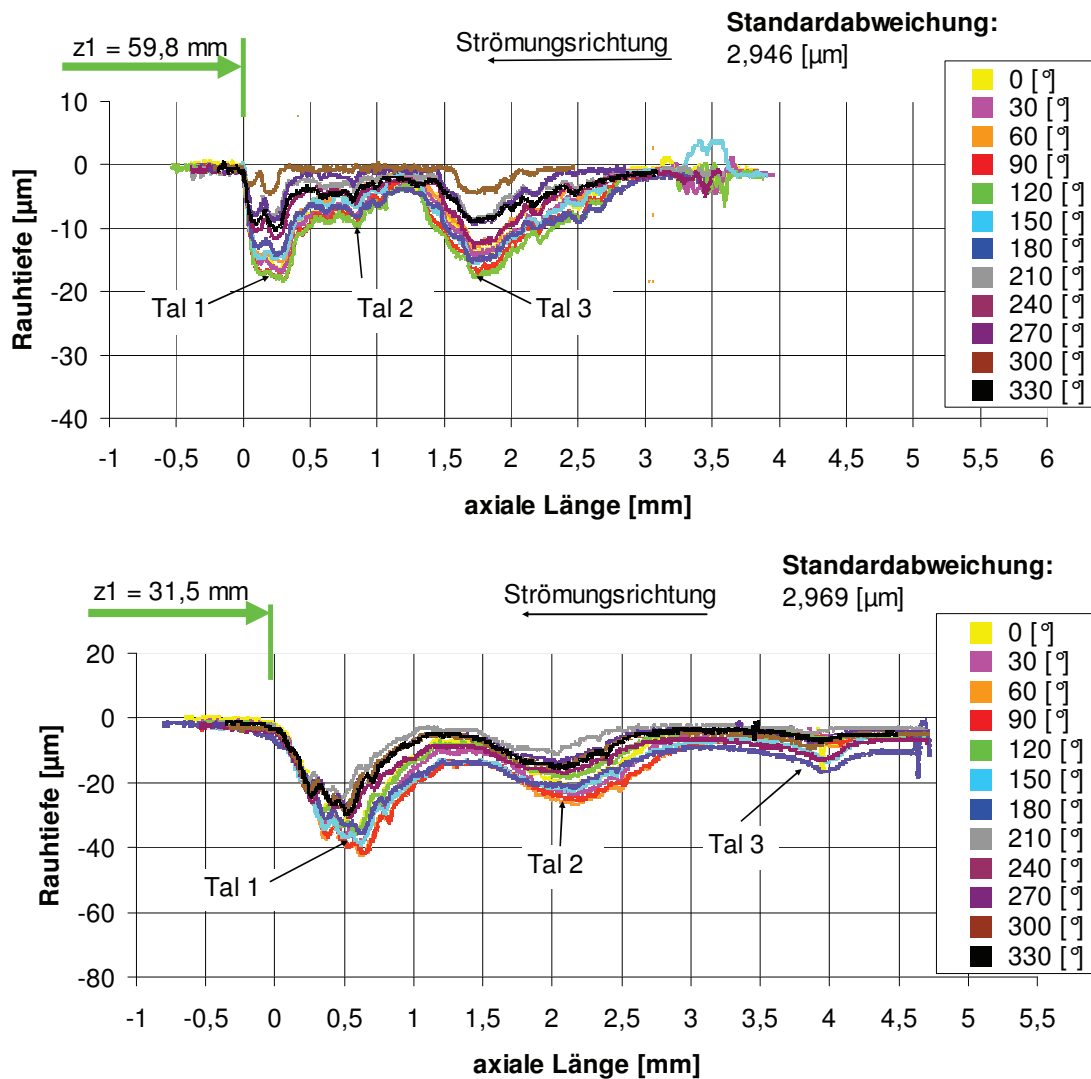


Bild 66: Laufrillen auf der Loslagerseite (oben BSS; unten SSB)

Dazu dienen die Darstellungen der maximalen Rautiefen über den Umfang (Bild 67). Auch hier wird bestätigt, dass die Anordnung SSB gegenüber BSS tiefere Laufrillen erzeugt. Auffällig ist die Form der Kurven, die von einer Kreisform abweichen. Bei allen Profilen ist eine Verschiebung der Maxima in Richtung 60 bis 90 ° erkennbar. Da die Bürste im inertialfesten Koordinatensystem aber nicht um den Rotor rotiert, ist diese Verschiebung nur durch Unwucht des Rotors erklärbar. Mit 10 µm liegt dieser in der genauso großen Fertigungstoleranz. Die Unterschiede in den maximalen Rautiefen bei SSB zwischen der Fest- und Loslagerseite können von unterschiedlichen Verhalten bzw. von der Fertigungstoleranz der Dichtungen von immerhin 0,1 mm auf 0,21 mm Kaltspalt herrühren.

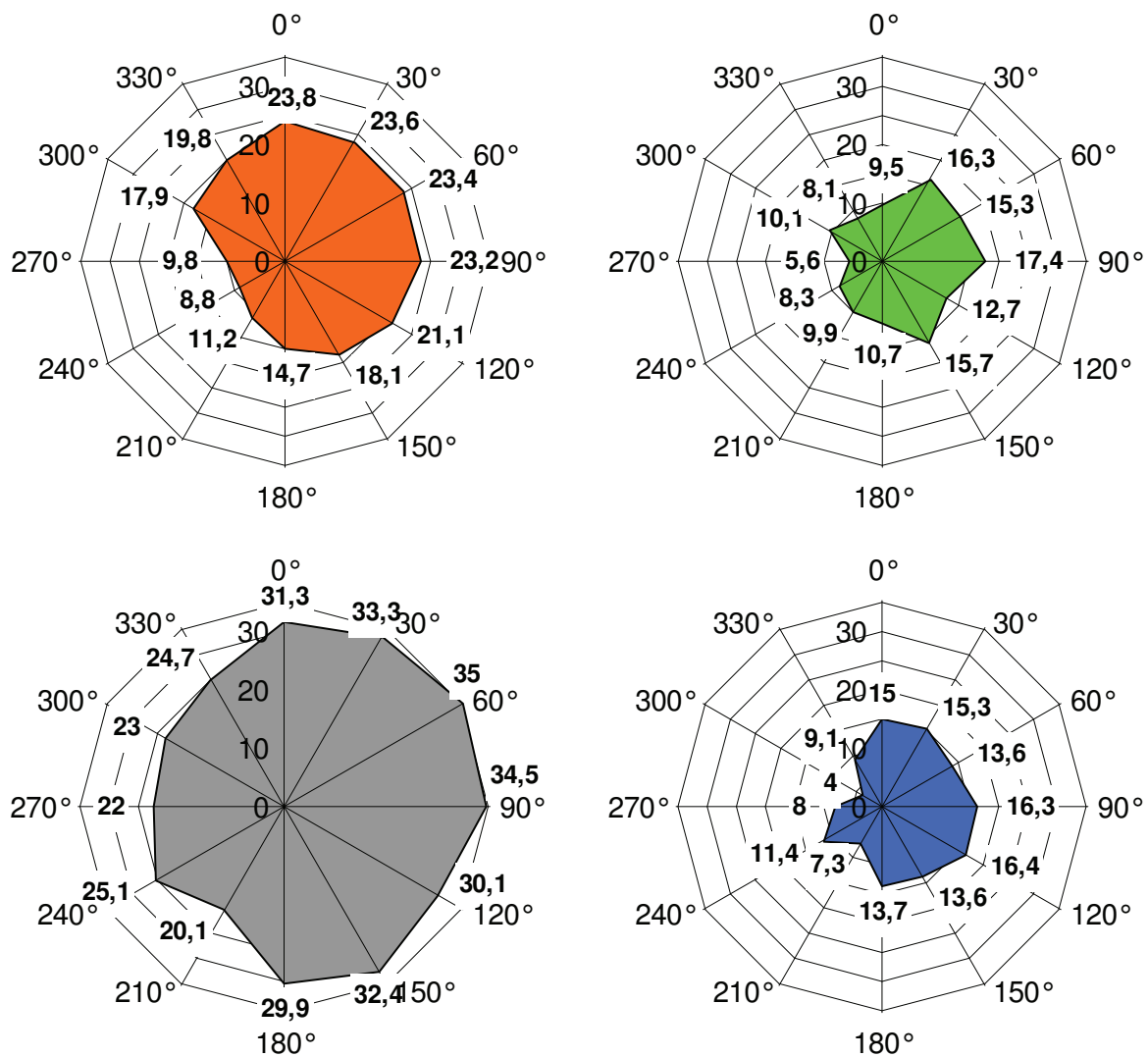


Bild 67: Maximale Rautiefen auf Rotor in [µm]
 (oben: Festlager; unten: Loslager; links: SSB; rechts: BSS)

Zusammenfassend lässt sich feststellen, dass der Rotor selbst an den ungünstigsten Stellen einen maximalen Abrieb von 35 µm aufweist bei einer Genauigkeit von 9 µm im 99,7%igen Vertrauensintervall. Für den Realbetrieb in der Dampfturbine ist daher verstärkter Blowdown und damit Abrieb für Varianten mit SSB bzw. dem Einbau der Bürstendichtungen stromabwärts in die Dichtungsanordnung zu erwarten.

4.2.3.2 Rauigkeit der Dichtspitzen

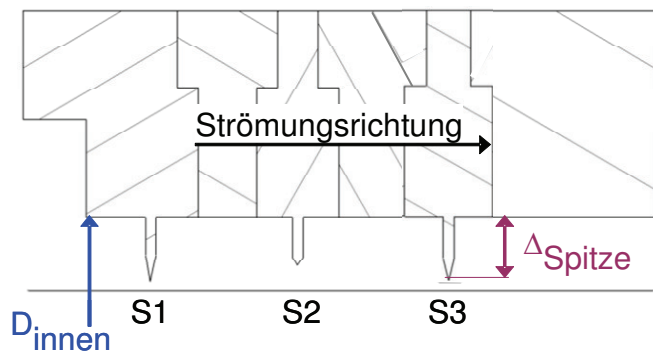
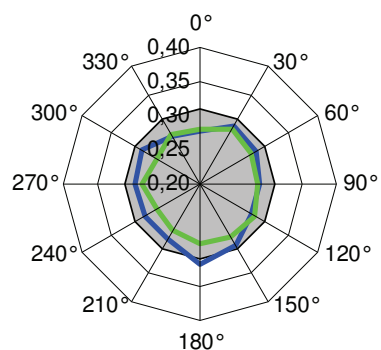


Bild 68: Bezeichnung der Dichtspitzen

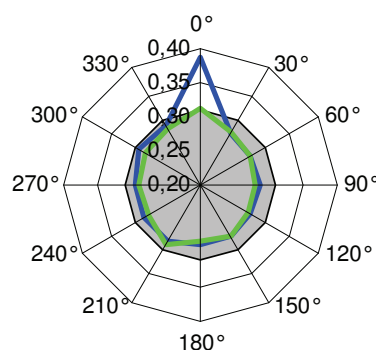
Es gibt insgesamt drei Dichtungs-paare, die sich aus sechs Dichtspitzen zusammensetzen. Drei dieser Dichtspitzen können eine komplette dreistufige Labyrinthdichtung (SSS) bilden. Unterschieden sind diese durch eine fortlaufende Nummerierung, die stromaufwärts beginnt (Bild 68). Die Dichtspitze S2 hat einen größeren Innendurchmesser, da an dieser Stelle ein Kamm auf den Rotor aufgeschraubt ist, der im Betrieb mitrotiert. Die Spaltweite bleibt aber für alle drei Dichtspitzen konstant bei 0,31 mm.

den Rotor aufgeschraubt ist, der im Betrieb mitrotiert. Die Spaltweite bleibt aber für alle drei Dichtspitzen konstant bei 0,31 mm.



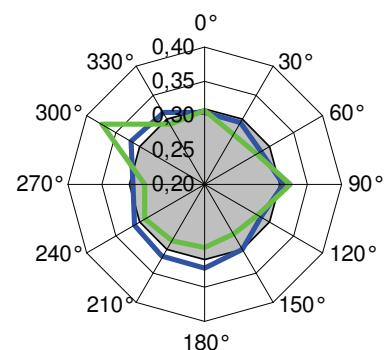
■ Spaltweite im Herstellungszustand
 ■ Spaltweiten Loslager
 ■ Spaltweiten Festlager

Bild 69: Dichtspitze S1



■ Spaltweite im Herstellungszustand
 ■ Spaltweiten Loslager
 ■ Spaltweiten Festlager

Bild 70: Dichtspitze S2



■ Spaltweite im Herstellungszustand
 ■ Spaltweiten Loslager
 ■ Spaltweiten Festlager

Bild 71: Dichtspitze S3

Die Spaltweite bestimmt wesentlich den Massenstrom, da dieser linear von der durchströmten Querschnittsfläche abhängig ist, welche wiederum nahezu linear von der Spaltweite abhängt. Rein rechnerisch kann unter Nutzung analytischer Ansätze für Labyrinthdichtungen bereits ein hundertstel Millimeter in der Spaltweite einen Unterschied im Massenstrom von 10 g/s bei maximalen Druckdifferenzen von 9 bar bedeuten. Bei der Fertigung dieser Dichtspitzen wurde eine Toleranz von zwei hundertstel Millimeter vorgegeben. Diese Toleranz wurde bis auf die erwähnten Ausreißer bei S2 in der 0 ° und S3 in der 300 ° Position weitgehend eingehalten. Diese Kerben an unterschiedlichen Positionen des Umfangs auf beiden Lagerseiten und die Tatsache, dass die Kerben nicht bei allen Dichtspitzen aufgetreten sind (S1 zeigt keine Kerben), lassen den Schluss zu, dass es sich hierbei eher um Beschädigungen der Dichtspitzen bei Montagearbeiten als durch solche im laufenden Betrieb handelt.

4 Ergebnisse

Die weitere Betrachtung der Diagramme zeigt für die beiden stromaufwärts eingebauten Dichtspitzen, dass die Spaltweiten eher geringer waren (Bild 69 und Bild 70). Einzig bei der stromabwärts verwendeten dritten Dichtspitze war diese Tatsache nicht erkennbar (Bild 71).

