

Christoph Schenk

**Theoretische und experimentelle
Untersuchungen an ebenen
aerostatischen Gaslagerelementen
unter Hochvakuumbedingungen**

**Theoretische und experimentelle
Untersuchungen an ebenen aerostatischen
Gaslagererelementen unter
Hochvakuumbedingungen**

DISSERTATION

zur Erlangung des akademischen Grades
Doktoringenieur (Dr.-Ing.)
vorgelegt der Fakultät für Maschinenbau
TECHNISCHE UNIVERSITÄT ILMENAU

von

Dipl.-Ing. (FH) Christoph Schenk

Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek

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

1. Aufl. - Göttingen : Cuvillier, 2007

Zugl.: (TU) Ilmenau, Univ., Diss., 2007

978-3-86727-470-8

Gutachter:

Prof. Dr.-Ing. R. Theska, Technische Universität Ilmenau

Prof. Dr. rer. nat. habil. A. Tünnermann, Friedrich-Schiller-Universität Jena

Eingereicht am: 23. 04. 2007

Verteidigt am: 27. 11. 2007

© CUVILLIER VERLAG, Göttingen 2007

Nonnenstieg 8, 37075 Göttingen

Telefon: 0551-54724-0

Telefax: 0551-54724-21

www.cuvillier.de

Alle Rechte vorbehalten. Ohne ausdrückliche Genehmigung des Verlages ist es nicht gestattet, das Buch oder Teile daraus auf fotomechanischem Weg (Fotokopie, Mikrokopie) zu vervielfältigen.

1. Auflage, 2007

Gedruckt auf säurefreiem Papier

978-3-86727-470-8

Kurzfassung

Die Arbeit präsentiert Ergebnisse theoretischer und experimenteller Grundlagenuntersuchungen an ebenen rotationssymmetrischen Gaslagererelementen, die unmittelbar in einer Hochvakuumumgebung eingesetzt werden können. Ziel der Arbeit ist es, einen Beitrag zur Entwicklung hochvakuumtauglicher Gasführungen zu leisten. Die Untersuchungen konzentrieren sich auf Düsenlagererelemente mit Mikroverteilerkanälen und poröse Lagererelemente. In die Lagererelemente integrierte Dichtsysteme führen das zur Ausbildung des tragenden Schmierfilmes benötigte und kontinuierlich einströmende Gas nahezu vollständig wieder ab. Durch die Absaugung des Gases findet im tragenden Gasfilm ein Übergang von der Kontinuumsströmung zur Molekularströmung statt. Zur Dimensionierung der Lagererelemente wird ein einfaches numerisches Modell entwickelt, das durch die Berücksichtigung dieses Übergangs die Auslegung der Lagererelemente für einen beliebigen Umgebungsdruck ermöglicht. Auch zur Auslegung des Dichtsystems werden umfangreiche Berechnungswerkzeuge bereitgestellt. Es wird gezeigt, inwieweit sich die Charakteristiken beider Lagererelementarten durch das Dichtsystem und die Vakuumumgebung im Vergleich zum Einsatz unter Normalatmosphäre verändern. In einer Gegenüberstellung werden für beide Lagererelementarten im Hochvakuum bei 10^{-7} mbar gute Trageigenschaften und sehr geringe Leckraten $< 0,3 \mu\text{l}_N/\text{min}$ nachgewiesen. Die theoretischen Ergebnisse werden dabei sehr gut durch die experimentellen Untersuchungen bestätigt. Für beide Lagererelementarten werden Möglichkeiten zur Optimierung der statischen Eigenschaften analysiert, die sich aus einer Modifikation der Drosselparameter bzw. durch den Einsatz spezieller Gase ergeben. Experimentell wird gezeigt, dass die an Normalatmosphäre stabil arbeitenden Lagererelemente im Vakuum nach Überschreiten einer Stabilitätsgrenze zu selbsterregten Schwingungen neigen. Das Auftreten der Stabilitätsgrenze wird theoretisch begründet und der Einfluss verschiedener Faktoren auf die Stabilitätsgrenze analysiert. Ebenso wird in experimentellen Untersuchungen die auf verschiedenen Materialien hervorgerufene Gasabgaberate bestimmt, die bei einer translatorischen Relativbewegung zwischen dem Lagererelement und dem eingesetzten Gegenpart auftritt. Mit der Arbeit gelingt es, die Einsatzmöglichkeit von Gaslagererelementen unmittelbar in einer Hochvakuumumgebung erfolgreich nachzuweisen. Aus den Untersuchungsergebnissen werden Gestaltungsrichtlinien abgeleitet, die zu guten Trageigenschaften, niedrigen Leck- und Gasabgaberraten und einem stabilen Betriebsverhalten der Lagererelemente führen.

Abstract

To contribute to the development of gas bearing guides for high vacuum applications, fundamental theoretical and experimental investigations on flat circular high vacuum compatible gas bearing pads are performed. The study focuses on orifice bearing pads with micro channel structure and porous bearing pads. The bearing lubrication film requires a continuous inflow of gas that is in contradiction to the vacuum environment. Therefore, this gas is almost completely exhausted by the integrated sealing system of the bearing pads. The exhaustion of the gas causes a transition from continuum to molecular flow regime within the lubrication film. A simple numerical model for dimensioning of the bearing pads is developed. By taking the transition in the flow regime into account, the algorithms afford the reliable dimensioning for arbitrary environments. A design model is established to dimension the sealing system as well. The influence of the sealing system and the vacuum environment on the characteristics of both bearing pad types is shown by comparing the properties at ambient conditions and high vacuum. Good bearing properties and very small leakage rates $< 0.3 \mu\text{l}_N/\text{min}$ are verified in a high vacuum environment at the order of 10^{-7} mbar for both bearing pad types. The theoretical results are confirmed by the experimental investigations very well. The potential of optimisation of the static properties is analysed for both bearing pad types. Significant improvements can be achieved by the modification of the feeding parameters and the use of special gases, respectively. Both bearing pad types are stable at ambient conditions. It is shown experimentally, that the bearing pads tend to self-induced vibrations in a vacuum environment beyond a stability threshold. Further theoretical analysis corroborates the threshold and the influences of several factors on it are discussed. The relative motion of the bearing pad to its counterpart causes a desorption of gas. The desorption rate is experimentally determined for multiple materials. The accomplished work verifies the application of gas bearing pads in a high vacuum environment. Design rules are derived from the theoretical and experimental results. They allow a flexible dimensioning of the bearing pads leading to good bearing properties, low leakage and desorption rates and a stable operating behaviour.

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter an der Friedrich-Schiller-Universität Jena und dem Fraunhofer-Institut für Angewandte Optik und Feinmechanik Jena.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. R. Theska für die Übernahme des Hauptreferats sowie die Betreuung und Unterstützung meiner Promotion. Herrn Prof. Dr. rer. nat. habil. A. Tünnermann möchte ich für die stete Förderung und Unterstützung meiner Arbeit sowie für die Übernahme der Berichterstattung danken.

Weiterhin danke ich allen Kollegen – und hier insbesondere Dr.-Ing. S. Risse – sowie allen studentischen Mitarbeitern, die diese Arbeit tatkräftig unterstützt und zu ihrem Gelingen beigetragen haben.

Herrn Prof. Dr. rer. nat. habil. A. Thess danke ich für die wertvollen Diskussionen auf dem Gebiet der Strömungsmechanik.

Schließlich möchte ich ganz besonders herzlich meiner Familie und Ulrike für ihre Unterstützung und ihr Vertrauen danken, durch die sie ganz entscheidend zum erfolgreichen Abschluss meiner Arbeit beigetragen haben.

Jena, im April 2007

Christoph Schenk

Inhaltsverzeichnis

1	Einführung	1
1.1	Grundlagen aerostatischer Lagerelemente	2
1.1.1	Prinzip aerostatischer Lagerelemente	2
1.1.2	Wichtige Kenngrößen	3
1.2	Stand des Wissens	5
1.2.1	Aerostatische Gaslager und Gaslagerelemente	5
1.2.2	Vorspannung mittels Vakuum	15
1.2.3	Integration von Gaslagern und Gasführungen in Vakuumssysteme	16
1.3	Ziel der Arbeit	23
2	Dimensionierung ebener hochvakuumtauglicher Gaslagerelemente	25
2.1	Strömungsformen	25
2.2	Strömung durch einen radial divergierenden Spalt	28
2.2.1	Kontinuums- und Knudsenströmung	29
2.2.2	Molekularströmung	33
2.2.3	Strömung über den gesamten Druckbereich	34
2.3	Strömung durch die Einlassdrosseln	35
2.3.1	Strömung durch Einzeldüsen	35
2.3.2	Strömung durch eine poröse Drosselschicht	36
2.4	1-D numerisches Dimensionierungsmodell	37
2.4.1	Berechnung des Druckprofils	37
2.4.2	Berechnung von Tragkraft, statischer Steifigkeit und Gasverbrauch	40
2.5	Formabweichungen des Lagerbereiches	41
3	Auslegung des Dichtsystems	45
3.1	Bestimmung der Leckrate	45
3.1.1	Experimentelle Bestimmung der Leckrate	46
3.2	Berechnung des Druckes in den Absaugkanälen	46

Inhaltsverzeichnis

3.2.1	Absaugstufen mit Kontinuums- und Knudsenströmung	47
3.2.2	Absaugstufen mit Molekularströmung	48
3.3	Anzahl der Lagerelemente	50
3.4	Dimensionierung	51
3.4.1	Dimensionierung der Dichtspalte	53
3.4.2	Anzahl der Absaugstufen	54
3.4.3	Auslegung der Pumpsysteme	55
3.4.4	Fazit	58
4	Statische Eigenschaften der Lagerelemente	61
4.1	Aufbau der Lagerelemente	61
4.2	Aufbau des Versuchsstandes	63
4.3	Durchführung und Auswertung der Experimente	66
4.4	Eigenschaften an Normalatmosphäre und im Hochvakuum im Vergleich	67
4.5	Vergleich der Eigenschaften beider Lagerelementarten im Hochvakuum	70
4.5.1	Tragkraft, statische Steifigkeit und Gasverbrauch	70
4.5.2	Leckrate	72
4.5.3	Modifikation der Drosselparameter	76
4.5.4	Fazit	79
4.6	Einfluss des Betriebsgases auf die Eigenschaften im Hochva- kuum	80
4.6.1	Experimentelle Ergebnisse	81
4.6.2	Diskussion	81
4.6.3	Fazit	89
5	Stabilität der Lagerelemente	91
5.1	Stabilitätskriterium	91
5.1.1	Dynamische Steifigkeit, Eigenfrequenz	91
5.1.2	Totvolumen der Lagerelemente	94
5.2	Aufbau der Experimentalanordnung	94
5.3	Durchführung und Auswertung der Experimente	97
5.4	Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen	98
5.4.1	Diskussion	100
5.4.2	Einfluss des Totvolumens auf die Stabilität	101
5.5	Ursachen der geringeren Stabilität im Vakuum	102
5.5.1	Einfluss des Absaugkonzeptes auf die Stabilität	104

5.6	Schlussfolgerungen	105
6	Gasabgabe im dynamischen Einsatz	107
6.1	Theoretische Betrachtungen	108
6.1.1	Adsorptionsmechanismen	108
6.1.2	Desorptionsmechanismen	110
6.1.3	Bedeckung einer Oberfläche	110
6.2	Aufbau der Messanordnung	112
6.2.1	Prüfkörper	115
6.3	Durchführung und Interpretation der Experimente	116
6.3.1	Bestimmung der Gasabgaberate	123
6.4	Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen	123
6.4.1	Einfluss von Speisedruck und Spalthöhe	123
6.4.2	Einfluss der Verfahrgeschwindigkeit	124
6.4.3	Einfluss des Betriebsgases	125
6.4.4	Lagerelementart	125
6.4.5	Einfluss des Materials und der Rauheit	126
6.5	Fazit	128
7	Zusammenfassung und Ausblick	129
A	Tabellen	137
B	Diagramme	145

Symbolverzeichnis

Symbol	Bedeutung	Einheit
α	Ausflusszahl	–
α_w	Wärmeübergangskoeffizient	W/K m ²
β	gasspezifische Konstante ($\beta = kT/(\sqrt{2}\pi d_{Mo}^2)$)	J/m ²
γ	Gleitkoeffizient	–
ε	infinitesimaler Druck	Pa
η	dynamische Viskosität	Pa s
θ	Bedeckungsgrad	–
ϑ	Temperatur	°C
$\tilde{\vartheta}$	Amplitudenfunktion der Spalttemperatur	–
κ	Adiabatenkoeffizient	–
λ	mittlere freie Weglänge	m
ξ	Hilfsfunktion	–
π	Ludolphsche Zahl ($\pi \approx 3,14159$)	–
ρ	Dichte	kg/m s ²
σ	Standardabweichung	
σ_{\max}	maximale Bedeckung	m ⁻²
σ_{mono}	Bedeckung Monoschicht	m ⁻²
σ_o	Oberflächenbedeckung	m ⁻²
τ	mittlere Verweilzeit	s
τ_0	Schwingungsperiode adsorbierter Teilchen	s
φ	Winkelkoordinate im Zylinderkoordinatensystem	–
χ	Druckdifferenz (Konvergenzkriterium)	Pa
ω	Kreisfrequenz	s ⁻¹
Δp_A	Druckabfall über den Absaugleitungen	Pa
Δp_S	Druckabfall über einem Dichtspalt	Pa
Δp_V	Anstieg des Vakuumkammerdruckes	Pa
Θ	Permeabilität	m ²

Symbol	Bedeutung	Einheit
Φ	Hilfsfunktion	–
a	Anzahl der Segmente mit maximalem Druck	–
b_k	Breite der Mikroverteilerkanäle	m
\bar{c}	mittlere Teilchengeschwindigkeit	m/s
c_p	spezifische Wärmekapazität	J/kg K
d_0	Innendurchmesser des radial durchströmten Spaltes	m
d_a	Außendurchmesser des radial durchströmten Spaltes	m
d_D	Düsendurchmesser	m
d_K	Innendurchmesser des Absaugkanals	m
d_{Mo}	Teilchendurchmesser	m
f	Frequenz	Hz
f_0	Eigenfrequenz	Hz
g	Erdbeschleunigung ($g = 9,80665 \text{ m/s}^2$)	m/s^2
h	Spalthöhe	m
h^*	lokale Spalthöhe	m
\bar{h}	mittlere Spalthöhe	m
h_k	Höhe der Mikroverteilerkanäle	m
i	Zählvariable	–
j	Flächenstoßrate	$\text{m}^{-2}\text{s}^{-1}$
k	Boltzmannkonstante ($k = 1,3806505 \cdot 10^{-23} \text{ J/K}$)	J/K
\vec{k}	Volumenkraftdichte	N/m^2
k_f	Korrekturfaktor bei der Berechnung des Leckstroms	–
l	Länge	m
l_c	charakteristische Länge des Strömungsgebietes	m
l_A	Länge der Absaugleitung	m
l_S	Länge des Dichtspaltes	m
m	Masse	kg
m_{Mo}	Masse eines Gasteilchens	kg
\dot{m}	Massestrom	kg/s
\dot{m}_A	Massestrom durch Absaugleitung	kg/s
\dot{m}_D	Massestrom durch Düse	kg/s

Symbol	Bedeutung	Einheit
\dot{m}_G	Desorbierter Gasmassestrom	kg/s
\dot{m}_L	Leckmassestrom	kg/s
\dot{m}_S	Massestrom durch Spalt	kg/s
\dot{m}_P	Massestrom durch poröse Drosselschicht	kg/s
n	Polytropenexponent	–
n_A	Anzahl der Leitungsabschnitte	–
n_D	Anzahl der Düsen	–
n_E	Segmentzahl	–
n_S	Anzahl der Absaugstufen	–
p	Druck	Pa
\bar{p}	mittlerer Druck	Pa
p_a	Umgebungsdruck	Pa
p_e	Druck am Spalteingang	Pa
p_p	Druck am Ansaugstutzen einer Vakuumpumpe	Pa
p_s	Speisedruck	Pa
p_A	Ausgangsdruck der Absaugleitung	Pa
p_E	Eingangsdruck der Absaugleitung	Pa
p_K	Druck im Absaugkanal	Pa
p_N	Normdruck ($p_N = 101325$ Pa)	Pa
p_V	Druck der Vakuumumgebung	Pa
$p_{V \min}$	Kammerenddruck	Pa
$p_{V \text{ stat}}$	Kammerdruck bei statisch betriebenem Lagerelement	Pa
q	pV -Durchfluss	Pa m ³ /s
q_A	pV -Durchfluss durch die Absaugleitungen	Pa m ³ /s
q_L	pV -Durchfluss durch einen Dichtspalt	Pa m ³ /s
r	Radius	m
r_0	Innenradius des radial durchströmten Spaltes	m
r_a	Außenradius des radial durchströmten Spaltes	m
s	statische Steifigkeit	N/m
s_d	dynamische Steifigkeit	N/m
s_h	Haftkoeffizient	–
s_o	Federkonstante eines harmonischen Oszillators	N/m
t	Zeit	s
t_B	Bedeckungszeit	s

Symbol	Bedeutung	Einheit
u	Verfahrgeschwindigkeit	m/s
\bar{u}	mittlere Verfahrgeschwindigkeit	m/s
u_S	Umfang des Spaltquerschnittes	m
\vec{v}	Strömungsgeschwindigkeit	m/s
v_g	Gleitgeschwindigkeit	m/s
v_r	radiale Strömungsgeschwindigkeit	m/s
\bar{v}_r	mittlere radiale Strömungsgeschwindigkeit	m/s
v_z	Strömungsgeschwindigkeit in z -Richtung	m/s
\bar{v}_z	mittlere Strömungsgeschwindigkeit in z -Richtung	m/s
w	Wahrscheinlichkeit	–
x	kartesische Längenkoordinate	m
y	kartesische Längenkoordinate	m
z	kartesische Längenkoordinate	m
A	Fläche	m ²
A_p	Querschnittsfläche des Ansaugstutzens einer Vakuumpumpe	m ²
A_A	Querschnittsfläche der Absaugleitung	m ²
A_D	Querschnittsfläche der Düse	m ²
A_P	Fläche der porösen Drosselschicht	m ²
A_S	Querschnittsfläche des Spaltes	m ²
C	Strömungsleitwert	m ³ /s
C_A	Strömungsleitwert eines Leitungsabschnittes	m ³ /s
C_B	Strömungsleitwert einer Blende	m ³ /s
D_A	Durchmesser der Absaugleitung	m
D_{LE}	Außendurchmesser des Lagerelementes	m
D_K	Außendurchmesser des Absaugkanals	m
E	Energie	J
E_D	Bindungsenergie	J
E_{Kin}	Kinetische Energie	J
F	Tragkraft	N
F_{AP}	Tragkraft im Arbeitspunkt	N
F_G	Stabilitätsgrenze	N
H_P	Dicke der porösen Drosselschicht	m
Kn	Knudsenzahl	–

Symbol	Bedeutung	Einheit
N	Umrechnungsfaktor Massestrom in Normvolumenstrom	s l/min kg
N_A	Avogadro-Zahl ($N_A = 6,0221415 \cdot 10^{23} \text{ mol}^{-1}$)	mol^{-1}
P	Gesamtdurchtrittswahrscheinlichkeit	–
P_A	Durchtrittswahrscheinlichkeit durch Kreisrohr beliebiger Länge	–
Q	Gasverbrauch bezogen auf Normbedingungen	l_N/min
Q_G	Gasabgaberate bezogen auf Normbedingungen	l_N/min
Q_L	Leckrate bezogen auf Normbedingungen	l_N/min
R_a	Arithmetischer Mittenrauwert	m
R_s	spezifische Gaskonstante	J/kg K
R_z	Arithmetischer Mittenwert von Einzelrautiefen	m
R_A	Radius der Absaugleitung	m
S_0	Saugvermögen	m^3/s
S	effektives Saugvermögen	m^3/s
T	Temperatur	K
T_N	Normtemperatur ($T_N = 273,15 \text{ K}$)	K
V	Volumen	m^3
Δ	Laplace-Operator	–
∇	Nabla-Operator	–
erf	Fehlerfunktion	–

1 Einführung

Der Einsatz von Gaslagern und Gasführungen in einer Vakuumumgebung – permanent versorgt mit unter hohem Druck stehenden Gasen – scheint zunächst ein Paradoxon zu sein. Warum sollten also solche Systeme in eine Umgebung integriert werden, zu deren Erhalt Gase mit hohem technologischen Aufwand unablässig entfernt werden müssen?

Gaslagerelemente werden seit mehreren Jahrzehnten aufgrund ihrer hervorragenden Lager- und Führungseigenschaften unter atmosphärischen Bedingungen in Präzisionstischen eingesetzt. Diese Tische finden in einer Vielzahl von Anlagen der Halbleitertechnik und Messmaschinen Anwendung, da hier Positionier- und Führungsgenauigkeiten bis in den Nanometerbereich gefordert werden. Für die nächste Generation vieler dieser Geräte und Anlagen wird eine Prozessverlagerung in eine Vakuumumgebung unabdingbar sein, um atmosphärische Störeinflüsse (z.B. Absorption oder Änderung der Brechzahl) auf die Prozesse auszuschließen und damit Auflösung und Genauigkeit der Systeme weiter erhöhen zu können.

Die konventionell im Vakuum eingesetzten wälzgeführten Tische weisen im Vergleich zu gasgeschmierten Tischsystemen ein schlechteres Schwingungs- und Reibungsverhalten auf, das durch die Vakuumumgebung noch zusätzlich negativ beeinflusst wird. Die Auswahl an vakuumkompatiblen Schmierstoffen zur Reibminderung ist stark eingegrenzt und die aus den Schmierstoffen austretenden Dämpfe können sich auf empfindlichen Systemkomponenten ablagern und deren Funktion beeinträchtigen. Deshalb wird oft mit Trockenreibung gearbeitet. Zudem kann reibungsbedingter Verschleiß zur Kontamination mit Partikeln führen. Den kommenden Systemanforderungen werden wälzgeführte Tische daher nicht mehr gerecht.

Konventionelle, unter atmosphärischen Bedingungen eingesetzte Gaslager und -führungen können jedoch nicht ohne weiteres in Vakuumsysteme überführt werden, da sie das zur Schmierung benötigte Betriebsgas einfach an die Umgebung abgeben. Das Einströmen solcher Gasmengen in ein Systemvakuum im Bereich von 10^{-6} ... 10^{-8} mbar, wie es in vielen der genannten Anwendungsfelder angestrebt wird [1–4], würde zum sofortigen Einbrechen des Vakuums führen. Die Herausforderung bei der Integration von Gaslagern und

1 Einführung

-führungen in Vakuumsysteme ist es also, durch geeignete Maßnahmen die Abgabe des Betriebsgases in das Vakuumsystem zu unterbinden bzw. stark einzuschränken.

1.1 Grundlagen aerostatischer Lagerelemente

Gaslagerelemente können sowohl in Gaslagern (Drehgelenken) als auch in Gasführungen (Schubgelenken) eingesetzt werden und stützen dabei zwei sich relativ zueinander bewegende Teile so ab, dass nur ein Bewegungsfreiheitsgrad verbleibt. Der gasförmige Schmierstoff zwischen den Funktionsflächen der Gelenke gewährleistet verschleiß- und stick-slip-freie Relativbewegungen mit extrem geringen Reibungsverlusten (Reibwerte im Bereich 10^{-6}) [5].

Die hohe Kompressibilität der Gase führt dazu, dass die Schmierfilmhöhe im Mikrometerbereich liegt. Um eine sichere Funktion zu gewährleisten, müssen die Gestalt- und Lageabweichungen der Funktionsflächen in Summe deutlich kleiner als die angestrebte Schmierfilmhöhe sein [6]. Der räumlich ausgedehnte Gasfilm führt zu einer Verteilung der übertragenen Kräfte auf eine große Fläche. Die Relativbewegung wird durch das Rauheitsprofil dieser Fläche kaum beeinflusst, da der Gasfilm eine mittelnnde (glättende) Wirkung zeigt. All diese gerade beschriebenen Charakteristiken führen dazu, dass mit Gaslagerelementen gestützte Bewegungsabläufe hochpräzise ausgeführt werden können.

Die Lagerelemente können verschieden geometrisch gestaltet sein. Die am häufigsten eingesetzten Formen sind zylindrische Lagerelemente mit kreis- oder ringförmigen Lagerbereichen* und quaderförmige Lagerelemente mit rechteckigem Lagerbereich.

1.1.1 Prinzip aerostatischer Lagerelemente

Aerostatische Lagerelemente werden mit einem konstant vorgespannten Gas gespeist. In Verbindung mit einer dem Element parallel gegenüberliegenden Fläche entsteht ein Spalt, den das Gas durchströmt und dabei einen zusammenhängenden tragfähigen Schmierfilm bildet. Zwischen der Einspeisung und dem Rand des Lagerelementes entspannt sich das Gas bis auf den Umgebungsdruck.

* Unter Lagerbereich soll allgemein die Fläche verstanden werden, über der sich der tragende gasförmige Schmierfilm (Druckpolster) ausbildet.

1.1 Grundlagen aerostatischer Lagerelemente

Für die Funktion der Lagerelemente ist es wichtig, dass sie sich Laständerungen anpassen können. Die aufnehmbare Last darf also nicht einzig eine Funktion der Vorspannung des Gases sein. Dies gelingt, wenn die Abhängigkeit des Strömungswiderstandes von der Spalthöhe geschickt ausgenutzt wird[†]. Das durchströmte Volumen wird in mehrere Bereiche aufgeteilt, die einen unterschiedlich stark von der Spalthöhe abhängenden Strömungswiderstand aufweisen. Für verschiedene Lasten kann sich ein stabiler Gleichgewichtszustand einstellen, da sich der Druckverlauf über dem Lagerbereich in Abhängigkeit von der Spalthöhe ändert. Für Präzisionssysteme ist es dabei von großer Bedeutung, die Strömungswiderstände so zu optimieren, dass sich das Druckpolster bereits durch eine minimale Spaltänderung an eine Laständerung anpasst.

Dieser Ansatz wird auf verschiedene Weise in Lagerelementen umgesetzt, siehe Abbildung 1.1. Der Strömungswiderstand auslassgedrosselter Lagerelemente zeigt im Randbereich eine stärkere Abhängigkeit von der Spalthöhe als im Zentrum, da der Lagerbereich so geformt ist, dass die Spalthöhe zum Rand hin abnimmt. Bei einlassgedrosselten Lagerelementen wird das Gas über einen zusätzlichen, von der Spalthöhe nahezu unabhängigen Strömungswiderstand (Einlassdrossel) in den Spalt eingespeist. Eine Änderung der Spalthöhe führt zu einer Druckänderung nach der Einlassdrossel. Als Einlassdrosseln werden sowohl Einzeldüsen, mehrere Düsen, flächig diskret verteilte Mikrodüsen, poröse Werkstoffe als auch oberflächenverdichtete poröse Werkstoffe eingesetzt.

1.1.2 Wichtige Kenngrößen

Das Leistungsvermögen von Gaslagerelementen wird anhand einer Vielzahl mechanischer Kenngrößen charakterisiert, von denen die wichtigsten nachfolgend beschrieben werden. Für hochvakuumtaugliche Lagerelemente sind zusätzlich einige fluidische Kenngrößen maßgebend, die ergänzend in die Liste aufgenommen wurden. Die Definitionen sind an Bartz [6] und Umrath [7] angelehnt.

Die *Spalthöhe* entspricht der Dicke des tragenden Gasfilmes. Sie setzt sich aus dem kürzesten Abstand zwischen dem Lagerbereich eines Lagerelemen-

[†]Der Strömungswiderstand ist in erster Näherung indirekt proportional zur dritten Potenz der Spalthöhe.

1 Einführung

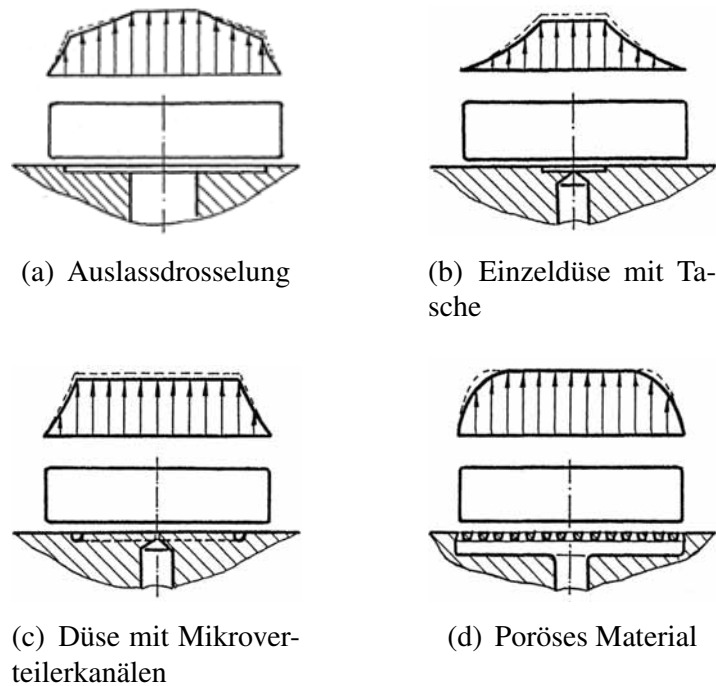


Abbildung 1.1: Verschiedene Drosselsysteme mit typischen zugehörigen Druckprofilen [6]

tes und der gegenüberliegenden Fläche sowie den Profilhöhen innerhalb dieser Flächen zusammen.

Die *Tragfähigkeit* bzw. *Tragkraft* definiert die Last, die das Lagerelement bei einer bestimmten Spalthöhe aufnehmen kann.

Das Verhältnis der Änderung der Tragkraft zur Änderung der Spalthöhe zwischen zwei Gleichgewichtszuständen mit stationären Strömungsverhältnissen im Spalt wird als *statische Steifigkeit* bezeichnet. Die *dynamische Steifigkeit* wird maßgeblich durch die Kompressibilität des Gasfilmes bestimmt, der bei einer Störung des Gleichgewichtszustandes kurzfristig wie eine Gasfeder wirkt.

Bei aufliegenden Funktionsflächen eingeschlossene Hohlräume (z.B. Kammern, Taschen, Kanäle, durch das Rauheitsprofil entstehende Volumina) bilden das sogenannte *Totvolumen*, durch das die dynamische Steifigkeit verringert wird und Ausgleichsvorgänge verzögert werden.

Die *Stabilität* eines Lagerelementes wird durch die von der dynamischen Steifigkeit abhängigen Dämpfung bestimmt. Für Dämpfungswerte kleiner Null

wird das Lagerelement instabil und beginnt zu schwingen. Werden dabei Bereiche positiver und negativer Dämpfung durchlaufen, so dass sich Anfachung und Dämpfung über eine Periode gerade ausgleichen, ist die Schwingung grenzstabil. Das periodische Aufeinanderschlagen der Funktionsflächen bei sehr großen Schwingungsamplituden wird als „air-hammer“ bezeichnet und kann zur Zerstörung der Funktionsflächen führen.

Turbulente Strömungen können bei stabil im Gleichgewicht arbeitenden Lagerelementen stochastische Störbeschleunigungen hervorrufen, die als *Restrauschen* beschrieben werden. Die Schwingungsamplituden liegen im unteren Nanometerbereich.

Der *Gasverbrauch* ist die ein Lagerelement pro Zeiteinheit durchströmende Gasmenge.

Die *Leckrate* bezeichnet die pro Zeiteinheit durch unerwünschte Leitungselemente abgegebene Gasmenge. Übertragen auf vakuumtaugliche Gaslagerelemente gibt sie die aus dem Dichtsystem in die Vakuumumgebung austretende zeitbezogene Gasmenge an.

Unter der *Gasabgaberate* wird die pro Zeiteinheit von den Wänden oder anderen Bauteilen im Inneren eines Vakuumsystems abgegebene Gasmenge verstanden. Im Vakuum eingesetzte Gasführungen geben während des Betriebes von den mit Gas belegten Führungsflächen durch Desorption Gasteilchen in das Vakuumsystem ab, sobald diese in den Raum außerhalb eines Dichtsystems gelangen.

1.2 Stand des Wissens

1.2.1 Aerostatische Gaslager und Gaslagerelemente

Bereits 1854 entwickelt der französische Physiker Gustave-Adolphe Hirn erste Gedanken, Luft als Schmiermedium einzusetzen. Die praktische Anwendung der Gasschmierung beginnt jedoch erst ein Jahrhundert später mit intensiven Entwicklungs- und Forschungsarbeiten in den 50er und 60er Jahren.

Seither wurden eine Vielzahl detaillierter theoretischer und experimenteller Untersuchungen zur Beschreibung der Eigenschaften von Gaslagern und Gaslagerelementen durchgeführt. Auf analytischer Ebene sind, ausgehend von geschlossenen Näherungsgleichungen, die eine schnelle Abschätzung der Trageigenschaften ermöglichen, bis hin zu sehr exakten, aber auch sehr auf-

1 Einführung

wendigen dreidimensionalen numerischen Berechnungsmodellen, verschiedenste Werkzeuge zur Dimensionierung entwickelt worden.

Statische Kennwerte

Unterberger stellt in [8] Untersuchungsergebnisse rotationssymmetrischer Lagerelemente mit Auslassdrosselung bzw. zentraler Düse und Tasche vor. Zur Berechnung der Tragkraft gibt er eine geschlossene Näherungsgleichung an. Wiemer [9] behandelt die zum Verständnis der Gasschmierung erforderlichen theoretischen Grundlagen und liefert umfangreiche Unterlagen zur Berechnung von Lagerelementen mit zentraler Einzeldüse und mit mehreren Düsen.

Loch [10, 11] beschreibt durch das Zusammensetzen rechnerisch einzeln erfassbarer Grundelemente (Einzeltragfelder) das Verhalten von Lagerelementen und komplexeren Lagern. Für rechteckige und kreisförmige über einen Drosselspalt bzw. Einzeldüsen gespeiste Grundelemente werden Auslegungsgleichungen angegeben, die eine gute Übereinstimmung mit experimentellen Ergebnissen zeigen. Auch Unterberger [12] zerlegt Lager und Lagerelemente mit mehreren Düsen in Grundelemente mit je einer Düse und schafft es so, die Auswirkungen von unsymmetrisch einwirkenden Kräften bzw. Momenten abzuschätzen. Die von ihm als Elementarlager bezeichneten rotationssymmetrischen Grundelemente werden so aneinander gesetzt, dass sich ihre Wirkungsbereiche gerade tangieren und somit eine unabhängige Berechnung der Trageigenschaften dieser Elemente möglich wird.

Zur Verbesserung der Tragfähigkeit von Lagerelementen mit Düsen werden verschiedene Wege verfolgt [13–19].

Mertel [13] arbeitet mit Speisedrücken bis 100 bar, um die Tragfähigkeit zylindrischer Lagerelemente mit zentraler Düse und Tasche zu steigern. Bei der Berechnung des Druckprofils führt er slip-Randbedingungen[‡] ein, um den Einfluss eines möglichen Übergangs der Kontinuumsströmung zur Knudsenströmung bei geringen Spalthöhen zu prüfen. Aufgrund der geringen Auswirkungen auf den Druckverlauf sieht er den erhöhten Rechenaufwand nicht gerechtfertigt.

Mussnug [14] und später auch Donat [15] verbessern die Tragfähigkeit ebener Düsenlagerelemente, indem sie Mikroverteilerkanäle in den Lagerbereich einarbeiten. Die von den Düsen mit Beruhigungskammer ausgehende Kanalstruktur führt zu größeren Bereichen konstanten Druckes, ohne dass wie

[‡]Die Strömungsgeschwindigkeit an den Berandungen des Spaltes ist größer Null.

bei auslassgedrosselten Lagerelementen ein großes Totvolumen entsteht. Zur Dimensionierung dieser Lagerelemente entwickelt Donat [16] ein umfangreiches Formelwerk. Bei der Analyse der Strömungsverhältnisse im Spalt zeigt er für geringe Spalthöhen einen Übergang von der Kontinuumsströmung zur Knudsenströmung auf. Ebenso wie Mertel [13] berücksichtigt Donat diesen Übergang in den Berechnungen durch das Einführen von slip-Bedingungen und weist nach, dass erst bei sehr geringen, technisch nicht mehr relevanten Spalthöhen kleiner $1\ \mu\text{m}$ merkliche Abweichungen in der Druckverteilung gegenüber einer rein ausgeprägten Kontinuumsströmung auftreten. Er schlussfolgert, dass der Übergang der Strömungsformen bei der Auslegung der Lagerelemente nicht berücksichtigt werden muss.

Die Tragkraft lässt sich ebenfalls durch flächig diskret über den Lagerbereich verteilte Mikrodüsen steigern. Köhler [17] stößt bei der Beschreibung der Eigenschaften solcher Lagerelemente an die Grenzen der geschlossenen Berechnungsverfahren und entwickelt ein Finite-Elemente-Modell. Die prinzipiellen Zusammenhänge der fluidischen Größen innerhalb des Modells veranschaulicht er unter Ausnutzung von Analogiebeziehungen anhand eines elektrischen Netzwerkes.

Heinzl und Schulz [18] sowie Fan et al. [19] präsentieren zur Herstellung flächig diskret verteilter Mikrodüsen alternative Fertigungstechnologien zum herkömmlichen Bohren. Schulz fertigt Düsen bis zu einem minimalen Durchmesser von $25\ \mu\text{m}$ mit dem Laser und erhält Lagerelemente, die aufgrund einer hohen Dämpfung auch bei hohen Versorgungsdrücken betrieben werden können. Fan et al. nutzen Halbleitertechnologien zur Fertigung der Lagerelemente in Silizium. Im Gegensatz zu den klassischen gebohrten Düsen mit kreisförmigem Querschnitt führt die Mikrostrukturierung des Siliziums durch anisotrope Ätzprozesse zu Einlassdrosseln mit quadratischem, sich in Richtung der Austrittsfläche verjüngendem Querschnitt. Es werden sehr kleine Drosselquerschnitte von minimal $30\ \mu\text{m}^2$ erzielt.

Ebenso wie zur Tragkraft werden auch Untersuchungen zur Steigerung der maximalen statischen Steifigkeit von Lagerelementen durchgeführt [20–23].

Boffey et al. [20] untersuchen die Abhängigkeit der maximalen Steifigkeit eines Lagerelementes mit zentraler Einzeldüse und Mikroverteilerkanal vom Düsendurchmesser. Sie weisen experimentell nach, dass mit kleiner werdendem Durchmesser die maximale Steifigkeit ansteigt und sich der Gasverbrauch sowie die Spalthöhe, bei der die maximale Steifigkeit erreicht wird, verringern. Ausgehend von diesem Zusammenhang setzt Yoshimoto [21] in ein Lagerelement mit Mikroverteilerkanälen an Stelle einer Einzeldüse eine

1 Einführung

zentrale Einlassdrossel aus porösem Material mit einem Durchmesser von 1...3 mm ein. Durch die wesentlich stärkere Drosselung verschiebt sich die optimale Spalthöhe des Lagerelementes auf Werte unter einem Mikrometer und es wird gegenüber dem Düsenelement eine zehnfach höhere Steifigkeit erzielt.

Blondeel et al. [22] und Vermeulen et al. [23] integrieren in Lagerelemente mit zentraler Düse eine die Funktionsfläche bildende konische Membran, die sich lastabhängig durchbiegt und so passiv eine zusätzliche variable Auslassdrosselung hervorruft. Auf diese Weise erzielen sie bei einer großen Spalthöhe eine nahezu unendliche Steifigkeit.

Durch die fortschreitende Entwicklung der Rechentechnik und aufgrund der komplizierten Beschreibung von Lagerelementen mit einer Vielzahl von Düsen werden in neueren Arbeiten zunehmend verschiedenste numerische Verfahren zur Berechnung der Eigenschaftscharakteristiken angewendet. So nutzen z.B. Stout et al. [24] die Finite-Differenzen-Methode, Fan et al. [19] die Spektral-Elemente-Methode oder Weck et al. [25] die Finite-Elemente-Methode.

Ebenfalls auf Basis der Finite-Elemente-Methode führt Dormann [26] umfangreiche Simulationen der Strömungsverhältnisse für quaderförmige und zylindrische Lagerelemente mit diskreter Düsenverteilung durch. Sowohl die Spaltströmung als auch die Strömung durch die Einlassdrosseln wird nachgebildet. Die Simulationstechnik ermöglicht es Dormann auch zu zeigen, dass das Druckpolster in Führungen eingesetzter Lagerelemente selbst durch hohe Verfahrgeschwindigkeiten (10 m/s) nicht wesentlich beeinflusst wird.

Poröse Lagerelemente, deren Einlassdrossel sich über den gesamten Lagerbereich erstreckt, können durch das breite Druckgebirge ebenso wie Lagerelemente mit flächig diskret verteilten Mikrodüsen hohe Lasten aufnehmen. Aufgrund des vollflächigen Gasaustrittes gestaltet sich die Berechnung der porösen Lagerelemente ungleich schwerer als für Lagerelemente mit Einzeldüsen oder mehreren Düsen. Zur Auslegung wird daher fast ausschließlich auf numerische Verfahren zurückgegriffen.

Eine der ersten umfangreichen Arbeiten zur Dimensionierung zylindrischer poröser Lagerelemente veröffentlichten Gargiulo et al. [27]. Sie berechnen die Trageigenschaften numerisch mittels der Finite-Differenzen-Methode. Die Arbeit beinhaltet zudem zahlreiche experimentelle Untersuchungsergebnisse. Murti [28] gelingt es, den Druckverlauf im Spalt solcher Lagerelemente unter der Annahme eines eindimensionalen Strömungszustandes in geschlossener analytischer Form anzugeben. Er vergleicht von ihm

analytisch ermittelte Abhängigkeiten mit experimentellen Ergebnissen von Gargiulo et al. und stellt eine sehr gute Übereinstimmung fest.

In einer Vielzahl von Arbeiten [29–37] werden die Randbedingungen für die Strömung durch einen Spalt mit poröser Wand diskutiert und deren Auswirkungen auf die Eigenschaften von Lagerelementen mit poröser Drosselschicht untersucht [37–41].

Ausgehend von rein theoretischen Betrachtungen formulieren Ishizawa et al. [29] eine slip-Bedingung unter der Annahme, dass die Strömungsgeschwindigkeit nach Darcy an der porösen Grenzfläche gleich der Strömungsgeschwindigkeit im Spalt ist.

Beavers et al. [30, 31] experimentieren zunächst mit inkompressiblen Medien und beobachten einen erhöhten Durchfluss durch den Spalt, den sie auf eine tangential Gleitgeschwindigkeitskomponente an der porösen Grenzfläche zurückführen. Der von ihnen empirisch entwickelte Ansatz geht davon aus, dass die Strömungsgeschwindigkeit an der Grenzfläche innerhalb des porösen Materials in die Strömungsgeschwindigkeit nach Darcy übergeht. Die Gültigkeit des Ansatzes bleibt dabei auf Spalthöhen größer dem Porendurchmesser des porösen Materials beschränkt. Taylor [32] und Richardson [33] bestätigen mit einem anderen Experiment die von Beavers et al. [30] für die poröse Oberfläche eingeführte slip-Bedingung. Sparrow et al. [35] schlagen gestützt durch eine theoretische Analyse von Saffman [34] eine modifizierte slip-Bedingung vor, in der die Strömungsgeschwindigkeit nach Darcy vernachlässigt wird. In einer weiteren Arbeit bestätigen Beavers et al. [36] die Gültigkeit der in [30] aufgestellten Randbedingung für kompressible Medien.

Rao [38] verwendet den Ansatz von Sparrow et al. [35] für die Berechnung ebener Lagerelemente und berichtet, dass Tragkraft und Gasverbrauch durch die slip-Bedingung reduziert werden. Singh et al. [39, 40] nutzen die Gleitansätze von Ishizawa et al. [29], Beavers et al. [30] und Sparrow et al. [35] für die Berechnung der statischen Charakteristiken verschiedener ebener Lagerelemente. Sie beobachten, dass die Gleitbedingungen für die poröse Oberfläche gegenüber der Haftbedingung zu einer reduzierten Tragkraft und – im Widerspruch zu Rao [38] – zu einem erhöhten Gasverbrauch führen.

Kwan et al. [37] bestimmen mit einem an Beavers et al. [36] angelehnten Experiment den Gleitfluss an einer porösen Keramikoberfläche bei Spalthöhen, die für die Gasschmierung typisch sind. Ihre experimentellen Ergebnisse zeigen, dass der beobachtete erhöhte Gasstrom durch den Spalt nicht mit der Vorhersage nach dem Ansatz von Beavers et al. übereinstimmt, sondern besser durch einen additiven Beitrag zur Spalthöhe wiedergegeben wird.

1 Einführung

Die Abhängigkeit des Betrages der eingeführten äquivalenten Spalthöhe von den Eigenschaften des porösen Materials bleibt jedoch ungeklärt. Die Autoren binden die äquivalente Spalthöhe und eine äquivalente Permeabilität zur Kompensation von Trägheitseffekten in ein Dimensionierungsmodell von Sheinberg et al. [42] für ebene Lagerelemente ein und finden eine gute Übereinstimmung mit experimentell gewonnenen statischen Eigenschaften.

Luong et al. [41] analysieren das Verhalten ebener halbunendlicher poröser Lagerelemente in Abhängigkeit von der Modellbeschreibung der Strömung durch die poröse Einlassdrossel. Der Vergleich eines dreidimensionalen und eines eindimensionalen Ansatzes zeigt, dass die Tangentialströmung im porösen Material erst bei großem Verhältnis zwischen den Strömungswiderständen des Spaltes und des porösen Materials zu berücksichtigen ist und dann das eindimensionale Modell zu merklichen Abweichungen führt. Die Berechnungen werden ebenfalls für ebene rotationssymmetrische Lagerelemente durchgeführt und mit experimentellen Ergebnissen verglichen. Neben den verschiedenen Ansätzen wird zusätzlich auch der Einfluss der slip-Bedingungen nach Ishizawa et al. [29], Beavers et al. [30] bzw. Sparrow et al. [35] untersucht. Die Gleitbedingung nach Ishizawa et al. liefert für das untersuchte Lagerelement ähnliche Ergebnisse wie die Haftbedingung. Die Gleitbedingungen nach Beavers et al. und Sparrow et al. führen, wie bereits von Singh [39, 40] beobachtet, zu geringeren Tragkräften und einem höheren Gasverbrauch. Eine gute Abbildung der experimentellen Kennlinien gelingt jedoch mit keinem der verwendeten Ansätze, sondern erst durch die Berücksichtigung der Deformation des Lagerbereiches.

Weitere Analysen der Charakteristiken poröser Lagerelemente finden sich in [43–47]. In der Arbeitsgruppe von Heinzl werden poröse oberflächenverdichtete Lagerelemente aus Sinterbronze entwickelt [43–45], deren strömungsmechanisches Verhalten von Gerke [45] modelliert wird. Gerke leitet durch sich ergänzende analytische und numerische Berechnungen Näherungsgleichungen für den Auslegungspunkt ab. Ausgehend von den Ergebnissen für einen parallelen Spalt gelingt ihm eine Abschätzung der Kippsteifigkeit der Lagerelemente.

Lagerelemente mit poröser Graphitdrossel können sich aufgrund der geringen Steifigkeit des Materials unter Last stark deformieren. Yoshimoto et al. [46] vermindern wie auch Gargiulo et al. [27] diese Durchbiegung, indem sie das Material rückseitig großflächig abstützen. Sie analysieren die Beeinflussung der Eigenschaften der Lagerelemente durch die nun partielle Gasversorgung der Einlassdrossel.

Plante et al. [47] entwerfen ein einfaches Dimensionierungsmodell für ebene rotationssymmetrische Lagerelemente, das auf der eindimensionalen verallgemeinerten Strömungstheorie [48] beruht. Sie stellen analytisch ermittelte Kennlinien Datenblättern kommerziell erhältlicher poröser Lagerelemente von New Way[®] und den komplexeren dreidimensionalen Simulationstechniken von Yoshimoto et al. [46] gegenüber und finden eine sehr gute Übereinstimmung.

Einen Vergleich der statischen Leistungsfähigkeit ebener rotationssymmetrischer Lagerelemente mit verschiedenen Arten der Einlassdrosselung führen Fourka et al. [49]. In ihrer umfangreichen Arbeit werden Lagerelemente mit mehreren Düsen (mit und ohne Beruhigungskammer), mit porösen Einsätzen anstelle der Düsen sowie poröse Lagerelemente analysiert. Die Charakteristiken der Lagerelemente werden mit einem nichtlinearen Finite-Elemente-Modell berechnet und optimiert. Die Untersuchungen zeigen, dass mit keinem Drosselsystem bezüglich aller Vergleichskriterien Bestwerte erzielt werden können. Die Autoren kommen zu dem Schluss, dass die Art der Einlassdrosselung in Abhängigkeit von der angestrebten Anwendung auszuwählen ist.

Dynamische Kennwerte

Bei ungünstiger Auslegung können gasgeschmierte Lager und Führungen instabil werden und zu selbsterregten Schwingungen neigen. Bereits 1958 leiten Licht et al. [50] nach grundlegenden theoretischen Betrachtungen aus der Massestrombilanz und dem dynamischen Kräftegleichgewicht ein Stabilitätskriterium für Gaslagerelemente ab. Die Ansätze für Strömung und Druckverlauf im Spalt enthalten nur statische Parameter. Druckänderungen durch die Kompression bzw. Relaxation des Gases infolge schneller Schwingungen bleiben unberücksichtigt.

Von Sybel [51] wendet das Stabilitätskriterium von Licht et al. [50] auf ebene Lagerelemente mit zentraler Einzeldüse und Tasche an, um das kritische Totvolumen zu bestimmen, bei dem das Lagerelement gerade noch stabil arbeitet. Die Berechnungen zeigen nur qualitativ eine gute Übereinstimmung mit experimentellen Messungen. Für sehr kleine Düsendurchmesser und große Taschenvolumina beobachtet er, dass sich im instabilen Zustand keine sinusähnlichen Schwingungen, sondern durch die sehr langsamen Ausgleichsvorgänge „Ladeschwingungen“ ausbilden. Von Sybel gelingt es, wesentliche prinzipielle Zusammenhänge zwischen konstruktiver Gestaltung und Stabilität der Lagerelemente abzuleiten: mit einer Zunahme des Totvolu-

1 Einführung

mens, Speisedruckes oder der statischen Steifigkeit (kleiner Düsendurchmesser und Gasverbrauch) steigt die Gefahr der Instabilität.

Stowell [52] experimentiert mit ebenen rotationssymmetrischen Lagererelementen mit mehreren Düsen und umlaufendem Verteilerkanal und beobachtet abweichend zu von Sybel [51] den größten instabilen Bereich bei einem mittleren Düsendurchmesser. Berechnungen mit dem Stabilitätskriterium von Licht et al. [50] weisen den instabilen Bereich gegenüber seinen experimentellen Messungen stets zu groß aus. Donat [16] bestimmt mit demselben Kriterium das zulässige Totvolumen von Düsenlagererelementen mit Mikroverteilerkanälen.

Roblee et al. [53,54] zeigen, dass Düsenlagererelemente instabil werden, sobald ihre dynamische Steifigkeit kleiner als die statische Steifigkeit wird, und formulieren eine Gleichung zur Berechnung der dynamischen Steifigkeit. Sie erkennen, dass sich die Dämpfung der Lagererelemente aus dem Zusammenspiel des Gasstromes durch die Strömungswiderstände der Lagererelemente und der Kompressibilität des eingeschlossenen Gasfilmes ergibt. Bei hochfrequenten Spaltänderungen verhält sich der Gasfilm wie eine Gasfeder, die umso weicher ist, je größer das im Spalt eingeschlossene Gasvolumen ist. Für geringe Spalthöhen wird eine Zunahme der Dämpfung beobachtet.

Stiffler [55, 56] ermittelt in theoretischen Studien unter Anwendung der Störungsrechnung, dass sich Dämpfung und statische Steifigkeit ebener Lagererelemente mit mehreren Düsen konträr verhalten.

Lin et al. [57] nutzen die Garlerkin-Methode in einem Finite-Elemente-Modell zur Berechnung der Sprungantwort ebener Lagererelemente mit zentraler Einzeldüse und Tasche. Der Vergleich der aus der Simulation für verschiedene Taschentiefen gewonnenen Aussagen zur Stabilität mit den experimentellen Ergebnissen von Licht et al. [50] zeigt auch quantitativ eine gute Übereinstimmung.

Fourka et al. [58] untersuchen ebenfalls ebene Lagererelemente mit Einzeldüse und Tasche und berechnen mit einem linearisierten analytischen Ansatz und einem nichtlinearen Finite-Elemente-Modell deren Stabilitätsgrenze. Während das nichtlineare Modell eine sehr gute Übereinstimmung mit den experimentell gemessenen Werten zeigt, liefert das linearisierte analytische Modell einen zu großen instabilen Bereich. Charki et al. [59] nutzen denselben nichtlinearen Finite-Elemente-Ansatz und bestimmen die Sprungantwort von ebenen rotationssymmetrischen Lagererelementen mit Düsenkranz mit und ohne Verbindungskanal. Auch hier zeigt sich, dass die Größe des Totvolumens entscheidend für die Stabilität von Lagererelementen ist.

Gorez [60] untersucht die Stabilität ebener Lagerelemente mit poröser Einlassdrossel. Seine auf der direkten Methode von Ljapunow basierende Analyse zeigt, dass sich die Stabilitätscharakteristik mit geringer werdender Porosität und Dicke der Einlassdrossel verbessert.

Das Stabilitätsverhalten der gleichen Lagerelemente schätzt Sun [61] theoretisch durch eine Störungsrechnung erster Ordnung ab. Er führt die Neigung zur Instabilität auf die Kompressibilität der Gase zurück, da eine Vergleichsrechnung mit einem inkompressiblen Medium ein stets stabiles Verhalten vorhersagt. Nach Sun können pneumatische Instabilitäten durch Leichtgewichtssysteme und eine Auslegung der Lagerelemente auf einen niedrigen Speisedruck und geringe Spalthöhen vermieden werden. In einer weiteren Arbeit [62] gelingt es ihm, dynamische Steifigkeit und Dämpfung in geschlossener Form als Funktion der Oszillationsfrequenz anzugeben. Die Bedeutung dieser Parameter für die Stabilität der Lagerelemente wird ausführlich diskutiert.

Majumdar [63] analysiert das dynamische Verhalten von ebenen porösen Lagerelementen mit rechteckigem Lagerbereich und gibt Gestaltungsrichtlinien für diese Lagerelemente an, die zu einer hohen Dämpfung führen. Zusammen mit Majumdar [64] berechnet er die dynamischen Eigenschaften ebener poröser Lagerelemente mit rechteckigem bzw. kreisringförmigen Lagerbereich unter Einbeziehung der slip-Bedingung von Beavers et al. [30] und gibt einen Stabilitätsparameter an. Es wird gezeigt, dass sich die Neigung zur Instabilität durch die Berücksichtigung des Gleitens an der porösen Oberfläche deutlich erhöht. In beiden Studien wird das Stabilitätsverhalten aus den Navier-Stokes-Gleichungen und dem dynamischen Kräftegleichgewicht abgeleitet und numerische Lösungsverfahren eingesetzt.

Eine experimentelle Bestätigung der theoretisch abgeleiteten Zusammenhänge erfolgt jedoch in keiner der genannten Arbeiten [60–64].

Umfangreiche experimentelle Untersuchungen an ebenen rotationssymmetrischen Lagerelementen führen Chang et al. [65] durch und vergleichen die für poröse Lagerelemente ermittelten Stabilitätscharakteristiken mit den analytischen Voraussagen von Sun [62]. Insbesondere bei hohen Speisedrücken stellen sie starke Abweichungen zur Theorie fest. Die Lagerelemente verhalten sich hier stabiler als erwartet. Sie beobachten, dass sich Druckschwankungen im Spalt phasenverschoben in der vor dem porösen Material liegenden Verteilerkammer wiederfinden. Das in dieser Kammer enthaltene Gasvolumen führt zu einer Stabilisierung, die jedoch mit abnehmender Porosität und Permeabilität der Einlassdrossel zunehmend geringer ausfällt. Die Autoren

1 Einführung

nutzen zur Erklärung der beobachteten Phasenverschiebung die Analogie zu elektrischen Netzwerken und leiten veränderte Randbedingungen für analytische Berechnungen ab, die mit dem Ansatz nach [62] zu einer verbesserten Übereinstimmung von Theorie und Experiment führen.

Poröse Lagerelemente erweisen sich nach Schroter et al. [66] als besonders stabil, wenn die Gasaustrittsfläche der Einlassdrossel zusätzlich verdichtet wird. Dadurch liegt im Gegensatz zu unverdichteten Drosseln der engste drosselnde Querschnitt nicht mehr beliebig innerhalb des porösen Materials, sondern direkt an dessen Oberfläche. Sich negativ auf die Stabilität auswirkendes Totvolumen entsteht nur noch durch Gestaltabweichungen des Lagerbereiches.

Bei Lagerelementen mit poröser Graphitdrossel kann eine Verdichtung durch Lackieren der Gasaustrittsfläche erreicht werden [46, 67]. Heinzl et al. [43] und Hopfner [44] fertigen stark gedämpfte und stabile Lagerelemente aus poröser Sinterbronze, indem sie die Oberfläche der Einlassdrossel zunächst durch plastische Verformung verdichten und anschließend spanend endbearbeiten.

Wie Roblee et al. [53] gehen Heinzl et al. [43] davon aus, dass der Gasfilm für den ersten Moment nach einer Laständerung als Gasfeder behandelt werden kann, deren Steifigkeit über eine adiabatische Zustandsänderung des eingeschlossenen Gases beschrieben wird. Die Ausgleichsvorgänge zur Anpassung des Strömungsfeldes an die wechselnde Spalthöhe setzen erst allmählich ein. Instabilität tritt dann auf, wenn die dynamische Steifigkeit der Gasfeder kleiner als die statische Steifigkeit des Lagerelementes ist.

Auch Schroter [68, 69] nutzt das Verhältnis von dynamischer und statischer Steifigkeit als Stabilitätskriterium. Als Voraussetzung für dieses Kriterium gibt er an, dass die Periodendauer der gedachten Gasfeder nicht wesentlich kleiner als die der Ausgleichsvorgänge ist. Für ebene oberflächenverdichtete Lagerelemente gelingt es ihm, aus numerischen Berechnungen eine Faustformel für den Versorgungsdruck anzugeben, bis zu dem in Abhängigkeit vom Verhältnis des Totvolumens zum Spaltvolumen im Auslegungspunkt keine Selbsterregung auftritt. Die analytischen Berechnungen der Stabilitätsgrenzen und Eigenfrequenzen werden durch zahlreiche experimentelle Untersuchungen bestätigt. Weiterhin vergleicht er mittels der Finite-Elemente-Methode simulierte Ausgleichsvorgänge oberflächenverdichteter poröser Lagerelemente mit zahlreichen experimentellen Ergebnissen und findet auch hier eine gute Übereinstimmung. Die Untersuchungen zeigen, dass sich die Lagerelemente wie nichtlineare Schwinger verhalten. Daher kann die Dämpf-

fung in einem bestimmten Betriebspunkt nur in Abhängigkeit der Schwingungsamplitude bzw. für sehr kleine Amplituden ($< 0,1 \mu\text{m}$) als Konstante angegeben werden.

Restrauschen

Obwohl das Restrauschen in Präzisionssystemen eine nicht zu vernachlässigende Störgröße darstellt, liegen dazu bisher nur wenige Untersuchungsergebnisse vor.

Schroter et al. [66] vergleichen für stabile Betriebszustände die Frequenzspektren eines Lagerelementes mit zentraler Düse mit denen eines oberflächenverdichteten porösen Lagerelementes. Als Sensoren werden Beschleunigungsaufnehmer eingesetzt. Während für das poröse Lagerelement kein Restrauschen nachgewiesen werden kann, zeigt das Düsenelement aufgrund der turbulenten Strömung durch die Einlassdrossel ein deutlich ausgeprägtes Restrauschen mit einem Maximum bei 500 Hz. In [69] zeigt Schroter, dass das Frequenzspektrum des Lagerrauschens durch Körperschallresonanzen und die mechanischen Eigenfrequenzen des gasgeschmierten Systems geprägt wird.

Schäffel et al. [70] bestimmen das Restrauschen verschiedener ebener Düsenlagerelemente und poröser Lagerelemente durch eine zeitaufgelöste laserinterferometrische Messung der Spalthöhenänderung. Für einige poröse Lagerelemente liegt das Restrauschen innerhalb des Schwingungsniveaus des Versuchsaufbaus kleiner 1 nm. Die meisten untersuchten Düsenlagerelemente zeigen Restschwingungen mit einer Frequenz von mehreren 10 Hz bei Amplituden von bis zu mehreren 10 nm. Die Schwingungen werden maßgeblich durch das Verhältnis des Durchmessers zur Länge der Einströmöffnungen bestimmt, das in der Regel für Düsenlagerelemente nahe Eins und für poröse Lagerelemente wesentlich kleiner Eins ist. Ein niedriges Restrauschlevel wird für kleine Verhältnisse erreicht. Die Autoren weisen darauf hin, dass auch sehr geringe Schwankungen des Versorgungsdruckes bereits zu Spalthöhenänderungen im Nanometerbereich führen.

1.2.2 Vorspannung mittels Vakuum

Mittels Vakuum vorspannbare Gaslagerelemente sind seit mehreren Jahrzehnten bekannt und werden seit einigen Jahren auch kommerziell als Standardlagerelemente (z.B. von New Way[®]) angeboten. In der Literatur wird über diese spezielle Ausführungsform indes nur vereinzelt berichtet.

1 Einführung

Heinzl et al. [43] berichten von einem ebenen porösen Lagerelement mit zentraler Unterdrucktasche, über das auch Zugkräfte übertragen werden können. Pitarresi et al. [71] spannen ebene Lagerelemente mit mehreren Düsen ebenfalls durch eine integrierte Vakuumentasche vor. Die Auswirkungen des partiell an den Lagerbereich angrenzenden Vakuums auf die Strömungsverhältnisse bzw. die Druckverteilung im Spalt sowie auf die Eigenschaften der Lagerelemente werden in beiden Arbeiten jedoch nicht analysiert.

1.2.3 Integration von Gaslagern und Gasführungen in Vakuumsysteme

Obwohl bereits seit den 1980er Jahren intensiv an Lösungskonzepten zur Integration von Gaslagern und Gasführungen in Vakuumsysteme gearbeitet wird, existieren zu diesem Thema bisher kaum Veröffentlichungen. Die Forschungsaktivitäten lassen sich fast ausschließlich anhand der Vielzahl angemeldeter Patente nachvollziehen.

Ziel aller Lösungsansätze ist es, das die Lagerbereiche durchströmende Gas nahezu vollständig abzuführen, bevor es in das Vakuumsystem gelangen kann. Dies wird in der überwiegenden Zahl der präsentierten Lösungen durch den Einsatz mehrstufiger Dichtsysteme erreicht. Der schematische Aufbau eines solchen berührungslos arbeitenden Dichtsystems ist mit einem typischen zugehörigen Druckverlauf in Abbildung 1.2 dargestellt.

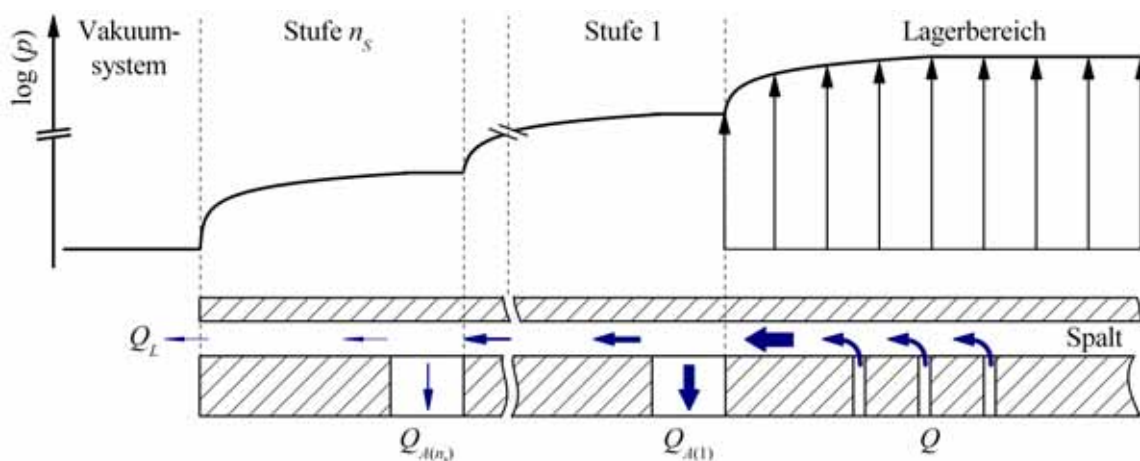


Abbildung 1.2: Schematischer Aufbau und Druckverteilung eines mehrstufigen Dichtsystems

Das vorgespannte Betriebsgas strömt durch (drosselnde) Öffnungen in den Spalt ein und bildet über dem Lagerbereich ein tragendes Druckpolster. An den Lagerbereich schließt sich vakuumseitig ein im Allgemeinen mehrstufiges Dichtsystem an. Eine Stufe besteht jeweils aus einem Absaugkanal, in dem das Gas gesammelt und von einer Senke abgezogen wird, sowie einem als Strömungs- bzw. Diffusionsbarriere wirkenden Dichtspalt. Die Dichtflächen und die Flächen des Lagerbereiches liegen in einer Ebene, so dass die Spalthöhe ausgehend vom Lagerbereich über die einzelnen Absaugstufen konstant bleibt.

Der sich unmittelbar an den Lagerbereich anschließende Absaugkanal der innersten Stufe führt bereits den Großteil des den Lagerbereich durchströmenden Gases ab. Ein durch den sehr hohen Strömungswiderstand des Dichtspaltes begrenzter Teil des Gases gelangt in den Dichtspalt und strömt in Richtung des Kammervakuums. Mit jeder weiteren Absaugstufe wird durch angeschlossene Pumpsysteme weiteres Gas abgeführt. Der Gasstrom durch den Dichtspalt wird somit schrittweise reduziert, so dass mit jeder Stufe ein besseres Vakuum, also ein niedrigerer Druck am Ausgang der Stufe erreicht wird. Über dem Dichtspalt der letzten Absaugstufe erfolgt schließlich der Druckausgleich zum Kammervakuum.

Die Zahl der eingesetzten Absaugstufen beeinflusst demnach maßgeblich die in das Vakuumsystem abgegebene Gasmenge und den im Vakuumsystem erreichbaren Enddruck. Für Hochvakuumanwendungen werden meist dreistufige Dichtsysteme eingesetzt, wobei die innerste Stufe durch eine Verbindung zur Kammerperipherie auf Atmosphärendruck gezogen wird und nur die äußeren Stufen abgepumpt werden.

Im Folgenden sollen nun verschiedene Integrationskonzepte näher beschrieben werden, die von unterschiedlichen Ansätzen zur Einbindung der Gaslager und -führungen in die Vakuumsysteme ausgehen.

In die Wandung einer Vakuumkammer integrierte Gaslager und Gasführungen

Diesem Lösungskonzept sind die Kammerwand durchdringende gasgelagerte bzw. gasgeführte Elemente [72–80] zuzuordnen oder ein Teil der Kammerwand selbst ist gasgeführt [81–97]. Die gestellfesten Lagerbereiche arbeiten prinzipiell an Normalatmosphäre und können entsprechend nach bekannten Dimensionierungsrichtlinien ausgelegt werden. Ein ebenfalls gestellfestes, die Öffnung der Vakuumkammer umschließendes mehrstufiges Dichtsystem grenzt den Gasstrom in die Vakuumkammer ein. Zu- und Ableitung des

1 Einführung

Betriebsgases können daher konstruktiv sehr einfach gestaltet werden. Die gasgeführten Kammerwände werden aufgrund der Druckdifferenz des Dicht- und Vakuumsystems zur Umgebung vorgespannt.

Die Führungsflächen der Gasführungen treten während des dynamischen Betriebes immer wieder mit Atmosphärenluft in Kontakt. Um die dabei auftretende Adsorption von Wasser und dessen Desorption innerhalb des Kammerhochvakuums zu reduzieren, werden von Nakamura et al. [98] die Abmessungen des Dichtsystems größer als der Bewegungsbereich der Führung ausgelegt bzw. atmosphärenseitig gehauste, mit inerten Gasen oder trockener Luft gespülte Schutzbereiche eingesetzt. Der Einsatz von Materialien mit geringem Adsorptionsvermögen (hochdichte Beschichtungen und Keramiken) vermindert die desorbierende Gasmenge zusätzlich.

Bisshops et al. [1] stellen verschiedene Vakuumdurchführungen (planar, zylindrisch) mit mehrstufigem Dichtsystem vor (Abbildung 1.3 a), die in Hochvakuumsystemen eingesetzt werden können. Experimentelle Untersuchungen zeigen vernachlässigbare Schwingungen und eine sehr hohe Steifigkeit der Systeme. Die Gasabgabe innerhalb des Vakuumsystems wird durch Partialdruckmessungen dokumentiert. Untersuchungen von Devitt et al. [99] an einer vergleichbaren planaren Gasführung bestätigen das sehr gute Schwingungsverhalten.

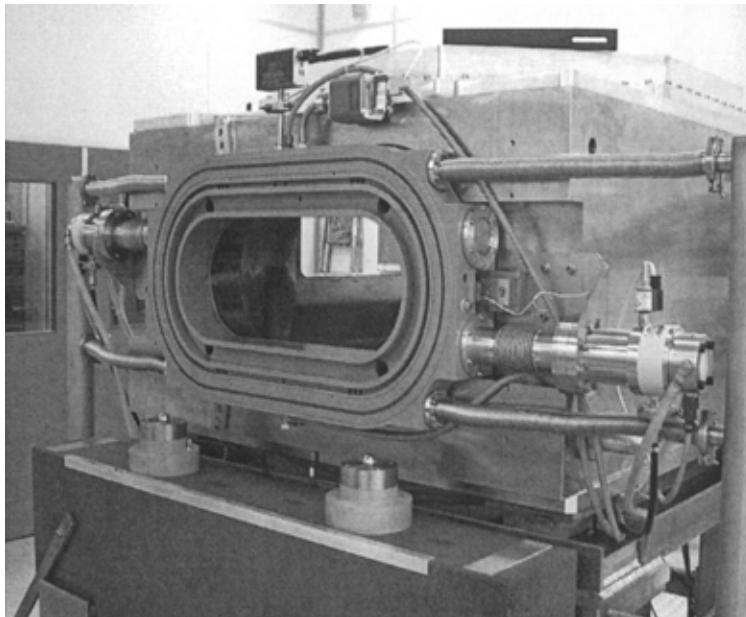
Der Einfluss verschiedener Designparameter auf die Druckverteilung des Dichtsystems eines in die Kammerwand integrierten Zylinderlagers wird von Yoshimoto et al. [102, 103] theoretisch analysiert. Durch experimentelle Untersuchungen wird die analytisch ermittelte geringe Leckrate des Dichtsystems bestätigt.

Vollständig gehauste Gasführungen in Vakuumsystemen

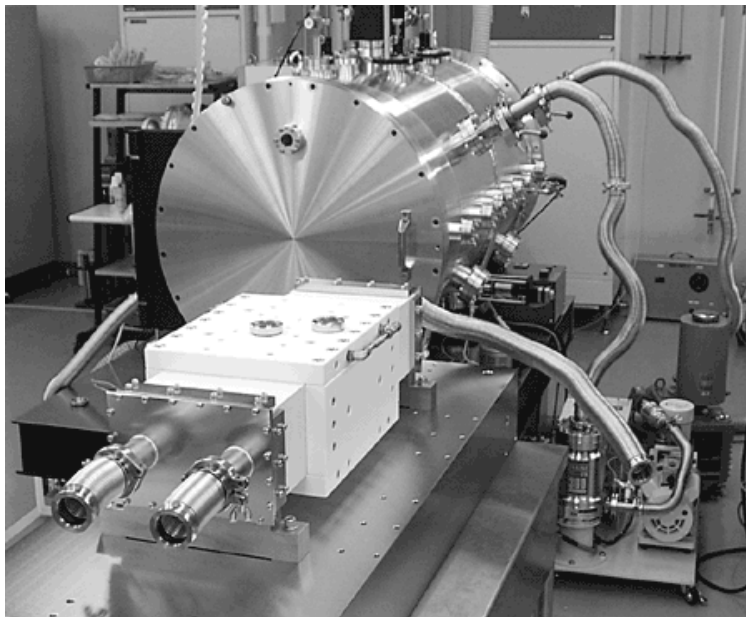
Die Gasführungen sind in einer unter Normalatmosphäre bzw. unter Grobvakuum stehenden Einhausung angeordnet [104, 105]. Die Bewegung wird aus dieser Einhausung über flexible Elemente (z.B. Membranbälge) in die Vakuumumgebung übertragen. Die dabei wirkenden Kräfte reduzieren die Führungsgenauigkeit maßgeblich, so dass dieser Ansatz kaum verfolgt wird.

Unmittelbar in der Vakuumumgebung arbeitende Gaslager und Gasführungen

Die Gaslagerbereiche werden zur Minimierung des Leckstromes von einem unmittelbar angrenzenden mehrstufigen Dichtsystem umschlossen [106–



(a) Vakuumkammer mit integrierten Komponenten (Gaslagerbereiche, mehrstufiges Dichtsystem) für eine gasgeführte Kammerwand [100]



(b) Gasgeführter, unmittelbar im Vakuum einsetzbarer Linear-tisch [101]

Abbildung 1.3: Hochvakuumtaugliche Gasführungen

1 Einführung

114]. Damit können die Gaslager bzw. Gasführungen direkt in einer Vakuumumgebung eingesetzt werden.

Die innerste Stufe des Dichtsystems wird in der Regel nicht abgepumpt, sondern gegen Normalatmosphäre entlüftet [115–118]. Begründet wird dies zum einen durch die hohe abzuführende Gasmenge und zum anderen durch die Möglichkeit, die Dimensionierung der Lagerbereiche anhand bekannter, für Normalatmosphäre-Anwendungen entwickelter Modelle durchführen zu können. Der Druckabfall über dem ersten Dichtspalt, der aufgrund der Druckdifferenz zur Vakuumumgebung (und auch aufgrund der großen Fläche) einen Beitrag zur Tragkraft liefert, kann mit diesen Modellen jedoch nicht beschrieben werden.

Durch die Verbindung zur Normalatmosphäre besteht das Risiko, dass Wasser [4] und reaktionsfreudige Gase wie z.B. Sauerstoff aus der Atmosphärenluft über die Entlüftungsleitungen in das Vakuumsystem gelangen und Vakuumprozesse beeinträchtigen können. Düsenlagerelemente mit einem Dichtsystem, bei dem bereits ab der innersten Absaugstufe das Betriebsgas abgepumpt wird, schlägt Trost in [119] vor. Die Lagerelemente sollen bei extrem geringen Spalthöhen zwischen 3...5 μm arbeiten und somit einen nur sehr geringen Gasverbrauch aufweisen. Auch Sogard et al. [120] entwerfen ein Düsenlagerelement mit mehrstufigem Dichtsystem, das ohne eine Verbindung der innersten Absaugstufe zur Normalatmosphäre eingesetzt wird.

Einige spezielle Lösungen zur Minimierung der Leckrate werden in [120–123] aufgezeigt. Um das Ausströmen des Betriebsgases in die Vakuumumgebung zu verhindern, setzen Yokumatsu et al. [121] zusätzlich zu einer Absaugung eine Ferrofluid-Dichtung ein. Sai [122] entwickelt Lagerelemente, die aufgrund eines Dichtspaltes, dessen Höhe mittels integrierter Sensorik und Aktuatoren zwischen 1...4 μm geregelt werden kann, mit nur einer Absaugstufe auskommen. Er zeigt auch, dass durch eine Zunahme der Querschnitte von Absaugkanälen und -leitungen mit jeder Absaugstufe die Effizienz eines mehrstufigen Dichtsystems erhöht werden kann [124]. Sogard et al. [120, 123] verwenden im Anschluss an den äußersten Dichtspalt eine sehr dünne und flexible mechanische Dichtlippe, die mit sehr geringer Reibung auf der Führungsfläche schleift bzw. mittels einer Abstandsregelung im Nanometerbereich über dieser Fläche gehalten wird. Diese mechanische Barriere vermindert das Austreten von Gasmolekülen aus dem Dichtsystem und reduziert somit die Leckrate.

Verschiedene konstruktive Ausführungen der Gaszu- und -ableitung für Tischsysteme werden in [125–134] präsentiert. Aufgrund der erhöh-

ten Anzahl benötigter Leitungen sowie der sich aus der Vakuumumgebung ableitenden Besonderheiten sind diese Lösungen im Vergleich zu Normalatmosphäre-Anwendungen deutlich aufwendiger. Im Allgemeinen werden die Lager- und Dichtstrukturen in die geführten Teile integriert. Damit die Führungseigenschaften nicht beeinträchtigt werden, müssen angekoppelte Gasleitungen hochflexibel gestaltet werden. In Diskrepanz dazu steht die Forderung nach großen Absaugquerschnitten sowie gasdichten und ausgasungsarmen Leitungen. Auch muss die Dauerfestigkeit der Leitungen gewährleistet werden. Diesen Kriterien werden konventionell in der Vakuumtechnik eingesetzte Leitungen nicht gerecht.

Emoto [125] erreicht diese Anforderungen durch auf Dichtheit und Flexibilität optimierte Kunststoffschläuche aus Polyurethan oder Polyolefin zur Gaszu- und -ableitung, die gemeinsam von einem weiteren, äußerst dünnwandigen und auf eine geringe Ausgasung optimierten Kunststoffschlauch aus einem Fluoropolymer umhüllt werden. Der Zwischenraum zwischen der Ummantelung und den Versorgungsleitungen wird mittels einer separaten Vakuumpumpe evakuiert. Tokushima et al. [126] binden den geführten Teil eines Tisches ebenfalls über flexible Kunststoffleitungen an.

Korenanga [127] und Tanaka et al. [128] integrieren einen dem gasgeführten Tisch synchron nachgeführten Hilfstisch zur Gasversorgung. Die relativ steifen Versorgungsleitungen werden an den Hilfstisch angekoppelt, so dass die Führungseigenschaften des Haupttisches nicht wesentlich beeinflusst werden. Die Übertragung des Betriebsgases zwischen den beiden Tischen erfolgt über kurze, hochflexible Leitungssysteme oder berührungslos mittels übereinander liegender Ports, die wiederum von einem Dichtsystem umschlossen sind.

Eine von mehreren Arbeitsgruppen [128–133] verfolgte Lösung sieht die Integration der Gasleitungen in die feststehenden und geführten Elemente vor. Diese sind als Hohlkörper ausgeführt. Wandungen innerhalb des Hohlraums teilen den Querschnitt auf mehrere Leitungen auf. Übereinanderliegende Kanäle und Verbindungsports ermöglichen die Übertragung des Betriebsgases zwischen den feststehenden und geführten Elementen. Die Zu- und Abführung des Betriebsgases zwischen der Kammerperipherie und der Führung erfolgt über konventionelle, an den gestellfesten Teil der Gasführung gekoppelte Leitungen.

Okubo [134] umgeht die Schwierigkeiten der Gasversorgung gänzlich, indem er die Lager- und Dichtstrukturen eines gasgeführten Einebenentisches gestellfest angeordnet.

1 Einführung

Dynamischen Eigenschaften von unmittelbar in der Vakuumumgebung arbeitenden Gasführungen werden in [2, 4, 101, 135–138] untersucht.

Trost [135] gelingt es, mit Gasführungen ein Tischsystem aufzubauen, das sich durch ein sehr gutes Schwingungsverhalten auszeichnet. Ebenso sind Angaben zur Führungsgenauigkeit des Systems aufgeführt. Er entwickelt ein einfaches Modell zur Abschätzung des Druckabfalls innerhalb des Dichtsystems vakuumtauglicher Lagerelemente [139], jedoch ohne dieses experimentell zu verifizieren.

Novak et al. [2] und Miura et al. [101, 136, 137] untersuchten in einer Testkammer eine Gasführung für den späteren Einsatz in Elektronenstrahl-Lithographienanlagen (Abbildung 1.3 b). Die Lagerbereiche arbeiten mit für Normalatmosphäre-Anwendungen typischen mechanischen und fluidischen Kennwerten. Den Autoren gelingt es nur durch den Einsatz von Materialien mit geringer Ausgasung sowie spezielle Oberflächenbehandlungen, während des dynamischen Betriebes der Führung ein Hochvakuum im Bereich von 10^{-6} mbar in der Testkammer aufrecht zu erhalten. Die tatsächlich eingesetzten Materialien und Bearbeitungsverfahren werden jedoch nicht angegeben.

Eine mögliche Antwort darauf geben Shinohara et al. [4]. Sie weisen an einem Lineartisch nach, dass eine Verringerung des Druckanstieges respektive der Gasabgabe während des dynamischen Betriebes durch das Abscheiden von Schichten mit geringem Adsorptionsvermögen (z.B. Aluminiumoxid, Titancarbid, Siliziumcarbid) auf den Führungsflächen bzw. durch den Einsatz von Keramiken mit geringster Porosität sowie durch spezielle Betriebsgase (z.B. Argon) erzielt werden kann. Zusätzlich wird durch eine Pufferkammer der Druck innerhalb der innersten Absaugstufe leicht über Atmosphärendruck gehalten und so das Eindringen feuchter Atmosphärenluft in das System verhindert.

Khim et al. [138] führen neben experimentellen Untersuchungen auch eine theoretische Analyse des Druckanstieges während des dynamischen Betriebes eines gasgeführten Lineartisches durch. Die Ergebnisse zeigen, dass der Druckanstieg sowohl durch eine erhöhte Leckrate, die aus der Bewegungsgeschwindigkeit resultiert (überlagerte Couette-Strömung), als auch durch Adsorptions- und Desorptionsvorgänge auf den Oberflächen der Führung hervorgerufen wird. Während der erste Anteil nicht beeinflusst werden kann, gelingt es den Autoren, die Gasabgaberate durch eine Beschichtung der Führungsflächen mit Titanitrid gegenüber Führungsflächen aus Stahl zu reduzieren.

1.3 Ziel der Arbeit

Bis auf wenige Ausnahmen [119, 120] werden bei unmittelbar in einer Vakuumumgebung arbeitenden Gaslagererelementen Dichtsysteme eingesetzt, die eine Entlüftung zur Normalatmosphäre aufweisen. Gegenüber diesen Dichtsystemen bietet das Evakuieren aller Absaugstufen entscheidende Vorteile: die Zahl der zur Aufrechterhaltung eines bestimmten Kammervakuums benötigten Absaugstufen kann reduziert werden – damit verringert sich zum einen die Größe der Lagerelemente und zum anderen wird auch die Zahl der benötigten Gasableitungen reduziert – und das Rückströmen von Atmosphärenluft in das Vakuumssystem wird unterbunden. Literatur, die die Funktionsfähigkeit dieses Lösungskonzeptes anhand experimenteller Daten belegt, liegt bisher nicht vor.

Ziel der vorliegenden Arbeit soll es daher sein, theoretische und experimentelle Grundlagenuntersuchungen an hochvakuumtauglichen ebenen rotationssymmetrischen Lagerelementen, in die ein solches Dichtsystem mit Evakuierung aller Absaugstufen integriert ist, durchzuführen und somit einen Beitrag zur Entwicklung unmittelbar im Hochvakuum einsetzbarer Gasführungen zu leisten.

Das Evakuieren auch der innersten Absaugstufe führt zu einem so niedrigen Druck am Rand des Lagerbereiches, dass davon auszugehen ist, dass innerhalb dieses Bereiches nicht mehr nur eine Kontinuumsströmung ausgeprägt ist, sondern ein bei der Berechnung des Druckprofils nicht mehr zu vernachlässigender Übergang zur Knudsenströmung bis hin zur Molekularströmung stattfinden kann. Die in der Literatur beschriebenen Modelle zur Auslegung von Gaslagererelementen sind für den Einsatz der Lagerelemente an Normalatmosphäre entwickelt worden. Sie berücksichtigen die verschiedenen im Spalt möglichen Strömungsformen nicht und können daher nur noch beschränkt angewendet werden. Zur Dimensionierung des Dichtsystems und zur Auslegung der zum Evakuieren der einzelnen Absaugstufen benötigten Pumpsysteme liegen nur wenige theoretische und experimentelle Untersuchungsergebnisse vor.

Daher sollen zunächst Werkzeuge zur Berechnung der Trageigenschaften der Lagerelemente für einen beliebigen Umgebungsdruck als auch zur Dimensionierung des erforderlichen Dichtsystems bereitgestellt und Gestaltungsrichtlinien abgeleitet werden. Dabei muss das gesamte Spektrum an möglichen Strömungsformen gehandhabt werden.

1 Einführung

Als Lagerelemente kommen Düsenlagerelemente mit Mikroverteilerkanälen und poröse Lagerelemente zum Einsatz, da diese Lagerelemente an Normalatmosphäre sehr gute statische und dynamische Eigenschaften zeigen.

Den Schwerpunkt der Arbeit bilden Untersuchungen statischer Eigenschaften der Lagerelemente. Zunächst soll herausgearbeitet werden, inwieweit sich die Charakteristiken der Lagerelemente durch das Dichtsystem und die Vakuumumgebung im Vergleich zum Einsatz unter Normalatmosphäre verändern. Die prinzipielle Eignung dieser Lagerelemente für den Hochvakuumeinsatz ist nachzuweisen und Unterschiede in den Charakteristiken beider Lagerelementarten sollen aufgezeigt werden. Der Einfluss verschiedener Parameter auf die Eigenschaften der Lagerelemente wird untersucht, um Optimierungsmöglichkeiten für den Vakuumeinsatz abzuleiten. Die Leckrate ist dabei neben den von Normalatmosphäre-Anwendungen bekannten Kenngrößen ein ganz entscheidendes Beurteilungskriterium, da die Menge des aus den Lagerelementen austretenden Gases die Qualität des Kammervakuums maßgeblich beeinflusst.

Ergänzt werden die Untersuchungen durch die Analyse des Schwingungsverhaltens der Lagerelemente im Vakuum. Auch hier sollen Unterschiede zum Einsatz an Normalatmosphäre herausgearbeitet werden. Im Hinblick auf den Einsatz der Lagerelemente in Gasführungen wird für beide Lagerelementarten in einem dynamischen Experiment die Gasabgabe von den Führungsflächen in Abhängigkeit von verschiedenen Einflussgrößen betrachtet.

2 Dimensionierung ebener hochvakuumtauglicher Gaslagererelemente

In diesem Kapitel wird ein Modell zur Dimensionierung rotationssymmetrischer Gaslagererelemente entwickelt, das die Auslegung der Lagererelemente für den Einsatz im Hochvakuum bzw. bei einem beliebigen Umgebungsdruck ermöglicht. Ausgehend von einer Analyse der im tragenden Gasfilm auftretenden Strömungsformen werden zunächst die zur Beschreibung der Strömungen erforderlichen Gleichungen abgeleitet. Ein auf diesen Gleichungen basierendes numerisches Berechnungsverfahren wird vorgestellt, mit dem die Druckverteilung im Spalt sowie Tragkraft, statische Steifigkeit und Gasverbrauch der Lagererelemente ermittelt werden können.

2.1 Strömungsformen

Welche Strömungsform sich in einem Strömungsgebiet ausbildet, ist vom Druck und der charakteristischen Länge des durchströmten Querschnittes abhängig. In unmittelbar im Vakuum eingesetzten Gaslagererelementen finden bedingt durch die Vakuumumgebung und die Absaugung des Betriebsgases Strömungsvorgänge über einen sehr weiten Druckbereich statt. Auch die Strömungsquerschnitte variieren innerhalb mehrerer Dekaden. Bei der Entwicklung geeigneter Dimensionierungswerkzeuge für diese Lagererelemente müssen daher verschiedene Strömungsformen berücksichtigt werden, die aufgrund ihrer unterschiedlichen Natur mathematisch verschieden zu behandeln sind.

Im Bereich der Kontinuumsströmung ist infolge eines hinreichend hohen Druckes die mittlere freie Weglänge der Gasteilchen wesentlich kleiner als die charakteristische Länge des durchströmten Querschnitts, so dass die Teilchen sehr häufig zusammenstoßen. Das Gas kann als Kontinuum behandelt werden. Triebkraft der Strömung sind lokale Druckunterschiede.

Wird hingegen die mittlere freie Weglänge der Gasteilchen bei einem genügend kleinen Druck wesentlich größer als die charakteristische Länge des durchströmten Querschnitts, finden gegenseitige Teilchenstöße kaum noch

2 Dimensionierung ebener hochvakuumtauglicher Gaslagerelemente

statt. Die thermische Bewegung der Gasteilchen erfolgt unabhängig voneinander, sie stoßen häufig mit der Berandung des Strömungsgebietes zusammen und werden dort nahezu diffus reflektiert. Aus der Mittelung der Bahnen der einzelnen Teilchen ergibt sich das makroskopische Strömungsverhalten, das als Molekularströmung beschrieben wird.

Der Übergangsbereich zwischen Kontinuumsströmung und Molekularströmung wird als Knudsenströmung bezeichnet. Gegenseitige Stöße der Gasteilchen kommen hier in etwa genauso häufig vor wie Stöße der Teilchen an der Berandung.

Der Übergang zwischen diesen drei Strömungsformen erfolgt fließend. Eine grobe Abgrenzung kann anhand der Knudsenzahl erfolgen, die als Verhältnis der mittleren freien Weglänge zur charakteristischen Länge des durchströmten Querschnitts definiert ist.

$$Kn = \frac{\lambda}{l_c} \quad (2.1)$$

$$\lambda = \frac{kT}{\sqrt{2} \pi p d_{Mo}^2} \quad (2.2)$$

Nach Wutz [140] sind den einzelnen Strömungsformen folgende Bereiche der Knudsenzahlen zugeordnet:

$Kn < 0,01$	Kontinuumsströmung
$0,01 < Kn < 0,5$	Knudsenströmung
$0,5 < Kn$	Molekularströmung

Welche typischen Werte die mittlere freie Weglänge in Abhängigkeit von der Qualität des Vakuums annimmt, zeigt Tabelle 2.1.

In Abbildung 2.1 sind für verschiedene Gase die Bereiche der einzelnen Strömungsformen in Abhängigkeit vom Druck und der charakteristischen Länge des Strömungsquerschnittes aufgetragen. Aerostatische Lagerelemente arbeiten typischerweise bei Spalthöhen zwischen 5...10 μm . Aus dem Diagramm ist ersichtlich, dass beim Einsatz dieser Lagerelemente an Normalatmosphäre im Spalt ausschließlich eine Kontinuumsströmung ausgeprägt ist.

Vakuumbereich	Druckbereich	Moleküle pro cm ³	λ
Großvakuum	$10^3 \dots 10^0$ mbar	$10^{19} \dots 10^{16}$	$0,1 \dots 100 \mu\text{m}$
Feinvakuum	$10^0 \dots 10^{-3}$ mbar	$10^{16} \dots 10^{13}$	$0,1 \dots 100 \text{mm}$
Hochvakuum	$10^{-3} \dots 10^{-7}$ mbar	$10^{13} \dots 10^9$	$0,1 \dots 1000 \text{m}$
Ultrahochvakuum	$10^{-7} \dots 10^{-12}$ mbar	$10^9 \dots 10^4$	$1 \dots 10^5 \text{km}$
Extr. Ultrahochvakuum	$< 10^{-12}$ mbar	$< 10^4$	$> 10^5 \text{km}$

Tabelle 2.1: Klassifizierung der verschiedenen Vakuumbereiche

2 Dimensionierung ebener hochvakuumtauglicher Gaslagerelemente

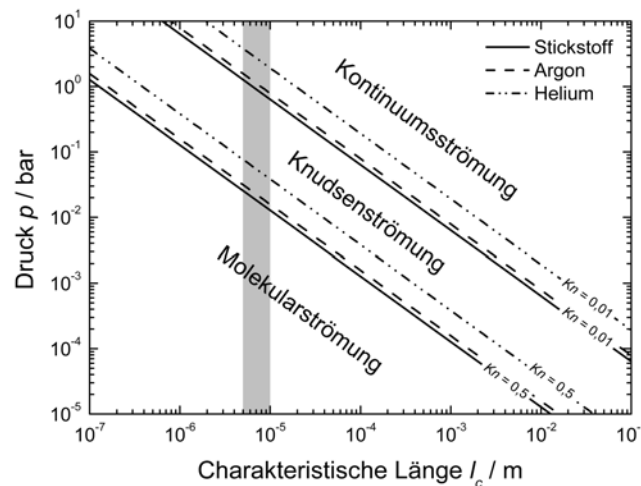


Abbildung 2.1: Abgrenzung der Strömungsformen ($T = 293 \text{ K}$)

Erst bei noch geringeren Spalthöhen erfolgt nahe dem Rand des Lagerbereiches ein allmählicher Übergang zur Knudsenströmung, der jedoch nach Donat [16] bei der Dimensionierung der Lagerelemente vernachlässigt werden kann.

Bei den in dieser Arbeit untersuchten hochvakuumtauglichen Lagerelementen fällt der Druck am Rand des Lagerbereiches infolge der Absaugung des Betriebsgases bis in den Bereich des Grob- oder Feinvakuums. Im Spalt findet ein Übergang von der Kontinuumsströmung über die Knudsenströmung bis hin zur Molekularströmung statt. Die Knudsenströmung ist jetzt über ein breites Gebiet des Lagerbereiches ausgeprägt und beeinflusst die Druckverteilung im Spalt maßgeblich. Die Molekularströmung begrenzt sich auf ein schmales Gebiet am Rand der Lagerelemente.

In den Dichtspalten der einzelnen Absaugstufen ist eine reine Molekularströmung ausgeprägt. In den Absaugleitungen der Pumpsysteme können bei typischen charakteristischen Längen der Leitungsquerschnitte im Zentimeterbereich alle drei Strömungsformen ausgeprägt sein, hauptsächlich ist aber mit der Ausprägung einer Knudsen- oder Molekularströmung zu rechnen.

2.2 Strömung durch einen radial divergierenden Spalt

Es ist bisher nicht gelungen, die Strömung durch einen Spalt, in dem gleichzeitig alle drei Strömungsformen ausgebildet sind, in einer geschlossenen analytischen Form zu beschreiben. Unter bestimmten Randbedingungen exis-

2.2 Strömung durch einen radial divergierenden Spalt

tieren jedoch für die einzelnen Strömungsformen Näherungslösungen, die nachfolgend abgeleitet und deren Grenzen aufgezeigt werden.

2.2.1 Kontinuums- und Knudsenströmung

Die zum Aufbau des Druckpolsters im Spalt eingesetzten Gase zählen zu den Newtonschen Fluiden, d.h. die Scherspannungen im Gas verhalten sich proportional zu den Geschwindigkeitsgradienten normal zur Berandung des Strömungsgebietes. Im Bereich der Kontinuumsströmung kann die Strömung eines solchen Fluids anhand der Navier-Stokes-Gleichungen (hier in der inkompressiblen Form), der Kontinuitätsbedingung und der allgemeinen Gasgleichung beschrieben werden.

$$\rho \vec{v} \nabla \vec{v} + \rho \frac{\partial \vec{v}}{\partial t} = \rho \vec{k} - \nabla p + \eta \Delta \vec{v} \quad (2.3)$$

$$\nabla \cdot \rho \vec{v} + \frac{\partial \rho}{\partial t} = 0 \quad (2.4)$$

$$p = \rho R_s T \quad (2.5)$$

Im Spalt konventionell an Normalatmosphäre eingesetzter Lagerelemente bildet sich nach Wiemer [9] eine isotherme, laminare Zähigkeitsströmung aus. Die Trägheits- und Potentialkräfte können aufgrund der kleinen Reynoldszahlen gegenüber den Reibungskräften vernachlässigt werden. Ebenso kann unter diesen Voraussetzungen der Geschwindigkeitsgradient in radialer Richtung gegenüber dem Gradient in Richtung der Berandungsnormalen vernachlässigt werden. Es wird weiterhin angenommen, dass die Viskosität des Gases konstant ist und sich ein stationäres Strömungsfeld einstellt. Erfolgt die Bewegung des Gases durch den radial divergierenden Spalt der Lagerelemente ausschließlich in radialer Richtung ($v_z = 0$, $v_\varphi = 0$), vereinfachen sich die Navier-Stokes-Gleichungen mit den getroffenen Annahmen zu den Impulsgleichungen einer ebenen Poiseuille-Strömung.

$$\frac{\partial p}{\partial r} = \eta \frac{\partial^2 v_r}{\partial z^2}; \quad \frac{\partial p}{\partial z} = 0; \quad \frac{\partial p}{\partial \varphi} = 0. \quad (2.6)$$

Düsenlagerelemente mit Mikroverteilerkanälen

Der Aufbau des Lagerbereiches eines Düsenlagerelementes mit Mikroverteilerkanälen ist in Abbildung 2.2 skizziert. Das Gas strömt bei diesen Lager-

2 Dimensionierung ebener hochvakuumtauglicher Gaslagerelemente

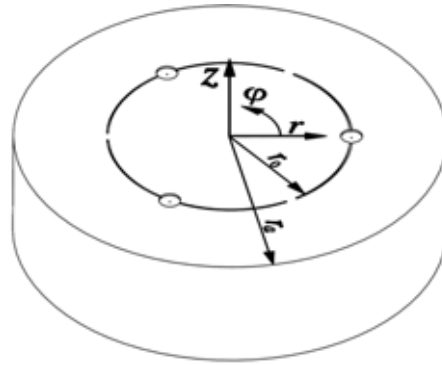


Abbildung 2.2: Schematischer Aufbau des Lagerbereiches der Düsenlagerelemente mit Mikroverteilerkanälen

elementen nach dem Austritt aus den Düsen nicht unmittelbar zum Rand des Lagerelementes, sondern zunächst entlang der Mikroverteilerkanäle. In dem von den Kanälen eingeschlossenen Bereich finden unter stationären Verhältnissen keine Strömungsvorgänge statt und es baut sich ein nahezu konstanter Druck auf. Zwischen den Kanälen und dem Rand der Lagerelemente bildet sich in erster Näherung eine radial divergierende Strömung aus.

Im Bereich der Kontinuumsströmung haftet das Gas an der Berandung des Spaltes, so dass dort die Strömungsgeschwindigkeit Null ist.

$$v_r(z=0) = 0, \quad v_r(z=h) = 0 \quad (2.7)$$

Die zweimalige Integration von Gl. (2.6) führt zu dem für die Poiseuille-Strömung typischen parabolischen Geschwindigkeitsverlauf über die Spalthöhe.

$$v_r = \frac{1}{2\eta} (z^2 - hz) \frac{dp}{dr} \quad (2.8)$$

Für den Bereich der Knudsenströmung trifft die Haftbedingung (2.7) nicht mehr zu. Das Strömungsverhalten in Nähe der Berandung wird besser durch steile Geschwindigkeitsgradienten wiedergegeben, die sich in Abhängigkeit von der mittleren freien Weglänge der Gasteilchen einstellen. Eine solche Gleitbedingung liefert Donat [16].

$$v_r(z=0) = \lambda \frac{\partial v_r}{\partial z}, \quad v_r(z=h) = -\lambda \frac{\partial v_r}{\partial z} \quad (2.9)$$

2.2 Strömung durch einen radial divergierenden Spalt

Mit der Gleitbedingung (2.9) folgt aus Gl. (2.6) ebenfalls ein parabolischer Geschwindigkeitsverlauf über die Spalthöhe, jedoch mit einer endlichen Gleitgeschwindigkeit an den Berandungen.

$$v_r = \frac{1}{2\eta} (z^2 - h z - h \lambda) \frac{dp}{dr} \quad (2.10)$$

Die Herleitung von Gl. (2.8) und Gl. (2.10) erfolgte unter der Voraussetzung eines inkompressiblen Mediums. Da Gase jedoch in einem hohen Maße kompressibel sind, beschränkt sich die Gültigkeit beider Gleichungen auf einen infinitesimal kurzen Strömungsabschnitt, über dem sich die Dichte des Gases praktisch nicht ändert.