Bei der Analyse dieser Profile sind keine richtungsabhängigen Besonderheiten erkennbar. Der um die Ausreißer bereinigte Mittelwert der Spaltweitenunterschiede - im Vergleich zu den Fertigungsangaben von 180,6 mm - aller sechs Dichtspitzen beträgt 14,3 µm. Der bereinigte Mittelwert des Innendurchmessers ist kleiner als der Vorgabewert, welcher der Fertigung zugrunde liegt. Der Mittelwert beträgt daher nur 180,5714 mm. Deshalb trägt diese Messung nicht zur Erklärung des Massenstromzuwachs nach Kapitel 4.2.2 bei. Es gibt offensichtlich auch keine Anstreifschäden, da die Profile keine gravierenden Abweichungen von der Kreisform aufweisen.

4.2.3.3 Erklärung der Unterschiede in SSS

Durch die Untersuchungen, die in Kapitel 3.1.4.1 und 3.1.4.2 durchgeführt sind, ist es nun möglich, Erklärungen für das Massenstromdefizit anzuführen. Zusammenfassend lässt sich folgendes feststellen: Die Rauigkeit des Rotors beträgt 35 µm bei einer Standardabweichung von 3 µm. Die Rauigkeit der Dichtspitzen beträgt entsprechend radial -14,3 µm bei einer Standardabweichung von 6,2 µm. Der gemessene Innendurchmesser der Dichtspitzen beträgt also 180,5714 mm bei einer Standardabweichung von 6,2 µm. Reproduzierbarkeitsmessungen für die Massenströme zeigen Fehler bis maximal ± 6 % auf. Das Massenstromverhältnis der Messungen in SSS kann also tatsächlich zwischen 1,81 und 1,21 schwanken. Nach Formel 35 lässt sich das Massenstromverhältnis entsprechend der durchströmten Querschnitte im überkritischen Zustand berechnen:

$$\frac{\dot{m}_{179,98[mm]}}{\dot{m}_{180,05[mm]}} = \frac{A_{179,98[mm]}}{A_{180,05[mm]}} = \frac{D_{Spitzen}^2 - D_{179,98[mm]}^2}{D_{Spitzen}^2 - D_{180,05[mm]}^2} \quad \text{Formel 35}$$

Es beträgt 1,29 und liegt damit in der Schwankungsbreite, die durch Messfehler in der Massenstrommessung erklärt werden kann. Wird der quantitativ gleiche Fehler in der Massenstrommessung unterstellt, für die erste Messung in SSS bei einem Rotordurchmesser von 180,05 mm subtrahiert, bei der zeitlich nachfolgenden Messung mit 179,98 mm Rotordurchmesser dazuaddiert (Formel 36),

$$\frac{\dot{m}_{179,98[mm]}}{\dot{m}_{180,05[mm]}} = \frac{\dot{m}_{179,98[mm]} * (1 - Fehler)}{\dot{m}_{180,05[mm]} * (1 + Fehler)} \quad \text{Formel 36}$$

dann stimmt das nach Formel 35 errechnete Massenstromverhältnis von 1,29 bei einem Fehler von 7% mit dem Massenstromverhältnis nach Formel 36 überein. Die Abweichung im Massenstrom ist somit beinahe vollständig unter Berücksichtigung der Messfehler in der Massenstrommessung von 6 % erklärt.

4.3 Rotordynamische Koeffizienten - Ergebnisse

4.3.1 Statische Koeffizienten

Es ist erkennbar, dass bei Nutzung von Methode 1 oder 2 keine quantitative Übereinstimmung mit den Experimenten erreicht wird. Tendenziell zeigt die Quersteifigkeit bei Methode 1 im Gegensatz zu Methode 2 ähnliche Verläufe – d.h. mit zunehmendem Druck sinkt die Quersteifigkeit. Allerdings sind die Vorzeichen unterschiedlich, was als Misserfolg zu bewerten ist. Die Rückstellsteifigkeit liefert von der Größenordnung der Ergebnisse her Übereinstimmung, aber ein unterschiedliches Verhalten mit zunehmendem Druck. Methode 2 dagegen zeigt eine qualitativ und auch in der Größenordnung gute Übereinstimmung der Rückstellsteifigkeit. Die Fehlerquellen sind vielfältig. Experimentell wirken sich Messfehler bei der Exzentrizitätsbestimmung und Druckmessung erschwerend aus. Eine Veränderung der Dichtungsgeometrie ist wahrscheinlich. So führt die im Vorfeld der Messungen notwendige Abriebsprozedur zu einer Veränderung der Innenform der Bürste von einem Kreis hin zu einer Art Ellipse, die eine realistischere Form zur Modellierung darstellt.

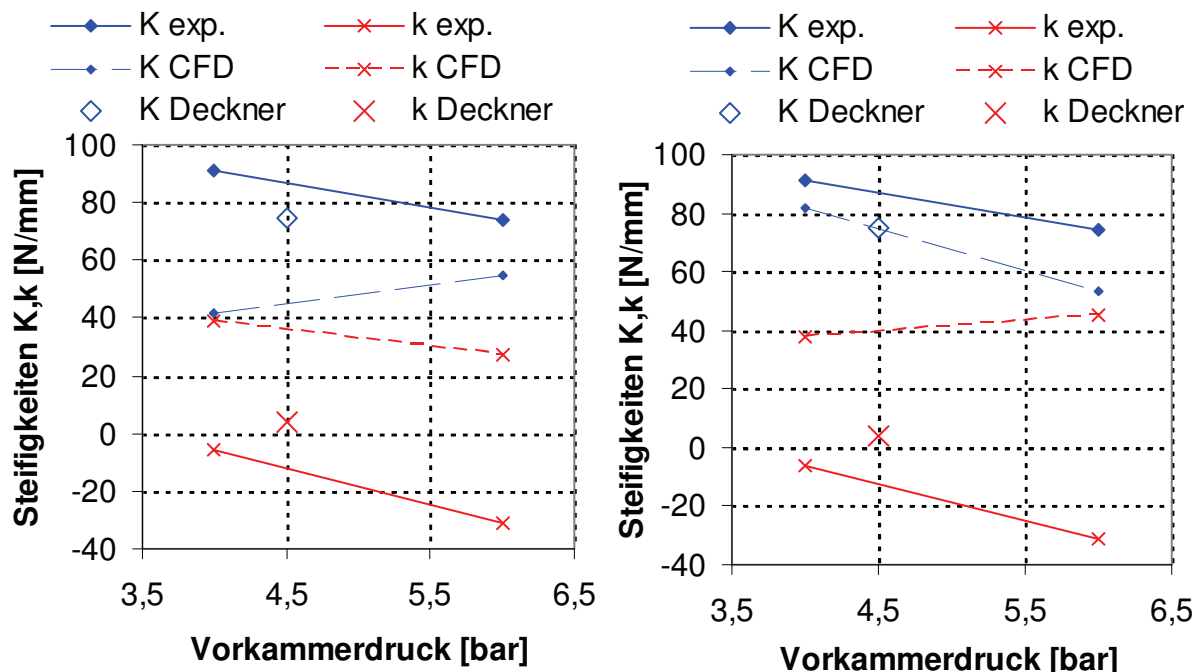


Bild 72: Statische Koeffizienten bei $c_{u0} = 190 \text{ m/s}$ – links Methode 1; rechts Methode 2

4 Ergebnisse

Zufällige Abweichungen über den Bürstenumfang aufgrund des Herstellungsverfahrens können messtechnisch noch nicht erfasst und dementsprechend im Modell nicht abgebildet werden. Methode 1 ist in Analogie zu den Experimenten durchgeführt. Eine Harmonisierung der Druckverteilung birgt eine weitere Fehlerquelle. So wurde mithilfe numerischer Methoden eine Drehung der je Kammer zehn Druckmessstellen im Modell beschlossen. Damit wird überprüft, wie sich die Position auf die Größe der Kräfte auswirkt. Eine Drehung um 10° - Druckmessstelle und engster Spalt fallen somit jetzt nicht mehr aufeinander – verschiebt die Sinuskurve um 26° . Auch die Druckunterschiede zwischen Minimum und Maximalwert verändern sich. Insgesamt wurde eine relative Änderung von 55% bei der Hauptsteifigkeit und 19 % bei der Nebensteifigkeit bezogen auf die ursprünglichen Werte beobachtet. Hier zeigt sich, dass eine exakte Positionierung bei der Exzentrizitätseinstellung unbedingt notwendig ist, da sie die Ergebnisse signifikant beeinflusst. Als ein signifikanter Einflussfaktor ist hier die Lagererwärmung zu nennen, die eine Verschiebung des Rotors relativ zum Prüfstandsgehäuse zur Folge hat. Diese Verschiebung gilt es durch vorher durchgeführte Messungen zu erfassen und zu berücksichtigen. Ebenso ist der kühlende Luftmassenstrom zu nennen, der auf den Lagerbock - je nach Betriebsbedingungen des Prüfstands - mit variierenden Massenströmen trifft. Auch er leistet einen Anteil zur Wärmeübertragung auf das Lager und dem bereits genannten Effekt.

In den Diagrammen in Bild 72 sind auch Werte aus den experimentellen Untersuchungen Deckners zum Vergleich aufgenommen [29]. Die Hauptsteifigkeiten K liegen unterhalb der experimentellen Ergebnisse der vorliegenden Arbeit. Deckner zeigt in seiner Arbeit für BSS, dass K und k mit zunehmendem Massenstrom und k mit zunehmendem Drall ansteigen. Dazu führt er die neue Größe ‚Zuströimpuls‘ ein, das Produkt aus Vordrall und Leckage, über der die Nebensteifigkeitswerte aufgetragen werden. Wie schon in Kapitel 4.2.2 gezeigt sind die im Rahmen dieser Studie gemessenen Massenströme um 48% größer in SSS. Für diese Dichtungsanordnung (BSS) schrumpft diese Zahl auf 17%. Da sich Deckners Untersuchungsergebnisse auf einen Eintrittsdrall von 200 m/s beziehen im Gegensatz zu 190 m/s (vorliegende Arbeit), sind zwei gegenläufige Effekte wirksam. Der zunehmende Massenstrom überwiegt aber den reduzierten Eintrittsdrall, so dass höhere Werte für K und k für die Messungen der vorliegenden Arbeit zu erwarten waren. Für die Quersteifigkeit k ist dies nicht der Fall. Die experimentell ermittelten Werte liegen unter denen Deckners. Der Leser beachte, dass die Dichtungsdaten wie Drahtdurchmesser, -länge oder auch Legewinkel Einfluss nehmen auf die Koeffizienten, da sie das Strömungsverhalten beeinflussen. Ein Vergleich ist hier aufgrund fehlender Daten nicht möglich.

Der Vergleich der Werte von Methode 1 und 2 zeigt Übereinstimmungen, aber auch Abweichungen von bis zu 40 N/mm. Diese können auf die in Kapitel 3.3.3 diskutierten Unterschiede bei der Bestimmung der Kräfte zurückgeführt werden. Um die dichte

4 Ergebnisse

tungsspezifischen Koeffizienten zu bestimmen, ist die Untersuchung der dynamischen Koeffizienten unerlässlich.

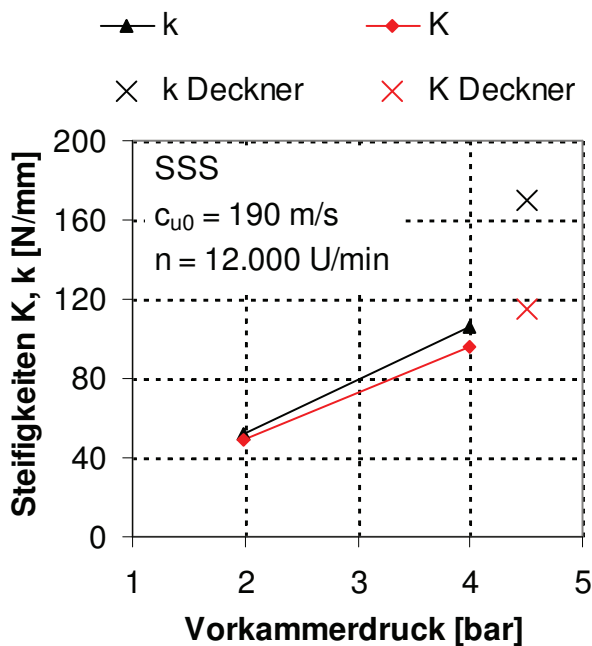


Bild 73: statische Koeffizienten SSS (exp.)

Die statischen Koeffizienten wurden auch für die Anordnung SSS bestimmt (Bild 73). Sowohl Quer- und Rückstellsteifigkeit steigen mit zunehmendem Druck bzw. Leckagemenge. Die Daten zu SSS sind mit denen Deckners [29], welche bei 4,5 bar Vordruck und 200 m/s Vordrall durchgeführt wurden, verglichen. Die in dieser Studie gemessenen Werte für die Rückstellsteifigkeit K sind nur geringfügig abweichend (bei gedachter Extrapolation) von denen Deckners. Die Quersteifigkeit dagegen zeigt deutlich höhere Werte bei Deckner – ähnlich den Ergebnissen zu BSS B3, die oben diskutiert wurden.

Dies ist verwunderlich, denn wie Deckner zeigt, sind diese Werte abhängig vom Vordrall und der Leckage. Es ist bekannt, dass Deckner insgesamt deutlich geringere Leckagen gemessen hat, da der Rotordurchmesser etwas größer war. Dem entgegen steht jedoch, dass auch der Vordrall geringfügig größer war bei seinen Messungen, so dass ähnlich wie bereits für BSS B3 oben erklärt zwei gegenläufige Effekte wirken, bei denen der Massenstrom aber deutlich überwiegt. Er ist 48% größer als bei Deckner. Für die in der vorliegenden Arbeit gemessenen Quersteifigkeiten für SSS wären daher aufgrund der höheren Leckagen auch deutlich höhere Quersteifigkeiten zu erwarten gewesen. Da die Dichtungs- und Prüfstandsparameter sowie Messprozedur/-anordnung identisch sind, sollten diese keinen Einfluss auf dieses Ergebnis haben. Als mögliche Ursachen kommen falsch eingestellte Betriebsbedingungen – insbesondere Drall oder Druck – oder Schäden an der Dichtung in Betracht. Um Aufschluss zu erhalten, sollten weitere Parameterstudien zu dieser Referenzanordnung durchgeführt werden.