Der Massestrom innerhalb eines Strömungskanals ohne Quellen ist gemäß der Kontinuitätsbedingung in jedem Abschnitt gleich. Nach [141] lässt sich die Kontinuitätsbedingung in der Form

$$\dot{m} = \rho A \bar{v} = \text{konst.} \quad (2.11)$$

schreiben. Das Produkt aus der mittleren Strömungsgeschwindigkeit und der durchströmten Querschnittsfläche definiert dabei das durch diesen Querschnitt pro Zeiteinheit strömende Gasvolumen. Die Kompressibilität der Gase wird durch die Multiplikation dieses Volumenstroms mit der Dichte berücksichtigt. Für den Massestrom durch den Spalt folgt

$$\dot{m}_s = \rho A_s \bar{v}_r = 2 \pi \rho r \int_{z=0}^h v_r dz. \quad (2.12)$$

Mit Gl. (2.5), (2.8) und (2.12) ergibt sich nach Integration in den Grenzen $p = p_e$ bis $p = p_a$ und $r = r_0$ bis $r = r_a$ die allgemein für an Normalatmosphäre eingesetzte Düsenlagerelemente verwendete Gleichung zur Berechnung des Massestroms durch einen radial divergierenden Spalt mit glatter Berandung.

$$\dot{m}_s = \frac{\pi h^3}{12 \eta R_s T \ln \left(\frac{r_a}{r_0} \right)} (p_e^2 - p_a^2) \quad (2.13)$$

Für die Knudsenströmung führt ein analoges Vorgehen mit Gl. (2.2), (2.5), (2.10) und (2.12) zu

2 Dimensionierung ebener hochvakuumtauglicher Gaslagerelemente

$$\dot{m}_s = \frac{\pi h^2}{\eta R_s T \ln\left(\frac{r_a}{r_o}\right)} \left(\frac{h}{12} (p_e^2 - p_a^2) + \beta (p_e - p_a) \right) \quad (2.14)$$

mit

$$\beta = \frac{k T}{\sqrt{2\pi} d_{Mo}^2}. \quad (2.15)$$

Poröse Lagerelemente

Die vollflächige Einspeisung des Gases bei den porösen Lagerelementen führt unter der Annahme einer homogenen Permeabilität der porösen Einlassdrossel ebenfalls zu einer radial divergierenden Strömung im Spalt. Untersuchungen zu den Randbedingungen für eine Strömung durch einen Spalt mit poröser Wand sind für den Bereich der Knudsenströmung nicht bekannt. Zur Berechnung der Strömungsgeschwindigkeit wird daher die von Sparrow et al. [35] für den Bereich der Kontinuumsströmung gefundene Gleitbedingung für die poröse Berandung übernommen. Für die gegenüberliegende nicht poröse Berandung gelte wiederum die Gleitbedingung nach Donat [16].

$$\left. \frac{\partial v_r}{\partial z} \right|_{z=0} = \frac{\gamma}{\sqrt{\Theta}} v_g \quad (2.16)$$

$$v_r(z=h) = -\lambda \frac{\partial v_r}{\partial z} \quad (2.17)$$

Der Geschwindigkeitsverlauf über die Spalthöhe ergibt sich nach zweimaliger Integration von Gl. (2.6) mit den Randbedingungen (2.16) und (2.17).

$$v_r = \frac{1}{2\eta} \left(z^2 - h \cdot z \left(1 + \frac{\lambda}{\lambda + h} \right) - \frac{h(h-z+\lambda)(h+2\lambda)}{(h+\lambda) + \frac{\gamma}{\sqrt{\Theta}}(h+\lambda)^2} \right) \frac{dp}{dr} \quad (2.18)$$

Der Massestrom durch einen radial divergierenden Spalt mit einseitig poröser Berandung wird mit Gl. (2.2), (2.5), (2.12) und (2.18) berechnet zu

$$\dot{m}_s = \frac{\pi h^2}{12 R_s T \eta \left(\sqrt{\Theta} + h \gamma \right)^3 \ln\left(\frac{r_a}{r_o}\right)} \left((p_e - p_a) \left(\sqrt{\Theta} + h \gamma \right) \right)$$

2.2 Strömung durch einen radial divergierenden Spalt

$$\begin{aligned} & \left((h^2 \gamma^2 + 4 \Theta^2) (h (p_e + p_a) + 6 \beta) + \right. \\ & \left. h \sqrt{\Theta} \gamma (5 h (p_e + p_a) + 24 \beta) \right) \\ & + 6 \beta^2 \gamma \left(2 \sqrt{\Theta} + h \gamma \right)^2 \ln \left(\frac{p_a \left(\sqrt{\Theta} + h \gamma \right) + \beta \gamma}{p_e \left(\sqrt{\Theta} + h \gamma \right) + \beta \gamma} \right). \end{aligned} \quad (2.19)$$

2.2.2 Molekularströmung

Im Bereich der Molekularströmung lässt sich der Massestrom durch einen beliebigen Strömungskanal mit glatter Berandung anhand einer Beziehung von Knudsen [142, 143] bestimmen.

$$\dot{m}_s = \frac{4}{3} \frac{\bar{c}}{R_s T} \frac{A_s^2}{u_s} \frac{dp}{dl} \quad (2.20)$$

Die mittlere thermische Teilchengeschwindigkeit ist dabei gegeben durch

$$\bar{c} = \sqrt{\frac{8}{\pi} R_s T}. \quad (2.21)$$

Für den Massestrom durch einen radial divergierenden Spalt folgt mit $A_s = 2 \pi r h$ und $u_s dl = 4 \pi r dr$ nach Integration in den Grenzen $p = p_e$ bis $p = p_a$ und $r = r_0$ bis $r = r_a$

$$\dot{m}_s = \frac{4 \pi \bar{c} h^2}{3 R_s T \ln \left(\frac{r_a}{r_0} \right)} (p_e - p_a). \quad (2.22)$$

Gl. (2.20) und (2.22) gelten unter den Randbedingungen, dass das Gas isotrop in den Kanal einströmt und im Strömungskanal ausschließlich eine Molekularströmung ausgeprägt ist. Im Spalt über dem Lagerbereich der Lagerelemente werden beide Voraussetzungen nicht erfüllt, da hier ein allmählicher Übergang zwischen den Strömungsformen innerhalb des Spaltes stattfindet. Für den Dichtspalt ist nur bedingt von einem isotropen Einströmen des Gases auszugehen. Mit Gl. (2.22) wird folglich der Massestrom im Randgebiet des Lagerbereiches und der Massestrom durch die Dichtspalte unterschätzt.

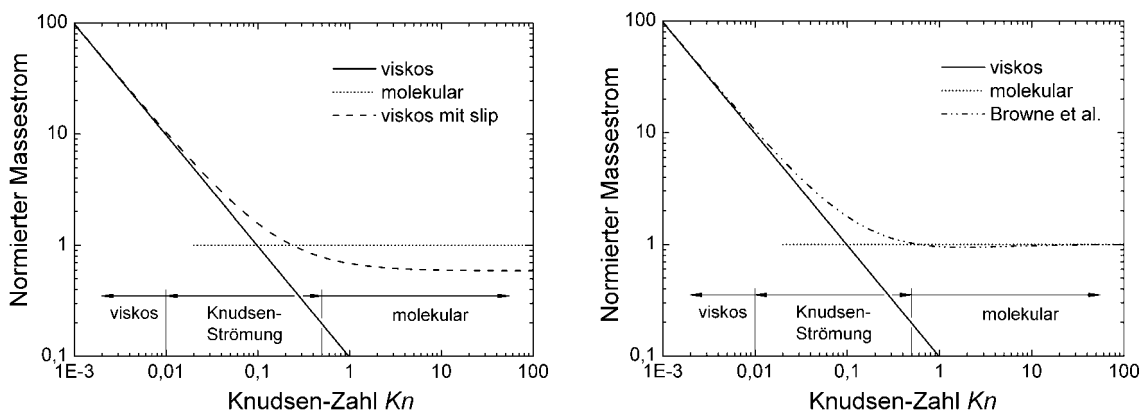
Für den Bereich der Molekularströmung sind die Auswirkungen einer porösen Wand auf das Strömungsverhalten im Spalt ebenso wie für den Bereich der Knudsenströmung nicht bekannt.

2.2.3 Strömung über den gesamten Druckbereich

Eine Gegenüberstellung der für die einzelnen Strömungsformen abgeleiteten Gleichungen zur Berechnung des Massestroms durch einen radial divergierenden Spalt mit glatter Berandung zeigt Abbildung 2.3 a in Abhängigkeit von der Knudsenzahl. Dabei wurde eine Normierung auf den Massestrom bei Molekularströmung nach Gl. (2.22) durchgeführt.

Mit der für die Kontinuumsströmung abgeleiteten Gl. (2.13) wird der Massestrom ab dem Übergang zur Knudsenströmung zu gering berechnet. Die Abweichung wird dabei umso größer, je größer die Knudsenzahl ist.

Gl. (2.14) liefert im Bereich der Kontinuumsströmung einen praktisch identischen Massestrom wie Gl. (2.13). Für die sehr kleinen mittleren freien Weglängen im Bereich der Kontinuumsströmung kann der von der mittleren freien Weglänge abhängige additive Term in Gl. (2.10) vernachlässigt werden. Damit beinhaltet die für die Knudsenströmung entwickelte Lösung von Gl. (2.6) auch die Lösung für die Kontinuumsströmung. Im Bereich der Knudsenströmung ist der Massestrom nach Gl. (2.14) aufgrund höherer Strömungsgeschwindigkeiten im Spalt größer als nach Gl. (2.13). Mit größer werdenden Knudsenzahlen knickt der Graph von Gl. (2.14) zwar in Richtung des Massestroms bei Molekularströmung Gl. (2.22) ab, die Werte werden jedoch



(a) Viskos Gl. (2.13); viskos mit Gleitbedingung Gl. (2.14); molekular Gl. (2.22)

(b) Viskos Gl. (2.13); molekular Gl. (2.22); alle Strömungsformen Gl. (2.23) [144]

Abbildung 2.3: Vergleich der für die verschiedenen Strömungsformen berechneten Masseströme durch einen radial divergierenden Spalt, normiert auf den Massestrom bei Molekularströmung Gl. (2.22)

2.3 Strömung durch die Einlassdrosseln

schon ab dem Übergangsbereich zur Molekularströmung zu gering berechnet. Für Knudsenzahlen größer 10 verlaufen die Graphen der Gl. (2.14) und Gl. (2.22) parallel und der Massestrom nach Gl. (2.14) fällt um einen konstanten Faktor zu niedrig aus. Wird die Molekularströmung bei der Berechnung des Strömungsfeldes im Spalt über dem Lagerbereich nicht berücksichtigt, ergibt sich daher insbesondere bei niedrigen Versorgungsdrücken und Spalthöhen (also bei einer breiten Randzone mit ausgeprägter Molekularströmung) ein zu geringer Massestrom durch den Spalt.

Eine für alle drei Strömungsformen einsetzbare Gleichung zur Berechnung des Durchflusses durch einen radial divergierenden Spalt mit glatter Berandung geben Browne et al. in [144] an.

$$\dot{m}_s = \frac{4}{3} \frac{\pi \bar{c} h^2 (p_e - p_a)}{R_s T \ln\left(\frac{r_a}{r_0}\right)} \left(\frac{\pi}{32 Kn} + \frac{\pi}{4} \frac{2/Kn}{1 + 2/Kn} + \frac{1}{1 + 2/Kn} \right) \quad (2.23)$$

Die Gleichung schafft im Bereich der Knudsenströmung zwar einen sehr guten Übergang zwischen der Kontinuums- und der Molekularströmung (Abbildung 2.3 b), wurde aber unter der Bedingung einer konstanten, über den Strömungsabschnitt gemittelten mittleren freien Weglänge hergeleitet. Bei der Berechnung des Massestroms ist daher auch die gemittelte Knudsenzahl einzusetzen. Die Abweichung zum tatsächlichen Massestrom wird umso größer, je mehr sich die Knudsenzahl über dem Strömungsabschnitt ändert. Die geschlossene Berechnung des Massestroms durch den Spalt des Lagerbereiches mit dieser Gleichung ist daher nicht sinnvoll. Im Bereich der Molekularströmung gelten für Gl. (2.23) dieselben Einschränkungen wie für Gl. (2.22).

2.3 Strömung durch die Einlassdrosseln

2.3.1 Strömung durch Einzeldüsen

Der Drosseleffekt der Mikrodüsen wird nicht wie der des Spaltes durch Reibungsverluste, sondern infolge des großen Verhältnisses von Durchmesser zu Länge der Düsen durch eine Umwandlung von potentieller in kinetische Energie hervorgerufen. Aufgrund hoher Strömungsgeschwindigkeiten in den Düsen ist der Wärmeaustausch zwischen dem Gas und den Düsen vernachlässigbar gering, so dass von einer isentropen Zustandsänderung ausgegan-

2 Dimensionierung ebener hochvakuumtauglicher Gaslagerelemente

gen werden kann. Die Lösung der Navier-Stokes-Gleichung (2.3) unter Vernachlässigung der Reibungs- und Potentialkräfte gegenüber den Trägheitskräften liefert für stationäre Verhältnisse die Strömungsgeschwindigkeit nach St. Venant-Wantzel. Die Berücksichtigung der Kontinuitätsbedingung (2.11) führt zur gasdynamischen Ausflussgleichung einer mit dem engsten Querschnitt endenden Mikrodüse.

$$\dot{m}_D = \alpha A_D \frac{p_s}{\sqrt{R_s T}} \Phi \quad (2.24)$$

mit

$$\Phi = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} \left(\left(\frac{p_e}{p_s} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_e}{p_s} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right)} \quad \forall \quad \frac{p_e}{p_s} \geq \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}$$

$$\Phi = \Phi_{\max} = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa+1} \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{1}{\kappa-1}}} \quad \forall \quad \frac{p_e}{p_s} < \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}$$

2.3.2 Strömung durch eine poröse Drosselschicht

Zur Beschreibung einer Strömung durch poröse Materialien existieren eine Vielzahl mathematischer Modelle [145, 146]. Für die stationäre Strömung eines Gases durch eine poröse Einlassdrossel wird jedoch in nahezu allen im Abschnitt 1.2 zitierten Literaturquellen poröser Lagerelemente auf das Gesetz von Darcy zurückgegriffen. Für die Strömungsgeschwindigkeit innerhalb eines isotropen Materials konstanter Permeabilität gilt

$$\vec{v} = -\frac{\Theta}{\eta} \nabla p. \quad (2.25)$$

Für Einlassdrosseln einer geringen Höhe können aufgrund der steilen Druckgradienten normal zur Gasaustrittsfläche die Druckgradienten senkrecht zu dieser Richtung vernachlässigt und eine eindimensionale Strömung durch das poröse Material angenommen werden. Die Kontinuitätsbedingung (2.11) führt mit der Filtergeschwindigkeit nach Darcy (2.25) zu dem Massestrom durch eine poröse Einlassdrossel mit konstanter Dicke.

$$\dot{m}_P = A_P \frac{\Theta (p_s^2 - p^2)}{2\eta R_s T H_P} \quad (2.26)$$

2.4 1-D numerisches Dimensionierungsmodell

2.4.1 Berechnung des Druckprofils

Der Druckverlauf über dem Lagerbereich der Düsenlagerelemente mit Mikroverteilerkanälen als auch der porösen Lagerelemente kann nicht geschlossen analytisch bestimmt werden. Daher wird ein einfaches eindimensionales Dimensionierungsmodell entwickelt, das zur Auslegung aller Lagerelemente eingesetzt werden kann, die ein rotationssymmetrisches Druckprofil aufweisen.

Der Spalt des Lagerbereiches wird in zylinderringförmige Segmente aufgeteilt, deren Strömungsverhältnisse abhängig voneinander berechnet werden. Auf diese Weise können der Gasaustritt über den gesamten Lagerbereich der porösen Lagerelemente, die verschiedenen im Spalt ausgeprägten Strömungsformen als auch beliebige axialsymmetrische Änderungen der Spalthöhe berücksichtigt werden. Entsprechend ist die Berechnung nicht auf Lagerelemente mit ebenem Lagerbereich bzw. parallelem Spalt beschränkt.

Ein Flussdiagramm des aufgestellten iterativen Lösungsalgorithmus zur Berechnung der Druckverteilung ist in Abbildung 2.4 angegeben. Der Grundansatz dieses Algorithmus wurde von Plante et al. [47] übernommen.

Für einen Berechnungsdurchlauf sind als Eingangsgrößen Gestaltungsparameter der Lagerelemente, verschiedene Modellparameter sowie der Versorgungs- und Umgebungsdruck zu definieren. Zu den Gestaltungsparametern gehören der Radius der Lagerelemente, Art und Parameter der Einlassdrosseln und die Spalthöhe als Funktion des Lagerelementradius. Erforderliche Modellparameter sind die Anzahl der Segmente sowie – als Konvergenzkriterium – die zulässige Abweichung des Druckes am Rand des Lagerbereiches vom Druck im innersten Absaugkanal.

Der Druckverlauf über dem Lagerbereich wird ausgehend vom zentralen Segment sukzessive durch Berechnung des Druckabfalls über jedem Segment im Intervall $0 \leq i \leq n_E - 1$ aus den Gleichungen zur Berechnung des Massestroms durch den Spalt (Abschnitt 2.2) bestimmt. Entsprechend des Drosselsystems der Lagerelemente sind Gl. (2.14) und (2.22), Gl. (2.19) und (2.22) bzw. Gl. (2.23) auszuwählen sowie $p_e = p_{(i)}$, $p_a = p_{(i+1)}$, $r_o = r_{(i)}$ und $r_a = r_{(i+1)}$ zu setzen.

Für die Berechnung des Druckverlaufs müssen Eingangsdruck $p_{(i)}$ und Massestrom $\dot{m}_{S(i)}$ jedes Segmentes bekannt sein. Der Initialdruck des zentralen Segmentes wird im Bereich $p_K < p_{(0)} < p_s$ vorgegeben. Der Initialmas-

2 Dimensionierung ebener hochvakuumtauglicher Gaslagerelemente

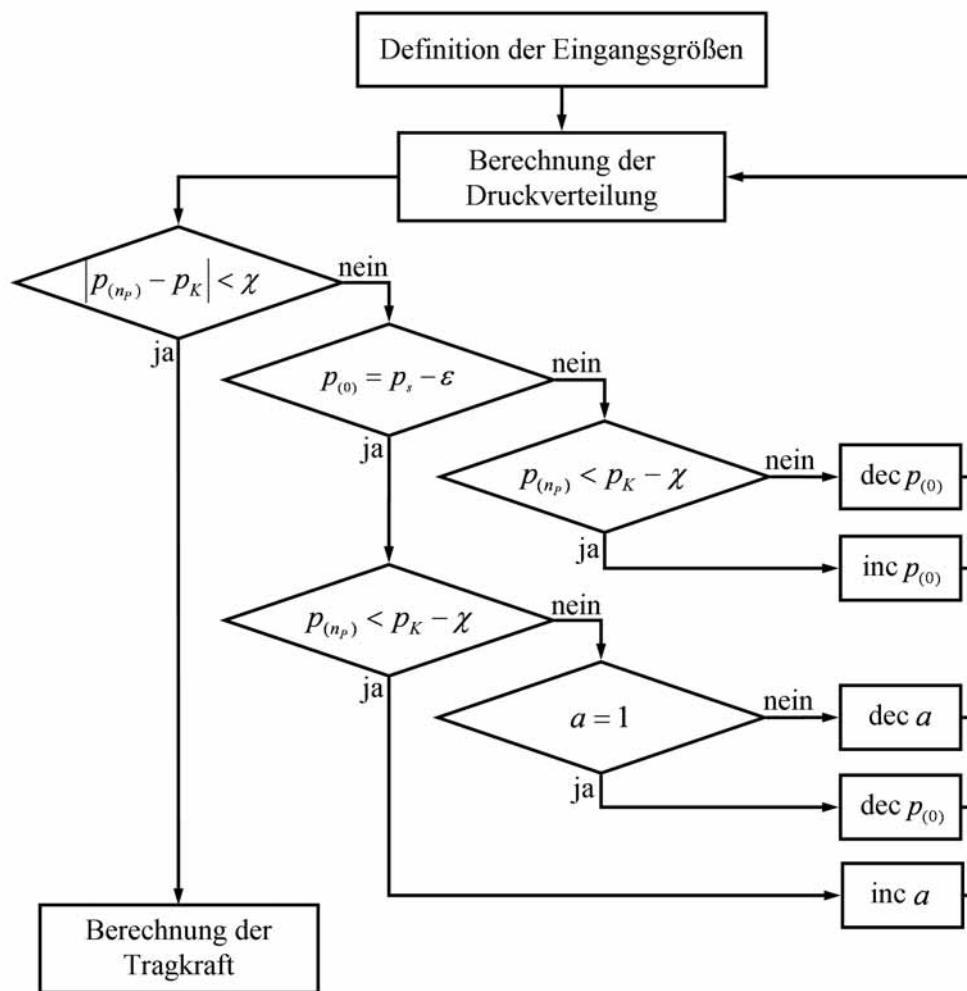


Abbildung 2.4: Flussdiagramm des iterativen Lösungsalgorithmus zur Tragkraftberechnung

sestrom des zentralen Segmentes ergibt sich mit diesem Druck in Abhängigkeit von dem gewählten Drosselsystem nach Gl. (2.24) und Multiplikation mit der Anzahl der Düsen bzw. nach Gl. (2.26). Eingangsdruck und -massestrom aller weiteren Segmente können damit schrittweise berechnet werden.

Durch ein iteratives Vorgehen wird der für das zentrale Segment vorgegebene Druck so lange variiert, bis am Rand des Lagerbereiches der Druck des innersten Absaugkanals innerhalb des Konvergenzkriteriums erreicht wird. Für den Einsatz der Lagerelemente an Normalatmosphäre (inaktive Absaugung) ist der Druck im innersten Absaugkanal gleich dem Umgebungsdruck ($p_K = p_a$). Bei Einsatz der Lagerelemente im Hochvakuum (aktive Absau-

2.4 1-D numerisches Dimensionierungsmodell

gung) können zur Berechnung des tragenden Druckpolsters der Umgebungsdruck als auch der Druck im innersten Absaugkanal in erster Näherung Null gesetzt werden ($p_K \approx p_a = 0$).

Das zentrale Segment der Düsenlagerelemente umfasst die von den Mikroverteilerkanälen eingeschlossene Fläche des Lagerbereiches ($r_{(0)} = r_0$), für die vereinfachend ein konstanter Druck angenommen wird. Aufgrund der diskreten Düsenanordnung beschränkt sich die Einspeisung des Gases in den Spalt dieser Lagerelemente auf das zentrale Segment. Folglich ist der Massestrom durch alle Segmente gleich dem Initialmassenstrom.

$$\dot{m}_{S(i+1)} = \dot{m}_{S(i)} = \dot{m}_S \quad (2.27)$$

Das zentrale Segment der porösen Lagerelemente wird so definiert, dass dessen Radius wesentlich kleiner als der Radius des Lagerbereiches ist ($r_{(0)} \ll r_a$). Im Gegensatz zu den Düsenlagerelementen erhöht sich der Massestrom mit jedem Segment infolge der vollflächigen Speisung um einen zusätzlichen Massestrom in radialer Strömungsrichtung, dessen Betrag nach dem Gesetz von Darcy bestimmt ist.

$$\dot{m}_{S(i+1)} = \dot{m}_{S(i)} + \Delta\dot{m}_{(i)} \quad (2.28)$$

mit

$$\Delta\dot{m}_{(i)} = \pi \left(r_{(i+1)}^2 - r_{(i)}^2 \right) \frac{\Theta}{2\eta R_s T H_P} \left(p_s^2 - p_{(i)}^2 \right) \quad (2.29)$$

Liegt der berechnete Druck am Rand des Lagerbereiches der porösen Lagerelemente unterhalb des Druckes im innersten Absaugkanal, obwohl der Druck im zentralen Segment maximiert ist ($p_{(0)} = p_s - \varepsilon$), wird der Druck an das zentrale Segment angrenzender Segmente ebenfalls maximiert und so der zentrale Sektor vergrößert. Dabei ist ε ein infinitesimal kleiner Druck zur Aufrechterhaltung des Initialmassenstroms des zentralen Segmentes. Für diesen Fall wird zum Erreichen der Konvergenz nur noch die Anzahl der Segmente mit maximiertem Druck und nicht mehr der zentrale Eingangsdruck selbst variiert.

Typische für verschiedene Spalthöhen berechnete Druckverteilungen beider Lagerelementarten zeigt Abbildung 2.5. Für das Düsenlagerelement mit Mikroverteilerkanälen wurden Gl. (2.14) und (2.22) und für das poröse Lagerelement Gl. (2.19) und (2.22) verwendet.

2 Dimensionierung ebener hochvakuumtauglicher Gaslageremente

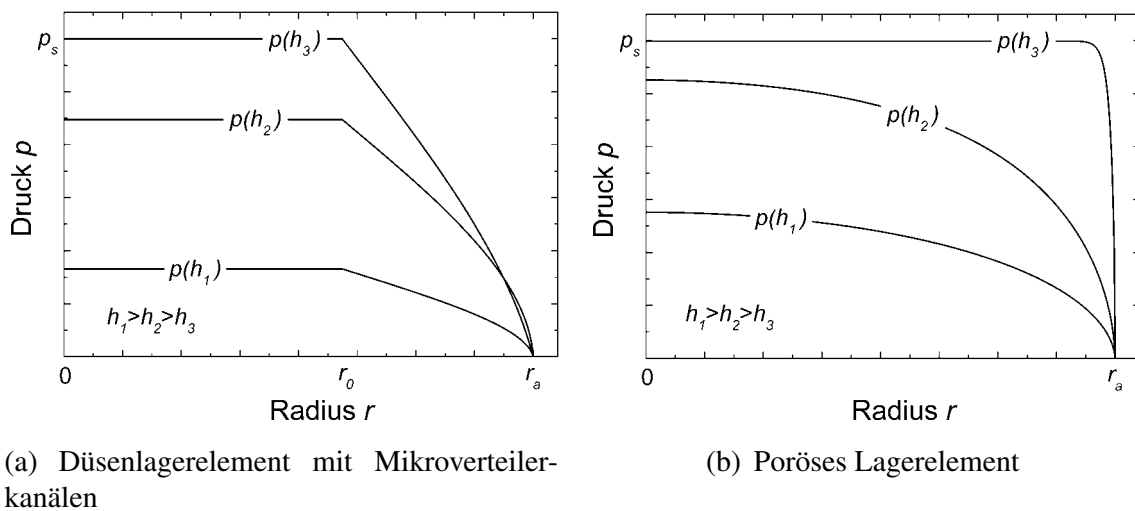


Abbildung 2.5: Charakteristischer Druckverlauf über dem Lagerbereich

Nach der von Brown et al. [144] gefundenen Beziehung (2.23) ergibt sich im Vergleich zu Gl. (2.14) bzw. (2.19) für die Gebiete mit ausgeprägter Knudsenströmung ein geringfügig steilerer Druckabfall. Ebenso wird der Einfluss der porösen Wand auf die Strömungsverhältnisse im Spalt der porösen Lageremente nicht berücksichtigt. Die dadurch entstehenden Abweichungen in den berechneten Druckprofilen sind jedoch vernachlässigbar gering. Die Ergebnisse der Berechnungen nach Gl. (2.23) hängen jedoch stark von den für die einzelnen Segmente ermittelten Knudsenzahlen ab. Nach Gl. (2.1) und (2.2) wird die sehr genaue Kenntnis des Teilchendurchmessers* des zur Schmierung eingesetzten Gases vorausgesetzt. Für die analytischen Berechnungen in dieser Arbeit wird Gl. (2.23) daher nicht weiter eingesetzt.

2.4.2 Berechnung von Tragkraft, statischer Steifigkeit und Gasverbrauch

Die Tragkraft der Lageremente ergibt sich als Summe der Produkte aus der Druckdifferenz jedes Segmentes zur Umgebung und der dem Segment zugeordneten Fläche des Lagerbereiches.

*Die in der Literatur angegebenen Teilchendurchmesser variieren zum Teil beträchtlich. Die verschiedenen Werte ergeben sich in Abhängigkeit von der zur Bestimmung des Durchmessers herangezogenen Eigenschaft des Gases (Viskosität, Wärmeleitfähigkeit, kritische Daten).

2.5 Formabweichungen des Lagerbereiches

$$F = \sum_{i=0}^{n_E-1} \pi (p_{(i)} - p_a) \left(r_{(i+1)}^2 - r_{(i)}^2 \right) \quad (2.30)$$

Die statische Steifigkeit wird durch numerisches Differenzieren des Tragkraftverlaufes über der Spalthöhe bestimmt.

$$s = -\frac{dF}{dh} \quad (2.31)$$

Der Gasverbrauch kann unmittelbar aus dem Massestrom am Rand des Lagerbereiches abgeleitet werden. Mit Normbedingungen nach DIN 1343 ($T_N = 273 \text{ K}$, $p_N = 101325 \text{ Pa}$) ergibt sich der Gasverbrauch in Normliter pro Minute (l_N/min) zu

$$Q = \dot{m}_{S(n_E)} N \quad (2.32)$$

mit

$$N = \frac{T_N R_s}{p_N} \cdot 60 \frac{\text{s}}{\text{min}} \cdot 10^3 \frac{\text{l}}{\text{m}^3}. \quad (2.33)$$

Werden Knudsen- und Molekularströmung bei der Berechnung des Strömungsfeldes der im Vakuum eingesetzten Lagerelemente nicht berücksichtigt, also eine ausschließlich im Spalt ausgeprägte Kontinuumsströmung angenommen, ergeben sich in Abhängigkeit von Spalthöhe, Versorgungsdruck und Betriebsgas zum Teil signifikant höhere Druckprofile und Tragkräfte sowie ein geringerer Gasverbrauch. Die Abweichungen werden dabei umso größer, je niedriger der Versorgungsdruck bzw. die Spalthöhe ist.

2.5 Formabweichungen des Lagerbereiches

Den Einfluss verschiedener rotationssymmetrischer Ebenheitsabweichungen der Lagerbereiche auf die im Vakuum erreichten statischen Eigenschaften beider Lagerelementarten zeigen Abbildungen 2.6 und 2.7. Neben einer ebenen Fläche (konstante Spalthöhe) werden ein konkav und ein konvex ausgeführter Lagerbereich[†] untersucht. Die Tragkräfte sind auf die maximal bei einer gegebenen Fläche des Lagerbereiches erzielbare Tragkraft normiert, sta-

[†]Ein konkaver Lagerbereich bedeutet, dass die Höhe des tragenden Gasfilmes ausgehend vom Zentrum bis hin zum Rand des Lagerbereiches abnimmt. Bei einem konvexen Lagerbereich ist die Höhe des tragenden Gasfilmes im Zentrum des Lagerbereiches am geringsten.

2 Dimensionierung ebener hochvakuumtauglicher Gaslagerelemente

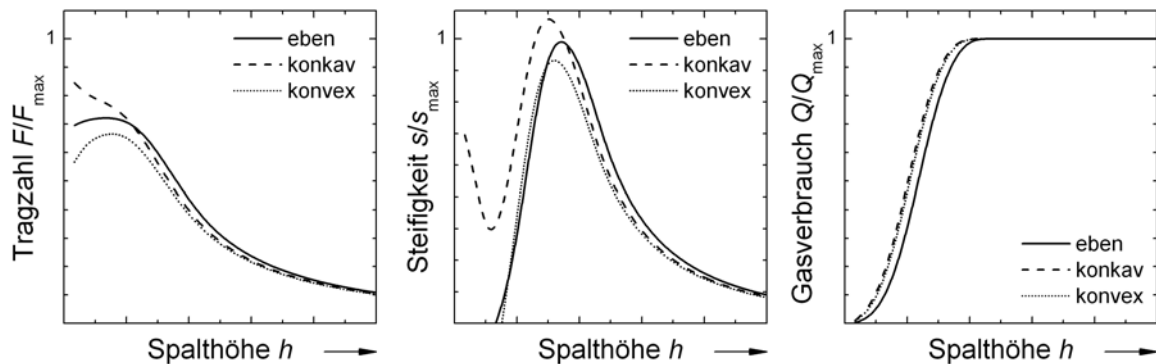


Abbildung 2.6: Auswirkungen von Formabweichungen des Lagerbereiches auf die Eigenschaften von Düsenlagerelementen mit Mikroverteilerkanälen

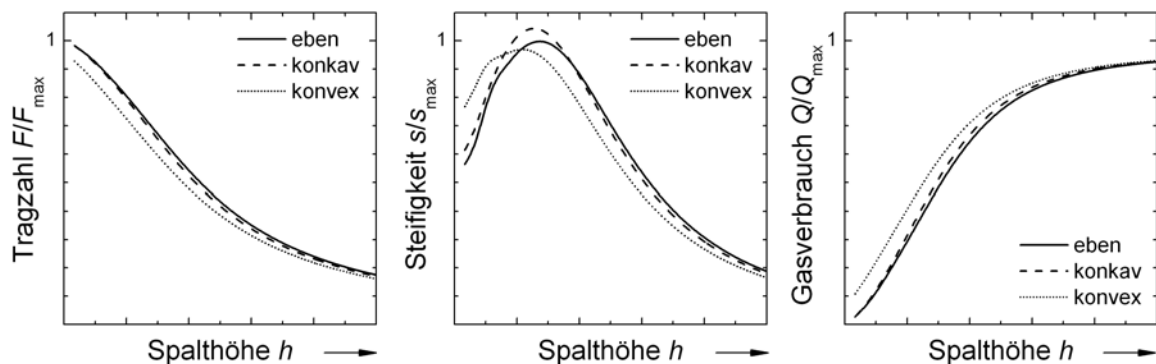


Abbildung 2.7: Auswirkungen von Formabweichungen des Lagerbereiches auf die Eigenschaften von porösen Lagerelementen

tische Steifigkeit und Gasverbrauch auf die jeweiligen Maximalwerte des ebenen Lagerelementes.

Bei beiden Lagerelementarten führt bereits eine konvexe Deformation unter einem Mikrometer zu einer merklichen Verschlechterung der Leistungscharakteristik. Tragkraft und statische Steifigkeit werden reduziert während der Gasverbrauch bei geringen Spalthöhen ansteigt.

Das bei den Düsenlagerelementen mit ebenem bzw. konvexem Lagerbereich auftretende bistabile Verhalten bei hohen Tragkräften kann durch einen konkav ausgeführten Lagerbereich unterbunden werden. Bereits eine bis zum Rand des Lagerbereiches um weniger als ein Mikrometer geringer werdende

2.5 Formabweichungen des Lagerbereiches

Spalthöhe führt zu einer deutlichen Verbesserung der statischen Eigenschaften der Lagerelemente. Die zusätzliche Auslassdrosselung bewirkt einen kontinuierlichen Anstieg der Tragkraft in Richtung kleiner Spalthöhen. Einem Aufsetzen der Lagerelemente bei dynamischen Laständerungen wird somit entgegengewirkt. Im Vergleich zum ebenen Lagerelement wird eine höhere statische Steifigkeit erzielt. Die Spalthöhe, bei der die maximale Steifigkeit erreicht wird, verringert sich. Die damit verbundene geringere Höhe des Dichtspaltes führt zu einem geringeren Leckstrom der Lagerelemente, da sich der Gasverbrauch im Punkt der maximalen Steifigkeit praktisch nicht ändert.

Die Leistungscharakteristik der porösen Lagerelemente wird im stationären Betrieb durch einen konkav geformten Lagerbereich nur geringfügig beeinflusst. Im Vergleich zu ebenen Lagerelementen sind die Werte von Tragkraft und Gasverbrauch nahezu gleich. Es ergibt sich lediglich ein leichter Anstieg der maximalen statischen Steifigkeit.

3 Auslegung des Dichtsystems

Zu Beginn dieses Kapitels werden die Berechnungsgrundlagen zur Auslegung des Dichtsystems hochvakuumtauglicher Gaslagererelemente (Abbildung 3.1) aufgeführt. Im Anschluss wird der Einfluss verschiedener Parameter des Dichtsystems auf die Leckrate diskutiert, um eine optimale Auslegung des Dichtsystems zu ermöglichen.

3.1 Bestimmung der Leckrate

Der endliche Strömungswiderstand der Dichtspalte führt dazu, dass ein geringer Anteil des Betriebsgases nicht vom Absaugsystem abgeführt wird und in die Vakuumumgebung einströmt. Aufgrund des niedrigen Druckniveaus und der kleinen charakteristischen Länge des Strömungsquerschnittes (Spalthöhe) ist in den Dichtspalten eine Molekularströmung ausgeprägt (siehe Abbildung 2.1). Der Massestrom durch den Dichtspalt einer Absaugstufe folgt unmittelbar aus Gl. (2.19).

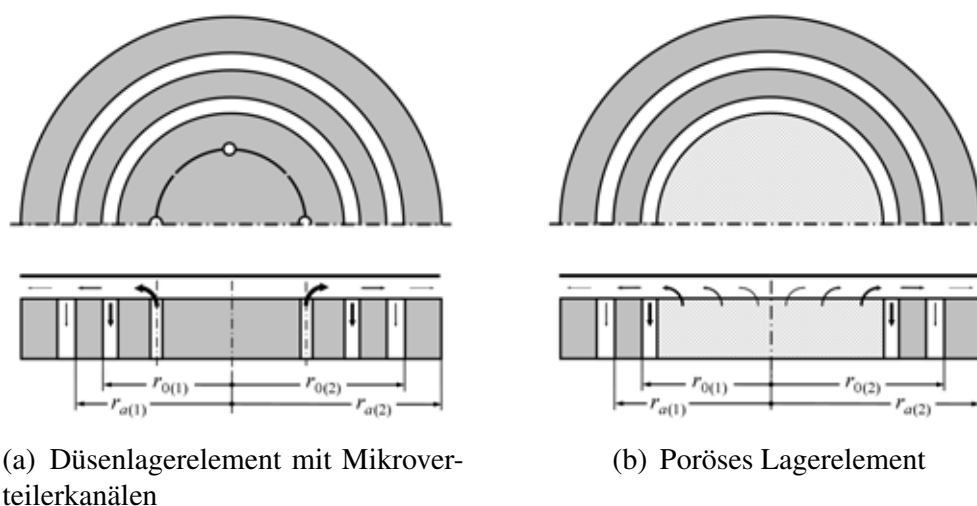


Abbildung 3.1: Prinzipieller Aufbau der Lagererelemente (zweistufiges Dichtsystem)

3 Auslegung des Dichtsystems

$$\dot{m}_{L(i)} = \frac{4 \pi \bar{c} h^2}{3 R_s T \ln \left(\frac{r_{a(i)}}{r_{0(i)}} \right)} (p_{K(i)} - p_{K(i+1)}) \quad (3.1)$$

Unter der Bedingung, dass der Druck über dem Dichtspalt stark abfällt ($p_{K(i)} \gg p_{K(i+1)}$), kann in Gl. (3.1) der Druck nach dem Dichtspalt vernachlässigt werden ($p_{K(i+1)} = 0$). Bei bekanntem Druck im Absaugkanal einer Absaugstufe lässt sich somit die durch den Dichtspalt dieser Absaugstufe tretende Gasmenge bestimmen.

Der aus dem Dichtspalt der letzten Absaugstufe austretende Volumenstrom definiert die Leckrate eines Lagerelementes. Unter Normbedingungen gilt

$$Q_L = \dot{m}_{L(n_S)} N. \quad (3.2)$$

3.1.1 Experimentelle Bestimmung der Leckrate

Eine direkte Messung des Leckstroms in die Vakuumumgebung ist nicht möglich. Zur experimentellen Bestimmung der Leckrate wird daher der durch die Lagerelemente im statischen Betrieb verursachte Druckanstieg in der Vakuumkammer ausgewertet. Mit dem effektiven Saugvermögen des zum Evakuieren der Kammer angeschlossenen Pumpsystems berechnet sich die Leckrate für stationäre Verhältnisse nach

$$\dot{m}_L = \frac{S}{R_s T} (p_V - p_{V\min}). \quad (3.3)$$

3.2 Berechnung des Druckes in den Absaugkanälen

Die Grundlagen zur Abschätzung der Druckwerte in den Absaugkanälen finden sich weitestgehend in der einschlägigen Literatur zur Vakuumtechnik, z.B. [140, 147–149]. Die nachfolgend aufgeführten Gleichungen wurden diesen Quellen entnommen und durch Berechnungsvorschriften für Absaugleitungen mit ausgeprägter Knudsenströmung ergänzt.

Für die Berechnung wird vereinfachend angenommen, dass sich in den Absaugkanälen ein homogener Druck einstellt. Das heißt, Druckgradienten innerhalb der Absaugkanäle werden vernachlässigt.

3.2.1 Absaugstufen mit Kontinuums- und Knudsenströmung

In der Absaugleitung der innersten Absaugstufe ist in der Regel eine Kontinuums- bzw. Knudsenströmung ausgebildet. Der Druck im Absaugkanal kann ausgehend vom Druck am Ansaugstutzen der verwendeten Vakuumpumpe unter Berücksichtigung der Druckabfälle über den einzelnen Leitungsabschnitten bestimmt werden.

Die pro Zeiteinheit abzuführende Gasmenge entspricht für die innerste Absaugstufe in erster Näherung dem Gasverbrauch des Lagerelementes. Für jede weitere Absaugstufe ist der aus dem Dichtspalt der vorangegangenen Absaugstufe austretende Gasstrom abzupumpen. Mit dem abzuführenden Massestrom ergibt sich der Druck am Ansaugstutzen der Vakuumpumpe zu

$$p_p = \frac{\dot{m}_A R_s T}{S_0}. \quad (3.4)$$

Als Absaugleitungen werden gewöhnlich Rohre und Schläuche mit kreisförmigem Querschnitt eingesetzt. Für eine laminare eindimensionale isotherme Zähigkeitsströmung durch diese Leitungen lassen sich aus den Navier-Stokes-Gleichungen (2.3) die Impulsgleichungen der Hagen-Poiseuille-Strömung ableiten (vergleiche Abschnitt 2.2.1). Biegungen der Leitungen werden vernachlässigt.

$$\frac{\partial p}{\partial z} = \eta \left(\frac{\partial^2 v_z}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_z}{\partial r} \right); \quad \frac{\partial p}{\partial r} = 0; \quad \frac{\partial p}{\partial \varphi} = 0. \quad (3.5)$$

Die Lösung von Gl. (3.5) mit der Gleitbedingung

$$v_z (r = R_A) = -\lambda \frac{\partial v_z}{\partial r} \quad (3.6)$$

liefert für die Bereiche der Kontinuums- und Knudsenströmung den Geschwindigkeitsverlauf über den Leitungsquerschnitt.

$$v_z = -\frac{1}{4\eta} (R_A^2 - r^2 + 2\lambda R_A) \frac{dp}{dz} \quad (3.7)$$

Mit der Kontinuitätsbedingung (2.11) ergibt sich der Massestrom durch einen Leitungsabschnitt mit gleichbleibendem Querschnitt.

$$\dot{m}_A = \rho A_A \bar{v}_z = \frac{p}{R_s T} \int_0^{2\pi} \int_0^{R_A} r v_z dr d\varphi \quad (3.8)$$

3 Auslegung des Dichtsystems

Die Integration von Gl. (3.8) in den Grenzen $p = p_E$ bis $p = p_A$ und $z = 0$ und $z = l_A$ führt mit Gl. (2.2) zu

$$\dot{m}_A = \frac{\pi R_A^3}{2\eta R_s T l_A} \left(\frac{R_A}{8} (p_E^2 - p_A^2) + \beta (p_E - p_A) \right). \quad (3.9)$$

Bei bekanntem Ausgangsdruck eines Leitungsabschnittes kann für stationäre Verhältnisse der Eingangsdruck aus Gl. (3.9) berechnet werden.

$$p_{E(i)} = \frac{1}{R_{A(i)}} \left(\sqrt{(R_{A(i)} p_{A(i)} + 4\beta)^2 + 16\eta R_s T \dot{m}_A \frac{l_{A(i)}}{\pi R_{A(i)}^2}} - 4\beta \right) \quad (3.10)$$

Der Eingangsdruck eines Leitungsabschnittes ist gleichzeitig der Ausgangsdruck des vorangegangenen Leitungsabschnittes.

$$p_{A(i-1)} = p_{E(i)} \quad (3.11)$$

Beginnend mit

$$p_{A(n_A)} = p_p \quad (3.12)$$

kann somit der Druckabfall innerhalb der Absaugleitungen unter Vernachlässigung der Einlaufströmungen bei Änderung des Leitungsquerschnittes etappenweise über alle Leitungsabschnitte bis hin zum Druck im Absaugkanal ermittelt werden.

$$p_K = p_{E(1)} \quad (3.13)$$

3.2.2 Absaugstufen mit Molekularströmung

Ab der zweiten Absaugstufe ist in den Absaugleitungen in der Regel eine Molekularströmung ausgeprägt. Aufgrund des statistischen Charakters dieser Strömung ist die Herangehensweise zur Berechnung des Druckes im Absaugkanal gegenüber der Berechnung für Absaugstufen mit Kontinuums- oder Knudsenströmung grundsätzlich verschieden. Zur Berechnung der Strömungswiderstände* der Leitungsabschnitte existieren auch für einfache Lei-

*Der Strömungswiderstand eines Leitungsabschnittes ergibt sich als Quotient des Druckabfalls über dem Abschnitt und der pV -Stromstärke innerhalb des Abschnittes. Der reziproke Wert des Strömungswiderstandes ist der Strömungsleitwert.

3.2 Berechnung des Druckes in den Absaugkanälen

tungsgeometrien oft nur (empirisch ermittelte) Näherungsgleichungen bzw. experimentell bestimmte Kennzahlen.

Der Strömungsleitwert eines Leitungsabschnittes ergibt sich als Produkt des Blendenleitwertes der Eintrittsöffnung des Abschnittes und der Durchtrittswahrscheinlichkeit der Gasteilchen durch den Leitungsabschnitt.

$$C_{A(i)} = C_{B(i)} P_{A(i)} = \frac{\bar{c}}{4} A_{A(i)} P_{A(i)} \quad (3.14)$$

Für kurze Kreisrohre ($R_A \gg l_A$) berechnet sich die Durchtrittswahrscheinlichkeit nach

$$P_{A(i)} = 1 - \frac{l_{A(i)}}{d_{A(i)}} \quad (3.15)$$

und für lange Kreisrohre ($R_A \ll l_A$) nach

$$P_{A(i)} = \frac{4}{3} \frac{d_{A(i)}}{l_{A(i)}}. \quad (3.16)$$

Liegen Rohrdurchmesser und -länge in der gleichen Größenordnung, ergeben sich nach Gl. (3.15) bzw. (3.16) signifikante Abweichungen zur tatsächlichen Durchtrittswahrscheinlichkeit. Eine gute Näherung der Durchtrittswahrscheinlichkeit durch Kreisrohre beliebiger Länge wird mit der folgenden, empirisch ermittelten Gleichung erzielt.

$$P_{A(i)} = \frac{14 + 4 \frac{l_{A(i)}}{d_{A(i)}}}{14 + 18 \frac{l_{A(i)}}{d_{A(i)}} + 3 \left(\frac{l_{A(i)}}{d_{A(i)}} \right)^2}. \quad (3.17)$$

Die Leitwerte anderer Leitungsgeometrien können der eingangs des Abschnittes aufgeführten Literatur bzw. entsprechenden Datenblättern entnommen werden.

Gl. (3.15) bis (3.17) setzen ein isotropes Eintreten der Gasteilchen in den Leitungsabschnitt voraus. Bei hintereinander geschalteten Leitungsabschnitten wird diese Bedingung nicht mehr erfüllt. Vielmehr treten die Gasteilchen bevorzugt in Strömungsrichtung aus einem Leitungsabschnitt aus und passieren den nachfolgenden Abschnitt mit einer höheren Wahrscheinlichkeit („beaming effect“). Dieser prinzipielle Zusammenhang wird durch einen Ansatz

3 Auslegung des Dichtsystems

von Oatley berücksichtigt. Der Gesamtwiderstand eines Leitungssystems ergibt sich in der Addition der Einzelwiderstände, wobei der Einströmwiderstand in einen Leitungsabschnitt Null gesetzt wird, sofern sich der Leitungsquerschnitt von einem zum nächsten Abschnitt nicht verengt.

Unter der Annahme isothermer Bedingungen kann der Strömungsleitwert der Absaugstufe mit den Leitwerten der einzelnen Leitungsabschnitte abgeschätzt werden.

$$\left(\frac{1}{C} - \frac{4}{\bar{c} A_{A(1)}} \right) = \sum_{i=1}^{n_A} \left(\frac{1}{C_{A(i)}} - \frac{4}{\bar{c} A_{A(i)}} \right) + \frac{4}{\bar{c}} \sum_{i=1}^{n_A-1} \left(\frac{1}{A_{A(i+1)}} - \frac{1}{A_{A(i)}} \right) \delta_{(i,i+1)} \quad (3.18)$$

mit

$$\begin{aligned} \delta_{(i,i+1)} &= 1 \quad \forall \quad A_{A(i+1)} < A_{A(i)} \quad (\text{Querschnittsreduzierung}) \\ \delta_{(i,i+1)} &= 0 \quad \forall \quad A_{A(i+1)} \geq A_{A(i)} \quad (\text{ohne Querschnittsreduzierung}) \end{aligned}$$

Das am Ausgang des Dichtspaltes der vorangegangenen Absaugstufe zur Verfügung stehende effektive Saugvermögen des Pumpsystems wird nach dem Ansatz von Oatley mit dem Leitwert der Absaugstufe bestimmt zu

$$\frac{1}{S} = \frac{1}{S_0} + \frac{1}{C} - \frac{4}{\bar{c} A_p}. \quad (3.19)$$

Der Druck im Absaugkanal berechnet sich mit dem effektiven Saugvermögen und dem aus dem Dichtspalt der vorangegangenen Absaugstufe austretenden Gasstrom nach

$$p_K = \frac{\dot{m}_A R_s T}{S}. \quad (3.20)$$

3.3 Anzahl der Lagerelemente

Werden die entsprechenden Absaugstufen mehrerer Lagerelemente (z.B. in Gasführungen) durch dieselben Vakuumpumpen evakuiert, vergrößert sich der durch die Pumpen abzuführende Gasstrom. Dies führt dazu, dass sich in

den Absaugkanälen des einzelnen Lagerelementes ein höherer Druck einstellt und dessen Leckrate ansteigt. Die Leckrate aller Lagerelemente ergibt sich demnach nicht als Produkt der Anzahl der Lagerelemente und der Leckrate eines einzeln angeschlossenen Lagerelementes, sondern wächst überproportional mit der Anzahl der Lagerelemente an.

3.4 Dimensionierung

Zur optimalen Auslegung des Dichtsystems ist das Verständnis des Zusammenspiels der einzelnen Komponenten von großer Bedeutung. Die komplexen Zusammenhänge können anhand eines dem fluidischen System analogen elektrischen Netzwerkes veranschaulicht werden, siehe Abbildung 3.2. Dabei entspricht der Volumenstrom dem elektrischen Strom, der Druck einer elektrischen Spannung und der Strömungswiderstand dem elektrischen Widerstand. Als Äquivalent des Ohmschen Gesetzes ergibt sich für das fluidische System

$$\frac{1}{C} = \frac{p}{q} \quad (3.21)$$

mit der pV -Stromstärke

$$q = \dot{m} R_s T. \quad (3.22)$$

Die Vakuumpumpen werden modellmäßig als Reihenschaltung einer Kammer mit idealem Vakuum ($p = 0$) und eines Strömungskanals interpretiert, der den gleichen Eintrittsquerschnitt wie die Pumpe aufweist und dessen Strömungsleitwert dem Saugvermögen der Pumpe entspricht.

Die Strömungsleitwerte der Dichtspalte sind bei richtiger Dimensionierung wesentlich größer als das effektive Saugvermögen der angeschlossenen Pumpsysteme ($C_{S(i)} \gg S_{(i)}$). Die pro Zeiteinheit durch den Dichtspalt einer Absaugstufe tretende Gasmenge ist folglich wesentlich kleiner als die durch das Pumpsystem der Stufe abgeführte Gasmenge ($q_{L(i)} \ll q_{A(i)}$). Zur Berechnung des Druckabfalls über dem Pumpsystem einer Absaugstufe bzw. des Druckes im Absaugkanal wird der geringe Gasstrom durch den Dichtspalt der Absaugstufe vernachlässigt. Mit dieser vereinfachenden Annahme ist der Druck im Absaugkanal einzig durch das effektive Saugvermögen des Pumpsystems und die in den Kanal pro Zeiteinheit einströmenden Gasmenge bestimmt ($q_{A(i)} = q_{L(i-1)}$). Der Gasstrom durch den Dichtspalt der Absaugstufe wird ausgehend von dem berechneten Druck im Absaugkanal unter der Annahme ermittelt, dass sich hinter dem Dichtspalt ein ideales Vakuum befindet.