4.3.2 Dynamische Koeffizienten

Die Versuche am dynamischen Versuchsstand erfolgen bei einer Drehzahl von 600 U/min. Damit sind ausreichend kleine Schwingamplituden – auch infolge der Unwuchtschwingung – garantiert. Die maximalen Vordrücke sind auf zwei bar begrenzt. Der Grund hierfür liegt im Magnetlager, dessen Kräfte bei höherem Druck nicht mehr ausreichen eine Stabilisierung im Falle von Instabilität vorzunehmen. Die weiteren Betriebsbedingungen sowie die Ergebnisse aller Versuchsreihen können Tabelle 13 entnommen werden.

Tabelle 13 Ergebnisse aller durchgeführten Experimente mit Betriebsbedingungen

	Dynamische Koeffizienten SSS					
	Druck [bar]		1,5		2	
	Drall [m/s]		150	200	150	200
aus tangentialer Kräftebilanz	Quersteifigkeit	k [N/mm]	55	82	85	120
	Hauptdämpfung	C [Ns/mm]	0,043	0,062	0,073	0,101
aus radialer Kräftebilanz	Rückstellsteifigkeit	K [N/mm]	-7,1	-13,4	7,4	-0,8
	Nebendämpfung	c [Ns/mm]	0,046	0,056	0,048	0,056

	Dynamische Koeffizienten BSS					
	Druck [bar] →		1,5		2	
	Drall [m/s] →		150	200	150	200
aus tangentialer Kräftebilanz	Quersteifigkeit	k [N/mm]	53	73	78	114
	Hauptdämpfung	C [Ns/mm]	0,041	0,045	0,156	0,127
aus radialer Kräftebilanz	Rückstellsteifigkeit	K [N/mm]	-3,8	-4,4	1,3	3,8
	Nebendämpfung	c [Ns/mm]	0,017	0,021	-0,027	-0,015

Zuerst werden Querkräfte analysiert, da diese – rotordynamisch gesehen – die wichtigere Rolle spielen. Die gemessenen Nebensteifigkeiten zeigen ähnliche Verläufe für SSS und BSS (Bild 74). Das bedeutet letztlich auch ähnliche Kräfte im untersuchten Betriebsbereich. Nach Formel 14 sorgen kleine Nebensteifigkeiten und große Hauptdämpfungswerte für geringe Querkräfte – und damit ein sicheres Betriebsverhalten.

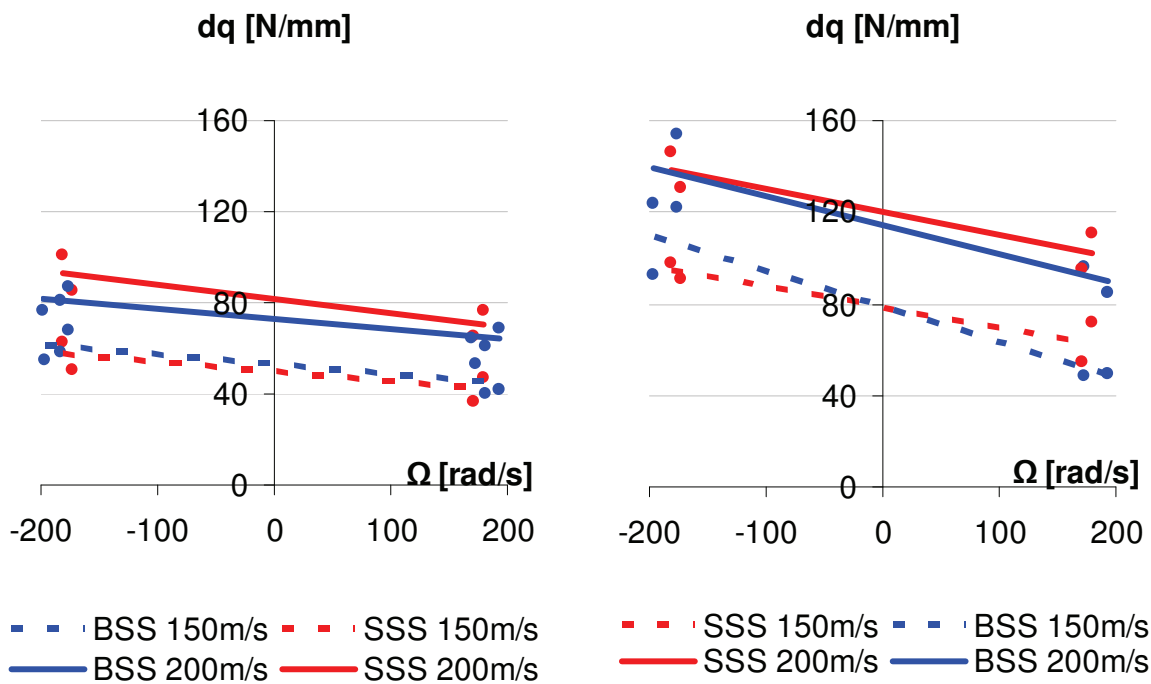


Bild 74: dq bei verschiedenen Drücken und Vordrall (rechts 1,5 bar; links 2 bar) - experimentell

In Bild 75 ist der Verlauf beider Koeffizienten über dem Vordrall erkennbar. Wie zu erwarten, steigt die Quersteifigkeit mit dem Vordrall, was letztlich zu größeren anregenden Querkräften bis hin zu Instabilität führt. Die Verläufe von SSS und BSS sind sehr ähnlich.

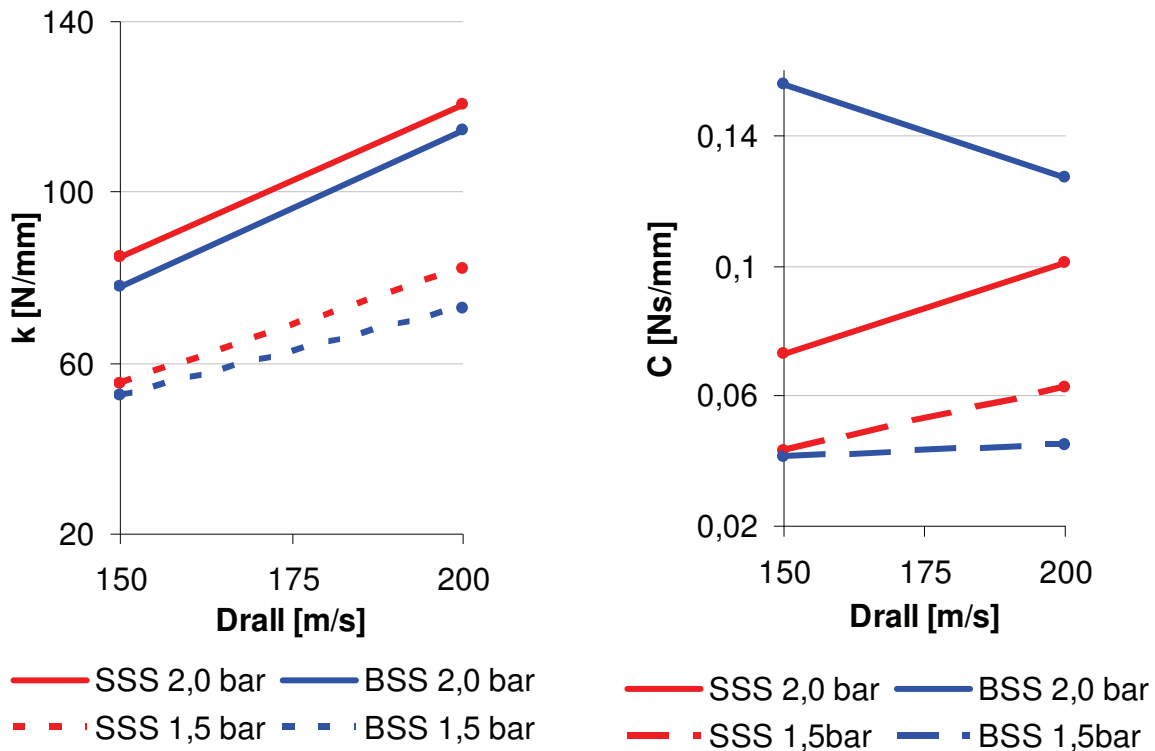


Bild 75: Quersteifigkeits- und Hauptdämpfungskoeffizient - experimentell

4 Ergebnisse

Aufgrund nahezu identischer Steigungen ändert sich bei beiden Dichtungskonfigurationen die Querkraft mit dem Drall im gleichen Maße. Das Druckniveau hat nur deshalb einen vernachlässigbaren Einfluss auf die Änderungsrate. In BSS sind die anregenden Querkräfte bei diesen Messungen geringfügig kleiner als in SSS. Um eine Systematik zu unterstellen muss jedoch die Datenbasis vergrößert werden. Die etwas höheren Werte für SSS sind qualitativ in Übereinstimmung mit den Werten Deckners [29] da nach Bild 55 rund 2,5 mal höhere Leckagen für SSS bei gleichem Eintrittsdrall in ebensoviel kleinerem Eintrittsimpuls resultiert. Der kleinere Eintrittsimpuls hat kleinere Quersteifigkeitswerte für BSS zu Folge.

Die Verläufe der Hauptdämpfung unterscheiden sich in beiden Konfigurationen deutlich. Eine Erhöhung des Vordralls hat bei BSS – im Gegensatz zu SSS - insbesondere bei hohem Druck eine Abnahme der Hauptdämpfung zur Folge. Trotz dessen liegen die Hauptdämpfungswerte über denen der SSS Anordnung. Bei niedrigem Druck ist keine signifikante Abhängigkeit zu beobachten. Insgesamt ist der Einfluss des Drucks bei BSS größer als bei SSS, bei dem keine Korrelation zu beobachten ist. In SSS ist die Änderung der Hauptdämpfung im untersuchten Betriebsbereich unabhängig vom Vordruck. Bei beiden Konfigurationen ist die Hauptdämpfung, die zu einer Verringerung der Querkräfte beiträgt, abhängig vom Vordrall. Das deckt sich mit den Beobachtungen von Kwanka [26].

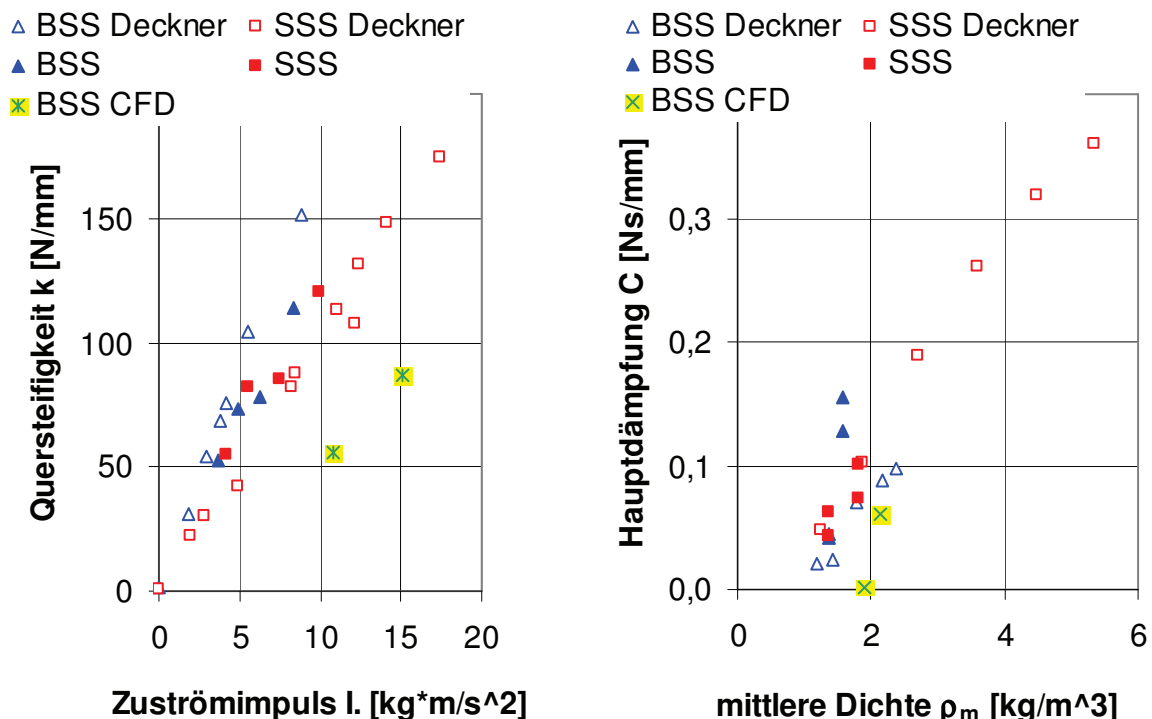


Bild 76: Quersteifigkeits- und Hauptdämpfungskoeffizient – experimentell und numerisch im Vergleich zu Deckner

4 Ergebnisse

Die Quersteifigkeiten für SSS treffen den Verlauf der Werte von Deckner gut [29] (siehe Bild 76). Die Werte für BSS dagegen liegen etwas unterhalb der Messungen von Deckner. Grund dafür kann der bereits beschriebene erhöhte Zuströmimpuls bei den Messungen der vorliegenden Arbeit sein, der eine Verschiebung der Messwerte nach rechts im Diagramm bedeutet. Um die Hauptdämpfungen vergleichen zu können, wurden sie analog zu Deckner über der mittleren Dichte aus Dichtkammer eins und zwei aufgetragen. Auch die Hauptdämpfungen von SSS sind nahezu gleich. Die Werte für BSS B3 zeigen zwei starke Abweichungen. Diese Messungen wurden bei zwei bar Vordruck durchgeführt. Bei erhöhtem Vordruck scheint die hier untersuchte BSS B3 Anordnung erhöhte Dämpfungswerte und niedrigere Quersteifigkeiten aufzuweisen, insgesamt also ein stabileres Verhalten. Die numerisch ermittelten Quersteifigkeiten und Hauptdämpfungen werden von CFD nicht richtig wiedergegeben. Zwar stimmt der Verlauf über dem Zuströmimpuls bzw. der mittleren Dichte im Vergleich zu den experimentellen Werten, allerdings müssten die Werte doppelt so groß sein. Da Deckner keine numerischen Ergebnisse für Bürstendichtungen aufzeigt, ist ein Vergleich nur mit den experimentellen Werten möglich.