3 Auslegung des Dichtsystems

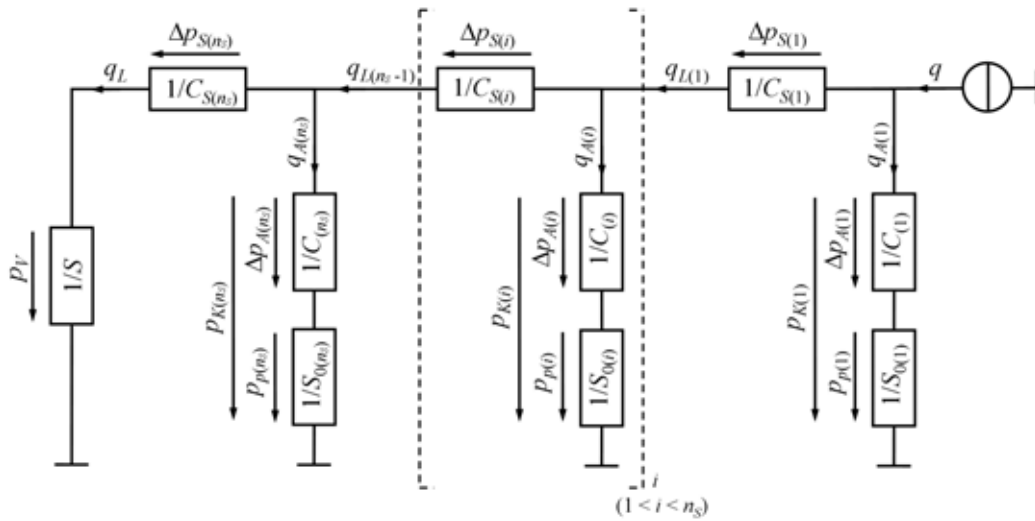


Abbildung 3.2: Elektrisches Netzwerk in Analogie zum fluidischen Dichtsystem

Formal bedeutet dieses Vorgehen eine Verletzung der Kontinuitätsbedingung, da die aus dem Kanal pro Zeiteinheit ausströmende Gasmenge minimal größer als die einströmende Gasmenge ist. Die dadurch entstehenden Abweichungen können jedoch vernachlässigt werden. Die Annahmen ermöglichen es, einfache funktionale Zusammenhänge zwischen den einzelnen Einflussgrößen und der Leckrate abzuleiten. Mit den getroffenen Vereinfachungen gilt

$$p_{K(i)} = q_{L(i-1)} / S_{(i)} \quad (3.23)$$

$$q_{L(i)} = p_{K(i)} C_{S(i)}. \quad (3.24)$$

Mit Gl. (3.23) und (3.24) ergibt sich die Leckrate eines Lagerelementes zu

$$Q_L = Q \prod_{i=1}^{n_S} \frac{C_{S(i)}}{S_{(i)}}. \quad (3.25)$$

Für eine geringe Leckrate sind nach Gl. (3.25) die Lagerelemente auf einen geringen Gasverbrauch, die Pumpsysteme der Absaugstufen auf ein hohes effektives Saugvermögen und die Dichtspalte auf einen hohen Strömungswiderstand auszulegen. Die Leckrate ist unabhängig von der Zuordnung der effektiven Saugvermögen und Strömungswiderstände zu den einzelnen Ab-

saugstufen, da deren Beträge mit derselben Wichtung in die Berechnung eingehen.

3.4.1 Dimensionierung der Dichtspalte

Der Strömungswiderstand eines Dichtspaltes ergibt sich aus Gl. (3.1) zu

$$\frac{1}{C_s} = \frac{3}{4\pi\bar{c}h^2} \ln\left(\frac{r_a}{r_o}\right). \quad (3.26)$$

Ein hoher Strömungswiderstand wird für große Verhältnisse r_a/r_o bzw. geringe Spalthöhen erzielt. Die Abhängigkeit der Leckrate von diesen geometrischen Größen zeigt Abbildung 3.3.

Mit zunehmendem Radienverhältnis r_a/r_o nimmt die Leckrate zunächst sehr schnell ab. Da der Graph in Abbildung 3.3 a mit einem stark degressiven Anstieg abfällt, ist es jedoch nicht sinnvoll, das Radienverhältnis beliebig groß zu wählen. Infolge der größeren Strömungsquerschnitte sind die Dichtspalte der äußeren Absaugstufen gegenüber denen der inneren Absaugstufen wesentlich länger auszulegen, um denselben Strömungswiderstand einzustellen.

Der Zusammenhang zwischen Leckrate und Spalthöhe lässt sich in vereinfachter Form allgemeingültig angeben, wenn angenommen wird, dass der Gasverbrauch der Lagerelemente unabhängig von der Spalthöhe ist. Diese

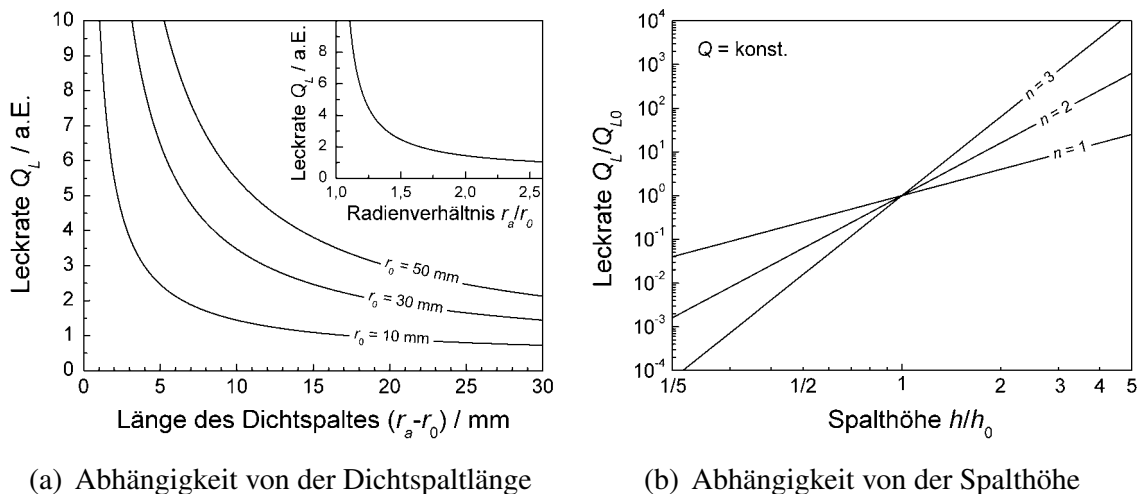


Abbildung 3.3: Einfluss der Dichtspaltgeometrie auf die Leckrate

3 Auslegung des Dichtsystems

Annahme ist erforderlich, da der funktionale Zusammenhang zwischen Gasverbrauch und Spalthöhe von der Lagerelementart abhängt und das effektive Saugvermögen des Pumpsystems der innersten Absaugstufe aufgrund der dort ausgeprägten Kontinuums- bzw. Knudsenströmung eine Funktion des abgeführten Massestroms bzw. Druckes ist. Aus Gl. (3.25) und (3.26) folgt mit der getroffenen Vereinfachung $Q_L \sim h^{2n_S}$. Abbildung 3.3 b zeigt die Leckrate bei einer beliebigen Spalthöhe bezogen auf die Leckrate Q_{L0} bei einer Ausgangsspalthöhe h_0 . Durch die Verringerung der Spalthöhe kann die Leckrate signifikant reduziert werden. Je mehr Absaugstufen in das Dichtsystem integriert sind, desto stärker wird die Leckrate durch die Spalthöhe bestimmt.

Entgegen der bisherigen Annahme steigt der Gasverbrauch der Lagerelemente mit zunehmender Spalthöhe nichtlinear an (siehe Abbildungen 2.6 und 2.7). Das effektive Saugvermögen des Pumpsystems der innersten Absaugstufe nimmt infolge des steigenden Druckes in den Absaugleitungen geringfügig zu. Werden diese Abhängigkeiten bei der Bestimmung der Leckrate berücksichtigt, ergibt sich in Abbildung 3.3 b ein steilerer, nicht mehr konstanter Anstieg der Graphen.

3.4.2 Anzahl der Absaugstufen

Das Verhältnis der Leckrate eines Lagerelementes mit einer beliebigen Anzahl von Absaugstufen zur Leckrate eines Lagerelementes mit einer Absaugstufe ergibt sich aus Gl. (3.25) zu

$$\frac{Q_{L(n_S)}}{Q_{L(1)}} = \begin{cases} 1 & \text{für } n_S = 1 \\ \prod_{i=2}^{n_S} \frac{C_{S(i)}}{S_{(i)}} & \text{für } n_S > 1 \end{cases} . \quad (3.27)$$

Bei einem für alle Absaugstufen konstanten Verhältnis $C_{S(i)}/S_{(i)}$ vereinfacht sich Gl. (3.27) zu

$$\frac{Q_{L(n_S)}}{Q_{L(1)}} = \left(\frac{C_S}{S} \right)^{n_S - 1} . \quad (3.28)$$

Dieser Zusammenhang ist in Abbildung 3.4 graphisch dargestellt. Die Leckrate nimmt mit jeder zusätzlichen Absaugstufe für $C_S \ll S$ um mehrere Größenordnungen ab. Die Leckrate wird dabei umso stärker reduziert, je kleiner das Verhältnis C_S/S ist.

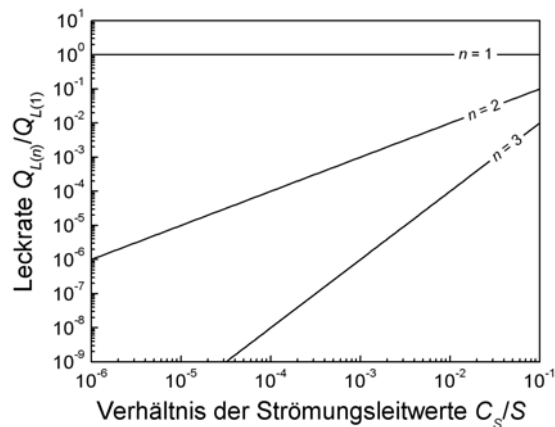


Abbildung 3.4: Einfluss der Anzahl der Absaugstufen auf die Leckrate für ein konstantes Verhältnis C_s/S aller Absaugstufen

3.4.3 Auslegung der Pumpsysteme

Wird der „beaming effect“ in Bereich der Molekularströmung bei hintereinander geschalteten Leitungsabschnitten nicht berücksichtigt, vereinfacht sich Gl. (3.19) zu

$$\frac{1}{S} = \frac{1}{S_0} + \frac{1}{C}. \quad (3.29)$$

Das effektive Saugvermögen hängt gleichermaßen vom Saugvermögen und den Strömungsleitwerten der Absaugleitungen ab und ist stets niedriger als die kleinere der beiden Größen. Abbildung 3.5 zeigt, dass für Leitwerte, die deutlich kleiner als das Saugvermögen sind, das effektive Saugvermögen praktisch nur noch durch den Strömungsleitwert bestimmt wird. Es ist daher wirtschaftlich nicht sinnvoll, das Saugvermögen wesentlich größer als den Strömungsleitwert der Absaugleitungen zu wählen. Eine signifikante Verringerung der Leckrate wird durch größere Leitungsquerschnitte erreicht. Ist hingegen der Leitwert der Absaugleitungen einer Absaugstufe wesentlich größer als das Saugvermögen der gewählten Vakuumpumpe, kann durch die Vergrößerung des Saugvermögens die Leckrate maßgeblich verringert werden. Aus der Zielstellung, ein möglichst großes effektives Saugvermögen bei möglichst geringen Leitungsquerschnitten zu erzielen, ergibt sich ein optimales Verhältnis zwischen Saugleistung und Strömungsleitwert im Bereich $0,1 < S_0/C < 10$.

3 Auslegung des Dichtsystems

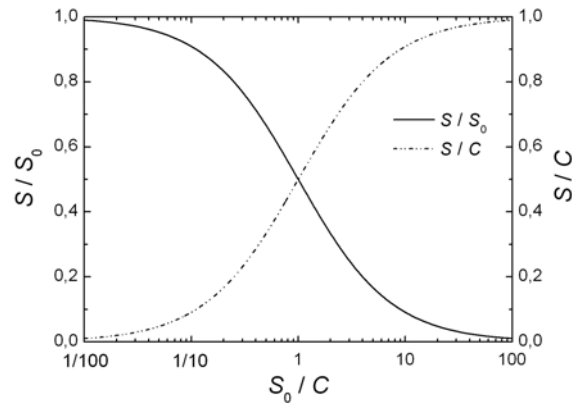


Abbildung 3.5: Abhängigkeit des effektiven Saugvermögens vom Saugvermögen und Strömungsleitwert der Absaugleitungen

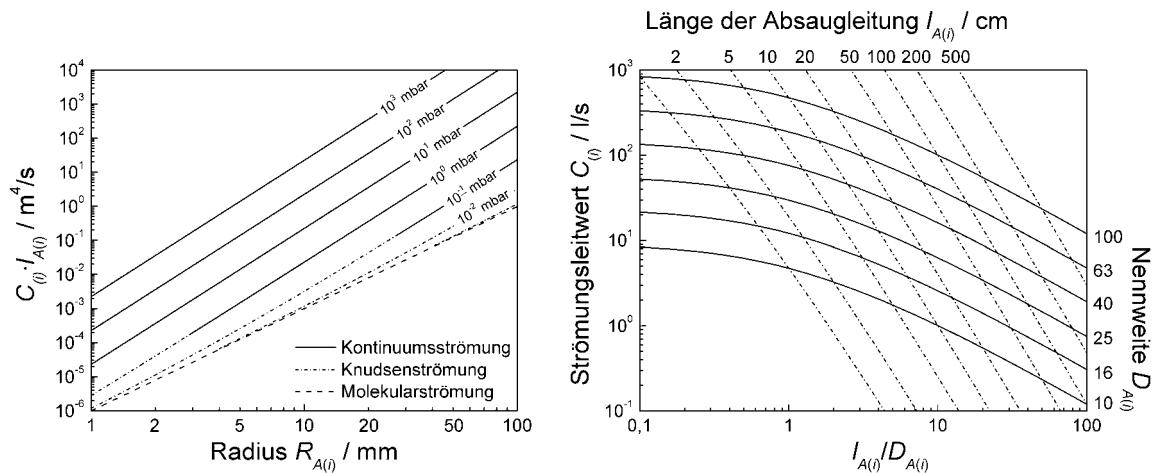
Der Leitwert von Rohren mit ausgeprägter laminarer Kontinuums- bzw. Knudsenströmung ergibt sich aus Gl. (3.9) zu

$$C = \frac{\pi}{16 \eta} \frac{R_A^4 (p_E + p_A) + 8 R_A^3 \beta}{l_A}. \quad (3.30)$$

Für lange Rohre mit ausgeprägter Molekularströmung folgt aus Gl. (3.14) und (3.16)

$$C = \frac{2}{3} \pi \bar{c} \frac{R_{A(i)}^3}{l_{A(i)}}. \quad (3.31)$$

Unabhängig von der ausgeprägten Strömungsform ergeben sich große Strömungsleitwerte der Absaugleitungen bei kurzen Längen und großen Leitungsquerschnitten. Während der Leitwert bei Molekularströmung nur von den geometrischen Abmessungen der Absaugleitungen abhängt, ist der Leitwert bei ausgeprägter laminarer Kontinuums- oder Knudsenströmung zusätzlich eine Funktion des Druckes. Abbildung 3.6 a zeigt für die verschiedenen Strömungsformen die Abhängigkeit des Strömungsleitwertes vom Radius der Absaugleitungen. Bei gleichem Leitungsquerschnitt ergibt sich im Bereich der Kontinuums- bzw. Knudsenströmung gegenüber dem Bereich der Molekularströmung ein bis um mehrere Größenordnungen höherer Strömungsleitwert. Dieser ist umso größer, desto höher der Druck in der Absaugleitung ist.



(a) Auslegung der Leitungsradien langer Kreisrohre (b) Strömungsleitwert von Kreisrohren bei ausgeprägter Molekularströmung

Abbildung 3.6: Strömungsleitwerte der Absaugleitungen (Stickstoff, $T = 293 \text{ K}$)

Typische Saugvermögen der Vakuumpumpen von Absaugstufen mit ausgeprägter Kontinuums- oder Knudsenströmung liegen bei Werten kleiner $2,5 \cdot 10^{-2} \text{ m}^3/\text{s}$. Damit ergeben sich bereits für geringe Radien der Absaugleitungen günstige Verhältnisse zwischen Strömungsleitwert und Saugvermögen. Die Saugvermögen der Vakuumpumpen von Absaugstufen mit ausgeprägter Molekularströmung liegen typischerweise über denen der Absaugstufen mit ausgeprägter Kontinuums- bzw. Knudsenströmung. Das effektive Saugvermögen wird durch die niedrigen Strömungsleitwerte der Absaugleitungen begrenzt, so dass größere Leitungsradien anzustreben sind. Entsprechend können auch die Absaugkanäle der Absaugstufen mit ausgeprägter Kontinuums- bzw. Knudsenströmung schmäler als die der Absaugstufen mit ausgeprägter Molekularströmung ausgelegt werden. Die in diesem Abschnitt abgeleiteten analytischen Zusammenhänge begründen damit allgemein die von Sai et al. [124] bereits an einem Beispiel gefundene Abhängigkeit der Leckrate von den Leitungsquerschnitten.

In Abbildung 3.6 b ist der Strömungsleitwert von Absaugleitungen mit ausgeprägter Molekularströmung in Abhängigkeit des Verhältnisses l_A/D_A dargestellt. Aus den Graphen ist ersichtlich, dass der Leitwert wesentlich stärker vom Durchmesser der Absaugleitungen als von deren Länge abhängt. Absaugleitungen mit ausgeprägter Kontinuums- oder Knudsenströmung zeigen

3 Auslegung des Dichtsystems

aufgrund der höheren Potenz des Radius in Gl. (3.30) gegenüber Gl. (3.31) eine noch stärkere Abhängigkeit vom Leitungsquerschnitt (vergleiche Abbildung 3.6 a).

Zur groben Abschätzung der Leckrate nach Gl. (3.25) kann der Leitwert der Absaugstufen mit ausgeprägter Kontinuums- bzw. Knudsenströmung mit dem Druck am Ansaugstutzen der Vakuumpumpe nach Gl. (3.4) überschlägig berechnet werden. Der Strömungsleitwert dieser Absaugstufen wird auf diese Weise zu niedrig und damit die Leckrate zu hoch bestimmt.

Aufgrund der abzuführenden Gasmengen sind zum Evakuieren von Absaugstufen mit ausgeprägter Kontinuums- bzw. Knudsenströmung Vakuumpumpen geeignet, deren Enddruck im Bereich des Feinvakuums liegt (z.B. Scroll- oder ölgeschmierte Drehschieberpumpen). Für Absaugstufen mit ausgeprägter Molekularströmung sind Vakuumpumpen geeignet, deren Enddruck im Hochvakuumbereich liegt (z.B. Turbomolekularpumpen).

3.4.4 Fazit

Die Leckrate kann über die Anzahl der Absaugstufen sowie die Auslegung der Strömungswiderstände und Vakuumpumpen des Dichtsystems eingestellt werden. Die verschiedenen für die Optimierung freien Parameter zeigen einen unterschiedlich starken Einfluss auf die Leckrate und sind eng mit konstruktiven, fertigungstechnischen und wirtschaftlichen Aspekten verknüpft.

Je niedriger die angestrebte Leckrate eines Lagerelementes ist, desto größer müssen zwangsläufig die Abmessungen des Dichtsystems und der Lagerelemente werden, um diesen Wert zu erreichen. Damit verbunden sind höhere Anforderungen an die Ebenheit der Funktionsflächen sowie eine geringere Toleranz gegenüber Verkippungen[†] der Lagerelemente. Insbesondere kleine Spalthöhen, durch die die Leckrate maßgeblich reduziert werden kann, führen zu einem hohen Fertigungs- und Justageaufwand und verlangen geeignete konstruktive Strategien zur Ankopplung der Lagerelemente. Die Trageigenschaften der Lagerelemente sind im Hinblick auf die gewählte Dichtspalthöhe zu optimieren bzw. der Lagerbereich niedriger als die Dichtflächen anzuordnen.

Für Gasführungen mit relativ zur Vakuumkammer bewegten Gaslagerelementen stellt die Auslegung der Zu- und Ableitungen einen wesentlichen Aspekt bei der Dimensionierung des Dichtsystems dar. Im Hinblick auf die

[†]Typische zulässige Verkippungen liegen im Winkelsekundenbereich.

Beeinflussung der Führungseigenschaften sind speziell bei kleinen und hochdynamisch betriebenen Gasführungen wenige, möglichst flexible Leitungen anzustreben. Entgegen dem in der Vakuumtechnik üblichen Bestreben, durch kurze Leitungen mit großem Querschnitt einen hohen Pumpenwirkungsgrad S/S_0 nahe Eins zu erzielen, ergibt sich die Forderung eines hohen effektiven Saugvermögens der Pumpsysteme der Absaugstufen bei geringem Querschnitt (und gegebenenfalls einer großen Länge) der Absaugleitungen. Die eingeschränkte Auswahl an vakuumgeeigneten Werkstoffen ist bei der Auslegung der Absaugleitungen zu berücksichtigen.

Am wirkungsvollsten kann die Leckrate über die Anzahl der Absaugstufen beeinflusst werden. Hier ist aus wirtschaftlichen Gründen zu beachten, dass für jede Absaugstufe eine separate Vakuumpumpe benötigt wird.

4 Statische Eigenschaften der Lagerelemente

In Kapitel 2 ist gezeigt worden, dass sich das Strömungsfeld des tragenden Gasfilmes beim Einsatz von Gaslagerelementen an Normalatmosphäre und im Vakuum maßgeblich unterscheidet. Die sich daraus ergebenden Unterschiede in den Trageigenschaften und im Gasverbrauch von Düsenlagerelementen mit Mikroverteilerkanälen und porösen Lagerelementen werden in diesem Kapitel herausgearbeitet. Die von beiden Lagerelementarten im Hochvakuum erzielten statischen Eigenschaften werden unter Berücksichtigung der Leckrate vergleichend gegenübergestellt. Weiterhin werden Möglichkeiten zur Optimierung der Leistungscharakteristiken der Lagerelemente durch Modifikation der Drosselparameter und Variation des Betriebsgases aufgezeigt.

4.1 Aufbau der Lagerelemente

Experimentell werden in dieser Arbeit Düsenlagerelemente mit Mikroverteilerkanälen und Lagerelemente mit poröser Einlassdrossel untersucht. Zum Abführen des Betriebsgases sind in die Lagerelemente eine bzw. zwei Absaugstufen integriert, die über Pumpsysteme evakuiert werden können. Der Außendurchmesser des Lagerbereiches beider Lagerelementarten beträgt 38 mm, der des Dichtbereiches 70 mm. Weitere Abmessungen der Lagerelemente können Tabelle A.1 des Anhangs entnommen werden. Abbildung 4.1 a zeigt als Beispiel ein poröses Lagerelement mit einer Absaugstufe, Abbildung 4.1 b ein Düsenlagerelement mit zwei Absaugstufen.

Die Lagerelemente werden als Baugruppe aus einem für Normalatmosphäre-Anwendungen üblichen Lagerelement und einem die Absaug- und Dichtstrukturen enthaltenden Gasverteiler zusammengesetzt. Durch den Einbau der Einsätze in den Gasverteiler ergeben sich eine Parallelitätsabweichung und ein Höhenversatz zwischen Lagerbereich und Dichtflächen. Typische bei der Montage erreichte Werte dieses Versatzes liegen im Bereich von $\pm 0,1 \mu\text{m}$. Zusätzlich ergeben sich z.B. durch lokal eng begrenzte, aus dem Lagerbe-

4 Statische Eigenschaften der Lagerelemente



(a) Poröses Lagerelement mit einer Absaugstufe

(b) Düsenlagerelement mit zwei Absaugstufen

Abbildung 4.1: Experimentell untersuchte hochvakuumtaugliche Lagerelemente

reich herausstehende Deformationen Formabweichungen der Lagerbereiche deutlich kleiner $1 \mu\text{m}$.

Die Dichtflächen der Lagerelemente sind mittels einer Ultrapräzisions-Drehbearbeitung mit einem Diamantwerkzeug gefertigt worden. Durch dieses Fertigungsverfahren wird ohne weitere Nachbearbeitung eine Ebenheit über alle Dichtflächen besser $1 \mu\text{m}$ und mit einem arithmetischen Mittenrauwert $R_a < 10 \text{ nm}$ eine optische Qualität der Dichtflächen erreicht. In Überlagerung der Fertigungs- und Montageteranzen ergibt sich für die Funktionsfläche der Baugruppe eine Formabweichung von ca. $1 \mu\text{m}$.

Als Einsatz für die porösen Lagerelemente werden Standardlagerelemente der Fa. New Way[®] mit poröser Drosselschicht aus Siliziumcarbid verwendet. Bei den Düsenlagerelementen mit Mikroverteilerkanälen handelt es sich um eine Eigenentwicklung. Der ultrapräzisionsgedrehte Lagerbereich dieser Lagerelemente ist leicht konkav ausgeführt, um ein bistabiles Verhalten bei hohen Tragkräften zu vermeiden. Das radial durchströmte Gebiet des Lagerbereiches steigt bis zum Rand um ca. $0,75 \mu\text{m}$ an. In den Lagerbereich sind drei Keramikdüsen aus Macor[®] mit gebohrter Düsenöffnung ($\varnothing 55 \mu\text{m}$) eingesetzt, an die sich Mikroverteilerkanäle anschließen. Die Kanäle der einzelnen Düsen sind nicht miteinander verbunden, so dass eine gute Kippsteifigkeit der Lagerelemente gewährleistet wird.

Aus dem modularen Aufbau der Lagerelemente ergibt sich in Bezug auf die in dieser Arbeit durchgeführten Grundlagenuntersuchungen ein Vorteil, da verschiedene Einsätze mit ein und demselben Dichtsystem untersucht werden können. Für einen Serieneinsatz hochvakuumtauglicher Gaslagerelemente ist dieses Konzept aufgrund der auftretenden Montagetoleranzen hingegen weniger geeignet. Hier ist vielmehr ein monolithischer Aufbau anzustreben, bei dem Lagerbereich und Dichtflächen in einem abschließenden Fertigungsschritt gemeinsam auf Ebenheit und Parallelität bearbeitet werden.

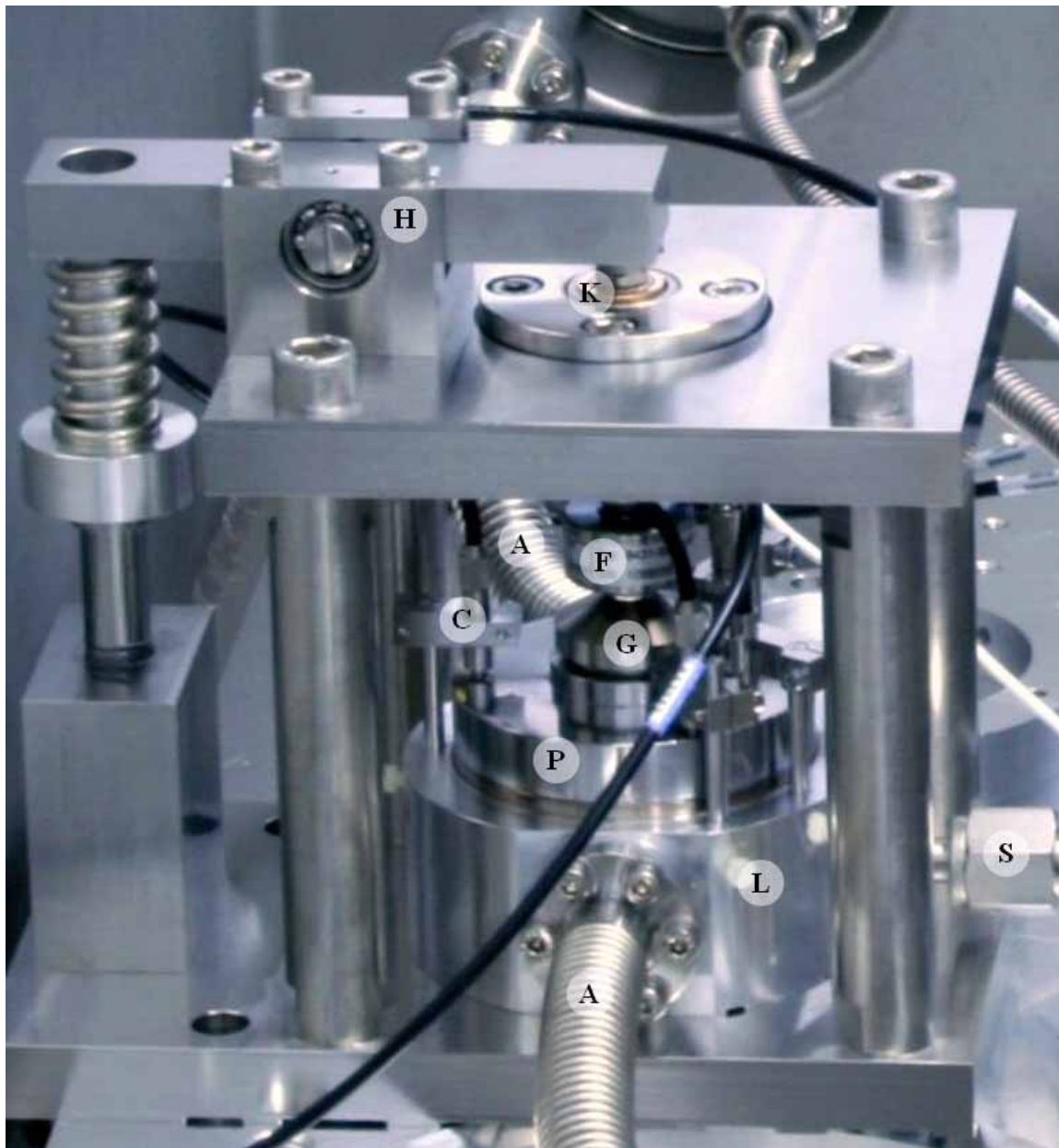
4.2 Aufbau des Versuchsstandes

Der zur Bestimmung der statischen Eigenschaften der Gaslagerelemente eingesetzte Experimentalstand ES1 ist in Abbildung 4.2 dargestellt. Das technische Prinzip des Versuchsstandes zeigt Abbildung 4.3. Das Gaslagerelement ist gestellfest am Boden einer nicht ausheizbaren Experimentalkammer angeordnet. Zur Absaugung des Betriebsgases werden für die Vakuumtechnik übliche Edelstahl-Wellschläuche verwendet. Ein Verkippen des Lagerelementes infolge von Zwangskräften, die durch diese relativ unflexiblen Leitungen hervorgerufen werden können, wird durch die gestellfeste Anordnung vermieden.

Als Gegenpart ist über dem Lagerelement eine zylindrische Scheibe angeordnet, die mit 70 mm denselben Außendurchmesser wie der Dichtbereich der Lagerelemente aufweist. Die Ebenheit der dem Lagerelement gegenüberstehenden polierten Fläche des Gegenparts ist besser $1 \mu\text{m}$. Der Gegenpart ist zentral über ein Kugelgelenk an eine Linearführung (vorgespannte Kugelführung) gekoppelt, die dessen Bewegung in Richtung der Symmetrieachse des Lagerelementes zulässt. Das Gelenk ermöglicht durch entsprechende Rotationsfreiheitsgrade die parallele Ausrichtung der spaltbildenden Funktionsflächen von Lagerelement und Gegenpart.

Über eine Drehdurchführung mit einem sich innerhalb der Vakuumkammer anschließenden Getriebe kann axial auf den Gegenpart eine variable Kraft eingeleitet und somit verschiedene Spalthöhen eingestellt werden. Die Linearführung des Gegenparts ist so zum Lagerelement justiert, dass die Wirkungslinien der eingeleiteten Kraft und der vom Lagerelement aufgebrachtene Gegenkraft nahezu zusammenfallen und das Verkippen des Gegenparts infolge von Momenten vernachlässigt werden kann. Zur Messung der eingeleite-

4 Statische Eigenschaften der Lagerelemente



A... Absaugleitung

C... Kapazitiver Sensor

F... Kraftmessdose

G... Kugelgelenk

H... Getriebe

K... Kugelführung

L... Lagerelement

P... Gegenpart

S... Gaszuleitung

Abbildung 4.2: Experimentalstand ES1 zur Bestimmung der statischen Eigenschaften der Lagerelemente

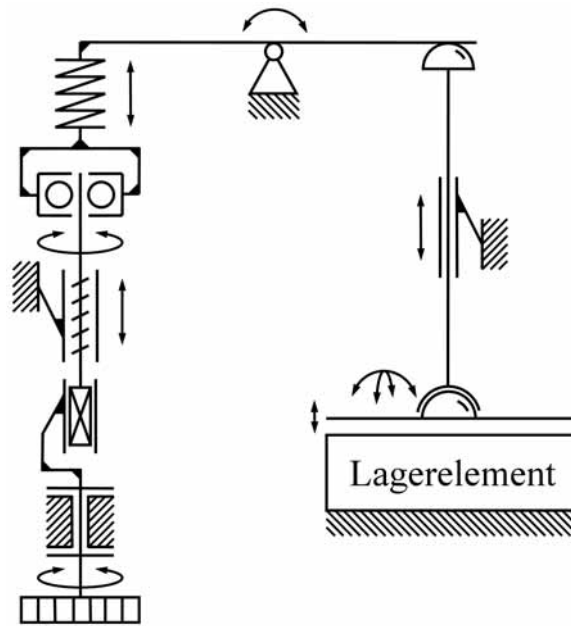


Abbildung 4.3: Technisches Prinzip des Experimentalstandes ES1

ten Kraft ist zwischen Gegenpart und Linearführung eine Miniaturkraftmessdose integriert.

Die Spalthöhe wird berührungslos mittels drei kapazitiver Sensoren bestimmt, die am Lagerelement befestigt sind und die Abstandsänderung zwischen Gegenpart und Lagerelement detektieren. Die Sensoren sind auf einem Teilkreis im Abstand von 120° angeordnet, so dass Verkippungen des Gegenparts detektiert werden können.

Zur Messung des Speisedruckes wird ein Hochpräzisionsmanometer eingesetzt. Der Gasverbrauch der Lagerelemente kann durch in die Gaszuleitung integrierte thermische Massestrommeter analysiert werden.

Zum Evakuieren der ersten Absaugstufe wird eine ölgeschmierte Drehschieberpumpe eingesetzt, für die zweite Absaugstufe eine Turbomolekularpumpe. Die Experimentalkammer kann ebenfalls mittels einer Turbomolekularpumpe evakuiert und der Kammerdruck mit einem Bayard-Alpert-Ionisationsvakuummeter aufgezeichnet werden. Die Experimente an Normalatmosphäre werden mit demselben experimentellen Aufbau durchgeführt, jedoch ohne die Experimentalkammer bzw. die Absaugkanäle zu evakuieren.

Die Kenndaten der im Experimentalstand eingesetzten Messgeräte und Pumpsysteme sind in den Tabellen A.2, A.5 und A.6 des Anhangs zusammengefasst.

4.3 Durchführung und Auswertung der Experimente

Die statischen Kenngrößen Tragkraft, Steifigkeit, Gasverbrauch und Leckrate der Lagerelemente werden für diskrete Spalthöhen bestimmt und durch Wiederholungsmessungen statistisch abgesichert. Vor Aufnahme jeder Messreihe wird die Ausgangslage des bei getrennter Gasversorgung unter Gravitation auf dem Lagerelement aufliegenden Gegenparts als Spalthöhe $h = 0$ definiert. Bei zugeschalteter Gasversorgung wird die Belastung auf den Gegenpart schrittweise bis zum Kontakt von Gegenpart und Lagerelement erhöht, und die entsprechenden Messwerte für Tragkraft und Gasverbrauch werden aufgenommen. Nach jeder Messreihe wird das Lagerelement von der Gasversorgung getrennt und die Nulllage des Gegenparts überprüft.

Für die Experimente unter Hochvakuumbedingungen wird die Experimentalkammer zunächst bis zum erreichbaren Enddruck evakuiert. Die Absaugungen, nicht aber die Gasversorgung der Lagerelemente sind während dieses Evakuierungsprozesses in Betrieb. Während der Experimente rufen die Lagerelemente in der Experimentalkammer ein Druckanstieg hervor, aus dem nach Gl. (3.3) die Leckrate der Lagerelemente bestimmt wird. Abhängig von der Gestaltung der Absaugung und den gewählten Betriebsparametern des Lagerelementes stellt sich im Betrieb des Lagerelementes ein Hochvakuum in der Größenordnung von 10^{-6} mbar bis 10^{-7} mbar ein. Als Betriebsgas kommt standardmäßig Stickstoff* zum Einsatz.

Die statische Steifigkeit der Lagerelemente wird aus dem Tragkraftverlauf über der Spalthöhe nach Gl. (2.31) berechnet. Eine unmittelbare numerische Differentiation der Messwerte führt in der Regel zu stark um den erwarteten Kurvenverlauf schwankenden Steifigkeitswerten, so dass die maximale Steifigkeit und damit der Arbeitspunkt[†] nur mit sehr großer Unsicherheit bestimmt werden kann. Aus diesem Grund wird der Tragkraftverlauf zunächst interpoliert und anschließend durch eine polynomiale Regression vierten Grades beschrieben. Die höhere Punktedichte der Interpolationskurve führt dabei zu einer besseren Annäherung der Messwerte durch die Fitfunktion. Die statische Steifigkeit der Lagerelemente ergibt sich aus der Differentiation des Regressionspolynoms.

*Der Stickstoff wird aus der Flüssigphase einer Reinheit besser 99,999% gewonnen (Stickstoff flüssig 5.0).

†Der Arbeitspunkt wird im Allgemeinen durch die Spalthöhe definiert, bei der die maximale statische Steifigkeit erreicht wird.

4.4 Eigenschaften an Normalatmosphäre und im Hochvakuum im Vergleich

In Abhängigkeit von der Höhe der eingeleiteten Kraft ergibt sich durch eine Deformation des Lagerelementes eine Verschiebung der angekoppelten Abstandssensoren, die zu systematischen Abweichungen beim Einstellen der Spalthöhe führt. Die Verschiebung wird unter der Annahme, dass deren Betrag in und außer Betrieb der Gasversorgung identisch ist, bei getrennter Gasversorgung als Funktion der eingeleiteten Kraft bestimmt und die Spalthöhen entsprechend korrigiert.

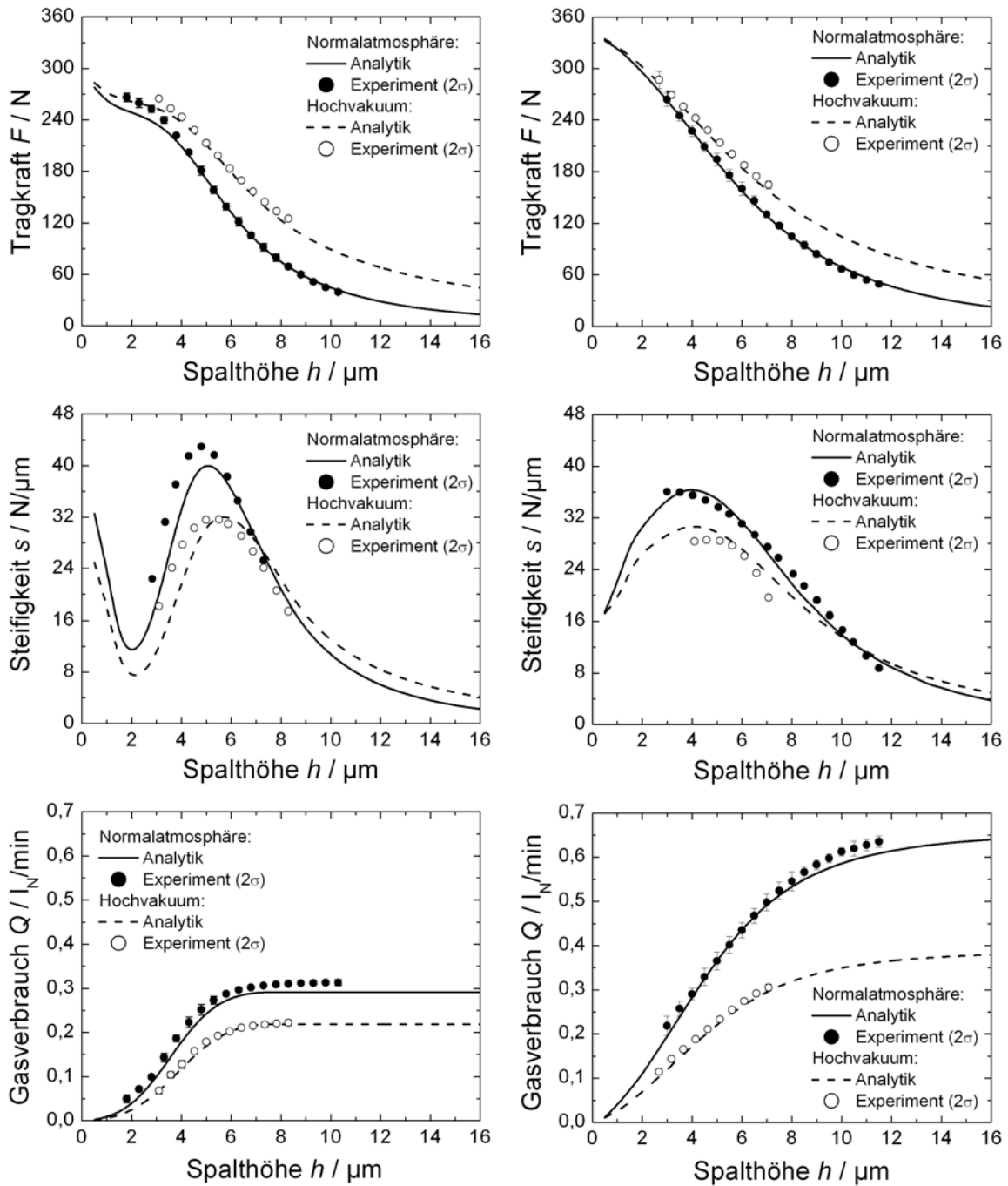
Infolge der aus dem Aufbau der Lagerelemente resultierenden Parallelitätsabweichung und des Höhenversatzes zwischen Lagerbereich und Dichtflächen sowie den Ebenheitsabweichungen der Funktionsflächen von Lagerelement und Gegenpart kann experimentell die Spalthöhe $h \equiv 0$ nicht eingestellt werden. Der Gegenpart setzt bei einer sehr geringen mittleren Spalthöhe bereits lokal auf dem Lagerelement auf. Es ergeben sich für die Abstandssensoren systematische Offset-Werte, um die die Spalthöhe ebenfalls korrigiert wird. Zur Auswertung der experimentellen Daten wird die korrigierte, über alle Abstandssensoren gemittelte Spalthöhe verwendet.

4.4 Eigenschaften an Normalatmosphäre und im Hochvakuum im Vergleich

Die vergleichenden Untersuchungen der statischen Eigenschaften beider Lagerelementarten an Normalatmosphäre und im Hochvakuum zeigen, dass die prinzipiellen Abhängigkeiten der Tragkraft, statischen Steifigkeit und des Gasverbrauches von der Spalthöhe in beiden Einsatzbereichen ähnlich sind, es jedoch signifikante Unterschiede in den erreichten Leistungsvermögen gibt [150, 151], siehe Abbildung 4.4.

Die Tragkraft beider Lagerelementarten fällt mit zunehmender Spalthöhe unter Vakuumbedingungen langsamer ab. Die Lagerelemente können unabhängig von der Spalthöhe eine höhere Last aufnehmen. Die maximale statische Steifigkeit ist jedoch reduziert. Zusätzlich verschiebt sich der Punkt der maximalen Steifigkeit des Düsenlagerelementes mit Mikroverteilerkanälen zu größeren Spalthöhen. Die Verschiebung ist dabei umso größer, je geringer der gewählte Speisedruck ist [150]. Die Spalthöhe, bei der die Lagerelemente die maximale Steifigkeit erreichen, wird im Allgemeinen als Arbeitspunkt genutzt. Daher sollten die geometrischen Parameter von Düsenlagerelementen, die für den Einsatz an Normalatmosphäre optimiert worden sind, nicht für die Vakuumanwendung übernommen, sondern die Lagerelemente speziell für

4 Statische Eigenschaften der Lagerelemente



(a) Düsenlagerelement mit Mikroverteilerkanälen

(b) Poröses Lagerelement

Abbildung 4.4: Gegenüberstellung der Lagerelementeigenschaften an Normalatmosphäre und im Hochvakuum ($p_s = 3$ bar)

4.4 Eigenschaften an Normalatmosphäre und im Hochvakuum im Vergleich

die Vakuumumgebung ausgelegt werden, um die für ein effektiv arbeitendes Dichtsystem benötigte geringe Spalthöhe im Arbeitspunkt einzustellen.

Die maximale statische Steifigkeit der porösen Lagerelemente wird unabhängig vom Umgebungsdruck bei sehr geringen Spalthöhen von $h \approx 4 \mu\text{m}$ erreicht. Die Umsetzung dieser geringen Spalthöhe in Gasführungen ist mit einem hohen technologischen Aufwand verbunden. Da die statische Steifigkeit mit zunehmender Spalthöhe zunächst nur sehr langsam abfällt, wird der Arbeitspunkt dieser Lagerelemente deshalb nicht über die maximale statische Steifigkeit, sondern für eine Spalthöhe von $h = 5 \mu\text{m}$ definiert.

Der Gasverbrauch beider Lagerelementarten ist im Hochvakuum gegenüber dem Einsatz an Normalatmosphäre reduziert. Der Nachteil des höheren Gasverbrauches, den die porösen Lagerelemente gegenüber den Düsenlagerelementen mit Mikroverteilerkanälen im Arbeitspunkt an Normalatmosphäre zeigen, wird im Vakuum nahezu kompensiert. Da das eingespeiste Betriebsgas mittels des Dichtsystems wieder abgeführt werden muss, ist damit eine Grundvoraussetzung für eine niedrige Leckrate der porösen Lagerelemente erfüllt.

Die beobachteten Unterschiede in den statischen Eigenschaften ergeben sich aus der Speisungscharakteristik und den Druckverteilungen und Strömungsformen im Spalt, die sich in Abhängigkeit vom Umgebungsdruck bzw. vom Druck im innersten Absaugkanal ausbilden. In der Vakuumanwendung der Lagerelemente sind für einen gegebenen Speisedruck[‡] aufgrund des niedrigeren Umgebungsdruckes und des durch die Absaugung reduzierten Druckes an der Peripherie des Lagerbereiches die Absolutwerte des Druckprofils im Spalt geringer. Steilere Druckgradienten in der Randzone des Lagerbereiches führen dazu, dass sich höhere Druckgebirge mit breitgezogenem Plateau ausbilden. Da die Tragkraft der Lagerelemente durch den auf die Umgebung bezogenen Relativdruck bestimmt wird, ergeben sich folglich im Vakuum höhere Tragkräfte.

Die Nichtlinearität der Ausflussgleichungen (2.24) und (2.26) in Bezug auf den Speisedruck und den Druck hinter der Einlassdrossel führt maßgeblich dazu, dass sich die Masseströme der Lagerelemente für die verschiedenen Umgebungsbedingungen unterscheiden.

Für den Massestrom durch die Einlassdrossel der porösen Lagerelemente gilt:

[‡]Der Speisedruck ist als Differenz des Druckes vor der Einlassdrossel und des Umgebungsdruckes definiert.

4 Statische Eigenschaften der Lagerelemente

$$\dot{m}_P \propto p_s^2 - p^2. \quad (4.1)$$

Der überwiegende Anteil des in den Spalt eingespeisten Betriebsgases strömt in der Randzone des Lagerbereiches ein, da hier der Druckabfall über der Einlassdrossel und damit die Differenz der Druckquadrate sehr groß ist. Ein niedrigerer absoluter Druckwert vor der Einlassdrossel (Speisedruck) führt unmittelbar zu einem deutlich niedrigeren Massestrom durch die Einlassdrossel bzw. Gasverbrauch. Resultierend zeigen die porösen Lagerelemente im Vergleich zum Einsatz an Normalatmosphäre im Vakuum den signifikant reduzierten Gasverbrauch.

Der Massestrom durch die Einlassdrosseln der Düsenlagerelemente mit Mikroverteilerkanälen wird durch das Verhältnis des zentralen Druckes im Spalt und des Speisedrucks bestimmt.

$$\dot{m}_D \propto \Phi \left(\frac{p_e}{p_s} \right) \quad (4.2)$$

Dieses Verhältnis fällt aufgrund der niedrigeren absoluten Druckwerte im Vakuum Einsatz geringer aus, so dass der Massestrom durch die Düsen respektive der Gasverbrauch zwar gegenüber dem Einsatz an Normalatmosphäre absinkt, die Reduktion aber aufgrund der schwächeren funktionalen Abhängigkeit nicht so deutlich wie bei den porösen Lagerelementen ausfällt.

4.5 Vergleich der Eigenschaften beider Lager-elementarten im Hochvakuum

4.5.1 Tragkraft, statische Steifigkeit und Gasverbrauch

Beide Lagerelementarten zeigen im Hochvakuum gute Trageigenschaften. Die bei verschiedenen Speisedrücken in den Arbeitspunkten erzielten Werte der Tragkraft und statischen Steifigkeit sind in Abbildung 4.5 dargestellt.

Die Tragkräfte beider Lagerelementarten steigen linear mit dem Speisedruck an. Gegenüber den Düsenlagerelementen mit Mikroverteilerkanälen können die porösen Lagerelemente in den Arbeitspunkten höhere Lasten aufnehmen. Die statischen Steifigkeiten beider Lagerelementarten wachsen mit steigendem Speisedruck analog zu den Tragkräften, wobei die Steifigkeit der Düsenlagerelemente mit Mikroverteilerkanälen leicht überproportional zunimmt. Während die statischen Steifigkeiten beider Lagerelementarten bei

4.5 Vergleich der Eigenschaften beider Lagerelementarten im Hochvakuum

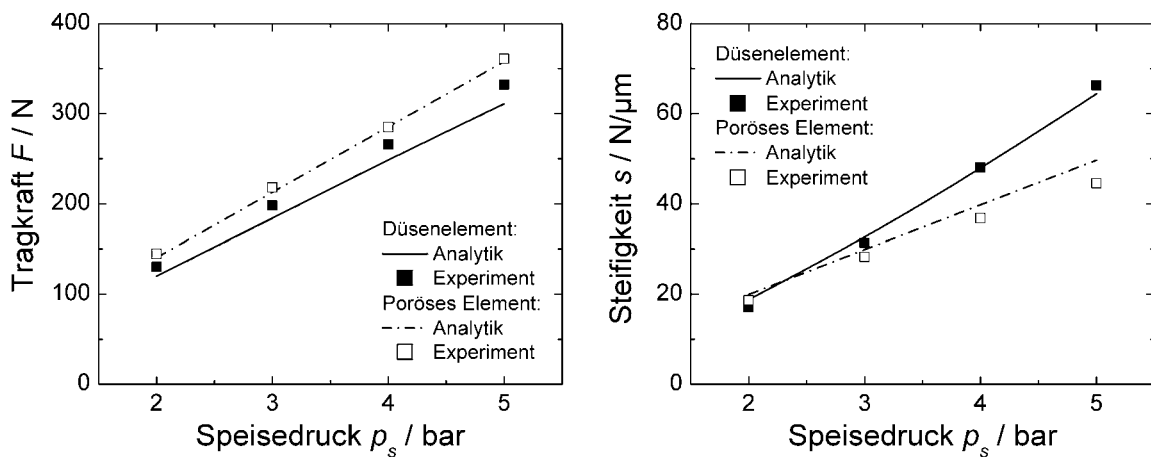


Abbildung 4.5: Vergleich der Trageigenschaften beider Lagerelementarten in den Arbeitspunkten

niedrigem Speisedruck vergleichbar sind, erzielen die Düsenlagerelemente bei hohen Speisedrücken signifikant größere Werte.