Für die Problematik, ob die Bürstendichtung B3 auch eine besseres rotordynamisches Verhalten aufweist, ist es notwendig, sich die in tangentialer Richtung wirkenden Kräfte genauer anzuschauen. Um die Frage zu beantworten, welche Dichtungskonfiguration ein stabileres Betriebsverhalten aufweist, ist deshalb die Änderung der Nebensteifigkeit dq nach Formel 14 über dem Vordrall aufgetragen (Bild 77).

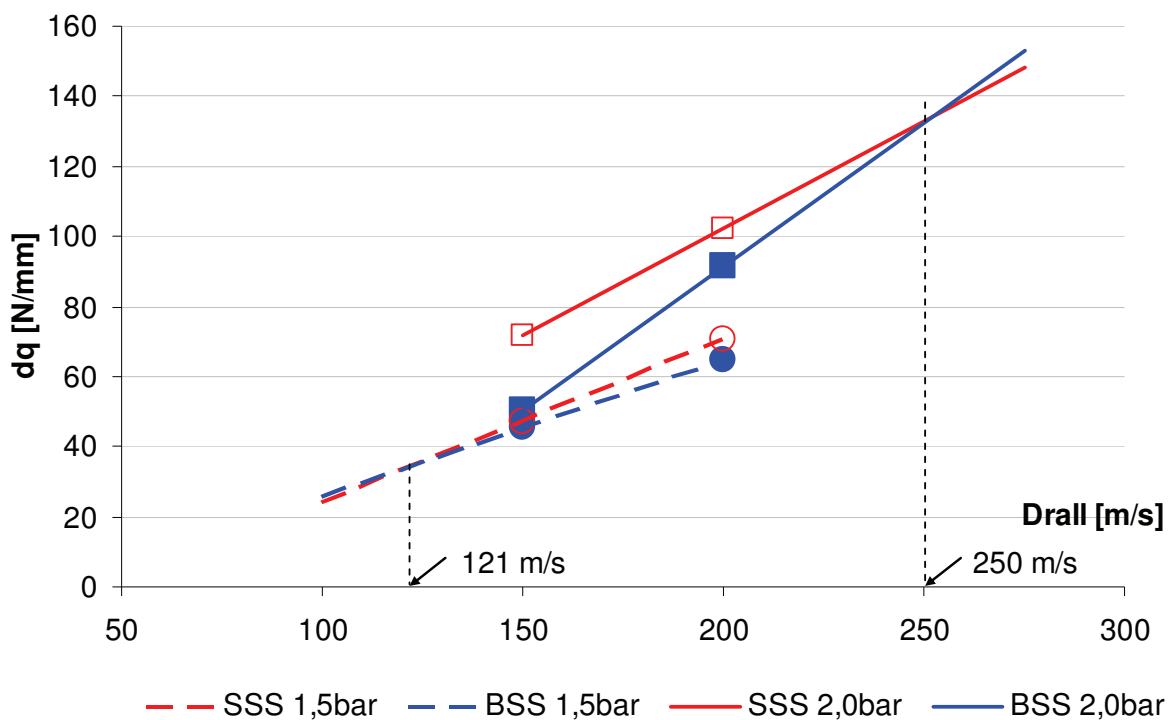


Bild 77: Entwicklung der Änderung der Nebensteifigkeit dq über dem Vordrall

4 Ergebnisse

Der Auftragung liegen die Messungen bei 150 und 200 m/s Vordrallgeschwindigkeit zugrunde. Diese Datenbasis ist sehr dünn, dennoch liefert sie wichtige erste Resultate. Durch die Linearisierung und Regression ist diese Abbildung möglich. Für diese Messungen beträgt die kritische Schwingfrequenz konstant 30 Hz bei gleichläufiger Erregung. Der Schnittpunkt der Geraden von BSS und SSS bei hohem Druck liegt bei 250 m/s Vordrall. Das bedeutet, bei einem Vordruck von zwei bar bei dieser dreistufigen Anordnung liefert BSS geringere rotordynamische Kräfte. Erst ab höheren Drallwerten kehrt sich das wieder um. Bei niedrigerem Druck verschiebt sich der Schnittpunkt hinzu niedrigeren Vordrallwerten. Doch hier ist erkennbar, dass sich die Verhältnisse umkehren. Wohingegen bei niedrigen Drallwerten unter 250 m/s BSS die rotordynamisch bessere Dichtung ist, ist dies SSS bei niedrigen Drücken und einem Vordrall kleiner als 121 m/s. Es bleibt anzumerken, dass die rotordynamischen Querkräfte im Falle kleinen Vordralls und BSS voraussichtlich sogar kleiner sind für höhere Drücke. Die Begründung liegt hier in der Steigung von dq über dem Vordrall, die bei höheren Drücken für BSS höher ist als bei niedrigen Drücken. Insgesamt zeigt die Anordnung mit Bürstendichtung also sogar ein begrenzt besseres Betriebsverhalten. Schwachpunkt dieser Dichtung sind hohe Drall- und Druckwerte, die zu einer Erhöhung der Querkräfte und damit zu einer Destabilisierung der Welle führen können. Hauptgrund ist die starke Abhängigkeit der Hauptdämpfung von Drall und Druck bei BSS. Interessant ist die Frage, wie sich unterschiedliche Paketbreiten und Spaltweiten der Bürstendichtung hier auswirken. Dies wurde im Rahmen dieser Studie nicht untersucht.

Für die Stabilitätsgrenze spielen die Dichtungskoeffizienten, die aus der Radialkraft resultieren keine Rolle. Der Vollständigkeit halber sind sie dennoch in Bild 78 über dem Druck aufgetragen. Generell lässt sich feststellen, dass höhere Drücke und niedrigere Vordrallwerte zu höheren Rückstellsteifigkeiten führen. Das bedeutet kleinere Schwingamplituden und höhere Frequenzen. Die Rückstellsteifigkeit steigt bei SSS für beide Drallwerte mit ähnlicher Steigung über dem Druck an. Bei BSS ist die angesprochene Abhängigkeit vom Druck zu beobachten. Der Drall hat allerdings einen deutlich geringeren Einfluss. Bei höheren Drücken wirkt eine Drallerhöhung sogar senkend auf die Rückstellsteifigkeit.

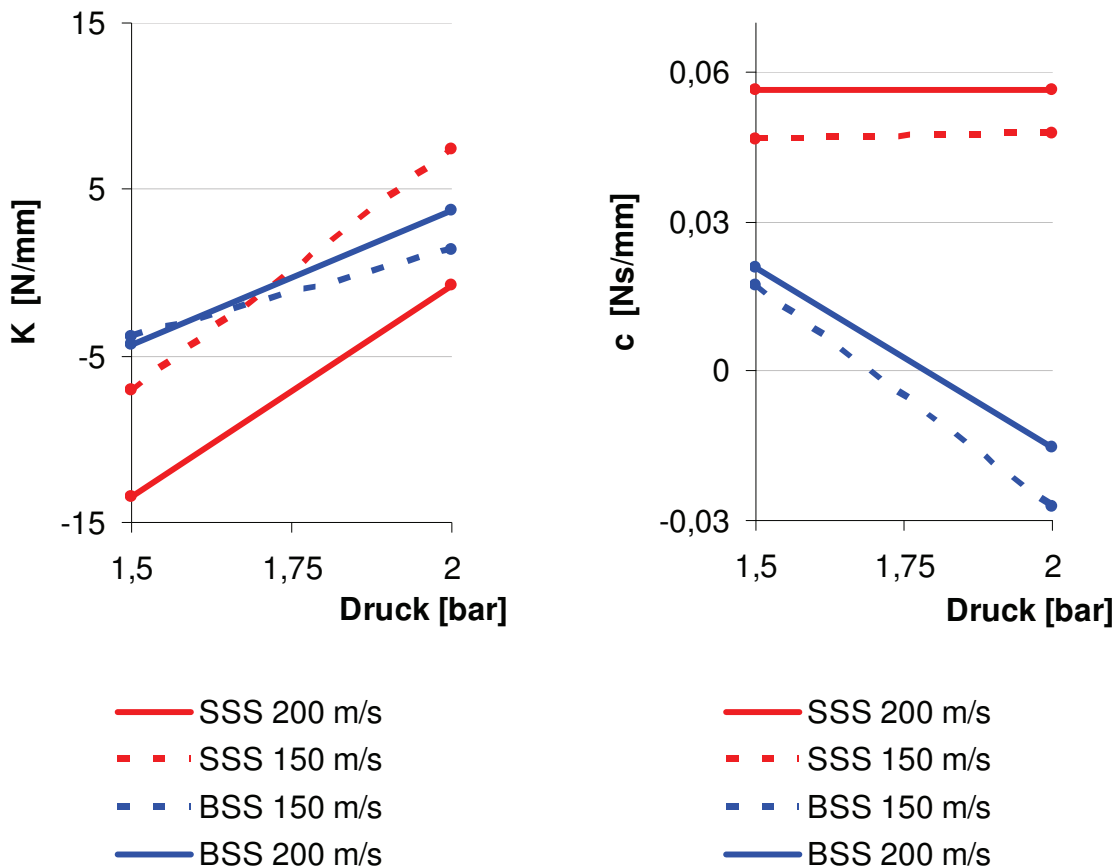


Bild 78: Rückstellsteifigkeit und Nebendämpfung - experimentell

Bei Betrachtung der Nebendämpfung fällt schnell auf, dass diese unabhängig vom Druck für die SSS Anordnung ist, wie auch Kwanka schon für Labyrinthdichtungen experimentell nachgewiesen hat ([26], S.139). Dagegen wirkt in BSS eine Drucksteigerung mindernd auf die Nebendämpfung, die bei niedrigem Druck noch positiv ist. Bei beiden Dichtungen ist augenscheinlich, dass dieser Koeffizient vom Drall abhängt. Hohe Drallwerte führen offenbar zu hohen Nebendämpfungen.

Bild 79 zeigt zusätzlich zu den experimentellen Ergebnissen Deckners Werte zum Vergleich und auch die Ergebnisse der CFD Rechnungen. Die experimentellen Werte für die Rückstellsteifigkeit sind deutlich abweichend von Deckners Werten und nahe Null für beide Dichtungsanordnungen. Eventuell ist dies auf die veränderte Drehzahl von 600 U/min zurückzuführen, da Deckner mit 750 U/min gemessen hat. Eine verminderte Drehzahl könnte geringere Kräfte in Auslenkungsrichtung und geringere Schwingamplituden bedeuten. Diese Drehzahländerung war jedoch notwendig, da sonst die selbsterregte Schwingung mit drehzahleigenen Schwingungen zusammenfällt und eine Separation beider Schwingmechanismen nicht mehr möglich gewesen wäre. Die experimentell ermittelten Nebendämpfungen treffen zum Teil den Verlauf von Deckners Resultaten. Einige Werte für BSS B3 sind negativ.

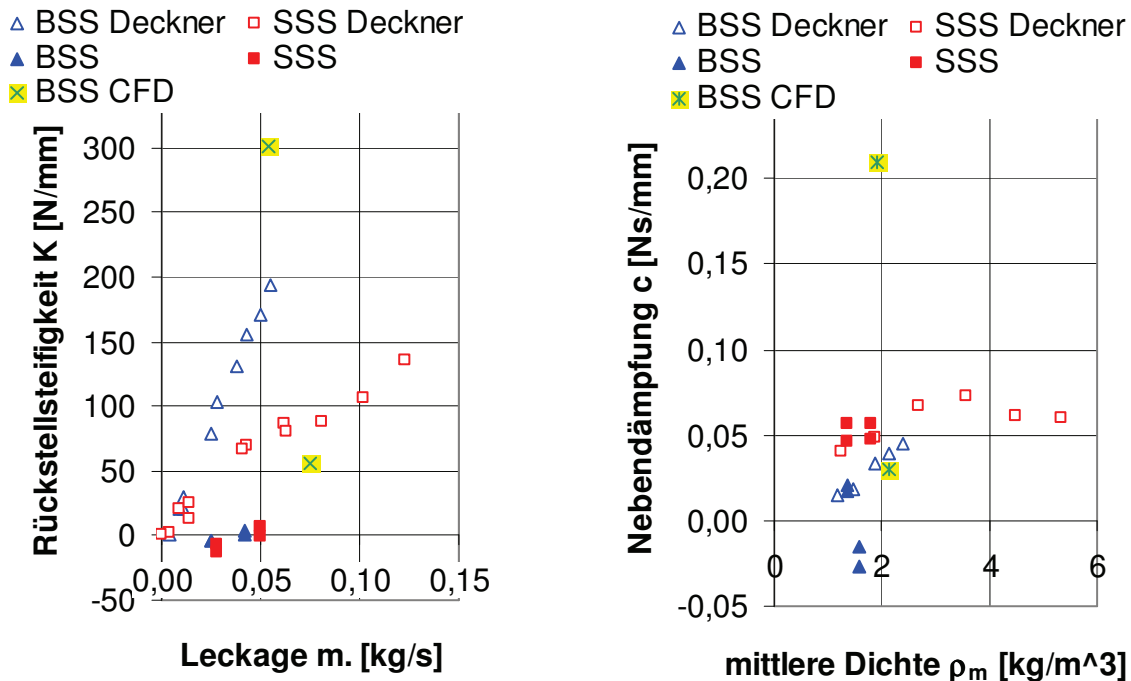


Bild 79: Rückstellsteifigkeits- und Nebendämpfungskoeffizient – experimentell – im Vergleich

Die numerischen Werte für BSS zeigen weder bei der Rückstellsteifigkeit noch Nebendämpfung Übereinstimmungen zu den experimentellen Werten – die Datenbasis ist allerdings dünn.

Für den Vergleich von experimentellen mit numerischen Ergebnissen der vorliegenden Arbeit stehen zwei experimentelle Datenpunkte für die Koeffizienten bei niedrigem Druck (1,5 und 2 bar) zur Verfügung, und zwei numerische Ergebnisse bei vier und sechs bar. Dadurch ist eine Extrapolation für einen eventuellen Vergleich numerischer und experimenteller Daten nicht ausreichend. Im Folgenden werden daher lediglich die numerischen Daten vor dem Hintergrund der experimentellen Daten im niedrigen Druckbereich diskutiert.