Abbildung 4.6 zeigt, dass die Spalthöhe, bei der die Düsenlagerelemente mit Mikroverteilerkanälen die maximale statische Steifigkeit erreichen, mit zunehmendem Speisedruck nichtlinear abfällt. Die Spalthöhe in den Arbeitspunkten der porösen Lagerelemente ist hingegen gemäß der gewählten Definition unabhängig vom Speisedruck (siehe Abschnitt 4.4). Im Vergleich zur Theorie werden die maximalen Steifigkeiten der Düsenlagerelemente im Ex-

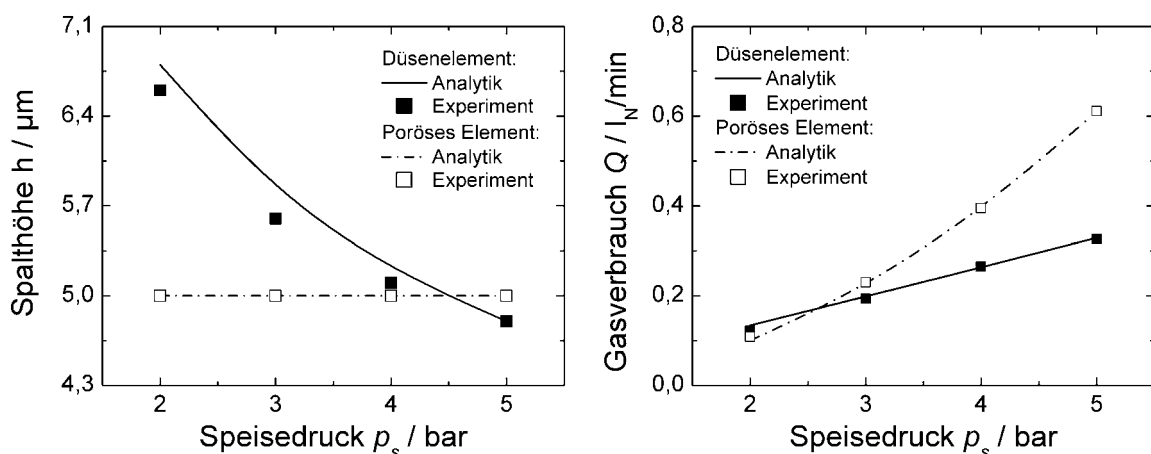


Abbildung 4.6: Vergleich der Spalthöhe und des Gasverbrauches beider Lagerelementarten in den Arbeitspunkten

4 Statische Eigenschaften der Lagerelemente

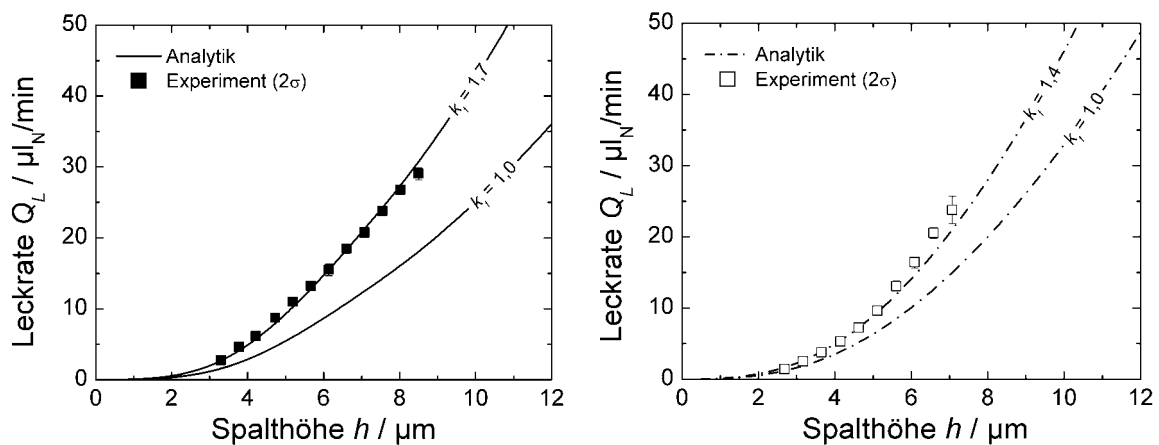
periment bei geringeren Spalthöhen erreicht. Daraus ergeben sich die geringfügig oberhalb der berechneten Werte liegenden Tragkräfte in Abbildung 4.5.

Weiterhin ist in Abbildung 4.6 der Gasverbrauch in den Arbeitspunkten beider Lagerelementarten dargestellt. Der Gasverbrauch der Düsenlagerelemente mit Mikroverteilerkanälen steigt mit dem Speisedruck linear, der Gasverbrauch der porösen Lagerelemente leicht progressiv an. Die Graphen beider Lagerelementarten starten bei niedrigen Speisedrücken auf gleichem Niveau und divergieren zu höheren Speisedrücken, wobei der Gasverbrauch der Düsenlagerelemente geringer als der Gasverbrauch der porösen Lagerelemente ausfällt.

4.5.2 Leckrate

Abbildung 4.7 zeigt die Leckrate beider Lagerelementarten mit einer Absaugstufe als Funktion der Spalthöhe. Der steile Anstieg mit zunehmender Spalthöhe ergibt sich nach Gl. (3.1) in Überlagerung der quadratischen Abhängigkeit der Leckrate von der Höhe des Dichtspaltes und des Druckanstiegs im Absaugkanal infolge des mit der Spalthöhe ansteigenden Gasverbrauches (Abbildung 4.4).

Die analytisch ermittelten Leckraten der Lagerelemente in Abbildung 4.7 (Graphen mit $k_f = 1$) liegen deutlich unterhalb der experimentell bestimmten



(a) Düsenlagerelement mit Mikroverteilerkanälen

(b) Poröses Lagerelement

Abbildung 4.7: Leckrate der Lagerelemente mit einer Absaugstufe ($p_s = 3 \text{ bar}$)

4.5 Vergleich der Eigenschaften beider Lagerelementarten im Hochvakuum

Werte. Der Berechnung der Leckrate nach Gl. (3.2) liegt die Annahme zu Grunde, dass das Gas isotrop (aus einem halbunendlichen Raum) in den Spalt einströmt. Diese Randbedingung wird für den Dichtspalt nicht erfüllt. Die Gasteilchen verlassen den Spalt über dem Lagerbereich in Richtung des Absaugkanals mit einer großen radialen Geschwindigkeitskomponente, so dass von einem partiell gerichteten Einströmen des Gases in den Dichtspalt ausgegangen werden muss. Weiterhin weisen Absaugkanal und Dichtspalt eine gemeinsame Berandung auf, durch die ebenfalls ein isotropes Eintreten der Gasteilchen in den Dichtspalt verhindert wird.

Um die experimentell bestimmten und die berechneten Leckraten abzugleichen, wird in Gl. (3.2) ein empirischer Korrekturfaktor eingeführt.

$$Q_L = k_f m_{L(1)} N \quad (4.3)$$

Zusätzlich zur Anisotropie des Einströmvorgangs in den Dichtspalt werden durch diesen Faktor auch Abweichungen der Näherungsrechnung zur Bestimmung des Druckes im Absaugkanal und bei der Bestimmung der experimentellen Leckrate aus dem Kammerdruckanstieg kompensiert.

Die für die beiden Lagerelementarten ermittelten Korrekturfaktoren unterscheiden sich deutlich. Der größere Wert der Düsenlagerelemente mit Mikroverteilerkanälen von $k_f = 1,7$ lässt auf ein gerichteteres Einströmen des Gases in den Dichtspalt infolge der großen Abströmlänge zwischen der Verteilerstruktur und der Peripherie des Lagerbereiches schließen. Der hohe Gaszustrom in der Randzone der Einlassdrossel der porösen Lagerelemente führt wahrscheinlich zu einer weniger ausgeprägten radialen Orientierung des Gases beim Austritt aus dem Spalt am Rand des Lagerbereiches. Der damit verbundene weniger gerichtete Eintritt in den Dichtspalt spiegelt sich in dem niedrigeren Korrekturwert von $k_f = 1,4$ wider. Die mit diesen Faktoren berechneten Leckraten sind zusätzlich in Abbildung 4.7 eingetragen und zeigen eine sehr gute funktionale Übereinstimmung zum Experiment.

Durch die zweite Absaugstufe wird die Leckrate der Lagerelemente signifikant reduziert (Abbildung 4.8). Sie steigt mit der Spalthöhe wesentlich steiler als bei Lagerelementen mit nur einer Absaugstufe an, da die Höhe des Dichtspaltes nicht mehr in der zweiten, sondern in der vierten Potenz eingeht (siehe Abschnitt 3.4.1). Zur Bestimmung der experimentellen Leckrate werden Druckunterschiede in der Experimentalkammer bis in den Bereich des Auflösungsvermögens des eingesetzten Ionisations-Vakuummeters von 10^{-9} mbar ausgewertet. Mit Gl. (3.3) ergibt sich für die Leckrate eine Auflösung von ca.

4 Statische Eigenschaften der Lagerelemente

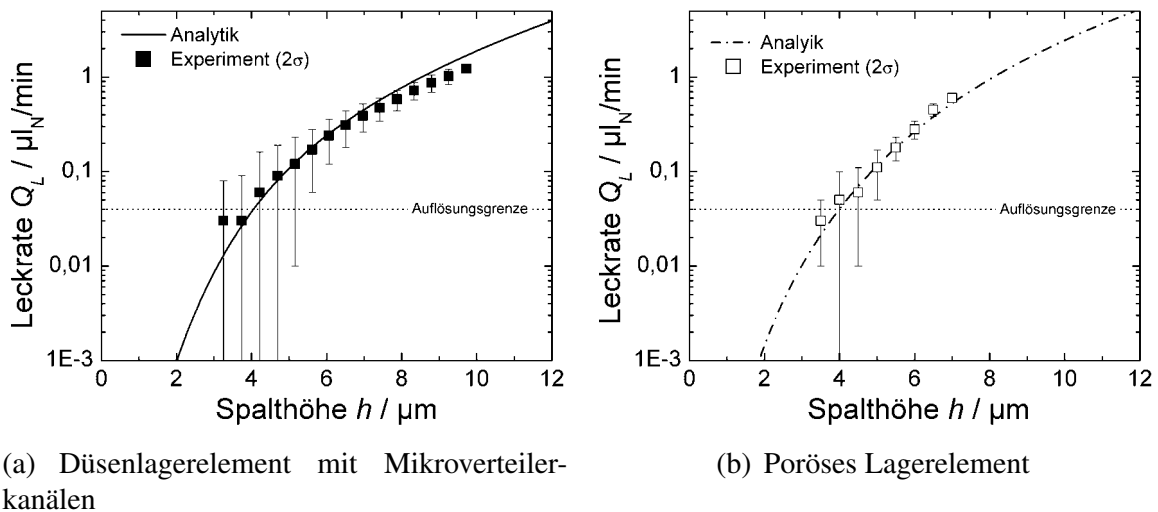


Abbildung 4.8: Leckrate der Lagerelemente mit zwei Absaugstufen ($p_s = 4$ bar)

$0,04 \mu\text{l}_N/\text{min}$. Die in den Diagrammen für geringe Spalthöhen eingetragenen experimentellen Leckraten können daher nicht mehr als messtechnisch nachgewiesen betrachtet werden und es ergibt sich die sichtbare große Streuung.

Für die analytische Berechnung der Leckrate wird der für die Lagerelemente mit einer Absaugstufe empirisch gefundene Korrekturfaktor k_f für den Gasstrom durch den ersten Dichtspalt berücksichtigt. Die im Dichtspalt ausgeprägte Molekularströmung führt zu einem partiell radial gerichteten Gasaustritt aus dem Dichtspalt. Vom Pumpsystem der zweiten Absaugstufe werden aufgrund der im zweiten Absaugkanal ausgeprägten Molekularströmung überwiegend die Gasteilchen erfasst, die mit einer Berandung des Absaugkanals zusammenstoßen. Dies trifft auf die Gasteilchen zu, die unter einem zur Berandung des Spaltes hinreichend großen Winkel aus dem Dichtspalt austreten. Hinzu kommt ein prozentual geringer Anteil, der innerhalb des Absaugkanals mit anderen Gasteilchen zusammenstößt. Der verbleibende Anteil tritt direkt in den nächsten Dichtspalt ein. Entsprechend wäre für den Massestrom durch den zweiten Dichtspalt analog zum ersten Dichtspalt ein Korrekturfaktor einzuführen, der jedoch unabhängig vom eingesetzten Drosselsystem der Lagerelemente ist, da die Gasteilchen innerhalb des ersten Dichtspaltes bei beiden Lagerelementarten in gleichem Maße in radiale Bewegungsrichtung orientiert werden.

Die Durchtrittswahrscheinlichkeit der Gasteilchen durch die Strömungskanäle der zweiten Absaugstufe innerhalb des Gasverteilers kann auf-

4.5 Vergleich der Eigenschaften beider Lagerelementarten im Hochvakuum

grund deren komplexer Geometrie theoretisch nur mittels der Monte-Carlo-Simulation bestimmt werden. Da diese Berechnungen sehr aufwendig sind, wird die Durchtrittswahrscheinlichkeit empirisch mit Hilfe der experimentell gewonnenen Leckraten bestimmt. In diesen experimentell bestimmten Wert fließt die Korrektur für den erhöhten Gasstrom durch den Dichtspalt der zweiten Absaugstufe mit ein, so dass die tatsächliche Durchtrittswahrscheinlichkeit der isoliert betrachteten Strömungskanäle der zweiten Absaugstufe innerhalb des Gasverteilers größer als der ermittelte Wert ist. Die Berechnung der Leckrate unter Einbeziehung der empirisch bestimmten Durchtrittswahrscheinlichkeit führt zu einer sehr guten qualitativen und quantitativen Übereinstimmung mit den experimentellen Werten.

Die von beiden Lagerelementarten in den Arbeitspunkten hervorgerufenen Leckraten sind in Abbildung 4.9 dargestellt. Durch die zweite Absaugstufe wird die Leckrate um zwei Größenordnungen reduziert. Infolge der größeren Spalthöhen in den Arbeitspunkten der Düsenlageremente mit Mikroverteilerkanälen (Abbildung 4.6) ist die Leckrate dieser Lageremente bei niedrigen Speisedrücken trotz eines vergleichbaren Gasverbrauches signifikant größer als die der porösen Lageremente. Für sehr hohe Speisedrücke übersteigt die Leckrate der porösen Lageremente die der Düsenlageremente. Die Graphen beider Lagerementarten schneiden sich unabhängig vom eingesetzten Dichtsystem bei demselben Speisedruck.

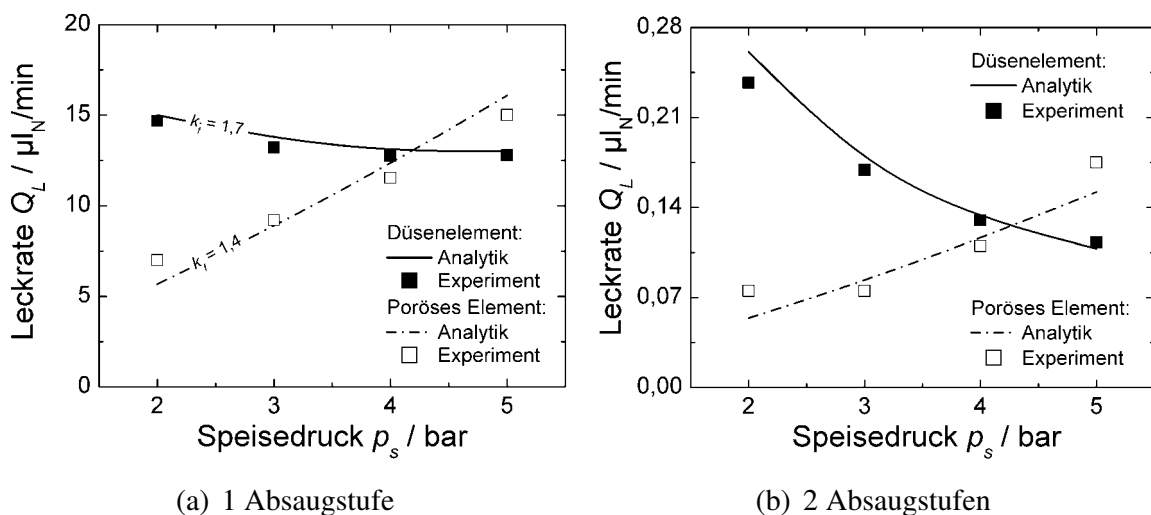


Abbildung 4.9: Vergleich der Leckraten beider Lagerementarten in den Arbeitspunkten

4 Statische Eigenschaften der Lagerelemente

Das Absinken der Leckrate der Düsenlagerelemente mit Mikroverteilerkanälen mit zunehmendem Speisedruck ist auf die Abnahme der Spalthöhen der Arbeitspunkte zurückzuführen. Der formal mit dem Speisedruck zu erwartende Anstieg der Leckrate infolge des durch den zunehmenden Gasverbrauch hervorgerufenen Druckanstiegs in den Absaugkanälen wird dadurch kompensiert. Der nichtlineare Abfall der Spalthöhe der Arbeitspunkte dieser Lagerelemente mit steigendem Speisedruck spiegelt sich unabhängig vom eingesetzten Dichtsystem in den Graphen von Abbildung 4.9 wider. Der deutlich steilere Abfall der Kennlinie in Abbildung 4.9 b ist wiederum darauf zurückzuführen, dass die Höhe des Dichtspaltes bei zwei Absaugstufen in einer höheren Potenz als bei einer Absaugstufe in die Leckrate eingeht.

Die Leckrate in den Arbeitspunkten der porösen Lagerelemente steigt unabhängig von der Anzahl der Absaugstufen nahezu linear mit dem Speisedruck an, obwohl der Gasverbrauch dieser Lagerelemente überproportional mit dem Speisedruck wächst. Infolge der konstanten Spalthöhe geben die entsprechenden Graphen in Abbildung 4.9 die Abhängigkeit der Leckrate vom Druck im innersten Absaugkanal wieder. Der Strömungswiderstand der Absaugleitungen der ersten Absaugstufe verringert sich aufgrund der dort ausgeprägten Kontinuums- bzw. Knudsenströmung mit ansteigendem Druck respektive abgeführtem Gasstrom. Dies führt dazu, dass der Druck im ersten Absaugkanal und damit auch die Leckrate der Lagerelemente den in erster Näherung konstanten Anstieg mit zunehmendem Speisedruck zeigen.

4.5.3 Modifikation der Drosselparameter

Die Drosselparameter der experimentell untersuchten Düsenlagerelemente mit Mikroverteilerkanälen sind so gewählt, dass über den gesamten untersuchten Speisedruckbereich die Spalthöhe in den Arbeitspunkten einen Wert von fünf Mikrometer nicht wesentlich unterschreitet. Bei niedrigen Speisedrücken erreichen die Lagerelemente die maximale Steifigkeit bei deutlich größeren Spalthöhen, aus denen trotz des geringen Gasverbrauches eine vergleichsweise hohe Leckrate resultiert. Für die porösen Lagerelemente wurde auf ein kommerzielles, unter Normalatmosphäre-Bedingungen bewährtes Drosselement zurückgegriffen. Die statische Leistungscharakteristik beider Lagerelementarten kann durch eine gezielte Modifikation der Drosselparameter besser an die Hochvakuumbedingungen angepasst werden. In diesem Abschnitt sollen prinzipielle Möglichkeiten einer Optimierung aufgezeigt werden.

Durchmesser, Anzahl und Lage der Düsen

Der Einfluss des Drosselquerschnittes auf die statischen Eigenschaften der Düsenlagerelemente mit Mikroverteilerkanälen wird in Schenk [152] für Lagerelemente mit ebenem Lagerbereich diskutiert. Die angegebenen Abhängigkeiten werden anhand eines vereinfachten analytischen Modells abgeleitet, in dem der Druckverlauf über dem Lagerbereich ausschließlich für eine Kontinuumsströmung modelliert wird. Aufgrund der verschiedenen im tragenden Druckpolster ausgeprägten Strömungsformen können die abgeleiteten Zusammenhänge daher quantitativ nur als Näherung betrachtet werden.

Die Analyse in [152] führt unter den genannten Randbedingungen zu einer geschlossenen Gleichung für die Tragkraft der Lagerelemente im Vakuum als Funktion des Druckes innerhalb des von den Mikroverteilerkanälen eingeschlossenen Bereiches.

$$F = \pi p_e r_a^2 \sqrt{\frac{\pi}{8 \ln \frac{r_a}{r_0}}} \operatorname{erf} \sqrt{2 \ln \frac{r_a}{r_0}} \quad (4.4)$$

Nach Gl. (4.4) ist die Tragkraft direkt proportional zum zentralen Druck und eine Funktion der Radien der radial durchströmten Zone des Lagerbereiches. Der Gasverbrauch bei einer beliebigen Tragkraft respektive einem beliebigen zentralen Druck ist nach Gl. (2.24) direkt proportional zum Drosselquerschnitt. Die Spalthöhe, bei der die Tragkraft erreicht wird, ist nach Gl. (2.13) wiederum eine Funktion des Gasverbrauches. Mit $p_a = 0$ gilt

$$h \propto \sqrt[3]{\ln \left(\frac{r_a}{r_0} \right) \frac{\dot{m}_S}{p_e^2}}. \quad (4.5)$$

Folglich wird die Tragkraftkurve bei einer Modifikation des Drosselquerschnittes in Richtung der Spalthöhe gestaucht bzw. gestreckt. Es ergibt sich unmittelbar, dass die maximale statische Steifigkeit stets für dasselbe Verhältnis p_e/p_s erreicht wird und die Tragkraft im Arbeitspunkt unabhängig vom Düsendurchmesser ist.

Zum Beispiel wird bei einer Halbierung des Düsendurchmessers die maximale statische Steifigkeit bei der gleichen Tragkraft und einer um den Faktor $\sqrt[3]{4}$ verringerten Spalthöhe erreicht. Der Betrag der Steifigkeit erhöht sich um denselben Faktor, der Gasverbrauch sinkt auf ein Viertel des Ausgangswertes. Der reduzierte Gasverbrauch und die geringere Spalthöhe im Arbeitspunkt führen zu einem signifikant niedrigeren Leckstrom in die Vakuumumgebung.

4 Statische Eigenschaften der Lagerelemente

Bei der Konzeption der Düsen ist insbesondere bei sehr kleinen Düsendurchmessern darauf zu achten, dass der Drosselquerschnitt durch die quadratische Abhängigkeit vom Durchmesser in Abhängigkeit von den erreichbaren Fertigungstoleranzen stark variieren kann. Durch die daraus resultierenden unterschiedlichen Masseströme können deutliche Abweichungen zwischen den tatsächlichen und den erwarteten Eigenschaften der Lagerelemente auftreten. Der Einsatz von Düsen unterschiedlichen Durchmessers in einem Lagerelement führt zudem zu einem Verkippen des Lagerelementes.

Analog zum Drosselquerschnitt werden die statischen Eigenschaften durch die Anzahl der Düsen skaliert. Dabei gilt es zu beachten, dass sich mit geringer werdender Düsenzahl die Kippsteifigkeit der Lagerelemente verschlechtert.

Bei einer Verringerung des Verhältnisses r_a/r_o durch eine Verschiebung der Düsen und Verteilerkanäle in Richtung der Peripherie des Lagerbereiches wird nach Gl. (4.4) und (4.5) die Tragkraftkurve in Richtung der Spalthöhe gestaucht und in Richtung der Tragkraft gestreckt. Im Arbeitspunkt erreichen die Lagerelemente bei unverändertem Gasverbrauch eine höhere Tragkraft. Die maximale statische Steifigkeit steigt an und wird bei einer geringeren Spalthöhe erreicht, so dass sich die Leckrate im Arbeitspunkt ebenfalls reduziert. Sehr kleine Verhältnisse r_a/r_o sind jedoch nach Donat [153] nicht zu empfehlen, da die Trägheitsglieder in Gl. (2.3) dann nicht mehr gegenüber den Reibungsgliedern vernachlässigt werden können und größere Abweichungen zu den berechneten Eigenschaften zu erwarten sind.

Parameter der porösen Einlassdrossel

Auch für die porösen Lagerelemente lässt sich durch vereinfachende Annahmen abschätzen, welche Auswirkungen eine Modifikation der Drosselparameter auf die statischen Eigenschaften hat. Der Einfluss der porösen Berandung auf die Strömung im Spalt als auch der Übergang zur Knudsen- bzw. Molekularströmung werden für die Bestimmung des tragenden Druckprofils vernachlässigt. Analog zu den Düsenlagerelementen mit Mikroverteilerkanälen folgt aus Gl. (2.13), dass sich die Spalthöhe zu einer bestimmten Druckverteilung nach Gl. (4.5) entsprechend dem Massestrom durch den Spalt einstellt.

Gemäß Gl. (2.26) kann der Massezustrom in den Spalt durch eine Vergrößerung der Dicke des porösen Materials bzw. eine Verringerung der Permeabilität reduziert werden. Beide Modifikationen führen dazu, dass die Kennlinien der einzelnen Eigenschaftsgrößen mit den getroffenen Vereinfachungen

4.5 Vergleich der Eigenschaften beider Lagerelementarten im Hochvakuum

in selbem Maße skaliert werden wie die Kennlinien der Düsenlageremente mit Mikroverteilerkanälen bei einer Verringerung des Drosselquerschnittes. Wird für den Arbeitspunkt die Spalthöhe $h = 5 \mu\text{m}$ beibehalten, verringern sich Tragkraft, Gasverbrauch und Leckrate in diesem Punkt. Die statische Steifigkeit vergrößert sich bei einer geringen und vermindert sich bei einer starken Modifikation der beiden Parameter der porösen Einlassdrossel.

4.5.4 Fazit

Von den experimentell untersuchten Lagerementen können die porösen Lageremente in den Arbeitspunkten unabhängig vom Speisedruck höhere Lasten als die Düsenlageremente mit Mikroverteilerkanälen aufnehmen. Die Leckrate der porösen Lageremente ist infolge der geringen Spalthöhen in den Arbeitspunkten trotz des zum Teil höheren Gasverbrauches bis zu einem Speisedruck von 4 bar geringer, so dass diese Lageremente hier die bessere Leistungscharakteristik aufweisen. Erst bei höheren Speisedrücken fällt die Leckrate der Düsenlageremente in den Arbeitspunkten bedingt durch Abnahme der Spalthöhe unter die der porösen Lageremente. In Verbindung mit der wesentlich höheren Steifigkeit sind die untersuchten Düsenlageremente dann den porösen Lagerementen in der Summe der Eigenschaften überlegen.

Die Ergebnisse unterstreichen, dass ein niedriger Gasverbrauch in Kombination mit einer geringen Spalthöhe im Arbeitspunkt Grundvoraussetzung für eine niedrige Leckrate sind. Alternativ ist es denkbar, den Lagerbereich tiefer als die Dichtflächen anzuordnen, um so durch die geringere Dichtspalthöhe die Leckrate zu reduzieren. Die experimentellen Untersuchungen zeigen auch, dass bei der Dimensionierung des Dichtsystems das gerichtete Einströmen des Gases in den Dichtspalt nicht vernachlässigt werden darf, da sonst die Leckrate zu gering abgeschätzt wird.

Durch eine Modifikation der Drosselparameter lassen sich für beide Lagerementarten bessere Trageigenschaften und geringere Leckraten einstellen. Insbesondere die Leistungscharakteristik der untersuchten Düsenlageremente mit Mikroverteilerkanälen kann für niedrige Speisedrücke verbessert werden. Da die Spalthöhe, bei der diese Lageremente die maximale Steifigkeit erreichen, eine Funktion des Speisedruckes ist, sind die Düsenlageremente im Gegensatz zu den porösen Lagerementen entsprechend dem für den Einsatz angestrebten Speisedruck zu optimieren. Ein prinzipieller Vorteil ergibt sich für die porösen Lageremente durch deren bessere

4 Statische Eigenschaften der Lagerelemente

Kippsteifigkeit infolge der vollflächigen Gaseinspeisung. Die Grenze einer Optimierung wird hauptsächlich durch die minimale Spalthöhe definiert, die eine Fertigung und den Betrieb der Lagerelemente unter vertretbarem technologischen Aufwand noch zulässt. Wird mit der Restriktion einer minimalen Spalthöhe im Arbeitspunkt von fünf Mikrometern eine für beide Lagerelementarten vergleichbare Leckrate bei identischen Dichtsystemen angestrebt, lassen sich unter Ausnutzung der für beide Lagerelementarten gegebenen Optimierungsmöglichkeiten mit den Düsenlagerelementen mit Mikroverteilerkanälen bessere Trageigenschaften erzielen.

Der Arbeitspunkt von Düsenlagerelementen mit Mikroverteilerkanälen, deren Lagerbereich eben ausgeführt ist, sollte nicht auf eine Spalthöhe kleiner der Spalthöhe bei maximaler Steifigkeit gelegt werden, um eine geringere Leckrate zu erzielen, wenn die Lagerelemente dynamisch beansprucht werden. Aufgrund des Tragkraftverlaufs (siehe Abbildung 2.6) erhöht sich damit die Gefahr des Aufsetzens. Lagerelemente mit konkav ausgeführtem Lagerbereich sind zwar toleranter gegenüber einem dynamikbedingtem Lastanstieg, neigen aber aufgrund des durch die Konkavität entstehenden Totvolumens eher zur Instabilität. Die Spalthöhe der porösen Lagerelemente kann infolge der zu kleinen Spalthöhen stetig ansteigenden Tragkraftkennlinie frei gewählt werden.

4.6 Einfluss des Betriebsgases auf die Eigenschaften im Hochvakuum

Der Einfluss der Stoffeigenschaften des ein fluidisches System durchströmenden Gases auf die Strömungen innerhalb des Systems ist bisher nicht diskutiert worden. Abbildung 2.1 zeigt, dass die sich innerhalb eines Strömungsgebietes ausbildende Strömungsform nicht nur durch den im Strömungsgebiet vorherrschenden Druck und die charakteristische Länge des Strömungsquerschnittes, sondern auch durch die Gasart bestimmt wird. Ebenso ergeben sich in Abhängigkeit vom eingesetzten Gas Unterschiede in den Masseströmen durch einen gegebenen Strömungskanal. Folglich können die Charakteristiken der Lagerelemente inklusive der Dicht- und Pumpsysteme über die Wahl des Betriebsgases ebenso wie über geometrische Systemparameter beeinflusst und optimiert werden.

Die in den vorangegangenen Abschnitten präsentierten Ergebnisse sind ausschließlich mit Stickstoff als Betriebsgas erzielt worden. Alternativ mit

4.6 Einfluss des Betriebsgases auf die Eigenschaften im Hochvakuum

Helium bzw. Argon durchgeführte Untersuchungen an Lagerelementen mit einer Absaugstufe sollen zeigen, welche Gase für den Betrieb der Lagerelemente in einer Hochvakuumumgebung besonders geeignet sind. Wesentliche Kenngrößen dieser und weiterer Gase sind in Tabelle 4.1 zusammengestellt.

4.6.1 Experimentelle Ergebnisse

In Abbildung 4.10 sind die statischen Kenngrößen der Düsenlagerelemente mit Mikroverteilerkanälen als Funktion der Spalthöhe für die verschiedenen untersuchten Betriebsgase dargestellt. Die mit Stickstoff und Argon erzielten Tragkraft- und Steifigkeitskennlinien unterscheiden sich nur unwesentlich. Der Einsatz von Helium als Betriebsgas führt dazu, dass die Tragkraftkurve mit zunehmender Spalthöhe langsamer abfällt. Die maximale Steifigkeit wird erst bei einer wesentlich größeren Spalthöhe erreicht und ist betragsmäßig deutlich kleiner.

Ähnliche Zusammenhänge ergeben sich für die porösen Lagerelemente, siehe Abbildung 4.11. Auch hier werden mit Stickstoff und Argon vergleichbare Trageigenschaften erzielt. Die mit Helium erzielte Tragkraftkurve fällt wie auch bei den Düsenlagerelementen mit Mikroverteilerkanälen langsamer mit der Spalthöhe ab, so dass sich die maximale statische Steifigkeit der Lagerelemente reduziert. Der Unterschied gegenüber den beiden anderen Gasen ist jedoch weniger deutlich als bei den Düsenlagerelementen ausgeprägt.

Im Vergleich zum Einsatz von Stickstoff fallen Gasverbrauch und Leckrate für beide Lagerelementarten mit Argon als Betriebsgas niedriger und mit Helium höher aus. Insbesondere bei der Schmierung der Düsenlagerelemente mit Mikroverteilerkanälen mit Helium ergeben sich für diese beiden Größen signifikant höhere Werte.

Die experimentell bestimmten und die berechneten Kennwerte (in Klammern stehend) der Arbeitspunkte beider Lagerelementarten sind in Tabelle 4.2 zusammengefasst.

4.6.2 Diskussion

Mit den in Abschnitt 4.5.3 eingeführten Vereinfachungen können die beobachteten unterschiedlichen Leistungscharakteristiken näherungsweise auf die Stoffeigenschaften der eingesetzten Gase zurückgeführt werden. Aus Gl. (2.13), (2.24) und (2.26) ergeben sich mit

4 Statische Eigenschaften der Lagerelemente

Schmiermedium	R_s [J/kg K]	η [10^{-5} Pa s]	κ [-]	d_{Mo} [10^{-10} m]	m_{Mo} [10^{-26} kg]	β [10^{-3} J/m ²]
Luft	287	1,81	1,403	3,75	4,809	6,47
Wasserstoff H_2	4125	0,88	1,348	2,75	0,355	12,04
Helium He	2077	1,96	1,627	2,18	0,665	19,16
Stickstoff N_2	297	1,76	1,387	3,78	4,652	6,37
Sauerstoff O_2	260	2,00	1,393	3,62	5,314	6,95
Neon Ne	415	3,10	1,651	2,60	3,351	13,57
Argon Ar	208	2,21	1,664	3,40	6,634	7,87
Krypton Kr	99	2,33	1,667	4,30	13,916	4,93
Xenon Xe	63	2,12	2,802	4,91	21,803	3,76

Tabelle 4.1: Stoffkonstanten verschiedener Gase und Gasgemische [140, 154, 155]

4.6 Einfluss des Betriebsgases auf die Eigenschaften im Hochvakuum

Betriebsgas	F [N]	s [N/ μm]	h [μm]	Q [l_N/min]	Q_L [$\mu\text{l}_N/\text{min}$]
Düsenlagerelement					
Stickstoff	197 (188)	31,3 (32,0)	5,5 (5,7)	0,19 (0,20)	13,2 (13,0)
Argon	199 (189)	31,0 (30,5)	5,5 (5,8)	0,16 (0,17)	10,8 (11,5)
Helium	199 (187)	24,0 (21,5)	7,5 (8,2)	– (0,52)	77 (129)
Poröses Lagerelement					
Stickstoff	217 (213)	28,6 (29,8)	5,0 (5,0)	0,23 (0,22)	9,0 (8,8)
Argon	217 (214)	28,5 (28,8)	5,0 (5,0)	0,18 (0,18)	7,3 (7,2)
Helium	223 (225)	25,8 (27,2)	5,0 (5,0)	– (0,27)	20,8 (22,7)

Tabelle 4.2: Für verschiedene Betriebsgase ermittelte Kennwerte der Arbeitspunkte beider Lagerelementarten ($p_s = 3$ bar, 1 Absaugstufe)

4 Statische Eigenschaften der Lagerelemente

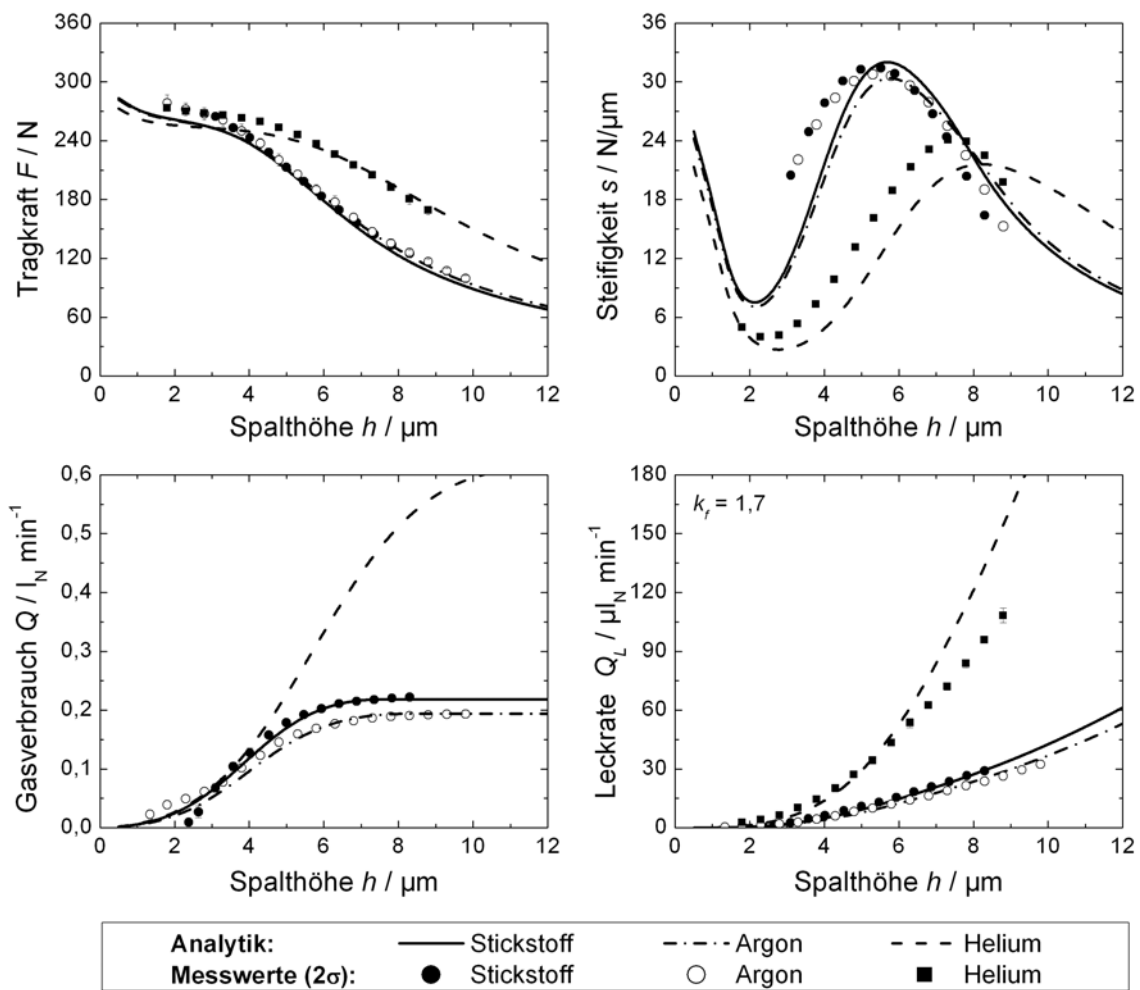


Abbildung 4.10: Abhängigkeit der Eigenschaften der Düsenlagerelemente mit Mikroverteilerkanälen vom eingesetzten Gas ($p_s = 3 \text{ bar}$, 1 Absaugstufe)

$$R_s = \frac{k}{m_{\text{Mo}}} \quad (4.6)$$

für eine ausgeprägte Kontinuumsströmung folgende Abhängigkeiten der Masseströme von den Stoffkonstanten der Betriebsgase:

$$\dot{m}_D \propto m_{\text{Mo}}^{1/2} \Phi(\kappa) \quad (4.7)$$

$$\dot{m}_P \propto \Theta \frac{m_{\text{Mo}}}{\eta} \quad (4.8)$$

4.6 Einfluss des Betriebsgases auf die Eigenschaften im Hochvakuum

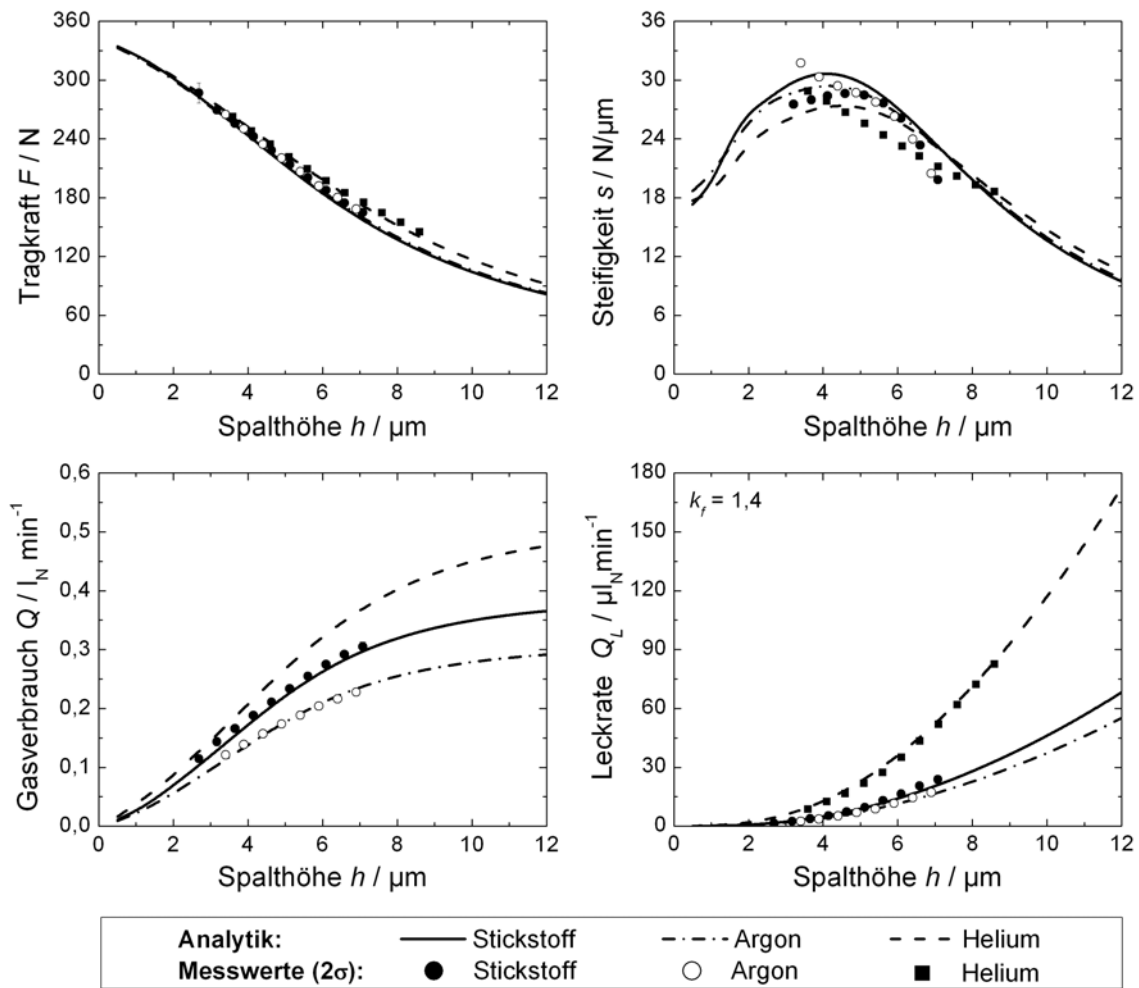


Abbildung 4.11: Abhängigkeit der Eigenschaften der porösen Lagerelemente vom eingesetzten Gas ($p_s = 3 \text{ bar}$, 1 Absaugstufe)

$$\dot{m}_s \propto \frac{m_{\text{Mo}}}{\eta} h^3. \quad (4.9)$$

Gemäß der Kontinuitätsbedingung (2.11) ist der Massestrom durch die Einlassdrossel gleich dem Massestrom durch den Spalt über dem Lagerbereich. Für die Düsenlagerelemente mit Mikroverteilerkanälen folgt bei einem konstanten Druck innerhalb des von den Mikroverteilerkanälen eingeschlossenen Bereiches aus Gl. (4.7) und (4.9) für die Spalthöhe

$$h \propto \sqrt[3]{\eta m_{\text{Mo}}^{-1/2} \Phi(\kappa)}. \quad (4.10)$$

4 Statische Eigenschaften der Lagerelemente

In Abhängigkeit vom verwendeten Betriebsgas skaliert die Tragkraftkurve in Richtung der Spalthöhe. Der Adiabatenkoeffizient zeigt nur einen geringen Einfluss auf die Leistungscharakteristik, da die Werte der Funktion $\Phi(\kappa)$ für die untersuchten Gase um maximal 6% variieren. Der Quotient aus dynamischer Viskosität und der Wurzel der Teilchenmasse nimmt für Stickstoff und Argon ähnliche Werte an. Entsprechend ergeben sich mit diesen Gasen vergleichbare Tragkräfte und Steifigkeiten. Für Helium ist der Quotient aufgrund der um eine Größenordnung geringeren Teilchenmasse deutlich größer, so dass die Tragkraftkurve gegenüber den mit Stickstoff bzw. Argon ermittelten Kennlinien in Richtung der Spalthöhe gestreckt und nur noch die beobachtete reduzierte statische Steifigkeit erzielt wird.

Mit Gl. (2.11), (4.8) und (4.9) ist ersichtlich, dass die sich für ein bestimmtes tragendes Druckprofil einstellende Spalthöhe der porösen Lagerelemente einzig eine Funktion der Permeabilität der Einlassdrossel ist.

$$h \propto \sqrt[3]{\Theta} \quad (4.11)$$

Für Stickstoff und Argon unterscheiden sich die Permeabilitäten aufgrund vergleichbarer Teilchendurchmesser praktisch nicht. Der geringere Teilchendurchmesser des Heliums führt zu einer um ca. 80% höheren Permeabilität, so dass die Tragkraftkurve im Vergleich langsamer abfällt.

Die bei einer gegebenen Druckverteilung auftretenden Unterschiede im Gasverbrauch lassen sich mit Gl. (2.11), (2.32) und (4.7) bzw. (4.8) ableiten. Für das Düsenlagerelement mit Mikroverteilerkanälen gilt

$$Q \propto m_{\text{Mo}}^{-1/2} \Phi(\kappa) \quad (4.12)$$

und für das poröse Lagerelement

$$Q \propto \frac{\Theta}{\eta}. \quad (4.13)$$

Nach Gl. (4.12) stellt sich für die Düsenlagerelemente mit Mikroverteilerkanälen ein geringer Gasverbrauch bei Gasen ein, die durch eine hohe Teilchenmasse gekennzeichnet sind. Damit erklärt sich der sehr hohe Gasverbrauch an Helium. Der Gasverbrauch der porösen Lagerelemente wird durch die Permeabilität der Einlassdrossel und die Viskosität des Gases bestimmt. Hier ist der gegenüber Stickstoff und Argon höhere Gasverbrauch an Helium auf die höhere Permeabilität zurückzuführen. Der im Vergleich zu Stickstoff

4.6 Einfluss des Betriebsgases auf die Eigenschaften im Hochvakuum

geringere Gasverbrauch an Argon resultiert aus der höheren Viskosität dieses Gases.

Wird der im Spalt stattfindende Übergang von der Kontinuumsströmung über die Knudsenströmung zur Molekularströmung mit in die Betrachtungen einbezogen, ergeben sich durch die höheren Strömungsgeschwindigkeiten im Spalt niedrigere Druckprofile. Die Tragkräfte der Lagerelemente sind insbesondere bei Einsatz von Helium geringer und der Gasverbrauch erhöht.

Der Einfluss des Betriebsgases auf die Leckrate ergibt sich nach Gl. (3.25) in komplexer Überlagerung der Veränderungen des Gasverbrauchs, der Strömungswiderstände der Dichtspalte und des effektiven Saugvermögens der Pumpsysteme der einzelnen Absaugstufen. Ein geringer Gasstrom durch die Dichtspalte wird bei kleinen Strömungsleitwerten der Spalte erreicht. Nach Gl. (3.26) und Gl. (4.6) ist dies für Gase mit großer Teilchenmasse der Fall.

$$\prod_{i=1}^{n_S} C_S \propto m_{M_o}^{-n_S/2} \quad (4.14)$$

Es ist bereits gezeigt worden, dass aus einer hohen Teilchenmasse bei den Düsenlagerelementen mit Mikroverteilerkanälen ein geringer Gasverbrauch und eine geringe Spalthöhe im Arbeitspunkt resultieren. Die Spalthöhe fließt wiederum in den Strömungsleitwert der Dichtspalte ein. Diese Beziehungen begründen, dass die Leckrate der Düsenlagerelemente mit Mikroverteilerkanälen bei einer Schmierung mit Helium wesentlich steiler mit zunehmender Spalthöhe ansteigt als die der porösen Lagerelemente und auch im Arbeitspunkt einen signifikant höheren Wert erreicht.

In die Berechnung der effektiven Saugvermögen der Pumpsysteme der Absaugstufen gehen nach Gl. (3.19) das Saugvermögen der Vakuumpumpen und die Strömungsleitwerte der Absaugleitungen ein. Das Saugvermögen einiger Vakuumpumpen (z.B. Turbomolekularpumpen) ist gasspezifisch, siehe Tabelle A.5 des Anhangs.

Im Gegensatz zu den Dichtspalten sind für die Absaugleitungen möglichst große Strömungsleitwerte anzustreben. Für Leitungen mit ausgeprägter Kontinuumsströmung wird dies nach Gl. (3.30) mit $\beta = 0$ für Gase mit geringer Viskosität erreicht.

$$C \propto \eta^{-1} \quad (4.15)$$

Die sich bei einer geringen Viskosität nach Gl. (4.10) einstellende geringe Spalthöhe im Arbeitspunkt der Düsenlagerelemente führt über die Verringe-

4 Statische Eigenschaften der Lagerelemente

rung des Strömungsleitwertes der Dichtspalte zu einer zusätzlichen Reduktion der Leckrate. Für die porösen Lagerelemente ergibt sich bei einer niedrigen Viskosität des Betriebsgases nach Gl. (4.13) gerade ein hoher Gasverbrauch. Da sich das effektive Saugvermögen in geringerem Maße als der Gasverbrauch ändert, steigt die Leckrate dieser Lagerelemente mit der Viskosität des Betriebsgases an.

Analog zum Strömungsleitwert eines Dichtspaltes skaliert der Leitwert von Absaugleitungen mit ausgeprägter Molekularströmung nach Gl. (2.21), (3.31) und (4.6) mit der Wurzel der Teilchenmasse.

$$C \propto m_{\text{Mo}}^{-1/2} \quad (4.16)$$

In Diskrepanz zur Strömung durch die Dichtspalte ist hier für eine niedrige Leckrate eine geringe Masse der Betriebsgasteilchen anzustreben. Der Strömungsleitwert ist folglich für Helium am geringsten.

Der Strömungsleitwert von Absaugleitungen mit ausgeprägter Knudsenströmung wird bei der Annäherung an den Übergang zur Molekularströmung durch Gl. (3.30) nicht mehr korrekt wiedergegeben. Vielmehr ergibt sich eine Abweichung analog zu Abbildung 2.3 a. Da der Strömungsleitwert eine stetige Funktion der Knudsenzahl sein muss, ist für diese Absaugleitungen von einer Überlagerung von Gl. (4.15) und (4.16) auszugehen.

In die Leckrate geht das Verhältnis der Strömungsleitwerte der Dichtspalte zu den effektiven Saugvermögen ein. Die Strömungsleitwerte der Dichtspalte und der Absaugleitungen mit ausgeprägter Molekularströmung sind funktional auf dieselbe Weise mit der Teilchenmasse verknüpft. Unter der Bedingung einer gasunabhängigen Saugleistung der an die Leitung angeschlossenen Vakuumpumpe ergibt sich für ein Gas mit hoher Teilchenmasse dennoch ein kleineres Verhältnis C_S/S , da die effektive Saugleistung Gl. (3.19) weniger als der Strömungsleitwert der Dichtspalte abfällt. Für einen konstanten Gasverbrauch ergibt sich eine niedrigere Leckrate. In Richtung einer in den Absaugleitungen ausgebildeten Kontinuumsströmung wird der Leitwert der Absaugleitung zunehmend weniger durch die Masse der Betriebsgasteilchen bestimmt. Der Wert C_S/S zeigt eine deutlichere Abhängigkeit von der Teilchenmasse und kann durch die Wahl eines Gases mit geringer Viskosität weiter verbessert werden.

Schlussfolgernd sind die in den Experimenten beobachteten Unterschiede in den Leckraten hauptsächlich auf den differierenden Gasverbrauch und die unterschiedlichen Massen der Betriebsgasteilchen zurückzuführen.