Bei Auswertung der numerischen Resultate zeigen sich qualitativ Ähnlichkeiten zu den experimentellen Daten (Bild 80). Die Quersteifigkeit k und die Nebendämpfung c werden von CFX auch in diesem Druckbereich als vom Druck abhängige Größen gezeigt. Mit steigenden Drücken steigen diese Werte. Die Hauptdämpfung C zeigt hier ebenfalls dieses Verhalten – analog zu den experimentellen Daten bei niedrigem Druck. Über die quantitative Richtigkeit der Ergebnisse lässt sich wenig sagen. Auffällig ist, dass die Rückstellsteifigkeit hier einen sinkenden Verlauf bei steigendem Druck aufweist, wohingegen sie experimentell steigt.

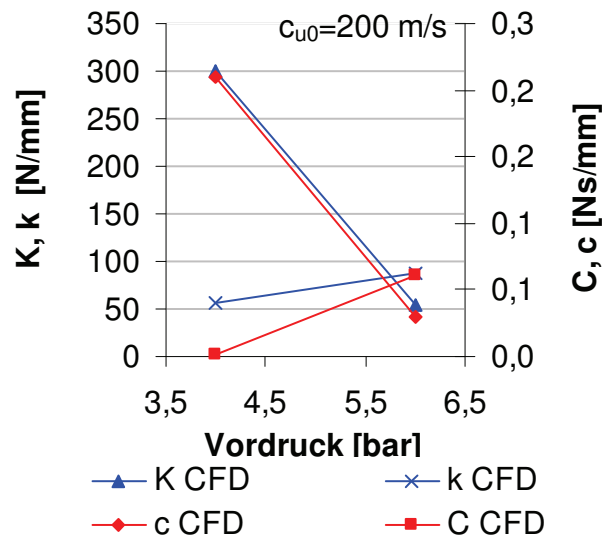


Bild 80: Dynamische Koeffizienten (numerisch)

5 Zusammenfassung und Ausblick

Die vorliegende Arbeit untersucht die statischen und dynamischen Eigenschaften von Bürstendichtungen kombiniert mit Labyrinthdichtspitzen. Die statischen Eigenschaften umfassen insbesondere:

- Leakageverhalten (experimentell und numerisch)
- Schutz- und Stützringeinfluss (experimentell)
- Blowdown – Effekt (experimentell)
- Leakage-Verteilung durch die Dichtung (numerisch)
- Drall - brechende Wirkung von Bürstendichtungen (experimentell und numerisch) und
- Verschleißerscheinungen (experimentell).

Die Untersuchung der dynamischen Eigenschaften umfasst die experimentelle und numerische Ermittlung der rotordynamischen Koeffizienten. Diese charakterisieren die Kräfte, die durch die Durchströmung der Dichtung auf den Rotor im Betrieb wirken. Um diese Ziele zu erreichen wurden drei Dichtungen mit unterschiedlichen Geometrien in einer dreistufigen Anordnung in Kombination mit zwei Labyrinthdichtspitzen getestet. Der Referenzfall ist die standardmäßig eingesetzte dreistufige Labyrinthdichtung. Insbesondere für die Beurteilung der Dichtwirkung und des Drallabbaus ist der Vergleich zur Labyrinthdichtung interessant.

Leckageverhalten

Hinsichtlich des Leakage-Verhaltens wurden alle drei Bürstendichtungen untersucht. Alle drei zeigen Potenzial, da Leakage-Reduktionen zwischen 30 und 64 % gegen-

über dem Referenzfall möglich sind. Diese Werte werden auch durch Deckners Arbeit [29] und weitere Literaturwerte gut bestätigt. Die Dichtung B3 erzielte in beiden Konfigurationen SSB und BSS mit über 60 % die beste Leckage-Reduktion. Aufgrund der Messung eines Restspaltes im Gegensatz zu B2 zeigt der Autor, dass nur die geringere Porosität von B3 dafür verantwortlich ist. Dickere lange Borsten der Bürstendichtung sind daher für eine niedrige Dichtungsleckage günstig. Das Kriterium ‚Leckage-Reduktion‘ gegenüber SSS liefert keinen ausschlaggebenden signifikanten Unterschied zwischen beiden Anordnungen (SSB und BSS), auch dies wurde von Deckner beobachtet. Mit zunehmender Drehzahl verringert sich die Leckage aufgrund von Grenzschichteinflüssen. Es stellt sich die Frage, ob der Blowdown bei unterschiedlichen Drehzahlen auch unterschiedlich stark ist. Das konnte in dieser Arbeit nicht systematisch untersucht.

Schutz- und Stützringeinfluss

Die Geometrie der Bürstendichtung hat einen signifikanten Einfluss auf die Leckage. Der Einfluss von Schutz- und Stützring wurde in dieser Studie untersucht. Dazu wurde der Schutzring radial stark verkürzt. Dadurch wird der Einfluss auf die Leckage und Schäden an der Dichtung bestimmt. Geringere Leckagen weisen auf den Vorteil des Wegfalls des Schutzrings hin. Dies ist auf ein besseres Blowdown Verhalten zurückzuführen. Drahtbrüche oder andere Schäden wurden nicht festgestellt. Allerdings muss in der Zukunft die Langzeiteignung untersucht werden.

Der Stützring wurde radial verlängert und mit B3 als einzigen Strömungsrestriktor experimentell untersucht. Ziel ist auch hier die Untersuchung des Einflusses auf die Leckage. Es zeigt sich ein signifikanter Einfluss auf die Leckage. Bei Verringerung des Innendurchmessers bis auf Höhe der Labyrinthspitzen, was 80 % Reduktion in der durchströmten Fläche entspricht, zeigt sich eine Leckage-Reduktion von 45 %. Insgesamt liefert diese Dichtungsanordnung die geringsten Leckagen, trotz fehlender Labyrinthspitzen im vgl. zu BSS oder SSB. Das bedeutet eine Leckage-Reduktion von 77 % bezogen auf das dreistufige Referenzlabyrinth. Aus Sicherheitsgründen muss der Spalt in der Realität größer ausgelegt werden. Diese Untersuchung zeigt jedoch das Optimierungspotenzial, welches in der Bürstendichtung steckt.

Blowdown – Effekt

Die Bürstendichtung ist ein dynamisches Bauteil, da sich die Borsten unter dem Einfluss von Druckänderungen oder Strömung bewegen können. Aus der Literatur ist die Bewegung in radialer Richtung zum Rotor hin bekannt. Jedoch existieren kaum experimentelle Untersuchungen zur Quantifizierung des Blowdown. Daher wurde der Blowdown - Effekt systematisch messtechnisch erfasst. Es wurde eine Methode zur experimentellen Bestimmung der Spaltweite entwickelt und angewendet. Die drei

Dichtungen zeigen qualitativ das gleiche schließende Verhalten unter Druck. Trotz des großen verbleibenden Restspalts unter Maximaldruck liefert B3 die geringsten Leckagen. Als Gründe dafür sind zum einen die längeren Borsten anzuführen. Sie sorgen für eine erhöhte Reibfläche. Zum anderen sind die Borsten bei B3 dicker, was sich in einer geringeren Biegung (Blowdown) bemerkbar macht. Das begünstigt den Restspalt unter hohen Drücken. Als alleinige Ursache für die gute Dichtwirkung bleibt daher eine geringere Porosität des Bürstenpakets unter Druckbelastung. Entscheidend ist hier die Bürstenbreite, die innerhalb ihrer physikalischen Grenzen (Kaltzustand und rechnerisch minimale Bürstenbreite) den höchsten Einfluss auf die Porosität hat. Sie ist deshalb der entscheidende Parameter zur Kalibrierung von Strömungsmodellen. Als gewinnbringend zeigt sich die Vorgabe der experimentell bestimmten Abhängigkeit der Spaltweite vom Druck in die numerischen Modelle zur Untersuchung der Eigenschaften von Bürstendichtungen. Existente Modelle sind oft über die Spaltweite bei einem bestimmten Druck kalibriert und dann für bestimmte Betriebsbedingungen extrapoliert. Dabei berücksichtigen sie den Blowdown - Effekt nicht. Die Vorhersagegenauigkeit von Modellen kann verbessert werden, indem analog zur Berücksichtigung experimenteller Werte für die Spaltweite auch Bürstenbreiten und Legewinkel in Betracht gezogen werden. Die Abhängigkeiten müssen jedoch erst noch experimentell gefunden werden.

Leckage-Verteilung durch die Dichtung

Die vorliegende Studie hat das Ziel die Verteilung der Leckage numerisch zu bestimmen. Das Ergebnis sind Hinweise auf die Verteilung der Leckage auf den freien Spalt und das Bürstenpaket. Diese wurde anhand von B2 und B3 numerisch untersucht. Der freie Spaltmassenstrom macht – wie zu erwarten – mit 50% oder mehr den größten Anteil an der Gesamtleckage aus. In Betriebsbereichen, in denen kein Blowdown mehr stattfindet, ändert sich dieser Anteil über dem Druck auch nicht mehr. Bei B3 ändert sich die Spaltweite aber mit dem Druck. Daher wird auch der Anteil des Bürstenmassenstroms höher.

Bei der Modellierung für die numerische Ermittlung der statischen Eigenschaften ist der Spaltbereich vereinfacht als Kreisringquerschnitt abgebildet. Die Kalibrierung dieses Modells liefert erst unter Berücksichtigung von Fertigungstoleranzen und Messfehlern Paketbreiten über der physikalisch minimal möglichen Paketbreite für die Dichtung B3 in BSS.

Drall - brechende Wirkung von Bürstendichtungen

In dieser Studie wurde der Drallabbau in der Dichtung als Kriterium erstmals experimentell und numerisch untersucht. Numerische und experimentelle Resultate stimmen gut überein. Der Drallabbau hat einen signifikanten Einfluss auf die Generierung

von Querkräften und damit auf ein rotordynamisch stabiles Verhalten. Instabilitäten können den Betriebsbereich von Dampfturbinen beschränken und damit wirtschaftliche Ineffizienzen bedeuten. Die BSS Anordnung der Bürstendichtung stromaufwärts zeigt deren Drall-brechende Wirkung mit einer Reduktion des Dralls von 65 % gegenüber dem Referenzlabyrinth besonders deutlich. Diese Anordnung ist damit zu bevorzugen. Sowohl numerisch als auch experimentell offenbart sich ein Optimierungsproblem hinsichtlich der Spaltweite. Es scheint vorteilhaft, die Dichtung mit einem Restspalt auszulegen, sodass der Drall maximal reduziert wird (Bild 59, Bild 60). Diese optimale Auslegung verspricht rotordynamisch geringe Kräfte. Das steht sicherlich im Gegensatz zu den Leckagen, die bei Restspalten größer ist als bei line to line Betrieb. Um den Drallabbau – insbesondere den Einfluss von Abriebeffekten auf den Drallabbau zu untersuchen – ist eine Erweiterung der experimentellen Datenbasis notwendig. Daher sollte die Bürstendichtung systematisch mit radial unterschiedlichen Bürstenlängen aber auch Spaltweiten bei gleichem Rotordurchmesser in einer Parameterstudie untersucht werden. Andere Messtechniken – bevorzugt berührungsfreie Methoden - für die Bestimmung des Drallabbaus über der Bürste wie zum Beispiel Particle Image Velocimetry oder Laser-Doppler-Anemometrie sind empfehlenswert. So lägen redundante Daten vor und die Fehler aus den Sondenmessungen sind besser zu beurteilen. Die Messung des Dralls über der letzten der drei Dichtspitzen wurde nicht ausgeführt. Das wäre für zukünftige Untersuchungen der Fragestellung - BSS oder SSB - sinnvoll.

Verschleißerscheinungen

Trotz der Auslegung der Dichtung mit Kaltspalt ist der Blowdown zum Teil so stark, dass er zu Berührung mit dem Rotor führt. Dabei entsteht Abrieb auf dem Rotor und an der Dichtung, der experimentell qualitativ und quantitativ nachgewiesen wurde. Diese Studie untersucht den Abrieb aufgrund der geringen Anzahl an Betriebsstunden als Randeffekt. In der Analyse der Laufspuren auf dem Rotor lassen sich Spuren aller drei Dichtungen finden. Die Rotoroberfläche ist maximal 35 µm tief abgeschliffen über axiale Breiten von bis zu 5 mm. Hier zeigt sich, dass eine exakte Positionierung von Rotor und Gehäuse insbesondere in axialer Richtung notwendig ist. Es ist im Nachhinein nicht mehr vollständig möglich, die Laufspuren den einzelnen Dichtungen zuzuordnen. Zukünftige Parameterstudien bzw. Sofort - Analysen zum Abriebverhalten können hier einen besseren Einblick geben. Bei den Bürstendichtungen wurde aufgrund erzwungenen Abriebs bei Druckdifferenzen von neun bar und Exzentrizitäten von 200 µm Zunahmen in den Spaltweiten von teils 75 µm gemessen. Das bedeutet eine Spaltweitenvergrößerung um 40% bei einer Abriebsprozedur über acht Stunden. Der Abrieb kann damit massiv das Leckageverhalten beeinflussen.

Rotordynamischen Koeffizienten

Ziel dieser Studie ist die Untersuchung von rotordynamischen Koeffizienten, die für die betriebssichere Auslegung von Dampfturbinen mit Bürstendichtungstechnik Grundlage ist. Als Ergebnis der Arbeit offenbaren experimentell ermittelte statische und dynamische Steifigkeitskoeffizienten gravierende Unterschiede, diese resultieren aus den Kräften im Zu- und Abströmbereich der Dichtungsanordnung sowie der Berücksichtigung der Dichtspitzenbereiche. Es gibt Schnittpunkte der experimentell ermittelten auf die Exzentrizität bezogenen tangentialen Kräfte von BSS und SSS. Sie zeigen, dass es Grenzwerte für den Vordrall gibt, ab denen die eine Konfiguration besser als die andere ist. Im hohen Druckbereich (bis zwei bar) und niedrigeren Drallwerten als 250 m/s ist BSS die vorteilhafte Dichtung mit entsprechend kleineren Quersteifigkeiten k . Über diesen Grenzwert hinaus ist es SSS. Bei niedrigeren Drücken kehren sich die Verhältnisse um. BSS ist dann im Bereich hohen Dralls (bis minimal 121 m/s) besser als SSS. Dies ist ein erstes wichtiges Resultat zur Rotordynamik. Es zeigt, dass Bürstendichtungen gegenüber Labyrinthdichtungen durchaus konkurrenzfähig sein können, da sie sich über weite Betriebsbereiche rotordynamisch nicht schlechter verhalten. Die Numerik zeigt Ergebnisse für die Anordnung BSS B3 auf. Diese Werte weisen teils erhebliche Abweichungen von den Messergebnissen auf. Die Koeffizienten aus der Nebensteifigkeit zeigen die richtigen Abhängigkeiten von Zuströmimpuls und mittlerer Dichte. Die Koeffizienten aus der Hauptsteifigkeit werden nicht richtig wiedergegeben. Weder die experimentellen Werte der Arbeit noch die Deckners werden getroffen.

Die beiden numerischen Methoden zur Ermittlung der Steifigkeitskoeffizienten liefern signifikante Unterschiede sowohl untereinander als auch im Vergleich zum Experiment. In diesem Zusammenhang sind Messfehler bei der Exzentrizitäts- und Druckmessung, die Änderung der Dichtungsgeometrie durch Abriebserscheinungen, Lagererwärmung durch Reibung im Lager sowie Kühlung des Lagers durch den aus dem Prüfstand austretenden Leckageluftstrom aber auch in Bezug auf CFD Konvergenzkriterien sowie die Problematik der Gitterunabhängigkeit (Gittereinflüsse) zu nennen. Die Drehung der gesamten Druckmessstellen in Umfangsrichtung um 10° verschiebt die sinusförmige Druckverteilung um 26° und auch der Druckunterschied zwischen den Extrema dieser Kurve verändert sich. Dies hat zur Folge, dass sich die Rückstellsteifigkeit K um bis zu 55% und die Quersteifigkeit um bis zu 19% ändert. Die statischen Koeffizienten, die mit dem beschriebenen Modell ermittelt werden, eignen sich daher nicht für einen direkten Vergleich mit den dynamischen Koeffizienten. Dazu sind weitere Korrekturverfahren bzw. Messungen nötig. Aus Sicht des Autors sind die dynamischen Koeffizienten zu bevorzugen, da die Aussagekraft bzgl. der in der Dichtung entstehenden Kräfte qualitativ besser ist. Der Einsatz eines leistungsstärkeren Magnetlagers kann den Betriebsbereich für zukünftige Messungen erweitern. Experimentell werden die dynamischen Koeffizienten der vielversprechenden Anordnung BSS B3 mit denen für SSS verglichen.

Zur Validierung sind weitere Experimente (Druck, Vordrall) zwingend erforderlich. Die experimentelle Datenbasis reicht nicht aus, da so keine Aussagen zur Genauigkeit der Vorhersage des Modells getroffen werden können. Auch auf der numerischen Seite können weitere Rechnungen zu einer Vergrößerung des untersuchten Betriebsbereichs führen. Interessant ist auch die Frage, wie sich unterschiedliche Paketbreiten und Spaltweiten der Bürstendichtung auf den Querkraftverlauf auswirken. Die Messung der Exzentrizität bei den rotordynamischen Messungen als Funktion der Zeit ist zukünftig notwendig, da sonst eine Analyse der wirkenden Kräfte nicht möglich ist.

Für die Untersuchung der statischen und dynamischen Koeffizienten wurde ein Modell aufgebaut. Vor allem die exakte Definition von Randbedingungen – die durch Messfehler und die Dynamik der Bürstendichtung verfälscht sind – spielt bei der Verbesserung der Vorhersage rotordynamischer Koeffizienten die wesentliche Rolle. Die Ergebnisse optischer Messungen zur Abhängigkeit der Spaltweite vom Druck werden in die Modelle integriert. Das führt zu einer qualitativen Verbesserung, da der Spaltbereich realistischer abgebildet wird. Bei der Modellierung zur Ermittlung der dynamischen Koeffizienten sollte eine Neukalibrierung mit den realistischeren Werten bei 600 U/min Rotordrehzahl erfolgen. Die Massenströme sind hier andere als bei 12.000 U/min.

Der Einbau der Bürstendichtung in zwei Fluten ist für die Untersuchung nicht empfehlenswert, da nicht alle Messwerte (Leckage, rotordynamische Kräfte) der einzelnen Dichtung zugeordnet werden können. Da aber aufgrund der Komplexität der Bürstendichtung ein nicht identisches Verhalten zu erwarten ist, werden die Werte für die einzelne Bürstendichtung unterschiedlich sein. Dies steht im Gegensatz zur Untersuchung der Labyrinthdichtungen, die heute sehr genau gefertigt werden können. Unterschiede aufgrund von Toleranzen wirken sich maßgeblich auf die Messergebnisse bei Bürstendichtungen aus, wie auch die Axialdruckverteilungen zeigen.

6 Literatur

- [1] Karl, J.: Dezentrale Energiesysteme. 2.Auflage München: Oldenbourg Wissenschaftsverlag 2006.
- [2] VDEW: Anhang zur Pressemeldung vom 21. Februar 2007. Url: <http://www.strom.de>, Zugriffsdatum: 14.04.2007, Ausdruckdatum: 14.04.2007.
- [3] Tremmel, A.; Hartmann, D.: Efficient Steam Turbine Technology for Turbine Technology for Fossil Fuel Power Plants in Economically and Ecologically Driven Markets. VGB Power Tech (2004), Nr.11, S.38-43.
- [4] Tremmel, A.; Mandel, H.; Klauke, U.; Brandt, C.: Modernste Turbinentechnologie mit höchsten Dampftemperaturen für das Kraftwerk Boxberg, Block R. VGB Power Tech (2006), Nr.12, S.71-75.
- [5] Wichtmann, A.; Deckers, M.; Ulm, W.: Ultra-supercritical Steam Turbine Turbosets. Best Efficiency Solution for Conventional Steam Power Plants. VGB Power Tech (2005), Nr.11, S.44-49.
- [6] Joop, K.: Moderne Kohlekraftwerke senken den CO₂-Ausstoß. VDI - Nachrichten, Url: http://www.vdi-nachrichten.com/vdi_nachrichten/aktuelle_ausgabe/akt_ausg_detail.asp?source=volltext&cat=2&id=21561, Zugriffsdatum: 19.10.07, Ausdruckdatum: 19.10.07.
- [7] Müller, B.: Die Macht der kleinen Schritte. Pictures of the Future, Siemens AG 2002 (2002), Nr.1, S.61-63.
- [8] Kaltschmitt, M.; Spliethoff, H.: Stromerzeugungstechniken. in: H. Hartmann M. Kaltschmitt, Energie aus Biomasse: Grundlagen, Techniken und Verfahren, Springer Verlag, Berlin, 2001, S.390-412.
- [9] VGB-Kraftwerkstechnik GmbH bearbeitet von Höxtermann, E.: Fachkunde für den Kraftwerksbetrieb. Dampf- und Gasturbinen. Teil 2. 2. Ausg., Nachdruck 1988 Essen: Verlag Technisch-Wissenschaftlicher Schriften 1983.
- [10] Cheski, J.; Patel, R.; Rockway, K.; Osaghae, H.; M., C.: A Large Steam Turbine Retrofit Design And Operation History. POWER-GEN International, 2005, December 6-8, 2005, Las Vegas, USA.
- [11] Peltier, R.: Steam turbine upgrading: Low-hanging fruit. Power. Business and Technology for the Global Generation Industry. 150 (2006), Nr.3.
- [12] Shao, Z.: Untersuchung und Optimierung einer kleinen hochtourigen Dampfturbine im Clausius-Rankine-Prozess. Dissertation. Universität Hannover: 1991.
- [13] Schaarschmidt, A.; Jenikejew, E.; Nitch, G.; Michels, B.: Performance Increase through World Class Technology and Implementation. Power-Gen Europe, 28th - 30th June, 2005, Mailand, Italy.
- [14] Kwanka, K.; Sobotzik, J.; Nordmann, R.: Dynamic Coefficients of Labyrinth Gas Seals. A Comparison of Experimental Results and numerical Calculations. Proceedings of ASME TURBOEXPO 2000, May 8-11, Munich, Germany.
- [15] Schettel, J.; Nordmann, R.: MODELING FLOW INDUCED FORCES IN TURBINE LABYRINTH SEALS. Flow Induced Vibration, de Langre & Axisa ed., 6-9th July 2004, Ecole Polytechnique, Paris.
- [16] Schettel, J.; Nordmann, R.: Rotordynamics of turbine labyrinth seals: a comparison of CFD models to experiments. IMechE, 8. International

- Conference on Vibrations in Rotating Machinery, 2004, Swansea, Great Britain.
- [17] Saitou, E.: Efficiency Improvement of Recent Steam Turbine Retrofit in Australia. Power- Gen Europe May 25-27, 2004, Barcelona, Spain.
- [18] Logan, E.; Roy, R.: Handbook of Turbomachinery. second revised edition New York; Basel: Marcel Dekker Ltd. 2003.
- [19] Mandel, H.; Barth, G.; Tanner, W.; Klauke, U.; Schroeder, K.-F.: Retrofit Programme for the 500 MW Turbines Manufactured by LMZ. VGB Power Tech 2003 (2003), Nr.12, S.75-79.
- [20] Oeynhaus, H.; Claßen, H.-P.; Riehl, J.: Upgrading the Low-pressure Turbines of the Emsland Nuclear Power Plant. VGB Power Tech 1-2 (2003), Nr., S.85-90.
- [21] Pugachev, A.O.; Deckner, M.; Kwanka, K.; Helm, P.; Schettel, J.: Rotordynamic Coefficients of Advanced Gas Seals: Measurements and CFD Simulations. International Scientific Symposium on Hydrodynamic Theory of Lubrication, 18th-20th May, 2006, Orel, Russia.
- [22] Schettel, J.; Deckner, M.; Kwanka, K.; Lüneburg, B.; Nordmann, R.: Rotordynamic Coefficients of Labseals for Turbines - Comparing CFD Results with Experimental Data on a Comb-Grooved Labyrinth. Proceedings of ASME Turbo EXPO Power for Land, Sea & Air, June 6-9, 2005, Reno-Tahoe, Nevada USA.
- [23] Blachly, S.; Foley, M.: Testing for Turbine Degradation and Improving Performance with Seal Optimization. Power-Gen International, December 6-8, 2005, Las Vegas, USA.
- [24] Smiarowski, M.; Leo, R.; Scholten, C.; Blake, J.: Steam turbine modernization solutions provide a wide spectrum of options to improve performance. Power-Gen 2005, 2005, Asia.
- [25] Wingelhofer, F.: Einfluss der Leitschaufelform auf die Stator/Rotor-Wechselwirkung in axialen Turbinenstufen. Wien: Institut für Thermische Turbomaschinen und Energieanlagen. Technische Universität Wien 2003.
- [26] Kwanka, K.: Der Einfluss von Labyrinthdichtungen auf die Dynamik von Turbomaschinen. Fortschr.-Ber. VDI Reihe 7 Nr. 415. Düsseldorf: VDI-Verlag 2001. ISBN 3-18-341507-0 , ISSN 0178-9538.
- [27] Cieślewicz, S.M.: CFD-Simulations for Advanced Turbomachinery. Sealing Technologies: Brush Seals. Vienna. Institute for Thermodynamics and Energy Conversion. Vienna University of Technology. Diplomarbeit. 2004.
- [28] Chupp, R.E.; Ghasripor, F.; Turnquist, N.; Demiroglu, M.; Aksit, M.: Advanced Seals for Industrial Turbine Applications: Dynamic Seal Development. Journal of Propulsion and Power 18 (2002), Nr.6, S.1260-1266.
- [29] Deckner, M.: Eigenschaften kombinierter Labyrinth-Bürstendichtungen für Turbomaschinen. Garching. Dissertation. 2010.
- [30] Osterhage, T.; Büscher, S.; Kosyna, G.; Glienicke, J.; Urlichs, K.: Multiple Rows Brush Seal Testing for Steam Turbine Applications with High Temperature and High Pressure Conditions and Long Service Intervals. 6th European Conference on Turbomachinery, 2005, Lille.
- [31] Dinc, S.; Demiroglu, M.; Turnquist, N.; Mortzheim, J.; Goetze, G.; Maupin, J.; Hopkins, J.; Wolfe, C.; Florin, M.: Fundamental Design Issues of Brush Seals for Industrial Applications. Journal of Turbomachinery 124 (2002), Nr.2, S.293-300.