4.6.3 Fazit

Die Düsenlagerelemente mit Mikroverteilerkanälen erreichen gute Trageigenschaften mit Gasen, die durch eine hohe Masse der Gasteilchen gekennzeichnet sind. Die Trageigenschaften der porösen Lagerelemente werden hingegen kaum durch die Eigenschaften des Betriebsgases beeinflusst. Bei beiden Lagerelementarten verringert sich bei einem Wechsel zu einem Betriebsgas mit hoher Teilchenmasse die Leckrate. Im Arbeitspunkt der Düsenlagerelemente ist dieser Effekt besonders deutlich, da sich mit der Teilchenmasse zusätzlich auch der Gasverbrauch und die Spalthöhe verringern. Die über die Wahl des Betriebsgases erzielbaren Verbesserungen der Leistungscharakteristik sind im Vergleich zum Potential einer Modifikation der Drosselparameter der Lagerelemente bzw. der Absaugung eher gering, bieten aber dennoch zusätzliche Optimierungsmöglichkeiten.

Bei der Auswahl des Betriebsgases ist die Gasabhängigkeit der Saugleistung einiger Vakuumpumpen zu beachten. Trotz einer geringeren Leckrate der Lagerelemente kann sich innerhalb eines Vakuumsystems ein höherer Druck einstellen, wenn sich die Saugleistung der angeschlossenen Vakuumpumpe verschlechtert.

Die Eigenschaften beider Lagerelementarten unterscheiden sich bei Schmierung mit Stickstoff und Argon nicht signifikant. Schwere Edelgase wie z.B. Xenon versprechen zwar gegenüber Stickstoff deutlich reduzierte Leckraten, sind aber in ihrer Verfügbarkeit eingeschränkt und wesentlich teurer. Aus wirtschaftlichen Aspekten und aufgrund der günstigeren Bereitstellung ist Stickstoff als Betriebsgas zu favorisieren. Die standardmäßig zur Schmierung an Normalatmosphäre arbeitender Systeme eingesetzte Luft ist aufgrund des enthaltenen Wasseranteils für die meisten Vakuumanwendungen nicht geeignet und müsste unter hohem Aufwand getrocknet werden.

5 Stabilität der Lagerelemente

Von Normalatmosphäre-Anwendungen ist bekannt, dass aerostatische Lagerelemente bei einer ungünstigen Dimensionierung zu selbsterregten Schwingungen neigen können [43, 44, 50–69]. Bei der Auslegung der Lagerelemente sind daher nicht nur die statischen Kenngrößen Tragkraft, Steifigkeit und Leckrate entsprechend den Einsatzanforderungen zu optimieren, sondern auch selbsterregte Schwingungen in einem Bereich um den Auslegungspunkt auszuschließen, der über die zu erwartende dynamische Beanspruchung der Lagerelemente definiert wird.

In diesem Kapitel wird daher analysiert, inwieweit die Stabilität der in Kapitel 4 experimentell untersuchten Lagerelemente durch die Vakuumumgebung bzw. die Absaugung beeinflusst wird. Dazu werden vergleichende Untersuchungen an Normalatmosphäre und im Vakuum durchgeführt. Zunächst wird jedoch ein Stabilitätskriterium vorgestellt, anhand dessen der stabile Arbeitsbereich der Lagerelemente in der Dimensionierungsphase abgeschätzt werden kann.

5.1 Stabilitätskriterium

Sowohl die Düsenlagerelemente mit Mikroverteilerkanälen als auch die porösen Lagerelemente zeichnen sich durch ein geringes Totvolumen aus. Nach Schroter [69] verhalten sich solche Lagerelemente stabil, solange die statische Steifigkeit kleiner als die dynamische Steifigkeit des Betriebspunktes ist. Das Stabilitätskriterium lautet

$$|s| < |s_d|. \quad (5.1)$$

Die Grundlagen zur Berechnung der statischen Steifigkeit wurden bereits in Kapitel 2 aufgeführt. Die dynamische Steifigkeit ergibt sich aus dem statischen Druckprofil und wird nachfolgend abgeleitet.

5.1.1 Dynamische Steifigkeit, Eigenfrequenz

Der tragende Gasfilm der Lagerelemente verhält sich bei einer Störung des Gleichgewichtszustandes durch eine schnelle Änderung der Spalthöhe im ers-

5 Stabilität der Lagerelemente

ten Moment wie eine Gasfeder [43, 53, 69]. Die zur Ausbildung eines erneuten Gleichgewichtszustandes mit stationärem Strömungsprofil erforderlichen Ausgleichsvorgänge finden nur allmählich statt.

Wird der Spalt über dem Lagerbereich als ein abgeschlossenes Volumen betrachtet, durchläuft das darin enthaltene Gas bei einer oszillierenden Änderung der Spalthöhe eine polytrophe Zustandsänderung. Für die Zustandsgrößen gilt nach [156]

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{n-1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}}. \quad (5.2)$$

Der Polytropenexponent in Gl. (5.2) wird durch die Frequenz der Schwingung bestimmt und liegt im Intervall $1 \leq n \leq \kappa$. Bei einer niederfrequenten Schwingung findet ein Wärmeaustausch über die Berandung des Spaltes statt und die Zustandsänderung verläuft isotherm mit $n = 1$. Bei einer hochfrequenten Schwingung kann der Wärmeaustausch nicht mehr erfolgen und es ergibt sich eine adiabatische Zustandsänderung mit $n = \kappa$.

Zur Abschätzung des Polytropenexponenten leitet Schroter [69] aus der Wärmebilanz für den Spalt eine Gleichung ab, die den zeitlichen Temperaturverlauf im Spalt als Funktion der Schwingungsfrequenz näherungsweise beschreibt. Die Amplitude der Temperatur bei einer polytropen Zustandsänderung bezogen auf die Amplitude bei einer adiabatischen Zustandsänderung beträgt

$$\tilde{\vartheta} = \frac{\omega}{\sqrt{\xi^2 + \omega^2}} \quad \text{mit} \quad \xi = \frac{\alpha_w R_s T}{c_p \bar{h} \bar{p}}. \quad (5.3)$$

Die Amplitudenfunktion (5.3) ist in Abbildung 5.1 in Abhängigkeit vom Produkt aus der mittleren Spalthöhe, dem mittleren Druck im Spalt und der Oszillationsfrequenz dargestellt. Für $\tilde{\vartheta} \rightarrow 0$ verläuft die Zustandsänderung isotherm, für $\tilde{\vartheta} \rightarrow 1$ adiabatisch.

Für die polytrophe Zustandsänderung der Gasfeder ergibt sich bei einer Änderung des Spaltvolumens eine Änderung des Druckprofils, die beschrieben ist durch

$$\frac{dp}{p} + n \frac{dV}{V} = 0. \quad (5.4)$$

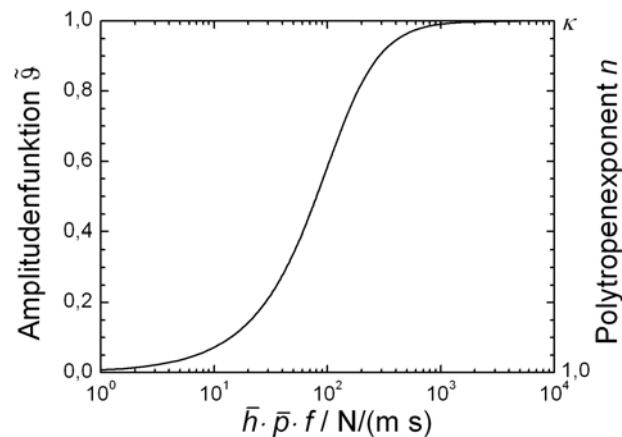


Abbildung 5.1: Amplitudenfunktion der Temperatur des tragenden Gasfilmes zur Abschätzung des Polytropenexponenten ($\alpha_w = 10 \text{ W/K m}^2$, $c_p = 1042 \text{ J/kg K}$, $T = 293 \text{ K}$)

Unter der Voraussetzung, dass ausschließlich Schwingung der Lagerelemente in Richtung der Symmetrieachse der Lagerelemente auftreten, ist die Volumenänderung auf eine Änderung der Spalthöhe rückführbar. Aus Gl. (5.4) folgt

$$\frac{dp}{dh^*} = -\frac{np}{h^*}. \quad (5.5)$$

Die Integration von Gl. (5.5) über die Fläche des Lagerbereiches führt mit dem statischen Druckprofil zur dynamischen Steifigkeit der Lagerelemente.

$$s_d = - \int_A \frac{dp}{dh^*} = \int n \frac{p}{h^*} dA \quad (5.6)$$

Um den Polytropenexponent mit Hilfe von Gl. (5.3) abschätzen zu können, wird die Eigenfrequenz des Lagerelementes benötigt. Diese wird maßgeblich durch die Masse bestimmt, die durch das Lagerelement aufgenommen wird. Das Schwingungsverhalten des Lagerelementes kann für kleine Schwingungsamplituden durch die Charakteristik eines linearen Ein-Massen-Schwingers approximiert werden. Für die Eigenfrequenz folgt

$$f_0 \approx \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{s_o}{m}}. \quad (5.7)$$

5 Stabilität der Lagerelemente

Nach Schroter [69] liefert Gl. (5.7) für kleine Massen ($m \ll F/g$) eine gute Näherung der Eigenfrequenz, wenn als Federkonstante die dynamische Steifigkeit des Lagerelementes eingesetzt wird. Bei einer reinen Massenbelastung ist die statische Steifigkeit einzusetzen.

5.1.2 Totvolumen der Lagerelemente

Die lokalen Spalthöhen innerhalb eines Totvolumens sind betragsmäßig größer als die nominelle Spalthöhe. Gemäß Gl. (5.6) wird demnach die dynamische Steifigkeit durch vorhandene Totvolumen herabgesetzt.

Das Totvolumen der untersuchten Düsenlagerelemente mit Mikroverteilerkanälen ergibt sich durch den konkav ausgeführten Lagerbereich (ca. 30%), die Mikroverteilerkanäle (ca. 20%) und die Taschen der Düsen (ca. 50%). Der Anteil des durch die Rauheit der ultrapräzisionsgedrehten bzw. polierten Funktionsflächen entstehenden Totvolumens am Gesamttotvolumen ist vernachlässigbar gering. Die lokale Spalthöhe kann unmittelbar aus der Geometrie der Lagerelemente abgeleitet werden und ist als Funktion des Radius formulierbar.

Das Totvolumen der mit ebenem Lagerbereich ausgeführten porösen Lagerelemente wird durch die Rauheit der gesinterten Einlassdrossel bestimmt. Die Tiefe des Rauheitsprofils orts aufgelöst in Gl. (5.6) zu berücksichtigen ist für die Berechnung der Stabilitätsgrenze auf Basis der eingeführten Näherungsgleichungen nicht sinnvoll. Über die gesamte Fläche des Lagerbereiches wird eine gleichbleibende lokale Spalthöhe angenommen, die sich aus der Summe der nominellen Spalthöhe und der mittels der Abbott-Kurve* abgeschätzten durchschnittlichen Profiltiefe ergibt. Die durchschnittliche Profiltiefe der untersuchten Lagerelemente beträgt $1 \mu\text{m}$.

5.2 Aufbau der Experimentalanordnung

Das Stabilitätsverhalten der Lagerelemente ist experimentell mittels des in Abbildung 5.2 dargestellten Versuchsaufbaus ES2 untersucht worden. Analog zum statischen Versuchsstand ES1 ist das Lagerelement gestellfest mit dem Boden der Experimentalkammer verbunden. Die Krafteinleitung auf den

*Die Abbott-Kurve gibt den Materialanteil in Abhängigkeit vom Schnittniveau durch ein Rauheitsprofil an. Der Materialanteil ist das in Prozent angegebene Verhältnis von materialerfüllter Länge zur Gesamtmessstrecke im Schnittniveau. [157]

5.2 Aufbau der Experimentalanordnung

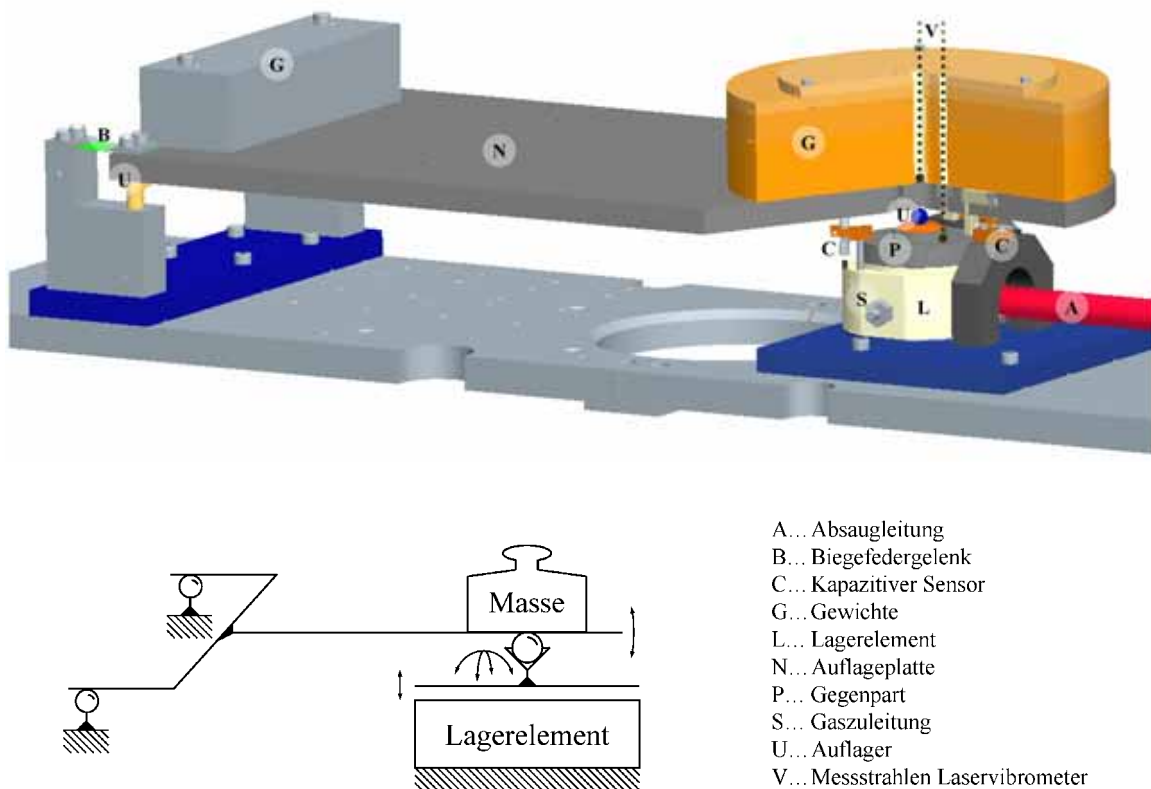


Abbildung 5.2: Modell und technisches Prinzip des Experimentalaufbaus ES2 zur Analyse der Stabilität der Lagerelemente

über dem Lagerelement angeordneten Gegenpart erfolgt zentrisch über eine Kugel, die in eine Kegelsenkung im Gegenpart eingelegt ist. Auf diese Kugel sowie zwei weitere in der Experimentalkammer gestellfest angeordnete Auflager ist eine Platte aufgelegt, auf die zentrisch zur Symmetrieachse des Lagerelementes verschiedene Gewichte zur Lastaufbringung aufgesetzt werden können. Die Koppelstellen zwischen der Platte und den Auflagern sind als Kugel-Ebene-Paarung ausgeführt, so dass sich die Funktionsflächen von Gegenpart und Lagerelement parallel ausrichten können. Die Relativlage der Platte bezogen auf die Auflager wird mittels dünner Biegefedergelenke an den zusätzlichen Auflagern gesichert.

Die Vakuumkammer ist zur Schwingungsentkopplung auf kombinierten Gummi-Luftfeder-Isolatoren mit einer vertikalen Eigenfrequenz von ca. 10 Hz aufgestellt. Die Untersuchungen werden an Lagerelementen mit einer Absaugstufe durchgeführt, die mittels einer ölgeschmierten Drehschieberpumpe evakuiert werden kann. Zur Entkopplung der Lagerelemente ge-

5 Stabilität der Lagerelemente

genüber mechanischen Schwingungen der Vakuumpumpe sind in die Absaugleitung paarweise Membranbälge integriert, zwischen denen die Leitung starr mit einer großen Masse verbunden ist. Der Speisedruck wird mittels eines Hochpräzisions-Druckreglers eingestellt. Spalthöhenschwankungen infolge von Schwankungen des Versorgungsdruckes werden somit minimiert[†].

Die Experimentalkammer wird mittels einer ölgeschmierten Drehschieberpumpe evakuiert. Zur Messung des Kammerdrucks wird ein Bayard-Alpert-Ionisationsvakuummeter eingesetzt.

Die Analyse der Schwingungen der Platte bzw. des Gegenparts erfolgt berührungslos mittels eines zweikanaligen Laser-Doppler-Vibrometers[‡]. Die faseroptischen Messköpfe des Vibrometers werden von Messgelenkstativen aufgenommen, die starr an die Kammerwand gekoppelt sind. Die Messung erfolgt durch ein Schauglas in der Wandung der Experimentalkammer. Eine zentral liegende Messstelle auf der Platte ermöglicht die Messung von Schwingungen normal zum Lagerbereich des Lagerelementes (axiale Schwingungen). Sechs weitere Messstellen sind auf einem Teilkreis des Gegenparts im Abstand von 60° angeordnet. Die Zugänglichkeit der Messstellen wird durch entsprechende Bohrungen in den auflegbaren Gewichten und der Platte gewährleistet. Durch das simultane Abtasten von je zwei auf dem Gegenpart liegenden Messstellen können neben axialen Schwingungen auch Kippschwingungen des Gegenparts detektiert werden. Als Beispiel sind im Ausbruch der Modelldarstellung Abbildung 5.2 zwei mögliche Strahlengänge der Laser als gepunktete Linien skizziert.

Nachteilig an der Anordnung des Laservibrometers ist, dass nicht die Relativbewegung zwischen Lagerelement und Gegenpart bzw. der aufgelegten

[†]Die maximale Spalthöhenänderung aufgrund von Schwankungen des Versorgungsdruckes (die Regelabweichung des Druckreglers ist kleiner 0,32 mbar) ergibt sich bei niedrigen Speisedrücken. Der Betrag der Spalthöhenänderung hängt bei den Düsenlagerelementen mit Mikroverteilerkanälen stark von der Spalthöhe ab und liegt bei maximal 30 nm, in der Regel aber bei Werten kleiner 5 nm. Der Maximalwert der porösen Lagerelemente beträgt 5 nm. Mit ansteigendem Speisedruck fallen die maximalen Spalthöhenänderungen beider Lagerelemente deutlich bis auf Werte kleiner 1 nm ab.

[‡]Laser-Doppler-Vibrometer erfassen die Bewegungen des Messobjektes laserinterferometrisch. Es wird jedoch nicht die Phasenverschiebung, sondern die infolge des Dopplereffektes gegenüber dem Referenzstrahl auftretende Frequenzverschiebung des Messstrahls ausgewertet. Die Frequenzverschiebung ist proportional zur Momentangeschwindigkeit des Messobjektes. Der Vorteil einer Geschwindigkeits- gegenüber einer Wegmessung ist dadurch gegeben, dass die Geschwindigkeitsamplitude harmonischer Schwingungen um den Faktor $2\pi f$ größer als die Wegamplitude ist, so dass ein größerer Signal-Stör-Abstand gegenüber niederfrequenten Störvibrationen großer Wegamplitude (z.B. Gebäudeschwingungen) erreicht wird.

5.3 Durchführung und Auswertung der Experimente

Platte, sondern zwischen Kammerwand und Gegenpart / der Platte gemessen wird. Eine eindeutige Zuordnung der gemessenen Schwingungen zum Lagerelement ist nur bedingt möglich. Daher werden Schwingungen der Platte in Richtung der Flächennormalen des Lagerbereiches zusätzlich mittels eines direkt am Lagerelement befestigten kapazitiven Sensors analysiert, der jedoch eine schlechtere Auflösung und Dynamik als das Laservibrometer zeigt. Zwei weitere Sensoren zeichnen Bewegungen der Platte senkrecht zur Hauptschwingungsrichtung auf. Die Messsignale der kapazitiven Sensoren werden auf ein Oszilloskop ausgegeben.

Eine Übersicht der Kenndaten der eingesetzten Messgeräte und Pumpsysteme geben die Tabellen A.3, A.5 und A.7 des Anhangs.

5.3 Durchführung und Auswertung der Experimente

Zur Ermittlung der Stabilitätsgrenze der Lagerelemente wird für ein auf die Platte aufgelegtes Gewicht der Speisedruck so lange erhöht, bis eine Schwingung des Lagerelementes detektiert wird. Als Schwellwert wird eine mit dem Laser-Doppler-Vibrometer gemessene Schwingungsamplitude von fünf Nanometern definiert. Messungen mit verschiedenen Gewichten ermöglichen es, ein Kennfeld der stabilen Arbeitsbereiche in Abhängigkeit vom Speisedruck zu erstellen.

Die Experimente im Vakuum werden bei einem Druck in der Größenordnung von 10^{-2} mbar durchgeführt, da die Pumpe zur Evakuierung der Vakuumkammer für den Messzeitraum physisch von der Kammer getrennt wird, um den Eintrag von Schwingungen in den Experimentalaufbau zu minimieren. Das Pumpsystem der Absaugung bleibt auch während der Messungen in Betrieb. Für die Untersuchungen an Normalatmosphäre wird das Pumpsystem zur Evakuierung des Absaugkanals vom Lagerelement abgetrennt. Als Betriebsgas wird Stickstoff eingesetzt.

Die Messsignale der Sensoren werden nach einer durchgeführten Fast-Fourier-Transformation (FFT) der Zeitsignale im Frequenzraum anhand der Amplitudenspektren ausgewertet. Die mittels des Vibrometers aufgezeichneten Geschwindigkeits-Zeit-Signale werden zuvor durch Integration in Weg-Zeit-Signale überführt. Die Spektren von zehn Einzelmessungen werden zu einem zur Auswertung genutzten Spektrum gemittelt, so dass wiederholt auftretende Frequenzen gegenüber einmalig auftretenden Ereignissen deutlicher hervortreten. Die Wandlung der AC-Spannungssignale der kapazitiven Sen-

5 Stabilität der Lagerelemente

soren erfolgt mittels eines Transformationsmoduls, das in das zur Signaldarstellung genutzte Oszilloskop integriert ist.

Vor jeder Messung wird für die gewählten Messstellen bei getrennter Gasversorgung respektive auf dem Lagerelement aufliegendem Gegenpart der Signaluntergrund bestimmt. Die während des Betriebes des Lagerelementes aufgezeichneten Amplitudenspektren werden zur Auswertung mit diesen Spektren verglichen. Durch die zusätzliche Gegenüberstellung der mit den beiden auf verschiedenen Messprinzipien basierenden Messmitteln gewonnenen Spektren können die Schwingungen des Lagerelementes mit Amplituden größer 1 nm sicher von Störsignalen getrennt werden.

5.4 Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen

Für beide Lagerelementarten kann an Normalatmosphäre unabhängig von der aufgebrachten Last keine Stabilitätsgrenze beobachtet werden. Auch Restschwingungen, die Schäffel et al. [70] für einige Düsenlagerelemente beschrieben haben, können nicht nachgewiesen werden. Mittels des Laservibrometers aufgezeichnete Spektren beider Lagerelementarten sind im Anhang Abbildungen B.1 und B.2 dargestellt.

Im Gegensatz zur Normalatmosphärenanwendung zeichnet sich für beide Lagerelementarten im Vakuum eine Stabilitätsgrenze ab, die in Abbildung 5.3 in Abhängigkeit vom Speisedruck dargestellt ist. Wird eine bestimmte Tragkraft unterschritten respektive eine bestimmte Spalthöhe überschritten, verhalten sich die Lagerelemente instabil. Oberhalb dieser Grenze, also für größere Lasten, sind wie auch an Normalatmosphäre mit den eingesetzten Messgeräten keine den Lagerelementen zuordenbare Schwingungen nachweisbar. Abbildungen B.3 und B.4 (Anhang) zeigen für beide Lagerelementarten Spektren an der Grenze zur Instabilität und im instabilen Zustand.

Im instabilen Zustand wird bei den Düsenlagerelementen mit Mikroverteilerkanälen eine axiale Schwingung des Gegenparts beobachtet. Bei den porösen Lagerelementen tritt bei niedrigen Speisedrücken nach Überschreiten der Stabilitätsgrenze eine Kippschwingung des Gegenparts auf. Für mittlere und hohe Speisedrücke schwingt der Gegenpart in axiale Richtung.

Abbildung 5.4 zeigt die experimentell ermittelten Stabilitätsgrenzen beider Lagerelementarten bezogen auf die Tragkräfte in den Arbeitspunkten. In dieser Darstellung sind negative Werte mit großem Betrag anzustreben, um große dynamische Laständerungen ohne Instabilwerden der Lagerelemente

5.4 Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen

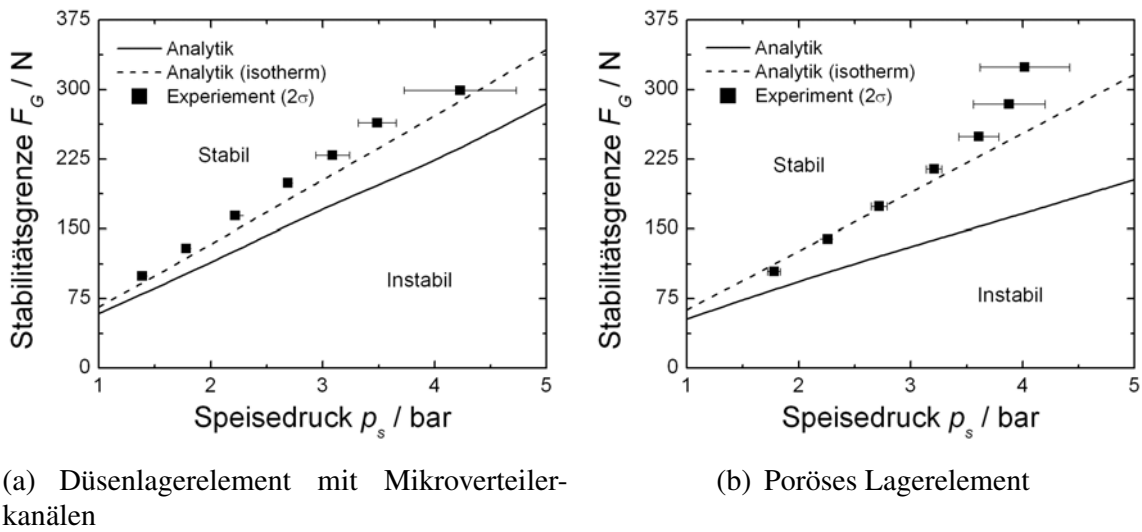


Abbildung 5.3: Stabilitätsgrenze der Lagerelemente im Vakuum

abfangen zu können. Das heißt, die Lagerelemente verhalten sich auch dann stabil, wenn die Belastung des Lagerelementes kleiner als die Tragkraft im Arbeitspunkt ist.

Die Düsenlagerelemente mit Mikroverteilerkanälen zeigen unter experimentellen Bedingungen im Arbeitspunkt generell kein stabiles Verhalten

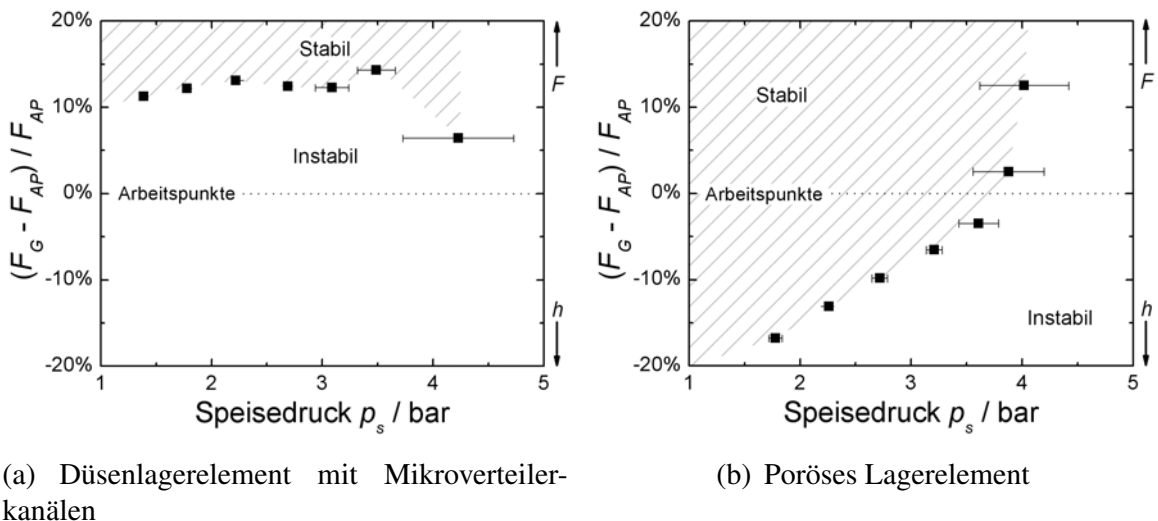
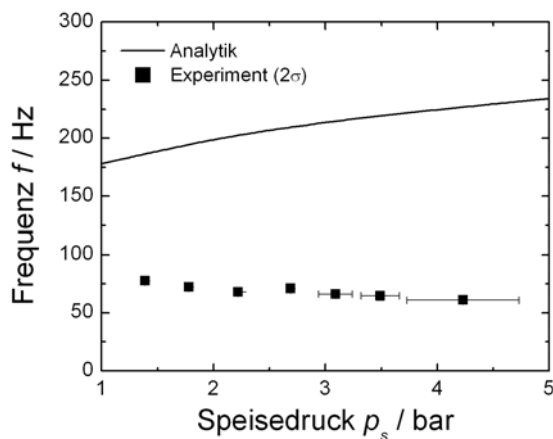


Abbildung 5.4: Relative, auf die Tragkraft im Arbeitspunkt bezogene Stabilitätsgrenze der Lagerelemente im Vakuum

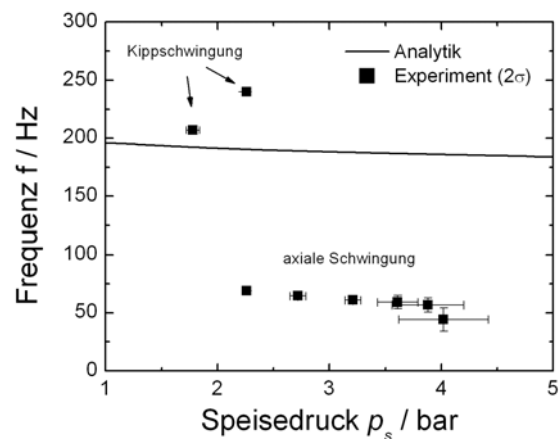
5 Stabilität der Lagerelemente

mehr. Bei den porösen Lagerelementen stellt sich für niedrige Speisedrücke ein instabiler Zustand erst bei aufzunehmenden Lasten ein, die deutlich unter der Tragkraft im Arbeitspunkt liegen. Mit zunehmendem Speisedruck nähert sich die Stabilitätsgrenze der Tragkraft im Arbeitspunkt an. Bei hohen Speisedrücken verhalten sich im Experiment auch die porösen Lagerelemente bereits im Arbeitspunkt instabil.

Die nahe der Stabilitätsgrenze im instabilen Zustand gemessenen Schwingungsfrequenzen sind in Abbildung 5.5 dargestellt. Die experimentell bestimmten Frequenzen der axialen Schwingungen beider Lagerelementarten liegen bei Werten von einigen 10 Hz und nehmen mit ansteigendem Speisedruck ab. Die Frequenzen der bei den porösen Lagerelementen für niedrige Speisedrücke nachgewiesenen Kippschwingungen des Gegenparts liegen eine Größenordnung oberhalb der Frequenzen der axialen Schwingungen und steigen mit dem Speisedruck an.



(a) Düsenlagerelement mit Mikroverteilerkanälen



(b) Poröses Lagerelement

Abbildung 5.5: Schwingungsfrequenzen der Lagerelemente im instabilen Zustand

5.4.1 Diskussion

In den Abbildungen 5.3 und 5.5 zeigt sich eine deutliche Diskrepanz zwischen den experimentell bestimmten und analytisch berechneten Werten. Die Eigenfrequenzen in Abbildung 5.5 wurden nach Gl. (5.7) unter der Voraussetzung eines linearen Ein-Massen-Schwingers berechnet, der nur aus der Gas-

5.4 Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen

feder und einer mit dieser Feder verbundenen Masse besteht. Im Experiment sind die Gewichte jedoch nicht unendlich steif an den Gegenpart gekoppelt. Vielmehr entstehen durch die Flächenpressungen an der zwischen Gegenpart und aufgelegter Platte angeordneten Kugel zusätzliche Steifigkeiten, die in der Größe der Steifigkeit des Gasfilmes liegen und in Reihe zur Gasfeder geschaltet sind. Die zur Berechnung der Eigenfrequenz einzusetzende Steifigkeit ist folglich geringer als die statische Steifigkeit.

Die niedrigere Eigenfrequenz des Gesamtsystems führt nach Abbildung 5.1 zu einem geringeren Polytropenexponenten mit einem Betrag nahe Eins. Der Gasfilm durchläuft näherungsweise eine isotherme Zustandsänderung. Die sich damit ergebenden Stabilitätsgrenzen sind zusätzlich in Abbildung 5.3 eingezeichnet und zeigen eine wesentlich bessere Übereinstimmung zum Experiment.

5.4.2 Einfluss des Totvolumens auf die Stabilität

Bei einer Reduzierung des Totvolumens ist prinzipiell eine Verbesserung der Stabilitätscharakteristik zu erwarten. Die untersuchten Düsenlagerelemente mit Mikroverteilerkanälen sind mit einem konkaven Lagerbereich gefertigt worden, um die statischen Eigenschaften der Lagerelemente zu optimieren und ein bistabiles Verhalten bei geringen Spalthöhen zu vermeiden. Lagerelemente mit ebenen Lagerbereich weisen das dadurch entstehende Totvolumen nicht auf, zeigen jedoch eine andere Kennlinie der statischen Steifigkeit (siehe Abschnitt 2.5). Die Stabilitätsgrenze verschiebt sich gegenüber der Tragkraft im Arbeitspunkt in Abhängigkeit von der Form des Lagerbereiches nicht maßgeblich. Der Querschnitt der Mikroverteilerkanäle ist strömungstechnisch optimiert und sollte daher nicht verkleinert werden. Die durch die versenkt in die Lagerelemente eingeklebten Düsen entstehenden Taschen sind für die Funktion der Lagerelemente nicht in dieser Größe erforderlich. Durch konstruktiv modifizierte Düsen bzw. direkt in die Verteilerkanäle eingebrachte Bohrungen zur Einlassdrosselung kann das Totvolumen reduziert werden. Die Stabilitätsgrenze verschiebt sich durch diese Maßnahmen jedoch nur um weniger als 5%.

Das Totvolumen der untersuchten porösen Lagerelemente kann nur durch eine Verringerung der Oberflächenrauheit der Einlassdrossel reduziert werden. Die Stabilitätsgrenze kann theoretisch bis um mehrere 10% verschoben werden, wenn das Totvolumen gegen Null geht. Praktisch wird die Minimie-

5 Stabilität der Lagerelemente

rung des Totvolumens durch die offenporige Struktur des gesinterten Drosselmaterials begrenzt.

5.5 Ursachen der geringeren Stabilität im Vakuum

Die im Vakuum beobachtete Stabilitätsgrenze beider Lagerelementarten ist ursächlich auf die niedrigeren absoluten Druckwerte des tragenden Gasfilmes im Vakuum zurückzuführen. Bei gleichem Speisedruck beträgt der Druckunterschied zwischen dem Druckprofil an Normalatmosphäre und dem Druckprofil im Vakuum über der gesamten Fläche des Lagerbereiches ca. 1 bar. Im Vakuum ergibt sich daher nach Gl. (5.6) eine signifikant geringere dynamische Steifigkeit. Aus dem niedrigeren mittleren Druck im Spalt folgt nach Abbildung 5.1 außerdem ein kleinerer Polytropenexponent, durch den die dynamische Steifigkeit ebenfalls reduziert wird. In Abschnitt 4.4 wurde gezeigt, dass auch die statische Steifigkeit beider Lagerelementarten im Vakuum geringer als an Normalatmosphäre ist. Die dynamische Steifigkeit wird jedoch wesentlich stärker als die statische Steifigkeit durch den Umgebungsdruck beeinflusst, so dass das Stabilitätskriterium im Vakuum schwerer zu erfüllen ist, siehe Abbildung 5.6 und 5.7.

In den Abbildungen sind für beide Lagerelementarten die analytisch ermittelten Steifigkeiten und die nach Gl. (5.7) für eine reine Massebelastung berechneten Eigenfrequenzen als Funktion der Spalthöhe aufgetragen. Die dynamische Steifigkeit ist für die beiden Grenzsituationen der isothermen bzw. adiabatischen Zustandsänderung dargestellt.

Abbildung 5.6 a zeigt, dass sich an Normalatmosphäre für die Düsenlagerelemente mit Mikroverteilerkanälen lediglich bei isothermer Zustandsänderung ein schmaler instabiler Bereich ergibt, in dem der Graph der dynamischen Steifigkeit unterhalb des Graphen der statischen Steifigkeit verläuft. Für diesen Fall existieren eine obere und eine untere Stabilitätsgrenze. Die porösen Lagerelemente verhalten sich an Normalatmosphäre generell stabil (Abbildung 5.7 a).

Im Gegensatz zu den im Vakuum durchgeführten Experimenten ist trotz der weichen Ankopplung der Massen an den Gegenpart an Normalatmosphäre nicht von einer isothermen Zustandsänderung auszugehen, da der Polytropenexponent an Normalatmosphäre aufgrund des höheren Druckprofils und höherer Eigenfrequenzen größer als im Vakuum ist. Die theoretischen Berechnungen bestätigen somit die experimentelle Beobachtung, dass beide

5.5 Ursachen der geringeren Stabilität im Vakuum

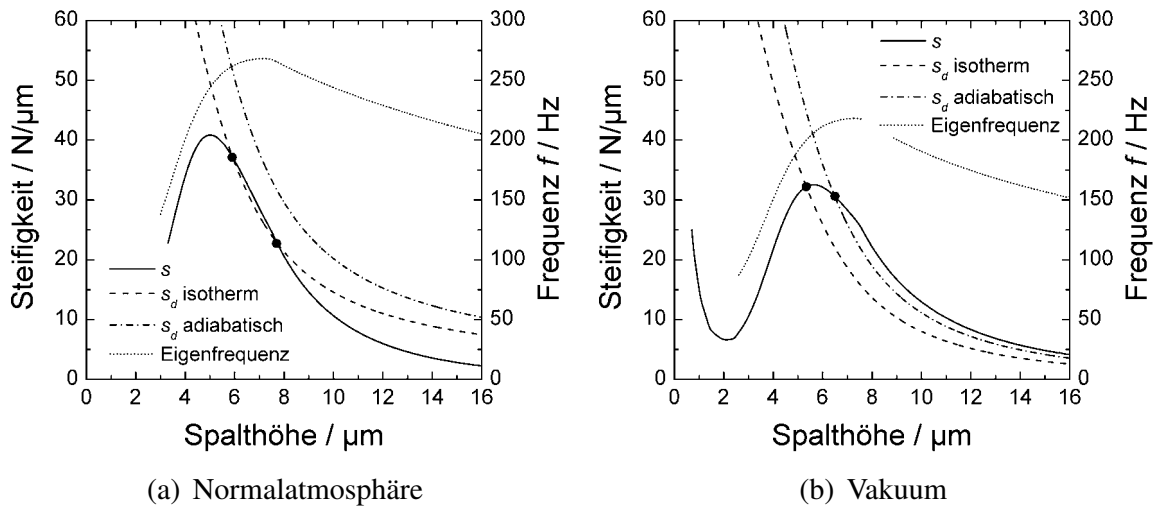


Abbildung 5.6: Steifigkeiten und Eigenfrequenz der Düsenlager Elemente mit Mikroverteilerkanälen ($p_s = 3$ bar)

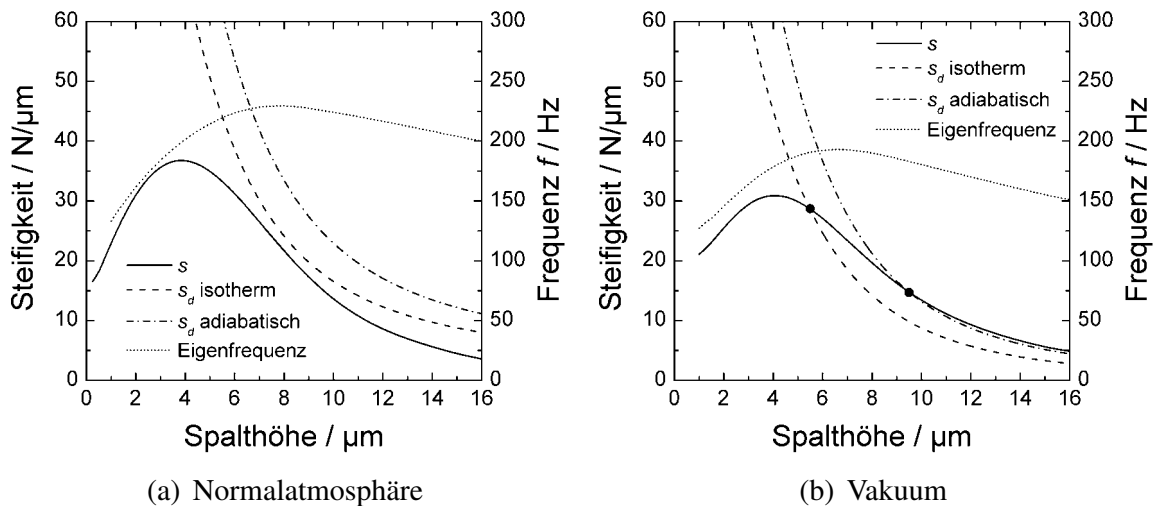


Abbildung 5.7: Steifigkeiten und Eigenfrequenz der porösen Lager Elemente ($p_s = 3$ bar)

Lagerelementarten an Normalatmosphäre unabhängig von der aufgetragenen Last stabil arbeiten.

Im Vakuum ergibt sich für beide Lagerelementarten unabhängig von der Größe des Polytropenexponenten eine Stabilitätsgrenze (Abbildungen 5.6 b und 5.7 b). Die Düsenlager Elemente mit Mikroverteilerkanälen verhalten sich bei einer isothermen Zustandsänderung bereits im Arbeitspunkt instabil.

5 Stabilität der Lagerelemente

Auch bei einer adiabatischen Zustandsänderung liegt die Stabilitätsgrenze dieser Lagerelemente sehr nahe am Arbeitspunkt. Die porösen Lagerelemente sind im Arbeitspunkt generell stabil. Bei einer adiabatischen Zustandsänderung liegt die Stabilitätsgrenze bei wesentlich größeren Spalthöhen als bei einer isothermen Zustandsänderung. Die an Normalatmosphäre zu beobachtende untere Stabilitätsgrenze [52, 58, 69] existiert im Vakuum nicht.

5.5.1 Einfluss des Absaugkonzeptes auf die Stabilität

Die Absaugung des Betriebsgases ab der ersten Absaugstufe des Dichtsyste-
ms führt dazu, dass der Druck des tragenden Gasfilmes bis zur Peripherie
des Lagerbereiches auf einen Absolutwert nahe Null abfällt. Der Beitrag der
flächenmäßig großen Randzone des Lagerbereiches zur dynamischen Steifig-
keit ist daher gering. Die Lagerelemente neigen zur Instabilität.

Der innerste Absaugkanal der in der Literatur bzw. in Patenten beschrie-
benen, unmittelbar in einer Vakuumumgebung eingesetzten Gaslagerelemen-
te wird im Allgemeinen nicht evakuiert, sondern gegen Normalatmosphäre
entlüftet (siehe Abschnitt 1.2.3). Der Druck fällt hier bis zum Rand des La-
gerbereiches auf Atmosphärendruck und erst über den Dichtspalt der ersten
Absaugstufe auf einen Wert nahe Null ab. Das Druckprofil über dem Dicht-
spalt und der Druck im Absaugkanal der Absaugstufe sind in erster Näherung
unabhängig von der Spalthöhe. Daraus folgt, dass diese Bereiche zwar einen
nahezu konstanten Beitrag zur Tragkraft der Lagerelemente liefern, jedoch
keinen Beitrag zur statischen Steifigkeit. Die dynamische Steifigkeit wird
durch die Druckverteilung über dem Lagerbereich und über der Dichtfläche
der ersten Absaugstufe bestimmt. Die sich mit diesem Dichtkonzept für die
Lagerelemente mit zwei Absaugstufen ergebenden Steifigkeiten und Eigen-
frequenzen sind in Abbildung 5.8 dargestellt.

Der Vergleich von Abbildung 5.8 mit Abbildung 5.6 b bzw. 5.7 b verdeut-
licht, dass sich die statische Steifigkeit der Lagerelemente durch die Entlüf-
tung des innersten Absaugkanals gegen Normalatmosphäre verringert und
die dynamische Steifigkeit signifikant ansteigt. Das Stabilitätskriterium wird
von beiden Lagerelementarten unabhängig von der aufzunehmenden Last und
der Zustandsänderung, die das Gas bei einer schnellen Spalthöhenänderung
durchläuft, erfüllt. Aus der Gegenüberstellung lässt sich ableiten, dass für
einen optimalen Kompromiss zwischen Trageigenschaften und Stabilitäts-
charakteristik der Druck im ersten Absaugkanal einen bestimmten Wert nicht
unterschreiten darf.

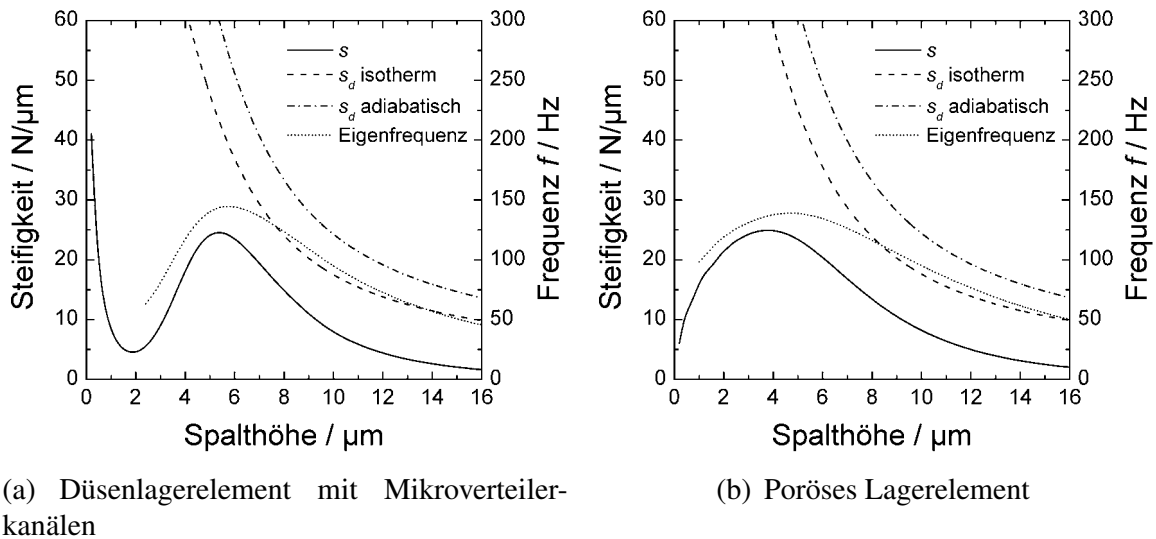


Abbildung 5.8: Steifigkeiten und Eigenfrequenz der Lagererelemente mit zwei Absaugstufen im Vakuum – innerster Absaugkanal gegen Normalatmosphäre entlüftet ($p_s = 3 \text{ bar}$)

5.6 Schlussfolgerungen

Die Untersuchungen haben gezeigt, dass die Stabilität der Lagererelemente bei Evakuierung aller Absaugstufen eine kritische Größe darstellt, die bei der Konstruktion und Auslegung hochvakuumtauglicher gasgelagerter bzw. gasgeführter Systeme nicht ignoriert werden darf. Grundvoraussetzung für den stabilen Betrieb sind hohe Eigenfrequenzen, da sich nur dann der tragende Gasfilm bei schnellen Spalthöhenänderungen adiabatisch verhält und sich große dynamische Steifigkeitswerte ergeben. Die geforderten hohen Eigenfrequenzen werden durch Vorspannen der Lagererelemente, einer sehr steifen Ankopplung der Systemmassen an die Lagererelemente und den Einsatz von Werkstoffen mit hohem spezifischem Elastizitätsmodul erreicht. Eine reine Massebelastung der Lagererelemente ist zu vermeiden.

Die Düsenlagererelemente mit Mikroverteilerkanälen sind im Gegensatz zu den porösen Lagererelementen bei einer isothermen Zustandsänderung bereits im Arbeitspunkt instabil. Im günstigsten Fall der adiabatischen Zustandsänderung ist der Abstand der Stabilitätsgrenze der Düsenlagererelemente mit Mikroverteilerkanälen zum Arbeitspunkt wesentlich geringer als bei den porösen Lagererelementen. Im Hinblick auf die Stabilität sind die untersuchten

5 Stabilität der Lagerelemente

porösen Lagerelemente daher den Düsenlagerelementen mit Mikroverteilerkanälen vorzuziehen.

6 Gasabgabe im dynamischen Einsatz

Ein Vakuumsystem ist keineswegs ein gasleerer Raum, siehe Tabelle 2.1. Die Oberflächen innerhalb des Systems sind permanent mit adsorbierten Gasen bedeckt. In Hochvakuumssystemen sind dies z.B. in Luft enthaltene Gase (Stickstoff, Sauerstoff) und vor allem Wasserdampf. Beim Einsatz von Gaslagerelementen bzw. Gasführungen in Vakuumsystemen adsorbiert durch den auftretenden Leckstrom zusätzlich das eingesetzte Betriebsgas. Der Bedeckungsgrad, also die Anzahl der pro Flächeneinheit gebundenen Gasteilchen, hängt vom Druck innerhalb des Vakuumsystems ab. Der erreichbare Enddruck wird durch den Gleichgewichtszustand der pro Zeiteinheit durch die Pumpsysteme abgeführten bzw. adsorbierenden Gasmenge und der durch Lecks im Vakuumsystem zuströmenden bzw. desorbierenden Gasmenge bestimmt.

Auf den Führungsflächen von Gasführungen adsorbiert im Bereich der Lagerelemente aufgrund des dort vorherrschenden hohen Druckes eine im Vergleich zu den sich im Kammervakuum befindenden Bereichen erhöhte Anzahl von Gasteilchen. Bei einer Relativbewegung zwischen den Lagerelementen und den Führungsflächen besteht die Möglichkeit, dass diese stark mit Gas belegten Gebiete in das Kammervakuum gelangen. Es ist zu erwarten, dass eine verstärkte Desorption der Gasteilchen einsetzt, bis der dem Druck des Vakuumsystems entsprechende Bedeckungsgrad erreicht wird und sich Adsorption und Desorption im Gleichgewicht befinden. Dieser Ausgleichsvorgang ist mit einem zeitlich begrenzten Druckanstieg im Vakuumsystem verbunden. Bei der Bewegung gasgeführter Systeme wird der Druck des Vakuumsystems demnach nicht nur durch den statischen Leckstrom der Lagerelemente sondern zusätzlich auch durch die Gasabgabe von den Führungsflächen beeinflusst.