- [32] Urlichs, K.: Durch Spaltströmungen hervorgerufene Querkräfte an den Läufern Thermischer Turbomaschinen. München. Lehrstuhl für Thermische Kraftanlagen. Technische Universität München. Doktorarbeit. 1975.
- [33] Wohlrab, R.: Experimentelle Ermittlung Spaltströmungsbedingter Kräfte an Turbinenstufen und deren Einfluss auf die Laufstabilität einfacher Rotoren. München. Lehrstuhl für Thermische Kraftanlagen. Technische Universität München. Doktorarbeit. 1975.
- [34] Leie, B.: Querkräfte an Turbinenstufen und deren Einfluss auf die Laufstabilität einfacher Gleitgelagerter Rotoren. München. Lehrstuhl für Thermische Kraftanlagen. Technische Universität München. Doktorarbeit. 1979.
- [35] Hauck, L.: Strömungsvorgänge in den Labyrinthdichtungen von Turbinenstufen. München. Lehrstuhl für Thermische Kraftanlagen. Technische Universität München. Doktorarbeit. 1982.
- [36] Steckel, J.: Experimentelle Untersuchungen zum Durchfluß- und Radialkraftverhalten einer Labyrinthdichtung. Fortschr.-Ber. VDI Reihe 7 Nr. 238. Düsseldorf: VDI Verlag GmbH 1994. ISBN 3-18-143807-3.
- [37] Kwanka, K.: Laufstabilität eines dreifach gelagerten Rotorsystems bei Anregung durch nichtkonservative Querkräfte. Fortschr.-Ber. VDI Reihe 11 Nr. 141. Düsseldorf: VDI - Verlag 1990. 3-18-144111-2.
- [38] Baumgartner, M.: Berechnung von Querkräften an Turborotoren verursacht durch die Strömung in Labyrinthdichtungen. München. Lehrstuhl für Thermische Kraftanlagen. Technische Universität München. Doktorarbeit. 1989.
- [39] Ortinger, W.: Numerische Berechnung der Strömung in Labyrinthdichtungen und deren Auswirkung auf Querkräfte an der Welle. Fortschr.-Ber. VDI Reihe 7 Nr. 231. Düsseldorf: VDI-Verlag 1993. ISBN 3-18-143107-9.
- [40] Neale, M.J.: The tribology handbook. Oxford: Butterworth Heinemann 2001.
- [41] Totten, G.E.: Handbook of lubrication and tribology. Boca Raton: CRC Taylor & Francis 2006.
- [42] Flitney, R.: Seals and Sealing Handbook. Oxford: Butterworth Heinemann 2007.
- [43] Denecke, J.; Schramm, V.; Kim, S.; Wittig, S.: Influence of Rub-Grooves on Labyrinth Seal Leakage. Journal of Turbomachinery 125 (2003), Nr., S.387-393.
- [44] Pfitzinger, E.-W.; Schwarz, M.-A.; Hiss, F.: Die neue HE-Produktlinie. VGB Power Tech (2004), Nr.11, S.32-37.
- [45] Bettentrup, J.; Stüer, H.; Richter, H.; David, W.; Deckers, M.: Schaufeln aus Titan. BWK 59 (2007), Nr.6, S.46-49.
- [46] Harig, T.; Oeynhausen, H.: Modernisierung von Turbinen. BWK 57 (2005), Nr.3, S.57-63.
- [47] Hurd, P.P.E.; Truckenmueller, F.; Thamm, N.; Pollak, H.; Neef, M.; Deckers, M.: Modern Reaction HP/IP Turbine Technology Advances & Experiences. Proceedings of ASME Electric Power, April 5-7, 2005, Chicago, USA.
- [48] Chupp, R.E.; Hendricks, R.C.; Lattime, S.B.; Steinetz, B.M.: Sealing in Turbomachinery. 2006.
- [49] Braun, M.J.; Canacci, V.A.; Hendricks, R.C.: Flow Visualization and Motion Analysis for a Series of Four Sequential Brush Seals. Journal of Propulsion and Power 8 (1992), Nr.3, S.697-702.

- [50] Lelli, D.; Chew, J.W.; Cooper, P.: Combined Three-Dimensional Fluid Dynamics and Mechanical Modeling of Brush Seals. *Journal of Turbomachinery* 128 (2006), Nr.1, S.188-195.
- [51] Pröstler, S.: Modellierung und numerische Berechnungen von Wellenabdichtungen in Bürstenbauart. Dissertation. Bochum: Verlag Dr. Hut 2005.
- [52] Ergun, S.: Fluid flow through packed columns. *Chemical Engineering Progress* 48 (1952), Nr., S.9–94.
- [53] Chew, J.W.; Lapworth, B.L.; Millener, P.L.: Mathematical modeling of brush seals. *International Journal of Heat and Fluid Flow* 16 (1995), Nr.6, S.493-500.
- [54] Braun, J.M.; Kudriavtsev, V.V.; Steinetz, M.B.; Proctor, P.M.: Two- and Three-Dimensional Numerical Experiments Representing Two Limiting Cases of an In-Line Pair of Finger Seal Components. *International Journal of Rotating Machinery* 9 (2003), Nr.3, S.171-179.
- [55] Jahn, I.H.J.; Owen, A.K.; Franceschini, G.; Gillespie, D.R.H.: Experimental Characterisation of the Stiffness and Leakage of a Prototype leaf Seal for Turbine Applications. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2008: Power for Land, Sea and Air*, 9.-13. June, 2008, Berlin, Germany.
- [56] Stegemann, D.; Reimche, W.; Beermann, H.; Südmersen, U.: Nachweis kurzzeitiger Anstreifvorgänge in Dampfturbinen. *VGB Kraftwerkstechnik* 73 (1993), Nr.10, S.853-860.
- [57] Duchek, K.; Abl, P.; Simka, Z.; Weiser, P.: Die Beseitigung subsynchroner Vibrationen einer Dampfturbine durch Optimierung des Dichtungs-Designs. *VGB Power Tech* 87 (2007), Nr.1-2, S.58-62.
- [58] Benckert, H.: Strömungsbedingte Querkräfte in Labyrinthdichtungen. *MTZ Motortechnische Zeitschrift* 43 (1982), Nr.1, S.11-19.
- [59] Kim, N.; Park, S.-Y.; Rhode, D.L.: Predicted Effects of Shunt Injection on the Rotordynamics of Gas Labyrinth Seals. *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 125 (2003), Nr.1, S.167-174.
- [60] Lenz, J.: Vibration Instabilities on a Steam Turbine Generator Line. *VGB Power Tech* (2004), Nr.7, S.72-76.
- [61] Thomas, H.-J.: Instabile Eigenschwingungen von Turbinenläufern, angefacht durch die Spaltströmung in Stopfbuchsen und Beschaufelungen. *Bulletin de AIM* (1958), Nr.71, S.1039-1063.
- [62] Alford, J.S.: Protecting Turbomachinery from self-excited rotor whirl. *ASME Journal of Engineering for Power* 87 (1965), Nr.10, S.333–344.
- [63] Biggs, R.E.: Space Shuttle Main Engine. The First Ten Years. *Liquid Rocket Propulsion History Colloquium*, November 1-3, 1989, Los Angeles, USA.
- [64] Hauck, L.: Vergleich gebräuchlicher Turbinenstufen hinsichtlich des Auftretens spaltströmungsbedingter Kräfte. *Konstruktion* 33 (1981), Nr.2, S.59-64.
- [65] Ortinger, W.: Spalterregung, ein immer aktuelles Problem bei Turbomaschinen. *Festvortrag zum 70. Geburtstag von Prof. Thomas*. 1990.
- [66] Childs, D.: *Turbomachinery Rotordynamics. Phenomena, Modeling and Analysis*. New York: John Wiley & Sons 1993.
- [67] Leeb, K.: Experimentelle und numerische Untersuchungen zum Durchflußverhalten von Labyrinthdichtungen von Turbomaschinen unter dem Einfluß von Rotation, Wellendesaxierung und Drall der Zuströmung. Dissertation. Wien: Institut für Thermische Turbomaschinen und Energieanlagen, TU Wien 1997.

- [68] Benckert, H.; Wachter, J.: Flow induced spring coefficients of labyrinth seals for application in rotordynamics. Workshop on Rotordynamic Instability Problems in High Performance Turbomachinery, May 12–14, 1980, Texas A&M University, USA.
- [69] Kwanka, K.: Laufstabilität eines dreifach gelagerten Rotorsystems bei Anregung durch nichtkonservative Querkräfte. Fortschr.-Ber. VDI Reihe 11 Nr. 141. Düsseldorf: VDI-Verlag 1990. ISBN 3-18-144111-2, ISSN 0178-9554.
- [70] Schettel, J.: Modellbasierte Analyse der Spaltanregung in Dampfturbinen. Darmstadt. Institut für Mechatronik und Maschinenakustik. Technische Universität Darmstadt. Dissertation. 2006.
- [71] Turnquist, N.A.; Burnett, M.E.; Baily, F.G.; Rivas, F.; Bowsher, A.; Crudgington, P.: Brush Seals for Improved Steam Turbine Performance. IMechE, Power Industries Division, Retrofitting Steam Power Generation Plants, Seminar, 20th September, 2005, London, Great Britain.
- [72] Chupp, R.E.; Dowler, C.A.: Performance Characteristics of Brush Seals for Limited-Life Engines. Journal for Gas Turbines and Power 115 (1993), Nr.2.
- [73] Proctor, M.P.; Walker, J.F.; Perkins, H.D.; Hoopes, J.F.; Williamson, G.S.: Brush Seals for Cryogenic Applications Performance, Stage Effects, and Preliminary Wear Results in LN2 and LH2. National Aeronautics and Space Administration 1996.
- [74] Hendricks, R.C.; Griffin, T.A.; Kline, T.R.; Csavina, K.R.; Pancholi, A.; Sood, D.: Relative Performance Comparison Between Baseline Labyrinth and Dual-Brush Compressor Discharge Seals in a T-700 Engine Test. ASME 39th International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition, June 13–16, 1994, The Hague, Netherlands.
- [75] Fellenstein, J.A.; DellaCorte, C.; Moore, K.D.; Boyes, E.: High Temperature Brush Seal Tuft Testing of Selected Nickel-Chrome and Cobalt-Chrome Superalloys. National Aeronautics and Space Administration 1997.
- [76] Nunez, D.; Ransom, D.; Prueger, G.: Brush Seal Arrangement for the RS-68 Turbopump Set. NASA Glenn Research Center 1997.
- [77] Gail, A.; Beichl, S.: The MTU brush seal design. MTU Aero Engines 2003.
- [78] Proctor, M.P.; Delgado, I.R.: Leakage and Power Loss Test Results for Competing Turbine Engine Seals. Cleveland, USA: Glenn Research Center 2004.
- [79] DIN 1319 Teil 3 : Grundlagen der Meßtechnik - Auswertung von Messungen einer einzelnen Meßgröße, Meßunsicherheit. Ausgabe Mai 1996. Hrsg. DIN Deutsches Institut für Normung. Beuth Verlag GmbH 1996.
- [80] Hauck, L.: Experimentelle Bestimmung des Strömungszustandes in der Labyrinthdichtung einer Turbinenstufe. Wärme 87 (1981), Nr.6, S.111-115.
- [81] Muszynska, A.; Franklin, W.D.; Bently, D.E.: ROTOR ACTIVE "ANTI-SWIRL" CONTROL. ASME Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design 110 (1988), Nr.2, S.143-150.
- [82] Bently, D.E.; Muszynska, A.: ANTI-SWIRL ARRANGEMENTS PREVENT ROTOR/SEAL INSTABILITY. ASME Journal of Vibration, Acoustics, Stress and Reliability in Design 111 (1989), Nr.2, S.156-162.
- [83] Kwanka, K.; Nagel, M.: Experimental Rotordynamic Coefficients of Short Labyrinth Gas Seals. Proceedings of 8th Instability Workshop, May 6-8, 1996, Texas, A&M University College Station, USA.
- [84] Bohl, W.; Elmendorf, W.: Technische Strömungslehre. 13. Auflage Würzburg: Vogel Verlag 2005.

- [85] Helm, P.; Spliethoff, H.; Neef, M.: Closing the gap: measuring bristle blow down of brush seals. 19th International Conference on Fluid Sealing, 25-26 September, 2007, Poitiers, France.
- [86] Thomas, H.-J.; Urlichs, K.; Wohlrab, R.: Läuferinstabilität bei thermischen Turbomaschinen infolge Spalterregung. VGB Kraftwerkstechnik 56 (1976), Nr.6, S.6.
- [87] Benckert, H.; Wachter, J.: Flow induced spring constants of labyrinth seals. 2nd International Conference on Vibrations in Rotating Machinery, 1980, Cambridge, Great Britain.
- [88] Trutnovsky, K.; Komotori, K.: Berührungsfreie Dichtungen. 4., überarb. u. erw. Aufl. Düsseldorf: VDI-Verlag 1981.
- [89] Lomakin, A.A.: Die Berechnung der kritischen Drehzahl und der Bedingungen für dynamische Stabilität der Läufer von Hochdruckströmungsmaschinen unter Berücksichtigung der in der Dichtung auftretenden Kräfte. (in Russisch). Energomashinostroenie 14 (1958), Nr.4, S.1-5.
- [90] Gülich, J.F.: Kreiselpumpen. Ein Handbuch für Entwicklung, Anlagenplanung und Betrieb. 2., neu bearbeitete Auflage Berlin - Heidelberg - New York - Hongkong - London - Mailand - Paris - Tokio: Springer Verlag 2004.
- [91] Lelli, D.; Chew, J.W.; Cooper, P.: Combined 3D Fluid Dynamics and Mechanical Modelling of Brush Seals. Proceedings of ASME Turbo Expo 2005: Power for Land, Sea and Air, June 6-9, 2005, Reno-Tahoe, Nevada, USA.
- [92] Kaviany, M.: Principles of Heat Transfer in Porous Media. 2nd New York: Springer Verlag 1995.
- [93] Neef, M.; Hepermann, F.; Sürken, N.; Schettel, J.: Brush Seal Porosity Modeling Applicability and Limitations. 7th European Conference on Turbomachinery, March 5th-9th, Athens, Greece.
- [94] Pugachev, A.O.; Helm, P.: On the calibration of porous medium models for brush seals. 10th European Fluid Machinery Congress, 21-23rd April, 2008, Amsterdam, Netherlands.
- [95] Dogu, Y.: Investigation of Brush Seal Flow Characteristics Using Bulk Porous Medium Approach. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power 127 (2005), Nr.1, S.136-144.
- [96] Gasch, R.; Nordmann, R.; Pfützner, H.: Rotordynamik. 2., vollst. Neubearb. u. erw. A. Berlin - Heidelberg - New York - Barcelona - Hongkong - London - Mailand - Paris - Singapur - Tokio: Springer Verlag 2002.
- [97] Moore, J.J.: Three-Dimensional CFD Rotordynamic Analysis of Gas Labyrinth Seals. Journal of Vibration and Acoustics 125 (2003), Nr.4, S.427-433.
- [98] Arora, G.K.; Proctor, M.P.: JTAGG II Brush Seal Test Results. AIAA/SAE/ASME/ASEE 33rd Joint Propulsion Conference and Exhibit, July 6-9, 1997, Seattle, Washington, USA.
- [99] Schlumberger, J.A.; Proctor, M.P.; Hendricks, R.C.: Eccentricity Effects on Leakage of a Brush Seal at Low Speeds. Cleveland, USA: National Aeronautics and Space Administration. Lewis Research Center 1991.
- [100] Franceschini, G.; Jones, T.V.; Gillespie, D.R.H.: Improved Understanding of Blow - Down in Filament Seals. ASME Turbo Expo 2008: Power for Land, Sea and Air, June 9-13, Berlin, Germany.
- [101] Dogu, Y.; Aksit, M.: Effects of Geometry on Brush Seal Pressure and Flow Fields—Part I: Front Plate Configurations. Journal of Turbomachinery 128 (2006), Nr.2, S.367-378.

- [102] Dogu, Y.; Aksit, M.: Effects of Geometry on Brush Seal Pressure and Flow Fields—Part II: Backing Plate Configurations. *Journal of Turbomachinery* 128 (2006), Nr.2, S.379-389.
- [103] MTU: Bürstendichtungen. Präzision und Know-how für höchste Anforderungen. (2006), Nr.Ger 04/06/01000/UN/EB/D.
- [104] Helm, P.; Pugachev, A.O.; Neef, M.: Breaking the Swirl with Brush Seals - Numerical Modeling and Experimental Evidence. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2008: Power for Land, Sea and Air*, 9.-13. June, 2008, Berlin, Germany.
- [105] Neef, M.; Sulda, E.; Sürken, N.; Walkenhorst, J.: Design Features and Performance Details of Brush Seals for Turbine Applications. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2006: Power for Land, Sea and Air*, May 8-11, 2006, Barcelona, Spain.
- [106] Delgado, I.R.; Proctor, M.P.: Continued Investigation of Leakage and Power Loss Test Results for Competing Turbine Engine Seals. *AIAA/SAE/ASME/ASEE 42nd Joint Propulsion Conference and Exhibit*, July 9–12, 2006, Sacramento, California, USA.

7 Anlagen

Anordnung	Exzentrizität	Drall	Druck	Bemerkung
Bürstendichtung B1 (200 B/mm; 0,07mm Durchmesser; L=10,3mm)				
SSB	0	190	(var.)	incl. Drehmomentmessung
SSB	0	300	(var.)	incl. Drehmomentmessung
SSB	(var)	190	2	Einfluss der Exzentrizität
SSB	(var)	190	6	bei e=150 µm; optische Messungen; mit Drehzahl!
SSB	0	80	(var.)	zur Reproduzierbarkeit
SSB	0	80	(var.)	zur Reproduzierbarkeit
BSS	0	80	(var.)	
BSS	0	190	(var.)	
BSS	0	300	(var.)	
BSS	(var)	190	2	
BSS	(var)	190	4	
BSS	(var)	190	6	
BSS	0	80	(var.)	Wiederholungsmessung
BSS	0	const.	const.	Test der Winkelempfindlichkeit der Sonde pt8
BSS	0	const.	const.	Test auf Erschütterung durch Hammerschlag am Gehäuse
BSS	0	const.	const.	Test auf Schleppwirkung des Rotors
BSS +Frontplate	0	80	(var.)	
BSS +Frontplate	0	190	(var.)	
BSS +Frontplate	0	300	(var.)	
BSS +Frontplate	(var)	190	2	
BSS +Frontplate	(var)	190	4	
BSS +Frontplate	(var)	190	6	
BSS +Frontplate	0	80	(var.)	(nach abgeschlossener Auswertung: Umbau)
BSS +Frontplate	0	300	4bar	Test der Drallabhängigkeit von der radialen Position der Totaldrucksonde Nr.8
BSS +Frontplate	0	300	4bar	Test der Drallabhängigkeit von der radialen Position der Statischen Drucksonde
SSB +Frontplate	0	80	(var.)	
SSB +Frontplate	0	190	(var.)	
SSB +Frontplate	0	300	(var.)	
SSB +Frontplate	(var)	190	2	
SSB +Frontplate	(var)	190	4	
SSB +Frontplate	(var)	190	6	
SSB +Frontplate	0	80	(var.)	(nach abgeschlossener Auswertung: Umbau)
SSB	(var)	190	2	alte Kammerteilung, die Messungen dienen als Wiederholungsmessung - um
SSB	0	80	(var.)	Abrieb zu untersuchen (Performance nach xx Betriebsstunden)

Anlage 1: Messprogramm zur Untersuchung der Bürstendichtungen chronologisch – B1

7 Anlagen

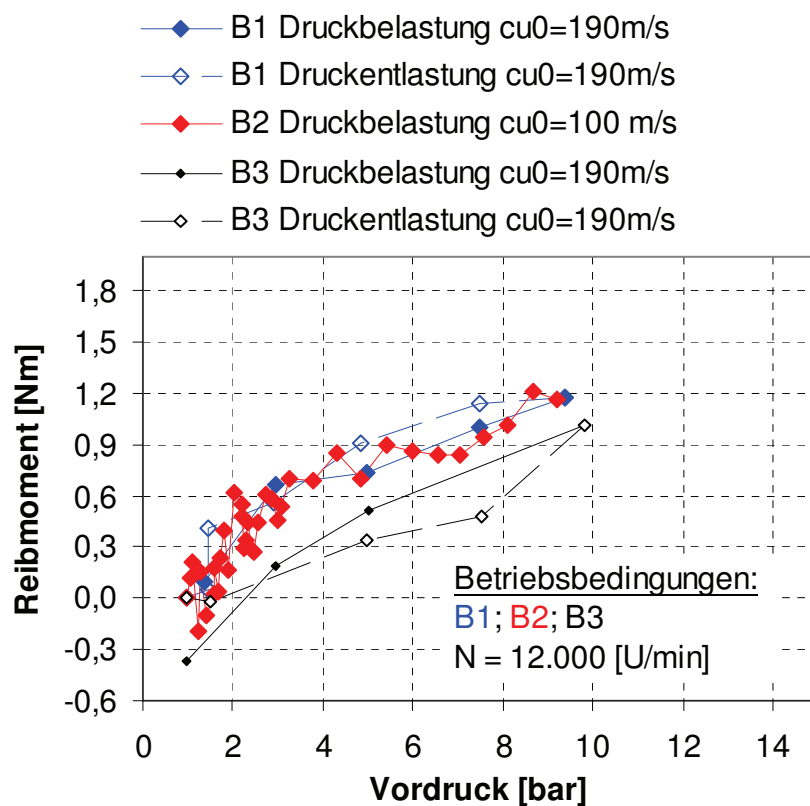
Anordnung	Exzentrizität	Drall	Druck	Bemerkung
Bürstendichtung B2 (200 B/mm; 0,07mm Durchmesser; L=15,4mm)				
SSB	0	190	(var.)	Hysterese Messung im "Neuzustand"
SSB	(var)	190	(var.)	Druckbelastung
SSB	0	190	(var.)	Druckbelastung
SSB	0	80	(var.)	Druckbelastung
SSB	0	80	(var.)	Druckbelastung
SSB	0	80	(var.)	
SSB	0	190	(var.)	
SSB	0	300	(var.)	
SSB	(var)	190	2	
SSB	(var)	190	4	
SSB	0	80	(var.)	ohne Drehzahl, bei 0,2,4,6 bar
SSB	(var)	80	(var.)	Beschleunigung des Rotors durch Drall der Strömung auf Drehzahl!!!
SSB	(var)	190	6	
SSB	0	80	(var.)	Wiederholungsmessung mit nur 4 Werten, da hier der Lagerschaden auftrat
BSS	0	80	(var.)	nur Druckbelastung
BSS	0	80	(var.)	Druckbelastung mit abgedichteter Loslagerseite
BSS	0	80	(var.)	Druckentlastung mit abgedichteter Loslagerseite
BSS	0	80	(var.)	Druckbelastung mit abgedichteter Festlagerseite
BSS	0	80	(var.)	Druckentlastung mit abgedichteter Festlagerseite
BSS	(var)	190	2	nur ein Wert bei e=200 µm gemessen
BSS	(var)	190	4	
BSS	(var)	190	4	nur ein Wert bei e=200 µm gemessen
BSS	(var)	190	6	
Bürstendichtung B3 (50 B/mm; 0,15mm Durchmesser; L=15,4mm)				
SSB	0	190	(var.)	Hysterese Messung im "Neuzustand" ohne Drehzahl!!!
SSB	(var)	79	(var.)	Einlaufzyklus Teil 1
SSB	(var)	80	(var.)	Einlaufzyklus Teil 2
SSB	0	80	(var.)	Start der "normalen Messkampagne"
SSB	0	190	(var.)	
SSB	0	300	(var.)	
SSB	(var)	190	2	
SSB	(var)	190	4	
SSB	(var)	190	6	
SSB	(var)	190	2,4,6,7	Wie ist der Drehzahleinfluss?
SSB	0	80	(var.)	Wiederholungsmessung
BSS	0	190	(var.)	
BSS	0	190	4	
BSS	0	190	6	
BSS	0	80	(var.)	Wiederholungsmessung

Anlage 2: Messprogramm chronologisch – B2 und B3

7 Anlagen

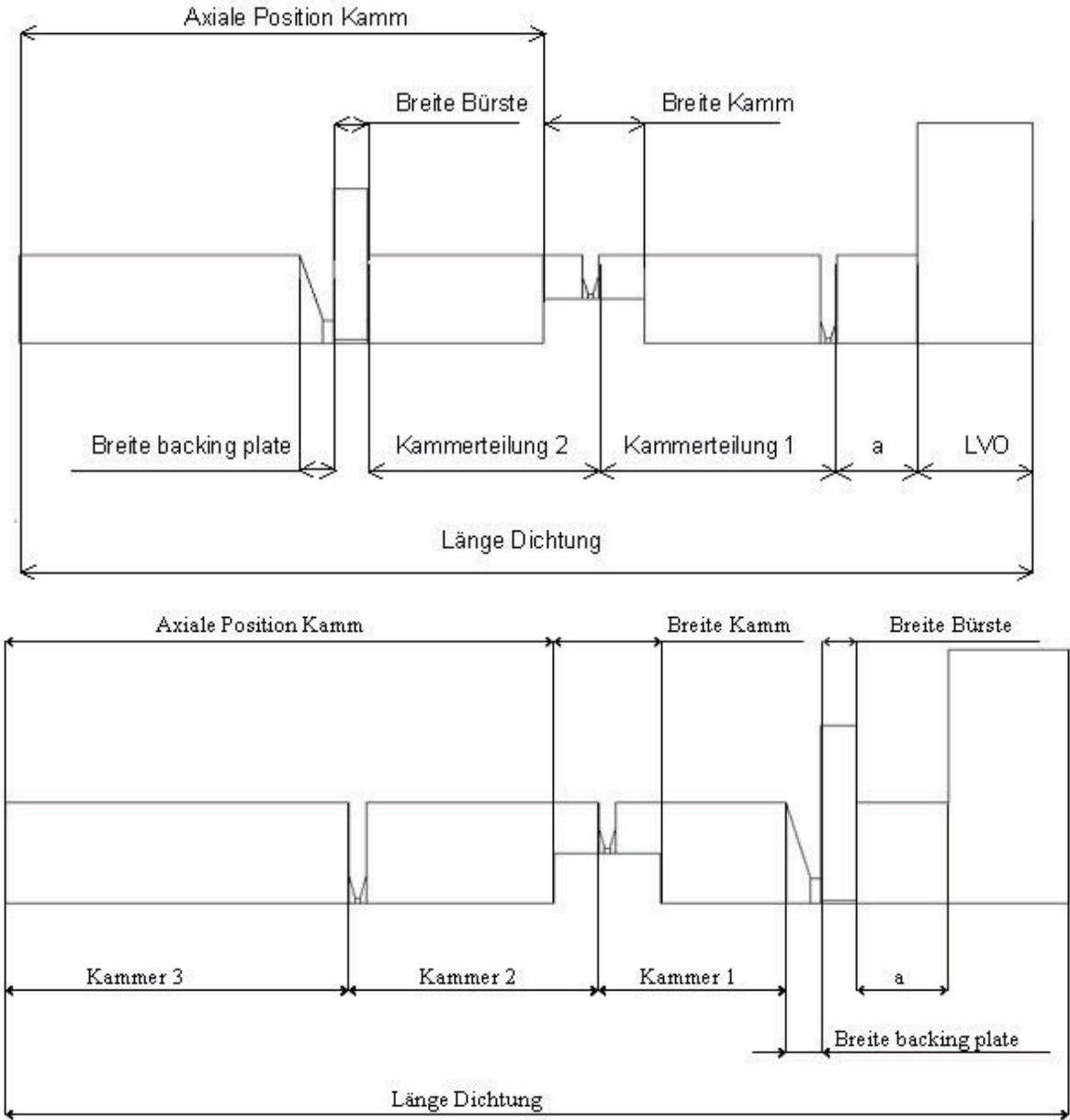
Anordnung	Exzentrizität	Drall	Druck	Bemerkung
Die Referenzmessung mit drei Labyrinthspitzen				
SSS	0	80	(var.)	
SSS	0	190	(var.)	
SSS	0	300	(var.)	
SSS	0	190	2	
SSS	0	190	4	
B3 allein + optische Messung + Film				
B	0	190	(var.)	mit Drehzahl
B	0	190	(var.)	ohne Drehzahl
B3 mit auf Durchmesser der Labyrinthspitzen verlängerte Frontplatte + optische Messung				
B	0	190	(var.)	mit Drehzahl
B	0	190	(var.)	ohne Drehzahl
Eine Labyrinthspitze allein				
S	0	190	(var.)	ohne Drehzahl/mit Drehzahl

Anlage 3: Messprogramm chronologisch – Referenz- und Sondermessungen



Anlage 4: Reibmoment in BSS

Anlage 5: Axiale Parameter (oben SSB, unten BSS)



Anlage 6: Dichtungsparameter für die Modellierung

Radiale Werte BSS B2/3	
Bezeichnung	Wert CFD [mm]
Rotorradius	89,99
Innenradius Gehäuse	96
Höhe Backingplate	4,5
Höhe Bürste	15,4
Radius Bürste	105,6
Höhe Kamm	3
Länge Labyrinthspitze2	2,71
Länge Labyrinthspitze1	5,71
Radius Vorkammer	96

Axiale Werte BSS B2/3	
Bezeichnung	Wert CFD [mm]
Axiale Position Kamm	31
Breite Kamm	6
Breite Bürste	1,88
Kammer 3	19,4
Kammer 2	14
Kammer1	10,5
Breite Backingplate	2,31
Länge Dichtung	54,7
a	5,2