Der Schwerpunkt dieses Kapitels liegt auf der experimentellen Bestimmung der durch die Gaslagerelemente hervorgerufenen Gasabgabe. Theoretische Zusammenhänge werden aufgrund deren Komplexität nur in stark vereinfachter Form aufgeführt, sofern sie zum Verständnis der experimentellen Ergebnisse erforderlich sind. Für einen umfassenderen theoretischen Überblick sei auf die Literatur, z.B. [158–160], verwiesen.

6.1 Theoretische Betrachtungen

6.1.1 Adsorptionsmechanismen

Bei der Annäherung eines Gasteilchens an eine Festkörperoberfläche finden Wechselwirkungsprozesse statt, die dazu führen können, dass das Teilchen an der Oberfläche gebunden (adsorbiert) wird. Die für die Bindung verantwortlichen anziehenden Kräfte sind von der Art der Gasteilchen und der Oberflächenatome bzw. -ionen abhängig und unterscheiden sich beträchtlich in ihrem Betrag. Die in dieser Arbeit eingesetzten Betriebsgase Stickstoff, Helium und Argon sowie die im Vakuumsystem vorhandenen Wassermoleküle physisorbieren, ohne dass zusätzliche Energie zugeführt wird. Die Bindungen werden durch van-der-Waals-Kräfte bzw. beim Wasser durch Dipolkräfte aufrechterhalten.

Als van-der-Waals-Bindung wird die relativ schwache nicht-kovalente Wechselwirkung zwischen unpolaren, elektrisch neutralen Atomen oder Molekülen bezeichnet. Die Ladungsverteilung dieser Teilchen wechselt infolge der Elektronenbewegung ständig, so dass temporäre Dipolmomente auftreten, die im zeitlichen Mittel verschwinden, jedoch bei einer hinreichend langen Annäherung zweier neutraler Teilchen zu elektrostatischen Wechselwirkungen zwischen den Teilchen führen. Ein temporärer Dipol induziert dabei einem Neutralteilchen ein gleichgerichtetes Dipolmoment. Die elektrische Anziehung zwischen den Teilchen ist aufgrund der sehr kleinen Dipolmomente sehr schwach und hat nur eine äußerst geringe Reichweite. Die Bindungsenergie dieser Wechselwirkung liegt unterhalb 0,02 eV je Teilchen. Die Adsorption eines temporären Dipols auf einer Festkörperoberfläche beruht auf ähnlichen Mechanismen wie die Adsorption permanenter Dipole. Die Bindungsenergie liegt in der Größenordnung der Verdampfungswärme des Adsorbats, die in Tabelle 6.1 aufgeführt ist.

Wassermoleküle zeichnen sich durch ein besonders großes permanentes Dipolmoment aus. Bei der Physisorption von Wassermolekülen auf metallischen Oberflächen werden im Festkörper durch Influenz freie Ladungen in der Weise verschoben, dass ein Spiegelbild des Dipols mit inverser Ladungsverteilung entsteht. Bei Isolatoren existiert durch die an der Festkörpergrenzfläche verteilten positiven und negativen Ladungen ein elektrostatisches Oberflächenfeld. Die Wechselwirkungskraft mit einem Dipol ist direkt proportional zum Produkt aus der Oberflächenfeldstärke und dem Dipolmoment.

Gasart	<i>He</i>	<i>N₂</i>	<i>Ar</i>	<i>H₂O</i>
Verdampfungswärme / meV	0,9	58	67	470
$\sigma_{\max}/10^{14} \text{ cm}^{-2}$	7,22	6,14	6,94	9,50

Tabelle 6.1: Verdampfungswärme je Gasteilchen; Anzahl der Teilchen pro Quadratzentimeter an der Oberfläche des Flüssigkeitsfilmes verschiedener Gase bei Siedetemperatur [158]

Aufgrund der starken elektrostatischen Anziehung beträgt die Bindungsenergie eines Wassermoleküls ca. 1 eV.

Stickstoffmoleküle können nach einer Dissoziation als Stickstoffatome unter Ausbildung einer kovalenten Bindung hoher Bindungsenergie chemisorbieren. Für die Dissoziation muss dem Stickstoffmolekül in der Regel zusätzliche Energie zugeführt werden, so dass bei den durchgeführten Untersuchungen nicht von einer Chemisorption des Stickstoffes auszugehen ist.

Die Bindungsenergie zwischen dem Adsorbat und einer Festkörperoberfläche ist nicht nur von der Teilchenkombination an sich, sondern auch vom Bedeckungsgrad und von den Gestaltabweichungen höherer Ordnung abhängig. Bei technischen Oberflächen besteht die Tendenz, dass adsorbierte Gasteilchen zu Oberflächendefekten migrieren und dort mit einer größeren Anzahl von Oberflächenteilchen Wechselwirkungen eingehen. Das Adteilchen ist entsprechend mit einer höheren Energie gebunden. Besteht die Oberfläche aus einer Vielzahl verschiedener Teilchen (z.B. bei Keramiken oder Glaskeramik) ist die Berechnung der Bindungsenergie äußerst komplex. Die Adsorption ist nicht mehr nur durch einen einzelnen Energiewert gekennzeichnet. Konkrete Zahlenwerte der Bindungsenergien von Adteilchen auf einer vorliegenden Oberfläche werden daher meist experimentell ermittelt.

Auf einer unmittelbar auf der Festkörperoberfläche adsorbierten Monolage an Gasteilchen können sich in Abhängigkeit vom Druck weitere Adsichten aufbauen. Bei der ersten folgenden Lage wirken als Adsorptionskräfte auch die Anziehungskräfte zwischen den Adteilchen. Bei weiteren Schichten wird die Adsorption nahezu vollständig durch die Anziehungskräfte zwischen den Adteilchen bestimmt. Die Bindungsenergie entspricht in etwa der Verdampfungswärme des Adsorbats und beträgt bei Wasser ca. 0,5 eV je Molekül.

6.1.2 Desorptionsmechanismen

Die bei der Physisorption eines Gasteilchens freigesetzte Bindungsenergie muss zur Desorption des Adteilchens wieder zugeführt werden. Im einfachsten Fall geschieht dies durch thermische Anregung. Ebenso ist eine induzierte Desorption durch nicht-thermische Prozesse möglich. Dazu zählen z.B. der Beschuss des Adsorbats mit Teilchen sowie Reibungsprozesse.

Signifikante Desorptionsraten ergeben sich beim Beschuss der Oberfläche mit Elektronen oder Ionen, wobei der Desorptionseffekt bei Ionenbeschuss aufgrund der ähnlichen Masse von Adteilchen und Ionen wesentlich größer ist. Die Desorption durch das Auftreffen von Neutralteilchen wird in der Literatur kaum beschrieben, da bei Zimmertemperatur ($T = 293 \text{ K}$) die mittlere kinetische Energie der Teilchen nach

$$E_{\text{kin}} = \frac{3}{2} k T \quad (6.1)$$

mit $E_{\text{kin}} \approx 0,04 \text{ eV}$ zu gering ist, um eine nennenswerte Desorptionsrate hervorzurufen.

Die reibungsbedingte Desorption ist bisher nicht vollständig verstanden und wird zum Teil auf eine lokale Erwärmung der Festkörperoberfläche (thermische Desorption) zurückgeführt.

6.1.3 Bedeckung einer Oberfläche

Die adsorbierten Teilchen schwingen um ihre Ruhelage mit einer Schwingungsdauer in der Größenordnung von $\tau_0 \approx 10^{-13} \text{ s}$. Ist die Energie eines physisorbierten Teilchens bei der Bewegung von der Oberfläche weg hinreichend groß ($E \geq E_D$), wird es desorbieren. Die Wahrscheinlichkeit, dass ein Teilchen aufgrund einer thermischen Anregung diesen Energiebetrag besitzt, ergibt sich aus der Boltzmann-Statistik zu

$$w = e^{-\frac{E_D}{kT}}. \quad (6.2)$$

Die Verweilzeiten einzelner Adteilchen werden sich also unterscheiden. Die mittlere Verweilzeit ergibt sich mit Gl. (6.2) nach Frenkel zu

$$\tau = \tau_0 e^{\frac{E_D}{kT}}. \quad (6.3)$$

6.1 Theoretische Betrachtungen

In Abbildung 6.1 ist die mittlere Verweilzeit in Abhängigkeit von der Bindungsenergie aufgetragen. Für Bindungsenergien größer 0,1 eV steigt die mittlere Verweilzeit sehr schnell vom Bereich einiger Pikosekunden bis in die Größenordnung von Jahren für $E_D > 1$ eV an.

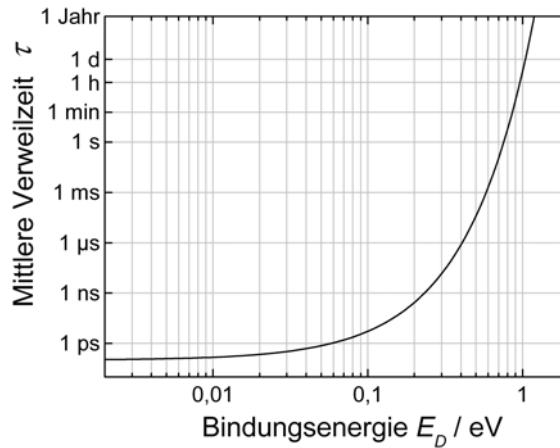


Abbildung 6.1: Mittlere Verweilzeit als Funktion der Bindungsenergie ($T = 293$ K)

Zur Adsorption müssen die sich innerhalb der Vakuumkammer frei bewegenden Gasteilchen zunächst mit einer Festkörperoberfläche zusammentreffen. Die pro Zeiteinheit auf einen Ausschnitt der Oberfläche auftreffende Anzahl an Gasteilchen (Flächenstoßrate) hängt vom Druck innerhalb des Vakuumsystems ab und ist bestimmt zu

$$j = \frac{p_v \bar{c}}{4 k T}. \quad (6.4)$$

Die Flächenstoßrate definiert gleichzeitig die maximal mögliche Adsorptionsrate. Unter der Annahme, dass ein adsorbiertes Teilchen nicht wieder desorbiert, bildet sich innerhalb der Bedeckungszeit auf einer blanken Oberfläche eine vollständige Monolage aus.

$$\sigma_{\text{mono}} = \int_0^{t_B} s_h j dt. \quad (6.5)$$

Die Teilchenanzahl der vollständigen Monolage kann aus der dichtest gepackten Ebene (hexagonal dichteste Packung) einer Flüssigkeit nach

6 Gasabgabe im dynamischen Einsatz

$$\sigma_{\max} = 0,2884 \left(4\sqrt{2} N_A \rho \right)^{\frac{2}{3}} \quad (6.6)$$

abgeschätzt werden [158] und ist in Tabelle 6.1 für verschiedene Gase aufgeführt. Aus Gl. (6.5) und (6.6) ergibt sich bei einem Haftkoeffizient* von $s_h = 1$ und einem konstanten Druck während des Adsorptionsvorgangs die Bedeckungszeit in grober Näherung zu

$$t_B \approx \frac{\sigma_{\max}}{j}. \quad (6.7)$$

Tatsächlich nimmt die Haftwahrscheinlichkeit mit zunehmendem Bedeckungsgrad ab, so dass die Bedeckungszeit zu gering berechnet wird.

Obwohl Gl. (6.7) unter sehr starken Vereinfachungen hergeleitet worden ist, lassen sich anhand dieser Gleichung einige prinzipielle Abhängigkeiten veranschaulichen. Solange die mittlere Verweilzeit der Adteilchen wesentlich größer als die Bedeckungszeit ist ($\tau \gg t_B$), kann der nach Gl. (6.7) berechnete Wert als Näherung für die Bedeckungszeit einer blanken Oberfläche verwendet werden und es ist davon auszugehen, dass sich eine vollständige Monolage ausbildet. Ist hingegen die mittlere Verweilzeit wesentlich kleiner als die Bedeckungszeit ($\tau \ll t_B$), bildet sich keine geschlossene Adsorptionsschicht aus und der Oberflächenbedeckungsgrad

$$\theta = \frac{\sigma_o}{\sigma_{\text{mono}}} \quad (6.8)$$

liegt bei einem Wert von $\theta < 1$.

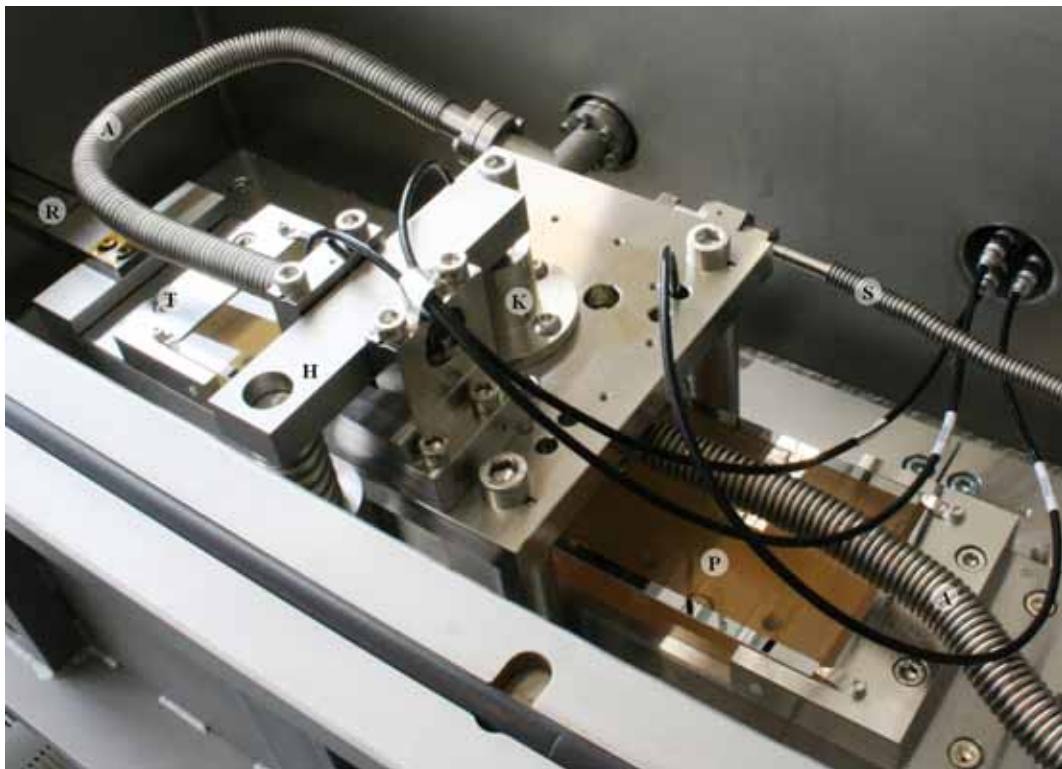
6.2 Aufbau der Messanordnung

Der Experimentalaufbau zur Bestimmung der Gasabgabe ist in Abbildung 6.2 dargestellt. Am Boden der nicht ausheizbaren Experimentalkammer ist ein wälzgeführter Lineartisch mit einem Bewegungsbereich von 180 mm angeordnet, auf den Prüfkörper aus verschiedenen Materialien aufgelegt werden können. Der Lineartisch wird mittels eines Reibstangenantriebes angetrieben.

Das Lagerelement wird mittels einer konzentrisch durchbrochenen Membranfeder an einem über den Lineartisch greifenden Portal aufgenommen.

*Der Haftkoeffizient gibt die Wahrscheinlichkeit an, mit der ein auf die Oberfläche auftreffendes Gasteilchen adsorbiert.

6.2 Aufbau der Messanordnung



- A...Absaugleitung
- C...Kapazitiver Sensor
- H...Hebelmechanismus
- K...Kugelführung
- L...Lagerelement
- P...Prüfkörper
- R...Reibstangenantrieb
- S...Gaszufuhr
- T...Kreuzrollentisch

Abbildung 6.2: Experimentalstand ES3 zur Bestimmung der Gasabgabe

6 Gasabgabe im dynamischen Einsatz

Zur Einleitung einer Kraft auf das Lagerelement ist konzentrisch über dem Lagerelement eine vorgespannte Linear-Kugelführung an das Portal gekoppelt, deren geführte Säule als Druckstempel eingesetzt wird. Die Koppelstelle zwischen Stempel und Lagerelement ist als Kugel-Ebene-Paarung ausgeführt. Die auf den Druckstempel wirkende Kraft kann mittels eines an eine Drehdurchführung gekoppelten Getriebes variiert werden, siehe Abbildung 6.3. Zur Einstellung der Spalthöhe sind am Umfang der Lagerelemente drei kapazitive Sensoren angeordnet.

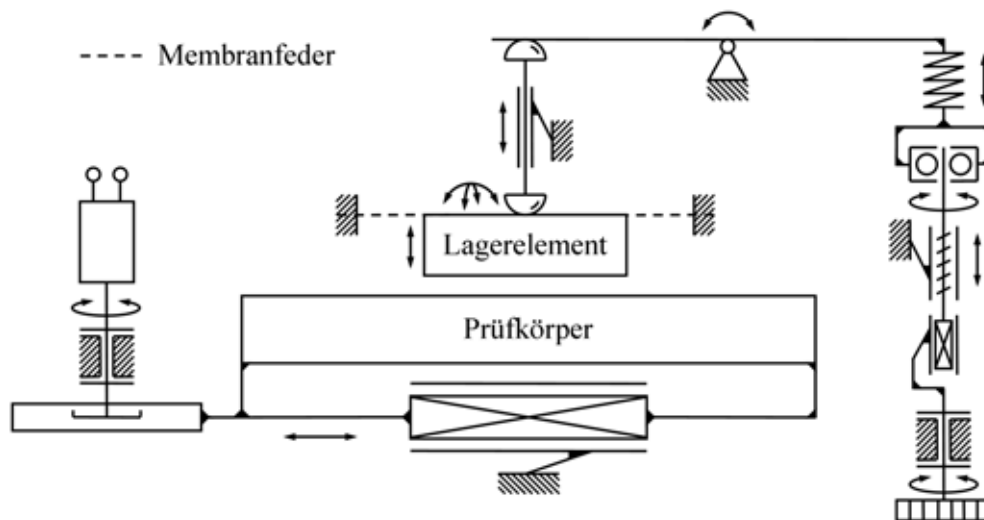


Abbildung 6.3: Technisches Prinzip des Experimentalstandes ES3

Die Ankopplung des Lagerelementes lässt sowohl die translatorische Bewegung des Lagerelementes in Richtung der Symmetrieachse als auch die Kippung um die beiden zu dieser Achse senkrecht stehenden Achsen zu. Damit ist prinzipiell ein paralleles Ausrichten des Lagerelementes zur Prüfkörperoberfläche möglich. Durch die relativ starren Leitungen der Gaszuführung und Absaugungen (Edelstahl-Wellschläuche) sowie die Kabel der kapazitiven Sensoren können jedoch auf das Lagerelement Zwangskräfte wirken, die zur Ausbildung eines keilförmigen Spaltes und damit zu einer erhöhten Schwingungsneigung des Lagerelementes führen. Es ist daher für ein gleichmäßiges Ausheben des Lagerelementes erforderlich, diese Leitungen sehr sorgfältig zu justieren, so dass die Zwangskräfte vernachlässigbar gering sind bzw. sich zumindest gegenseitig kompensieren.

Die Untersuchungen werden mit Lagerelementen durchgeführt, in die zwei Absaugstufen integriert sind. Die erste Absaugstufe wird mittels einer

ölgeschmierten Drehschieberpumpe evakuiert. Zur Evakuierung der zweiten Absaugstufe als auch der Experimentalkammer werden Turbomolekularpumpen eingesetzt. Der Kammerdruck wird mit einem Bayard-Alpert-Ionisationsvakuummeter gemessen. Die Gaszusammensetzung innerhalb des Vakuumsystems kann mittels eines Restgasanalysators (RGA) analysiert werden. Der Speisedruck wird mittels eines Präzisionsdruckreglers und -manometers eingestellt. Zusätzlich wird die Temperatur der Experimentalkammer aufgezeichnet.

Eine Übersicht der eingesetzten Messgeräte und Pumpsysteme geben die Tabellen A.4, A.5 und A.8 im Anhang.

6.2.1 Prüfkörper

An die Materialien hochvakuumtauglicher Führungen werden neben den von Normalatmosphäre-Anwendungen bekannten Anforderungen (z.B. mechanische Festigkeit, hoher spezifischer Elastizitätsmodul, geringe bzw. angepasste thermische Ausdehnung, Korrosionsbeständigkeit) zusätzliche Forderungen gestellt. Dazu gehören ein geringer Dampfdruck, Gasdichtheit, ein geringer Gehalt an Fremdgasen, leichte Entgasbarkeit. Beispielsweise sind zinkhaltige Metalllegierungen (z.B. Messing) aufgrund des hohen Dampfdruckes des Zinks als auch der häufig für an Normalatmosphäre betriebene Gasführungen eingesetzte Granit infolge der hohen Wasseraufnahme größer 0,2 Gew.-% für Hochvakuumanwendungen nicht geeignet. Ebenso sind Aluminiumlegierungen ungeeignet, da sie auf der Oberfläche eine poröse Oxidschicht ausbilden.

Im Rahmen dieser Arbeit werden keramische Prüfkörper aus polykristallinem Aluminiumoxid (Al_2O_3), mit Magnesiumoxid teilstabilisiertem Zirkonoxid (ZrO_2) und siliziuminfiltriertem Siliziumcarbid ($SiSiC$) sowie ein glaskeramischer Prüfkörper aus Zerodur[®] eingesetzt. Weiterhin kommt ein mit Chrom beschichteter Zerodur[®]-Prüfkörper zum Einsatz. Die Abmessungen der Substrate betragen $300 \times 85 \times 15 \text{ mm}^3$. Die Ebenheit der feinstbearbeiteten Funktionsflächen liegt global bei $5 \mu\text{m}$ und lokal über ein Feld von $70 \times 70 \text{ mm}^2$ bei $1 \mu\text{m}$.

In Tabelle 6.2 sind einige Oberflächenkennwerte der Prüfkörper zusammengestellt. Die Abbildungen B.5 und B.6 des Anhangs zeigen Messschriebe von Tastschnittmessungen auf den Funktionsflächen. Die daraus abgeleiteten Oberflächenkennzahlen sind jedoch nur bedingt zur Charakterisierung der Adsorptions- / Desorptionscharakteristik geeignet, da sich weder die tat-

6 Gasabgabe im dynamischen Einsatz

sächliche Größe der Oberfläche[†] noch die Anzahl der an die einzelnen Adsorptionsplätze angrenzenden Festkörperteilchen ableiten lässt, die die Bindungsenergie maßgeblich beeinflusst.

Die gesinterten Prüfkörper aus Aluminiumoxid (99,8% Al_2O_3) und Zirkonoxid sind nicht heißisostatisch gepresst, so dass die Oberfläche eine geringe Restporosität aufweist. Im Gegensatz zu Zirkonoxid ergibt sich für Aluminiumoxid auch nach Polieren der Oberfläche eine große Rautiefe. Der Prüfkörper aus Siliziumcarbid ist im Anschluss an den Sinterprozess mit Silizium infiltriert worden, so dass eine dichte, porenfreie Oberfläche entsteht. Der Prüfkörper wird in zwei verschiedenen Bearbeitungszuständen (geläppt und poliert) mit unterschiedlicher Oberflächenrauheit eingesetzt. Zerodur[®] ist ein aus der Schmelze verschiedener Oxide (SiO_2 , Al_2O_3 , P_2O_5 , Li_2O . . .) gewonnener porenfreier Werkstoff mit amorpher Grundmatrix, in die kristalline Ausscheidungen eingebettet sind [161]. Die Politur der Substratoberfläche führt zu extrem niedrigen Rauheitswerten. Die Rauheitswerte der Oberfläche bleiben auch nach Besputtern mit Chrom erhalten. Im Anhang Tabelle A.9 sind ergänzend ausgewählte Materialeigenschaften der Prüfkörper aufgeführt.

6.3 Durchführung und Interpretation der Experimente

Die Experimentalkammer wird zunächst bis in den Bereich des Enddruckes in der Größenordnung von 10^{-7} mbar evakuiert. Beide Absaugstufen des Lageres sind dabei in Betrieb. Zur anschließenden Bestimmung der Gasabgaberate wird der Lineartisch mit aufgelegtem Prüfkörper zyklisch verfahren. Die Relativbewegung zwischen Prüfkörper und Lageres verursacht einen Druckanstieg in der Vakuumkammer, dessen qualitativer Verlauf in Abbildung 6.4 für mehrere Bewegungszyklen dargestellt ist.

Bezogen auf den Vakuumkammerdruck bei statischem Betrieb des Lageres ergibt sich nach einem starken Druckanstieg zu Beginn des Experimentes eine periodische, mit der Tischbewegung korrelierende Druckänderung. Nach einer Einlaufphase bewegt sich der Kammerdruck um einen konstanten Mittelwert, der sich in Abhängigkeit von den gewählten Bewegungsparametern des Tisches einstellt. Nach Stopp des Antriebs fällt der Kammerdruck einem Potenzgesetz folgend wieder auf den Ausgangsdruck im stati-

[†]Die Größe der tatsächlichen (technischen) Oberfläche kann experimentell aus dem Verlauf der Brunauer-Emmett-Teller-(BET)-Adsorptionsisotherme bestimmt werden.

6.3 Durchführung und Interpretation der Experimente

	Zerodur®	SiSiC	Al ₂ O ₃	ZrO ₂
Anbieter	Schott	H.C. Starck	Coorstek	Friatec
Oberfläche	porenfrei poliert	porenfrei geläppt / poliert	geringe Porosität poliert	geringe Porosität poliert
R_a	2 nm	50 nm / 35 nm	95 nm	50 nm
R_z	0,02 μm	0,43 μm / 0,31 μm	1,13 μm	0,49 μm

Tabelle 6.2: Oberflächenkennwerte der Prüfkörper

6 Gasabgabe im dynamischen Einsatz

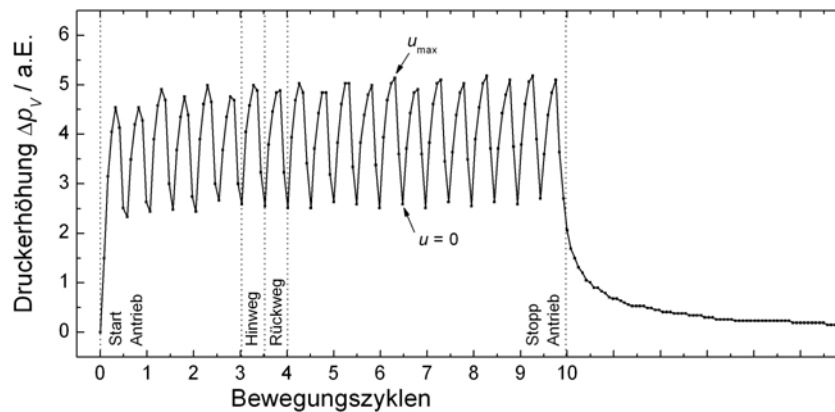


Abbildung 6.4: Typischer Verlauf des durch die Verfahrenbewegung hervorgerufenen Anstieges des Vakuumkammerdruckes

schen Betrieb ab. Die Abtastrate des Kammerdruckes ist auf 2 Hz begrenzt, so dass es in Abhängigkeit von den Bewegungsparametern des Lineartisches zu Aliasing-Effekten kommen kann.

Wie aus Abbildung 6.5 a hervorgeht, zeigt die in den Experimenten beobachtete Druckerhöhung deutlich eine Abhängigkeit von der Betriebsdauer des Lagerelementes. Im Diagramm sind beispielhaft die zu verschiedenen Zeitpunkten ermittelten maximalen Druckanstiege dargestellt. Nach Anpumpen der Vakuumkammer (Abschnitt A) fällt die während der Messungen aufgezeichnete maximale Druckerhöhung zunächst stark mit der Zeit ab. In den zwischen den einzelnen Messpunkten liegenden Zeitintervallen der Abschnitte A, B, D und E wurde der Prüfkörper kontinuierlich verfahren, ohne Messdaten aufzuzeichnen, oder das Lagerelement wurde statisch betrieben. Nach längerem Abschalten der Gasversorgung und Stillstand des Versuchstandes ergibt sich wieder ein größerer maximaler Druckanstieg (Abschnitt C). Ab einer bestimmten Betriebsdauer stellt sich ein Gleichgewichtszustand mit nur noch geringfügigen Schwankungen im maximalen Druckanstieg ein (Abschnitt E), die zum Teil auf Änderungen der Kammertemperatur zurückzuführen sind, siehe Abbildung 6.5 b.

Infolge der Langzeitabhängigkeit des Druckanstieges können die zu verschiedenen Zeitpunkten aufgenommenen Messreihen nur bedingt miteinander verglichen werden. Zur Bewertung werden daher vor und nach dem Bestimmen der Abhängigkeit der Gasabgaberate von einem bestimmten Betriebsparameter Referenzmessungen mit einem festen Parametersatz ($p_s = 2 \text{ bar}$, $h = 2,5 \mu\text{m}$, $\bar{u} = 58 \text{ mm/s}$) durchgeführt und im Gleichgewichtszustand

6.3 Durchführung und Interpretation der Experimente

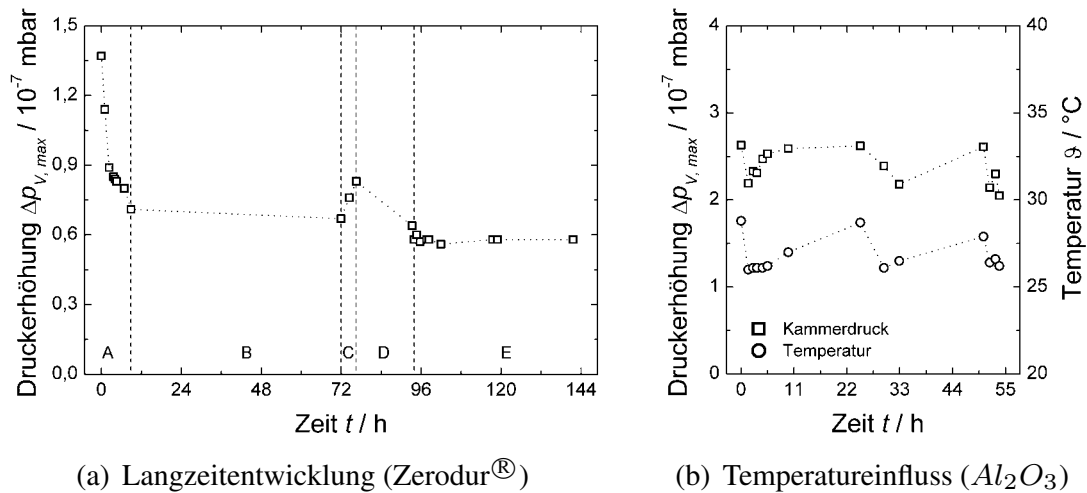


Abbildung 6.5: Langzeitentwicklung und Temperatureinfluss der Gasabgabe (Poröses Lagerelement, Stickstoff, $p_s = 2$ bar, $h = 2,5 \mu\text{m}$, $\bar{u} = 58$ mm/s)

gearbeitet. Dennoch verbleibt auch innerhalb der einzelnen Messreihen eine große Unsicherheit, so dass die qualitative Abhängigkeit der Gasabgabe von einem Parameter nur dann sicher bestimmt werden kann, wenn eine starke Abhängigkeit vorliegt. Quantitativ können die Messergebnisse generell nur als Richtwerte betrachtet werden.

Partialdruckmessungen[‡] zeigen, dass der Anstieg des Totaldruckes hauptsächlich auf einen Anstieg des Wasserpartialdruckes zurückzuführen ist (Abbildung 6.6 a). Der Partialdruck des Betriebsgases bleibt entgegen den Erwartungen nahezu unverändert und fällt mit ansteigendem Wasserpartialdruck sogar geringfügig ab. Möglicherweise ist dieser Druckabfall auf die Funktionsweise des Restgasanalysators zurückzuführen, da bei einer starken Erhöhung

[‡]In dem zur Partialdruckmessung eingesetzten Restgasanalysator (Massenspektrometer) werden die in der Gasphase vorhandenen Atome bzw. Moleküle durch den Beschuss mit niederenergetischen Elektronen ionisiert. Die Ionen werden mittels eines Quadrupol-Massenfilters entsprechend ihres Masse-Ladungsverhältnisses getrennt und anschließend in einem Faraday-Ionendetektor nachgewiesen. Der Partialdruck eines Gases kann aus dem entsprechenden Ionenstrom des Gases abgeleitet werden. Bei der Umrechnung des Ionenstroms in einen Partialdruck muss beachtet werden, dass sowohl die Transmissionswahrscheinlichkeiten durch den Quadrupol als auch die Ionisierungswahrscheinlichkeiten der einzelnen Gase verschieden sind. Für eine exakte quantitative Gasanalyse ist das Massenspektrometer mittels Kalibriergasmischungen aufwendig zu kalibrieren. Da für die Umrechnung der Ionenströme des Massenspektrometers in die in Abbildung 6.6 dargestellten Partialdruckverläufe auf Tabellenwerte zurückgegriffen wird, sind die Graphen nur als Richtwerte zu betrachten.

6 Gasabgabe im dynamischen Einsatz

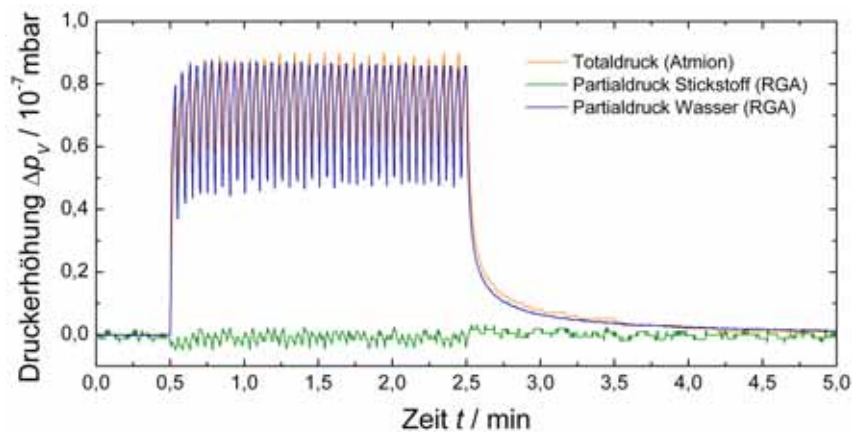


Abbildung 6.6: Partialdruckverlauf (Poröses Lagerelement, Stickstoff, $SiSiC$ poliert, $p_s = 2 \text{ bar}$, $h = 2,5 \mu\text{m}$, $\bar{u} = 58 \text{ mm/s}$)

des Betriebsgaspartialdruckes auch ein Absinken des Wasserpartialdruckes beobachtet werden konnte.

Die mittlere Verweilzeit der schwach physisorbierenden Betriebsgase (Helium, Stickstoff oder Argon) ist bei Zimmertemperatur aufgrund der niedrigen Bindungsenergien so gering (siehe Abbildung 6.1), dass diese Gase nach einer Adsorption praktisch sofort wieder desorbieren und durch das Dichtsystem der Lagerelemente nahezu vollständig abgepumpt werden. Die mittlere Verweilzeit des Wassers liegt je nach Bindungsenergie in der Größenordnung von Minuten bis Tagen. Die Bedeckungszeit hingegen liegt nach Gl. (6.7) bei einigen Sekunden. Es ist demnach von einer hohen Bedeckung des Prüfkörpers und der übrigen Oberflächen innerhalb des Vakuumsystems mit Wassermolekülen auszugehen.

Als Hypothese für die beobachteten Partialdruckverläufe wird angenommen, dass die Wassermoleküle durch das Aufschlagen von Betriebsgasteilchen auf der Prüfkörperoberfläche verstärkt desorbieren. Um den Wassermolekülen den zur Desorption erforderlichen Energiebetrag beim Zusammenstoß übertragen zu können, muss die kinetische Energie der Betriebsgasteilchen hinreichend groß sein. Die Geschwindigkeit von Betriebsgasteilchen, die das Dichtsystem des Lagerelementes ohne Kontakt zu einer Berandung durchqueren, kann mit Hilfe der Kontinuitätsbedingung Gl. (2.11) aus dem Gasverbrauch abgeschätzt werden.

$$\bar{v} = \frac{\dot{m}_{S(n_e)}}{\rho A_S} \quad (6.9)$$

6.3 Durchführung und Interpretation der Experimente

Die kinetische Energie der Betriebsgasteilchen lässt sich mit Gl (6.9) berechnen.

$$E_{\text{Kin}} = \frac{m_{\text{Mo}}}{2} \bar{v}^2 \quad (6.10)$$

Die nach Gl. (6.10) für beide Lagerelementarten berechnete maximale kinetische Energie aus dem Dichtsystem austretender Stickstoffmoleküle ist in Abbildung 6.7 als Funktion der Spalthöhe und des Speisedruckes angegeben. Aus den Graphen ist ersichtlich, dass die Moleküle eine hinreichend große kinetische Energie besitzen können, um eine induzierte Desorption der Wassermoleküle auszulösen.

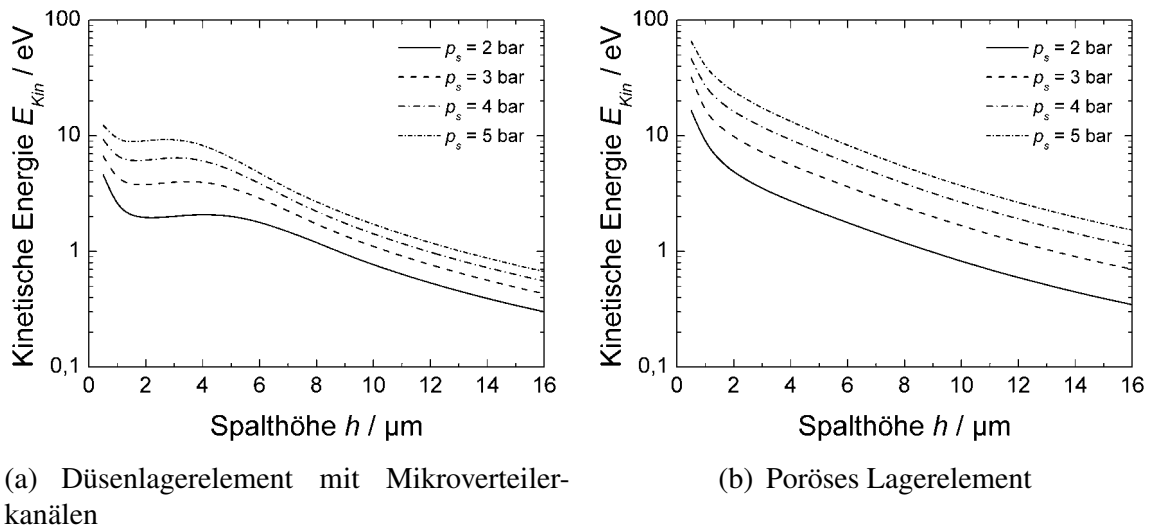


Abbildung 6.7: Maximale kinetische Energie aus dem Dichtsystem austretender Stickstoffmoleküle

Die durch die Leckrate der Lagerelemente verursachte Desorption von Wasser führt dazu, dass um das Lagerelement ein Bereich entsteht, in dem der Bedeckungsgrad geringer als der entsprechend dem Wasserpartialdruck zu erwartende Bedeckungsgrad ist. Durch das Verfahren des Prüfkörpers gelangt das Lagerelement über Bereiche der Prüfkörperoberfläche, die stärker mit Wasser bedeckt sind. Die allein durch die Leckrate bewirkte erhöhte Desorption von Wasser in diesen Bereichen führt zu einem Druckanstieg. Entfernt sich ein Bereich der Prüfkörperoberfläche mit niedrigem Bedeckungsgrad vom Lagerelement, setzt unmittelbar eine (Re-)Adsorption der in der Gasphase enthaltenen Wassermoleküle auf diesem Bereich ein. Bei Abschalten

6 Gasabgabe im dynamischen Einsatz

der Gasversorgung wird die Prüfkörperoberfläche wieder mit einer gleichmäßig hohen Dichte an Wassermolekülen belegt.

Ein Teil des induziert desorbierenden Wassers wird durch das Pumpsystem der Vakuumkammer bzw. durch die Absaugung des Lagerelementes abgeführt. Da Wasser auch von allen anderen Oberflächen innerhalb des Vakuumsystems permanent desorbiert und zusätzlich Wassermoleküle durch Lecks in die Vakuumkammer eindringen, steht für eine Neubedeckung wasserarmer Bereiche der Prüfkörperoberfläche praktisch ein riesiges Wasserreservoir zur Verfügung. Der Wassergehalt innerhalb des Vakuumsystems wird sich erst nach sehr langer Experimentierzeit merklich verringern.

Die beobachtete Langzeitentwicklung (Abbildung 6.5) kann darauf zurückgeführt werden, dass der Enddruck nach dem Anpumpen der Vakuumkammer erst dann erreicht wird, wenn sich Adsorption und Desorption des Wassers auf den Oberflächen innerhalb des Vakuumsystems im Gleichgewicht befinden. Aufgrund der hohen Bindungsenergie des Wassers dauert dieser Vorgang sehr lange. Bis sich praktisch ein Gleichgewichtzustand einstellt, fallen Wasserpartialdruck und der Bedeckungsgrad der Oberflächen kontinuierlich ab. In gleichem Maße vergrößert sich die Bedeckungszeit, so dass sich die Neubedeckung der wasserarmen Bereiche der Prüfkörperoberfläche während des Verfahrens verringert.

Die Temperaturabhängigkeit der Desorptionsrate lässt sich dadurch erklären, dass die thermische Anregung der adsorbierten Wassermoleküle mit der Temperatur ansteigt. Gemäß der Frenkel-Gleichung (6.3) verkürzt sich die mittlere Verweilzeit der adsorbierten Wassermoleküle, so dass der Wasserpartialdruck innerhalb des Vakuumsystems prinzipiell ansteigt und sich die Bedeckungszeit verringert. Ebenso muss zur induzierten Desorption nur noch ein geringerer Energiebetrag zugeführt werden, so dass sich eine höhere Desorptionsrate ergibt.

Die aufgestellte Hypothese lässt den Schluss zu, dass bei einer hinreichend geringen Wasserkonzentration in der Kammer (z.B. durch Ausheizen) der Druckanstieg respektive die Gasabgaberate im dynamischen Betrieb vernachlässigbar klein werden kann.

Neben der induzierten Desorption des Wassers durch den Zusammenstoß mit Betriebsgasteilchen tritt auch eine induzierte Desorption durch Reibungsvorgänge innerhalb des wälzgeführten Lineartisches auf. Der Betrag dieses Anteils an der Gasabgaberate kann nur bestimmt werden, wenn das Lagerelement nicht in den Versuchsstand eingebaut ist. Es zeigt sich ebenso eine Langzeitabhängigkeit; die Desorptionsrate ist aber mindestens eine Größen-

6.4 Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen

ordnung geringer. Die Ergebnisse der mit Lagerelement durchgeführten Messungen werden daher nicht korrigiert.

6.3.1 Bestimmung der Gasabgaberate

Die Gasabgaberate von der Prüfkörperoberfläche wird aus dem Druckanstieg in der Experimentalkammer analog zur Leckrate der statischen Experimente bestimmt.

$$\dot{m}_G = \frac{S}{R_s T} (p_V - p_{V_{stat}}) \quad (6.11)$$

$$Q_G = \dot{m}_G N \quad (6.12)$$

In die Berechnung wird die Readsorption des Wassers nicht mit einbezogen, obwohl sich diese in der Wirkung wie eine zusätzliche Pumpe zeigt, deren Saugvermögen zu berücksichtigen wäre. Mit Gl. (6.11) wird demnach eine effektive Gasabgaberate bestimmt. In den Ergebnisdarstellungen des nachfolgenden Abschnittes wird daher neben der Gasabgaberate die in der Experimentalkammer beobachtete Druckerhöhung mit angegeben.

6.4 Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen

6.4.1 Einfluss von Speisedruck und Spalthöhe

Die experimentell ermittelte Abhängigkeit der Gasabgaberate von der Spalthöhe und dem Speisedruck ist in Abbildung 6.8 dargestellt. Die Gasabgaberate bleibt innerhalb der untersuchten Intervalle beider Betriebsparameter nahezu unverändert.

Mit zunehmender Spalthöhe steigt die Leckrate der Lagerelemente. Die kinetische Energie der Betriebsgasteilchen nimmt hingegen ab. Die nahezu konstante Gasabgaberate in Abhängigkeit von der Spalthöhe kann Folge dieser sich gegenläufig auf die Gasabgabe auswirkenden Effekte sein. Mit zunehmendem Speisedruck steigt sowohl die Leckrate der Lagerelemente als auch die kinetische Energie der Betriebsgasteilchen. Formal wäre ein Anstieg der Gasabgaberate mit größer werdendem Speisedruck zu erwarten, der jedoch im Experiment nicht beobachtet werden kann. Die experimentellen Ergebnisse lassen im Rahmen der zur Erklärung der Gasabgabe aufgestellten Hypothese daher nur die Schlussfolgerung zu, dass der Bedeckungsgrad

6 Gasabgabe im dynamischen Einsatz

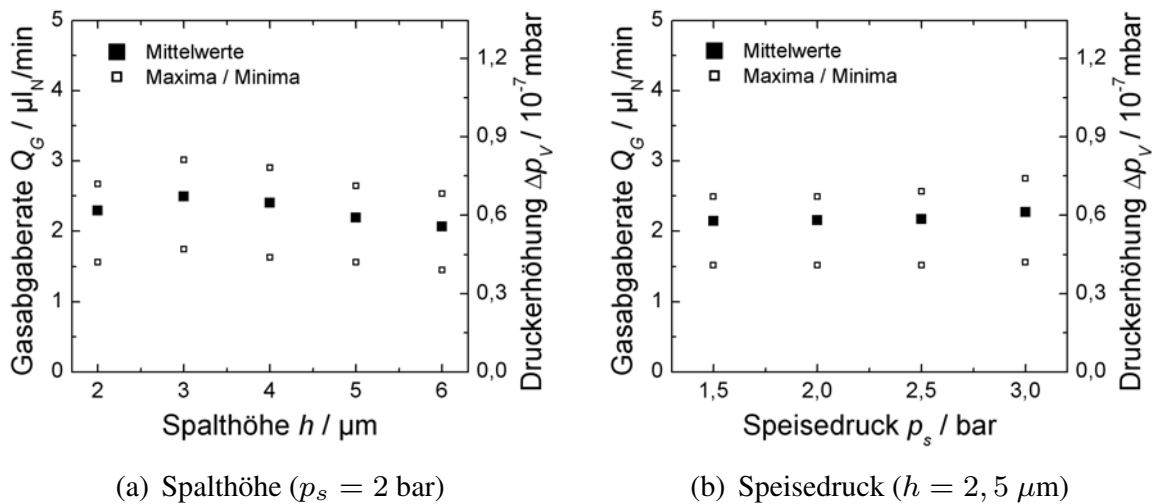


Abbildung 6.8: Abhängigkeit der Gasabgabe von Speisedruck und Spalthöhe (Düsenlagerelement mit Mikroverteilerkanälen, Stickstoff, Zerodur[®], $\bar{u} = 58 \text{ mm/s}$)

der Prüfkörperoberfläche für Wasser im Einflussbereich des Lagerelementes gegen Null geht.

6.4.2 Einfluss der Verfahrensgeschwindigkeit

Die Relativgeschwindigkeit zwischen Lagerelement und Prüfkörperoberfläche beeinflusst die Gasabgaberate signifikant (Abbildung 6.9 a). Durch eine höhere Geschwindigkeit gelangen stark mit Wasser belegte Bereiche der Prüfkörperoberfläche schneller in den Einflussbereich des aus dem Dichtsystem austretenden Leckstroms. Die Desorption von Wassermolekülen pro Zeiteinheit nimmt zu. Der Zeitraum für eine erneute Adsorption von Wassermolekülen auf der Prüfkörperoberfläche verkürzt sich zwar mit zunehmender Geschwindigkeit, die Bedeckungszeit verringert sich aber aufgrund des erhöhten Wasserpartialdruckes ebenfalls. Sowohl die mittlere Gasabgaberate als auch das Schwankungsintervall nehmen mit steigender Geschwindigkeit zu. Die Anzahl der auf den Verfahrensweg bezogenen, effektiv desorbierenden Wassermoleküle ändert sich mit der Geschwindigkeit hingegen nur geringfügig, siehe Abbildung 6.9 b.

Bei sehr geringen Geschwindigkeiten ($u < 10 \text{ mm/s}$) liegt die Gasabgaberate in der Größenordnung der statischen Leckrate. Bei hohen Geschwindigkeiten ist die Gasabgaberate gegenüber der statischen Leckrate dominierend.

6.4 Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen

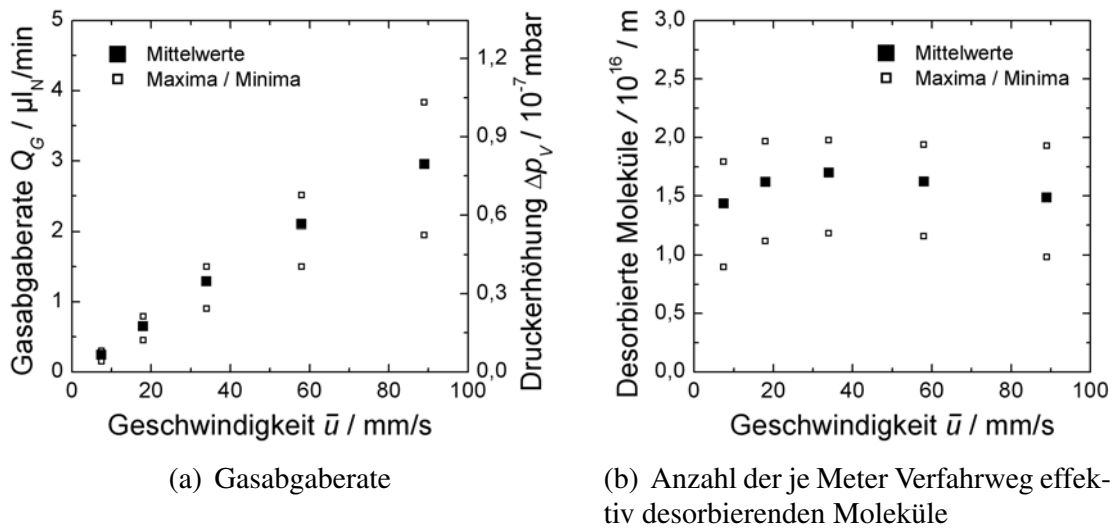


Abbildung 6.9: Abhängigkeit der Gasabgabe von der mittleren Verfahrensgeschwindigkeit (Düsenlagerelement mit Mikroverteilerkanälen, Stickstoff, Zerodur[®], $p_s = 2$ bar, $h = 2,5$ μm)

6.4.3 Einfluss des Betriebsgases

Abbildung 6.10 zeigt, dass die untersuchten Betriebsgase Stickstoff, Argon und Helium eine vergleichbare Gasabgaberate hervorrufen. Die Abweichungen liegen im Bereich der Messunsicherheiten (Langzeitentwicklung). Im Gegensatz zur Leckrate (siehe Abschnitt 4.6) kann die Gasabgaberate also nicht über die Wahl des Betriebsgases beeinflusst werden. Da sich die Leckraten der Lagerelemente und die kinetischen Energien der Betriebsgasteilchen für die verschiedenen Gase signifikant unterscheiden, deutet das beobachtete Ergebnis wiederum darauf hin, dass nahezu das gesamte adsorbierte Wasser im Einflussbereich des Lagerelementes desorbiert.

6.4.4 Lagerelementart

Die Düsenlagerelemente mit Mikroverteilerkanälen und die porösen Lagerelemente rufen eine vergleichbare Gasabgaberate hervor. Die minimalen Abweichungen liegen innerhalb der sich durch die Langzeitentwicklung der Gasabgaberate ergebenden Unsicherheit. Auch diese Beobachtung kann dadurch erklärt werden, dass sich der Wasserbedeckungsgrad im Einflussbereich des Lagerelementes Null nähert.

6 Gasabgabe im dynamischen Einsatz

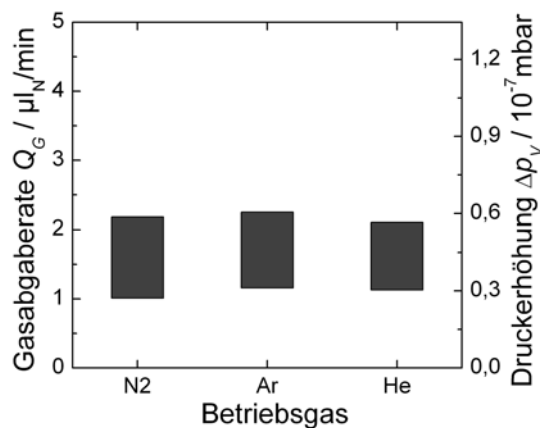


Abbildung 6.10: Abhängigkeit der Gasabgaberate vom Betriebsgas (Poröses Lagerelement, Zerodur[®], $p_s = 2 \text{ bar}$, $h = 2,5 \mu\text{m}$, $\bar{u} = 58 \text{ mm/s}$)

6.4.5 Einfluss des Materials und der Rauheit

Der Vergleich der auf den verschiedenen Prüfkörpern hervorgerufenen Gasabgaberraten ist nur mit großer Unsicherheit möglich, da für jeden Prüfkörper die Langzeitentwicklung zu beachten ist und auch die Randbedingungen (Wasserpartialdruck, Temperatur) durch den erforderlichen Umbau des Experimentalstandes und die großen zeitlichen Abstände zwischen den Experimenten variieren können.

Die auf den einzelnen Prüfkörpern hervorgerufenen Gasabgaberraten sind in Abbildung 6.11 dargestellt. Die unterschiedlichen Werte werden zu einem großen Teil auf die Größe der tatsächlichen Oberfläche der Prüfkörper zurückzuführen sein. Die höchste Gasabgaberrate ergibt sich auf Aluminiumoxid, das die größte Rauheit der untersuchten Prüfkörper aufweist (siehe Abbildungen B.5 und B.6 des Anhangs). Eine sehr geringe Gasabgaberrate wird auf dem Zerodur[®]-Prüfkörper und auf dem mit Chrom beschichteten Zerodur[®]-Prüfkörper erzielt. Diese beiden Prüfkörper weisen die niedrigste Rauheit im Vergleich auf. Die Gasabgaberrate auf siliziuminfiltriertem Siliziumcarbid ist geringfügig größer als auf Zerodur[®] und Chrom. Auch im direkten Vergleich der auf diesen beiden Prüfkörpern hervorgerufenen Gasabgaberraten zeigt sich der Einfluss der Oberflächenrauheit.

Für den Prüfkörper aus teilstabilisiertem Zirkonoxid wird im Gegensatz zu den anderen Prüfkörpern neben dem Anstieg des Wasserpartialdruckes ein Anstieg des Betriebsgaspartialdruckes beobachtet (Abbildung 6.12 a). Die

6.4 Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen

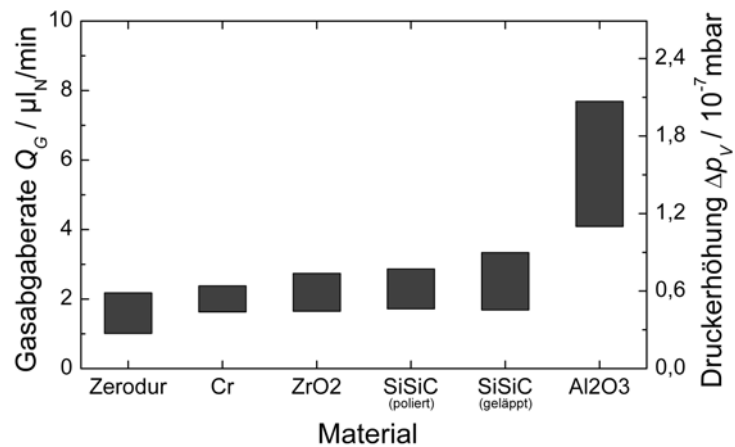


Abbildung 6.11: Abhängigkeit der Gasabgabe vom Material und der Rauheit (Poröses Lagerelement, Stickstoff, $p_s = 2 \text{ bar}$, $h = 2,5 \mu\text{m}$, $\bar{u} = 58 \text{ mm/s}$)

mittlere Verweilzeit des Stickstoffs auf Zirkonoxid ist mit einer Bindungsenergie von ca. $0,1 \text{ eV}$ je Molekül [162] nicht lang genug, um die beobachteten Partialdruckänderungen zu erklären. Die verstärkte Abgabe des Stickstoffs in das Kammervakuum kann auf einen Transport des Gases innerhalb der im Material vorhandenen Poren mit Öffnung zur Funktionsfläche zurückgeführt werden. Der sehr geringe Anstieg des Wasserpartialdruckes beim Ein-

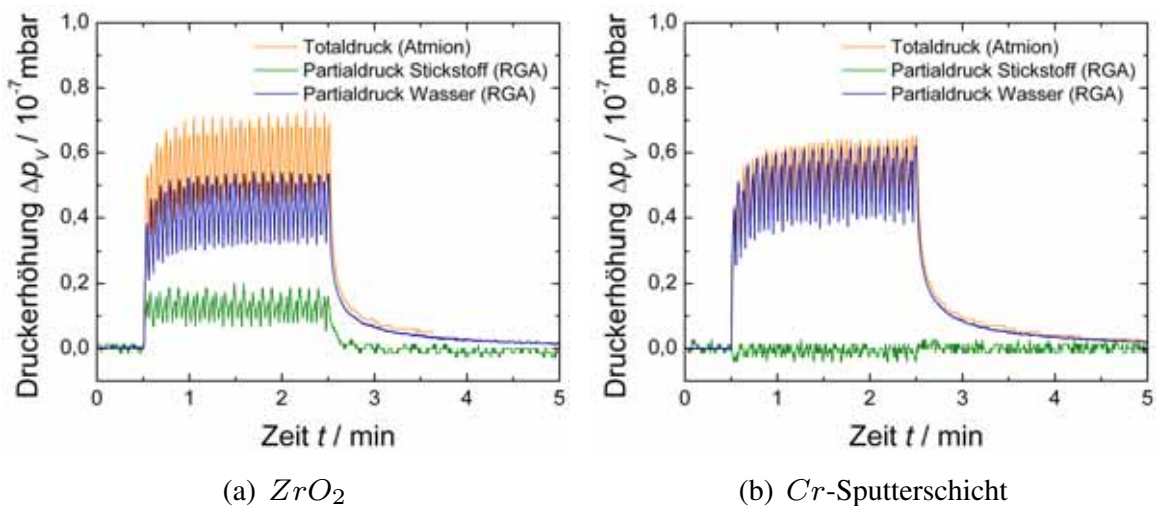


Abbildung 6.12: Partialdruckmessungen für verschiedene Prüfkörper (Poröses Lagerelement, Stickstoff, $p_s = 2 \text{ bar}$, $h = 2,5 \mu\text{m}$, $\bar{u} = 58 \text{ mm/s}$)

6 Gasabgabe im dynamischen Einsatz

satz dieses Prüfkörpers (vergleiche Abbildung 6.12 a und 6.12 b) belegt den Einfluss der Oberflächenrauheit. Erst durch die zusätzliche Abgabe des Betriebsgases steigt die Gasabgaberate auf das Niveau des polierten siliziumfiltrierten Siliziumcarbids, siehe Abbildung 6.11.

Die Messungen mit Zirkonoxid zeigen, dass die Gasabgaberate durchaus über die Wahl des Materials beeinflusst werden kann. Für eine geringe Gasabgaberate sind hochdichte Funktionsflächen anzustreben. Der Einfluss des Materials im Hinblick auf die Bindungsenergie kann aus den durchgeführten Experimenten nicht abgeleitet werden. Hierfür sind weitergehende Untersuchungen an Prüfkörpern mit identischer Rauheit unter konstanten Randbedingungen erforderlich.

6.5 Fazit

Die bei einer Relativbewegung zwischen Lagerelement und Prüfkörperoberfläche experimentell beobachtete Abgabe des auf den Funktionsflächen gebundenen Wassers kann mittels der aufgestellten Hypothese einer leckratenbedingten induzierten Desorption erklärt werden. Die ablaufenden Ad- und Desorptionsprozesse sind jedoch keineswegs vollständig verstanden.

Ein Einfluss der Betriebsgaseart, der Spalthöhe und des Speisedruckes auf die Gasabgaberate kann nicht nachgewiesen werden. Die durchgeführten experimentellen Untersuchungen zeigen, dass die Rauheit der Funktionsflächen einen signifikanten Einfluss auf die Gasabgaberate hat. Die technischen Oberflächen der Führungskomponenten sind durch geeignete Herstellungs- und Fertigungsverfahren (z.B. Heißisostatisches Pressen bei Sinterwerkstoffen bzw. Infiltrieren, abschließendes Polieren) den idealen geometrischen Oberflächen anzunähern, um das Adsorptionsvermögen und damit die Gasabgaberate zu minimieren. Die für das poröse Zirkonoxid zusätzlich zur Desorption von Wasser beobachtete Abgabe des Betriebsgases verdeutlicht, dass hochdichte Oberflächen anzustreben sind.

Die hohen Ebenheits- und Rauheitsanforderungen an die Funktionsflächen führen dazu, dass die Kosten der Führungskomponenten weniger durch das Material als durch die Bearbeitung verursacht werden. Prinzipiell können alle untersuchten Materialien für hochvakuumtaugliche Gasführungen eingesetzt werden. Der Einfluss der vom Material abhängigen Bindungsenergien auf die Gasabgaberate kann aus den Untersuchungsergebnissen aufgrund der unterschiedlichen Rauheiten der Prüfkörper nicht abgeleitet werden.

7 Zusammenfassung und Ausblick

Die durchgeführten theoretischen und experimentellen Grundlagenuntersuchungen an rotationssymmetrischen aerostatischen Lagerelementen mit integrierter Absaugung zeigen, dass Gaslagerelemente prinzipiell in einer Hochvakuumumgebung eingesetzt werden können. Das zur Ausbildung des tragenden Schmierfilmes in die Lagerelemente einströmende Gas wird durch ein- oder mehrstufige, konzentrisch um den tragenden Bereich angeordnete Dichtsysteme nahezu vollständig abgeführt, bevor es in das Vakuumsystem gelangen kann. Eine einzelne Stufe des Dichtsystems besteht dabei aus einem Absaugkanal, der mittels eines angeschlossenen Pumpsystems evakuiert werden kann und einem Dichtspalt zur Begrenzung des Gasstromes in Richtung des Vakuumsystems. Durch hintereinander geschaltete Absaugstufen wird der verbleibende Gasstrom in Richtung des Vakuumsystems schrittweise reduziert.

Im Gegensatz zu den in der Literatur hauptsächlich beschriebenen Dichtsystemen, bei denen der Absaugkanal der ersten Absaugstufe gegen Normalatmosphäre entlüftet wird, werden in dieser Arbeit alle Absaugstufen evakuiert. Dadurch verringert sich die Größe der Lagerelemente und die Zahl der zur Aufrechterhaltung eines bestimmten Kammervakuums erforderlichen Absaugstufen wird reduziert.

Das umgesetzte Absaugkonzept führt dazu, dass der Druck bis zur Peripherie des tragenden Gasfilmes in den unteren Bereich des Grobvakuums bzw. in den Feinvakuumbereich abfällt, so dass innerhalb des Gasfilmes ein Übergang von der Kontinuumsströmung über die Knudsenströmung bis hin zur Molekularströmung stattfindet. Zur zuverlässigen Berechnung der Trageigenschaften und des Gasverbrauches der Lagerelemente wurde ein eindimensionales numerisches Dimensionierungsmodell erarbeitet, das diesen Übergang der Strömungsformen berücksichtigt. Der Geltungsbereich des Modells ist dabei nicht auf hochvakuumtaugliche Lagerelemente begrenzt, sondern erlaubt die Auslegung für einen beliebigen Umgebungsdruck. Berechnet werden können Lagerelemente mit axialsymmetrischer Druckverteilung und beliebigen axialsymmetrischen Änderungen der Spalthöhe. Das heißt, Ebenheitsabwei-

7 Zusammenfassung und Ausblick

chungen der Funktionsflächen der Lagerelemente können in der Berechnung berücksichtigt werden.

Die Auslegung des die Leckrate begrenzenden Dichtsystems stellt einen wesentlichen Aspekt bei der Dimensionierung der Gaslagerelemente dar. Es wurden umfangreiche Berechnungswerkzeuge bereitgestellt, die es ermöglichen, das Dichtsystem entsprechend einer angestrebten Leckrate auszulegen. Die Analogie des fluidischen Systems zu elektrischen Netzwerken ausnutzend ist es gelungen, die komplexen Abhängigkeiten der Leckrate von der Anzahl der Absaugstufen und den einzelnen Bestandteilen der Absaugstufen (Dichtspalte, Absaugleitungen und Vakuumpumpen) anschaulich darzustellen und so eine effiziente Optimierung des Dichtsystems zu ermöglichen.

Die durchgeführten Untersuchungen konzentrieren sich auf Düsenlagerelemente mit Mikroverteilerkanälen und poröse Lagerelemente. Beide Lagerelementarten zeichnen sich unter atmosphärischen Bedingungen durch sehr gute Trageigenschaften und ein stabiles Betriebsverhalten aus. Bei dem umgesetzten Absaugkonzept wird die Leckrate durch den Gasverbrauch der Lagerelemente beeinflusst. Aufgrund der geringen Anzahl der Düsen und dem daraus resultierenden niedrigen Gasverbrauch sind die Düsenlagerelemente mit Mikroverteilerkanälen daher besonders gut für den Vakuumeinsatz geeignet. Die theoretische Analyse des Tragkraftverlaufes der Düsenlagerelemente mit Mikroverteilerkanälen ergab, dass sich diese Lagerelemente bei einem eben ausgeführten tragenden Bereich bistabil verhalten. Aus diesem Grund wurde der tragende Bereich nicht wie bei den porösen Lagerelementen eben, sondern leicht konkav gefertigt. Die dadurch entstehende zusätzliche Auslassdrosselung bewirkt einen stetigen Anstieg der Tragkraftkurve mit kleiner werdenden Spalthöhen.

Vergleichende Untersuchungen der Charakteristiken beider Lagerelementarten beim Einsatz an Normalatmosphäre und im Hochvakuum haben gezeigt, dass die Lagerelemente im Vakuum eine höhere Tragkraft, eine reduzierte statische Steifigkeit und einen geringeren Gasverbrauch aufweisen. Bei den Düsenlagerelementen mit Mikroverteilerkanälen verschiebt sich zusätzlich der Punkt maximaler statischer Steifigkeit (Arbeitspunkt) zu größeren Spalthöhen. Die theoretischen Ergebnisse werden dabei sehr gut durch die experimentellen Untersuchungen bestätigt.

Im Vakuum zeichnen sich beide Lagerelementarten innerhalb des untersuchten Speisedruckbereiches von 2...5 bar durch gute Trageigenschaften und niedrige Leckraten aus. Die experimentell untersuchten porösen Lagerelemente erreichen im Arbeitspunkt eine höhere Tragkraft und eine geringe-

re statische Steifigkeit als die Düsenlagerelemente mit Mikroverteilerkanälen. Der im Arbeitspunkt verursachte Leckstrom der experimentell untersuchten Lagerelemente liegt bereits mit einem einstufigen Dichtsystem unter $20 \mu\text{l}_N/\text{min}$. Es ergibt sich ein Druckanstieg in der Experimentalkammer in der Größenordnung von 10^{-7} mbar. Mit Einsatz eines zweistufigen Dichtsystems wird die Leckrate auf Werte kleiner $0,3 \mu\text{l}_N/\text{min}$ abgesenkt. Der Druckanstieg in der Experimentalkammer liegt jetzt nur noch bei Werten in der Größenordnung von 10^{-9} mbar. Als wesentlicher Einflussfaktor auf die Leckrate wurde neben dem Gasverbrauch die Spalthöhe des Arbeitspunktes ermittelt. Diese fällt bei den Düsenlagerelementen mit Mikroverteilerkanälen mit zunehmendem Speisedruck ab. Infolge kleinerer Spalthöhen im Arbeitspunkt und einem weniger gerichteten Gasstrom an der Peripherie des tragenden Bereiches ist bei identischem Dichtsystem die Leckrate der porösen Lagerelemente trotz eines höheren Gasverbrauches bis zu einem Speisedruck von 4 bar niedriger als die der Düsenlagerelemente.

Für beide Lagerelementarten wurden in einer theoretischen Analyse Möglichkeiten aufgezeigt, wie durch Modifikation der Drosselparameter die statische Leistungscharakteristik gegenüber den experimentell untersuchten Lagerelementen verbessert werden kann. Insbesondere die Leckrate der Düsenlagerelemente mit Mikroverteilerkanälen kann bei niedrigen Speisedrücken deutlich reduziert werden, wenn diese Lagerelemente im Hinblick auf eine geringe Spalthöhe im Arbeitspunkt für den konkreten Einsatzspeisedruck optimiert werden. Prinzipiell können bei Berücksichtigung des für beide Lagerelementarten vorhandenen Optimierungspotentials mit Düsenlagerelementen mit Mikroverteilerkanälen bei gleicher angestrebter Leckrate bessere Trageigenschaften als mit porösen Lagerelementen erzielt werden.

Der experimentelle Einsatz verschiedener Betriebsgase (Stickstoff, Argon und Helium) zeigte, dass sowohl die Trageigenschaften als auch Gasverbrauch und Leckrate beider Lagerelementarten durch die Wahl des Schmiermediums beeinflusst werden. Die statische Leistungscharakteristik der Düsenlagerelemente mit Mikroverteilerkanälen wird dabei stärker durch die Art des Betriebsgases beeinflusst als die der porösen Lagerelemente. Durch analytische Betrachtungen wurde gezeigt, dass die beobachteten Unterschiede in den Leistungscharakteristiken maßgeblich auf die verschiedenen Massen der Betriebsgasteilchen zurückzuführen sind.

Infolge der Absaugung des Betriebsgases unmittelbar an der Peripherie des tragenden Bereiches und des niedrigen Umgebungsdruckes ist die dynamische Steifigkeit der Lagerelemente beim Einsatz im Vakuum reduziert,

7 Zusammenfassung und Ausblick

so dass beide Lagerelementarten dort zur Instabilität neigen. Während in experimentellen Untersuchungen an Normalatmosphäre keine selbsterregten Schwingungen der Lagerelemente beobachtet werden konnten, existiert im Vakuum für beide Lagerelementarten eine Stabilitätsgrenze. Die niedrige Eigenfrequenz des Versuchsaufbaus führte dazu, dass die Düsenlagerelemente mit Mikroverteilerkanälen bereits im Arbeitspunkt instabil waren. Die porösen Lagerelemente zeigten ein stabileres Betriebsverhalten.

Berechnungen ergaben, dass die Düsenlagerelemente mit Mikroverteilerkanälen bei hohen Eigenfrequenzen eines gasgelagerten oder gasgeführten Systems im Arbeitspunkt zwar stabil arbeiten, der Abstand der Stabilitätsgrenze zum Arbeitspunkt jedoch sehr gering ist. Für die porösen Lagerelemente treten unter dieser Bedingung selbsterregte Schwingungen erst für Tragkräfte auf, die wesentlich kleiner als die Tragkraft im Arbeitspunkt ist. Im Hinblick auf ein stabiles Betriebsverhalten sind die porösen Lagerelemente demnach wesentlich besser für den Einsatz im Vakuum geeignet.

Ein generell stabiles Betriebsverhalten stellt sich für beide Lagerelementarten bei einem höheren Druck innerhalb des innersten Absaugkanals ein. Experimentelle Untersuchungen wurden hierzu nicht durchgeführt und sollten Gegenstand weiterer Forschungsarbeiten sein.

Beim Einsatz der Lagerelemente in Gasführungen wird bei einer Relativbewegung zwischen den Lagerelementen und den Führungsflächen additiv zur Leckrate zusätzliches Gas von den Führungsflächen abgegeben. Experimentelle Messungen mit Lagerelementen mit zwei Absaugstufen zeigten, dass hauptsächlich Wassermoleküle von den Führungsflächen desorbieren. Ein hypothetischer Ansatz geht davon aus, dass diese Desorption durch den Zusammenstoß der mit hoher kinetischer Energie aus dem Dichtsystem der Lagerelemente austretenden Betriebsgasteilchen mit den Wassermolekülen induziert werden kann. Auch wenn die hier ablaufenden Adsorptions- und Desorptionsprozesse noch nicht vollständig verstanden sind, lassen sich aus den durchgeführten Experimenten wesentliche Erkenntnisse für den praktischen Einsatz der Lagerelemente in hochvakuumtauglichen Gasführungen ableiten.

Eine Abhängigkeit der Gasabgaberate von der Spalthöhe, dem Speisedruck und der Art des Betriebsgases konnte nicht beobachtet werden. Bei Relativgeschwindigkeiten zwischen Lagerelement und Führungsfläche kleiner 10 mm/s liegt die Gasabgaberate im Bereich der statischen Leckrate. Mit zunehmender Relativgeschwindigkeit steigt die Gasabgaberate an. Die Anzahl der desorbierenden Moleküle bezogen auf den Verfahrensweg ändert sich

jedoch nur geringfügig. Als signifikanteste Einflussfaktoren auf die Gasabgaberrate konnten die Rauheit und Dichtheit des Materials der Führungsflächen herausgearbeitet werden.

Unbeachtet bleibt in dieser Arbeit die konstruktive Ausführung der Gaszu- und -ableitungen. In den Experimenten hat sich gezeigt, dass die in der Vakuumtechnik üblichen Edelstahlwellschläuche viel zu steif sind, um eine zwangsfreie bzw. zwangarme Anbindung nicht gestellfester Lagerelemente zu gewährleisten. In Patenten werden zwar verschiedene Konzepte zur Medienführung vorgestellt, jedoch nicht experimentell verifiziert. Für den Einsatz der Lagerelemente in Gasführungen sind daher in weiterführenden Untersuchungen geeignete konstruktive Lösungen und Konzepte zur Medienführung auszuarbeiten und zu charakterisieren.

Die erforderlichen Grundlagen zur Dimensionierung hochvakuumtauglicher Gaslagerelemente wurden mit den in dieser Arbeit durchgeführten umfangreichen analytischen Untersuchungen und der experimentellen Absicherung wesentlicher Ergebnisse gelegt. Mit dem Nachweis guter Trageigenschaften und geringer Leck- und Gasabgaberraten wurde ein wesentlicher Beitrag zur Entwicklung hochvakuumtauglicher gasgelagerter bzw. gasgeführter Systeme geleistet.

Gestaltungsrichtlinien und Einsatzempfehlungen

- Die Leckrate der Lagerelemente kann am wirkungsvollsten über die Anzahl der Absaugstufen beeinflusst werden. Mit jeder zusätzlichen Absaugstufe lässt sich die Leckrate um mehrere Größenordnungen absenken. Dabei ist zu beachten, dass für jede zusätzliche Absaugstufe eine separate Vakuumpumpe und eine Absaugleitung mit möglichst großem Querschnitt erforderlich ist, durch die bei unzureichender Flexibilität nicht zu vernachlässigende Zwangskräfte auf die Lagerelemente wirken können.
- Die Leckrate der Lagerelemente ist umso geringer, je höher das effektive Saugvermögen der Pumpsysteme der einzelnen Absaugstufen ist. Ein optimales Verhältnis zwischen dem Saugvermögen der Pumpe und dem Strömungsleitwert der Absaugleitungen einer Absaugstufe ergibt sich im Bereich $0,1 < S_0/C < 10$. Die in den Absaugleitungen ausgeprägten Strömungsformen können sich für die einzelnen Absaugstufen unterscheiden. Bei ausgeprägter Kontinuumsströmung wird das effektive Saugvermögen des Pumpsystems eher durch das Saugvermögen der Vakuumpumpe begrenzt, so dass kleine Leitungsquerschnitte eingesetzt werden können. Bei ausgeprägter Molekularströmung wird das effektive Saugvermögen eher durch den Strömungswiderstand der Absaugleitungen begrenzt. Es sind große Querschnitte anzustreben. Die Länge der Leitungen sollte prinzipiell so kurz wie möglich gewählt werden.
- Die Dichtspalte der Absaugstufen sollten einen möglichst großen Strömungswiderstand aufweisen. In Abhängigkeit von der Anzahl der Absaugstufen und der Dichtspalthöhe steigt die Leckrate gemäß $Q_L \propto h^{2n_S}$. Für eine niedrige Leckrate sind die Lagerelemente daher auf eine geringe Spalthöhe von ca. $5 \mu\text{m}$ im Arbeitspunkt zu optimieren. Alternativ kann der tragende Bereich der Lagerelemente abgesetzt zu den Dichtflächen angeordnet werden, so dass die Dichtspalthöhe niedriger als die Höhe des tragenden Gasfilms ausfällt. Die Formabweichungen der spaltbildenden Flächen sollten mindestens fünfmal geringer als die für den Arbeitspunkt gewählte Spalthöhe sein. Das Radienverhältnis r_a/r_0 der Dichtspalte sollte nicht größer 1,5 gewählt werden, da sich die Leckrate mit weiter ansteigendem Verhältnis nur noch geringfügig

verringert, die Abmessungen des Dichtsystems und der Lagerelemente jedoch sehr schnell zunehmen.

- Neben der geringen Spalthöhe im Arbeitspunkt ist für eine niedrige Leckrate auch ein geringer Gasverbrauch der Lagerelemente von Bedeutung. Beide Forderungen werden von den Düsenlagerelementen mit Mikroverteilerkanälen bei kleinen Düsendurchmessern und einer geringen Anzahl an Düsen erfüllt. Gleichzeitig wird eine hohe statische Steifigkeit erreicht. Es ist zu beachten, dass die Kippsteifigkeit der Lagerelemente mit sinkender Anzahl an Düsen geringer wird. Der Teilkreisdurchmesser, auf dem die Düsen angeordnet sind, beeinflusst den Gasverbrauch nicht maßgeblich. Ein großer Teilkreisdurchmesser führt zu der gewünschten geringen Spalthöhe im Arbeitspunkt sowie zu einer hohen Tragkraft und statischen Steifigkeit. Da die Spalthöhe im Arbeitspunkt eine Funktion des Speisedruckes ist, sind die Lagerelemente für einen konkreten Speisedruck auszulegen.
- Bei den porösen Lagerelementen ergibt sich ein geringer Gasverbrauch bei geringer Permeabilität und großer Dicke des porösen Materials. Es folgt gleichzeitig eine hohe maximale statische Steifigkeit, die unabhängig vom Speisedruck bei einer sehr geringen Spalthöhe erreicht wird. Die Tragkraft im Punkt der maximalen Steifigkeit wird durch diese beiden Parameter nicht wesentlich beeinflusst.
- Bereits eine minimale Konvexität des tragenden Bereiches der Lagerelemente führt zu einer merklichen Verschlechterung der Trageigenschaften. Der tragende Bereich sollte daher eben bzw. minimal konkav mit einem vom Rand ausgehenden Höhenabfall kleiner $1\ \mu\text{m}$ gefertigt werden. Bei einer stärkeren Konkavität nimmt das Totvolumen schnell zu, wodurch die Neigung der Lagerelemente zur Instabilität ansteigt. Bei den Düsenlagerelementen mit Mikroverteilerkanälen wird durch eine Konkavität des tragenden Bereiches ein bistabiles Verhalten bei geringen Spalthöhen unterdrückt.
- Als Betriebsgas sollten trockene Gase eingesetzt werden. Gelangt über den Leckstrom Wasserdampf (der Luft) in ein Vakuumsystem, wird die Qualität des Vakuums maßgeblich beeinträchtigt. Aus wirtschaftlichen Aspekten und der guten Verfügbarkeit wird der Einsatz von Stickstoff als Betriebsgas empfohlen. Durch Gase mit höherer Teilchenmasse

7 Zusammenfassung und Ausblick

(z.B. Xenon) lassen sich zwar prinzipiell deutlich geringere Leckraten erreichen. Ebenso verbessern sich die Trageigenschaften der Düsenlagererelemente mit Mikroverteilerkanälen. Aufgrund des hohen Preises und der schlechten Verfügbarkeit ist der Einsatz solcher Gase jedoch nur für Sonderanwendungen oder bei konstruktiv ausgereizten Dichtsystemen sinnvoll.

- Die Lagererelemente neigen aufgrund der Absaugung des Betriebsgases an der Peripherie des tragenden Bereiches und des niedrigen Umgebungsdruckes zur Instabilität. Ein sicherer Betrieb im Arbeitspunkt ist nur bei hohen Eigenfrequenzen des gasgelagerten bzw. gasgeführten Systems gewährleistet. Daher sind die Lagererelemente in axialer Richtung sehr steif an das System anzukoppeln und vorzuspannen. Eine reine Massenbelastung der Lagererelemente ist zu vermeiden. Das Totvolumen der Lagererelemente ist zu minimieren. Für das System sollten Werkstoffe mit hoher spezifischer Steifigkeit eingesetzt werden. Bei dynamischer Beanspruchung sind die porösen Lagererelemente gegenüber den Düsenlagererelementen mit Mikroverteilerkanälen zu bevorzugen.
- Bei starker dynamischer Beanspruchung der Lagererelemente kann das Stabilitätsverhalten sowohl der Düsenlagererelemente mit Mikroverteilerkanälen als auch der porösen Lagererelemente signifikant verbessert werden, wenn der innerste Absaugkanal nur auf einen Druck im oberen Bereich des Grobvakuum evakuiert wird. Dabei ist zu beachten, dass die Tragkraft der Lagererelemente ansteigt und die statische Steifigkeit abfällt.
- Für die Lagererelemente sind korrosionsbeständige, gasdichte Werkstoffe einzusetzen, die einen niedrigen Dampfdruck besitzen. Der Gegenpart der Lagererelemente sollte bei Gasführungen zusätzlich eine hochdichte Oberfläche aufweisen. Die tatsächliche (technische) Oberfläche ist durch geeignete Fertigungsverfahren (z.B. Polieren) bestmöglich der geometrischen Oberfläche anzunähern, um das Adsorptionsvermögen und damit die Gasabgaberrate zu minimieren. Mögliche einsetzbare Werkstoffe sind hochdichte Keramiken und Glaskeramiken. Die an Normalatmosphäre häufig in Gasführungen eingesetzten Hartgesteine sind aufgrund der hohen Wasseraufnahme für den Einsatz im Hochvakuum nicht geeignet.

A Tabellen

Parameter	Düsenlagerelement		Poröses Lagerelement
d_0	22,5 mm		0 mm
d_a		38 mm	
n_D	3		–
d_D	$(55 \pm 2) \mu\text{m}$		–
b_k	$150 \mu\text{m}$		–
h_k	$150 \mu\text{m}$		–
$d_{K(1)}$		38 mm	
$D_{K(1)}$		43 mm	
$d_{K(2)}$		52 mm	
$D_{K(2)}$		58 mm	
D_{LE}		70 mm	
$l_{S(1)}$		4,5 / 13,5 mm	
$l_{S(2)}$		6,0 mm	

Tabelle A.1: Abmessungen der Lagerelemente

A Tabellen

Abschnitt	Parameter	1. Absaugstufe	2. Absaugstufe
1	$l_{A(1)}$	400 mm	600 mm
	$D_{A(1)}$	12 mm	12 mm
2	$l_{A(2)}$	1000 mm	1200 mm
	$D_{A(2)}$	40 mm	40 mm

Tabelle A.2: Abmessungen der Absaugleitungen des statischen Versuchsstandes ES1

Abschnitt	Parameter	1. Absaugstufe
1	$l_{A(1)}$	400 mm
	$D_{A(1)}$	12 mm
2	$l_{A(2)}$	3000 mm
	$D_{A(2)}$	40 mm

Tabelle A.3: Abmessungen der Absaugleitungen des Versuchsstandes ES2

Abschnitt	Parameter	1. Absaugstufe	2. Absaugstufe
1	$l_{A(1)}$	500 mm	550 mm
	$D_{A(1)}$	12 mm	12 mm
2	$l_{A(2)}$	1000 mm	600 mm
	$D_{A(2)}$	40 mm	40 mm

Tabelle A.4: Abmessungen der Absaugleitungen des Versuchsstandes ES3

Vakuumpumpe (Leybold)	Einsatzort	Saugvermögen S_0			Enddruck
		N ₂	Ar	He	
Trivac D25B	Vorpumpe TW701 (ES1, ES3) Vakuunkammer (ES2)	25 m ³ /h	25 m ³ /h	25 m ³ /h	$< 2 \cdot 10^{-3}$ mbar
Trivac D40B	1. Absaugstufe (ES1 – ES3)	40 m ³ /h	40 m ³ /h	40 m ³ /h	$< 2 \cdot 10^{-3}$ mbar
Pumpstand PT 50	2. Absaugstufe (ES1)	331/s	/	/	$< 5 \cdot 10^{-8}$ mbar
Pumpstand PT 361	2. Absaugstufe (ES3)	3451/s	3501/s	3401/s	$< 1 \cdot 10^{-9}$ mbar
Turbovac TW701	Vakuunkammer (ES1, ES3)	6801/s	6001/s	5301/s	$< 5 \cdot 10^{-9}$ mbar

Tabelle A.5: Saugvermögen und erreichbarer Enddruck der eingesetzten Vakuumpumpen

Messgröße	Messgerät	Messbereich	Genauigkeit
Spalthöhe	Micro-Epsilon capaNC620 S601-0.05	0... 50 μm	$\pm 0, 05 \mu\text{m}$
Tragkraft	Burster 8431-6001-V	-1... 1 kN	$\pm 0, 15\% \text{ v.E.}$
Speisedruck	Transmetra STJE	0... 7 bar abs.	$\pm 0, 05\% \text{ v.E.}$
Massestrom	Bürkert 8701-03.0L-N2	0... 3, 0 l _N /min	\pm
			$\pm 0, 8\% \text{ v.M.}$ $\pm 0, 3\% \text{ v.E.}$
Vakuumkammerdruck	Bürkert 8701-00.1L-N2	0... 0, 1 l _N /min	\pm
			$\pm 0, 8\% \text{ v.M.}$ $\pm 0, 3\% \text{ v.E.}$
Vakuumkammerdruck	Atmion ATMS0435-40	10^{-10} ... 10^3 mbar	$\pm 10\% \text{ v.M.}$

Tabelle A.6: Übersicht der im statischen Versuchsstand ES1 eingesetzten Messgeräte

Messgröße	Messgerät	Messbereich	Genauigkeit / Auflösung
Schwingungsamplitude / Frequenz	Micro-Epsilon capaNCD620 S601-0.05 Oszilloskop: Tektronix TDS3054 Polytec	0 ... 50 μm	0, 008 μm
Speisedruck	OFV-3001S / OFV-511 Transmetra STJE	0 ... 20 mm/s 0 ... 7 bar abs.	$\pm 0, 05\%$ v.E.
Vakuumkammerdruck	Atmion ATMS0435-40	10^{-10} ... 10^3 mbar	$\pm 10\%$ v.M.
Regelgröße	Regler	Regelbereich	Abweichung
Speisedruck	Bellofram Typ 10	0, 15 ... 8 bar rel.	$< 3, 2 \cdot 10^{-4}$ bar

Tabelle A.7: Übersicht der im Versuchsstand ES2 eingesetzten Messgeräte und Regler

Messgröße	Messgerät	Messbereich	Genauigkeit
Spalthöhe	Micro-Epsilon capaNCDD620 S601-0.05	0 ... 50 μm	$\pm 0,05 \mu\text{m}$
Speisedruck	Transmetra STJE	0 ... 7 bar abs.	$\pm 0,05\%$ v.E.
Vakuumkammerdruck	Atmion ATMS0435-40	10^{-10} ... 10^3 mbar	$\pm 10\%$ v.M.
Partialdruck	Ametek LC-D100	0 ... 100 amu	$\pm 0,1$ amu
		$5 \cdot 10^{-12}$... $5 \cdot 10^{-4}$ Torr	–
Temperatur	Omega Newport HH506RA	... 320 °C	$\pm 0,05\%$ v.M.

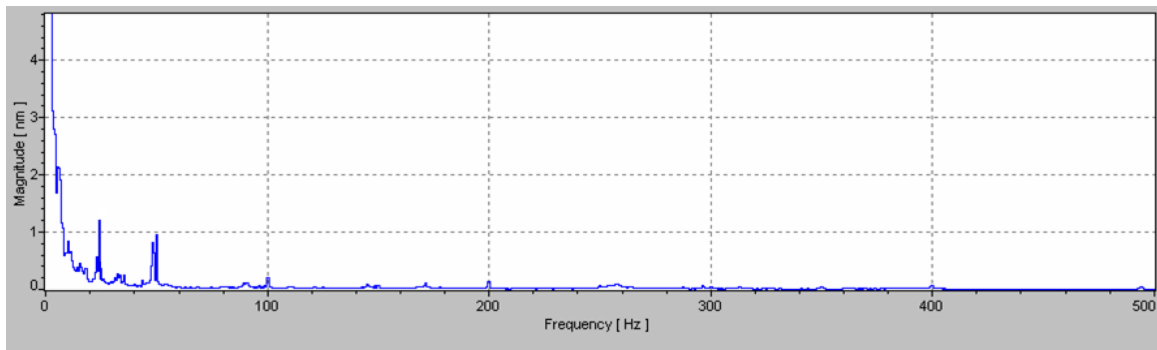
Tabelle A.8: Übersicht der im Versuchsstand ES3 eingesetzten Messgeräte

	Zerodur®	Al_2O_3	$SiSiC$	ZrO_2
E-Modul / GPa	91	370	380	200
Dichte / g/cm ³	2,5	3,93	3,1	5,7
Spezifischer E-Modul/ GPa/(g/cm ³)	36	95	123	35
Wärmeleitfähigkeit / W/m K	1,6	30	110	2,5
Therm. Längenausdehnungskoeffizient / $10^{-6}/K$	0,05	8,2	4	10

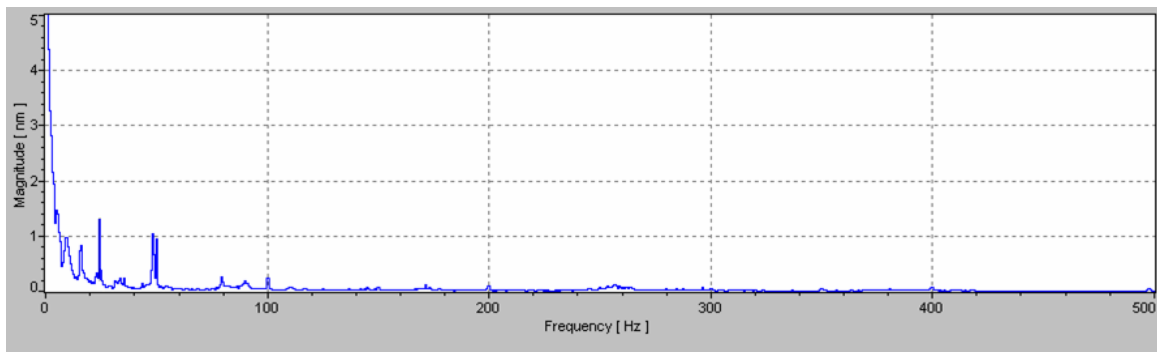
Tabelle A.9: Materialeigenschaften der Prüfkörper

B Diagramme

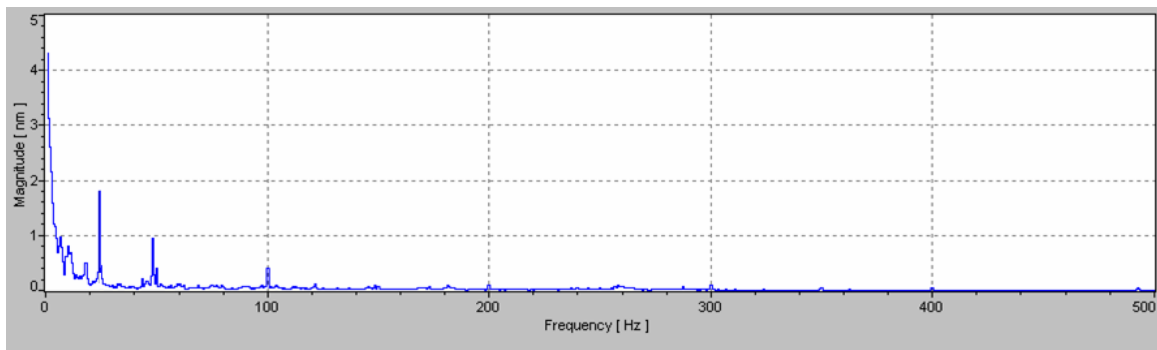
B Diagramme



(a) $p_s = 0$ bar, $F = 99$ N – Aufliegender Gegenpart: Vergleichsspektrum

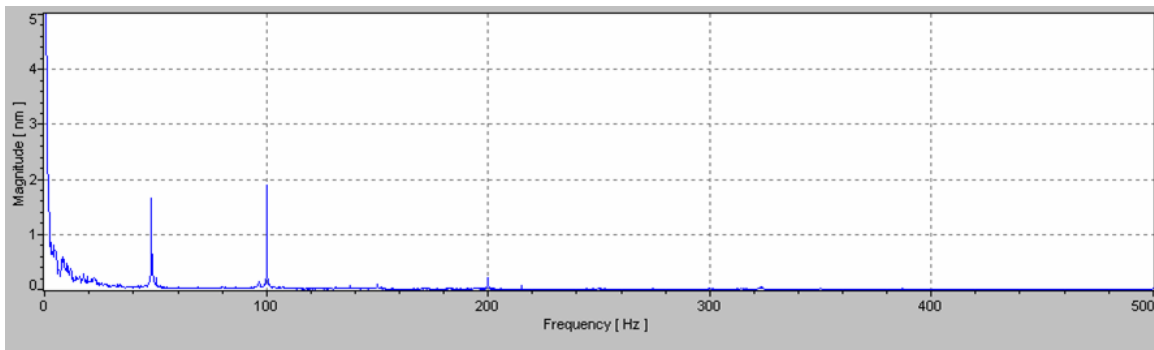


(b) $p_s = 3$ bar, $F = 99$ N, $h = 7 \mu\text{m}$

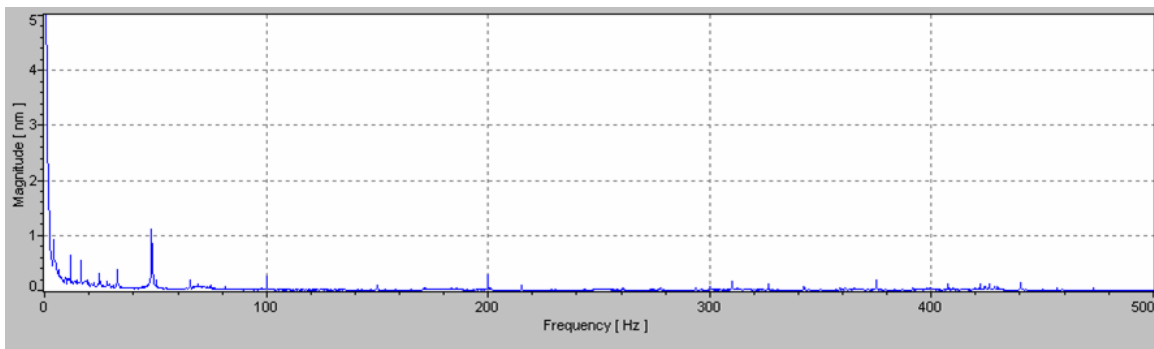


(c) $p_s = 3$ bar, $F = 44$ N, $h = 10 \mu\text{m}$

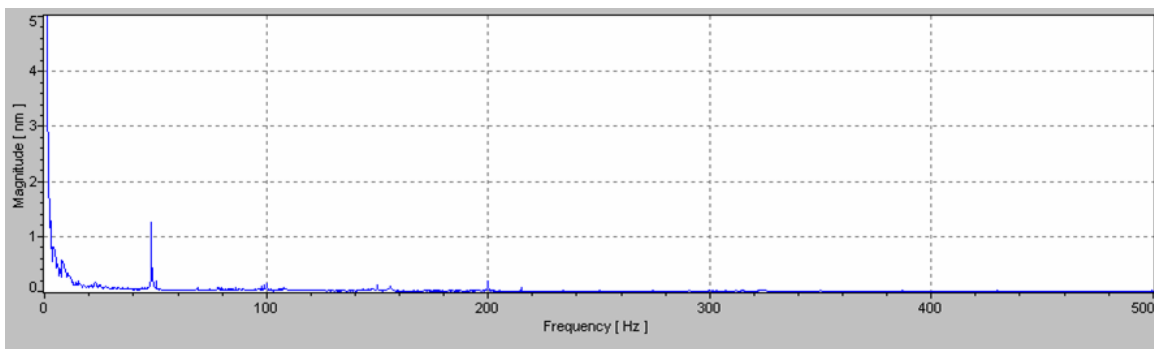
Abbildung B.1: Beispiele FFT-Spektren Laservibrometer: Düsenlagerelement mit Mikroverteilerkanälen; Normalatmosphäre (Stickstoff)



(a) $p_s = 0$ bar, $F = 69$ N – Aufliegender Gegenpart: Vergleichsspektrum



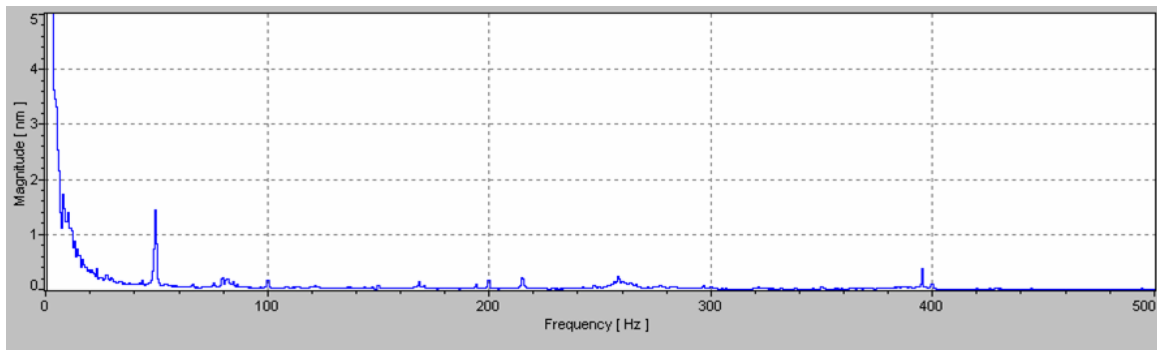
(b) $p_s = 3$ bar, $F = 190$ N, $h = 5 \mu\text{m}$



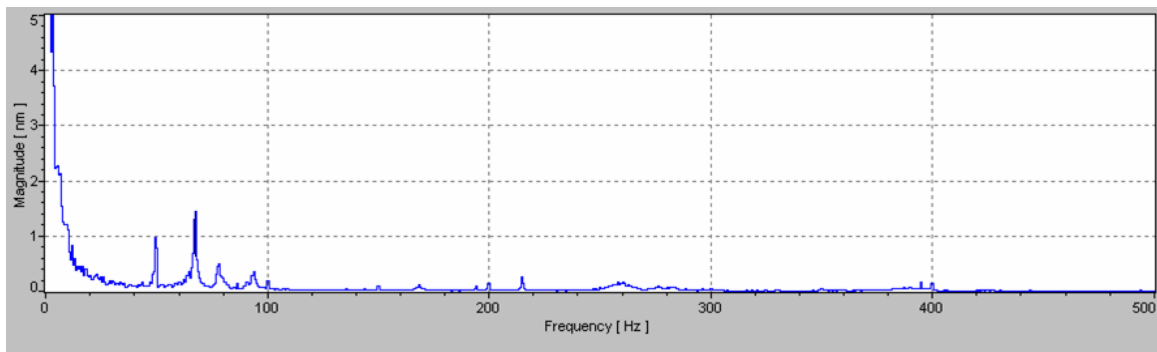
(c) $p_s = 3$ bar, $F = 69$ N, $h = 10 \mu\text{m}$

Abbildung B.2: Beispiele FFT-Spektren Laservibrometer: Poröses Lagerelement; Normalatmosphäre (Stickstoff)

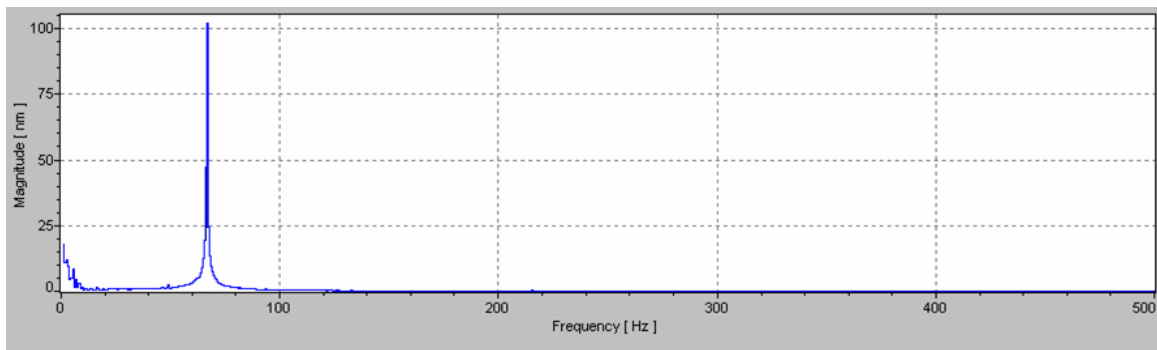
B Diagramme



(a) $p_s = 0$ bar, $F = 164$ N – Aufliegender Gegenpart: Vergleichsspektrum

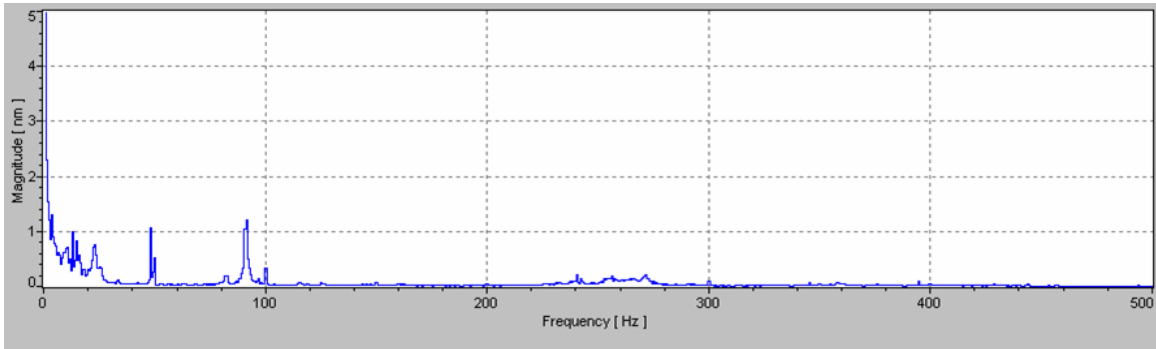


(b) $p_s = 2,22$ bar, $F = 164$ N – Grenze zur Instabilität (axiale Schwingung)

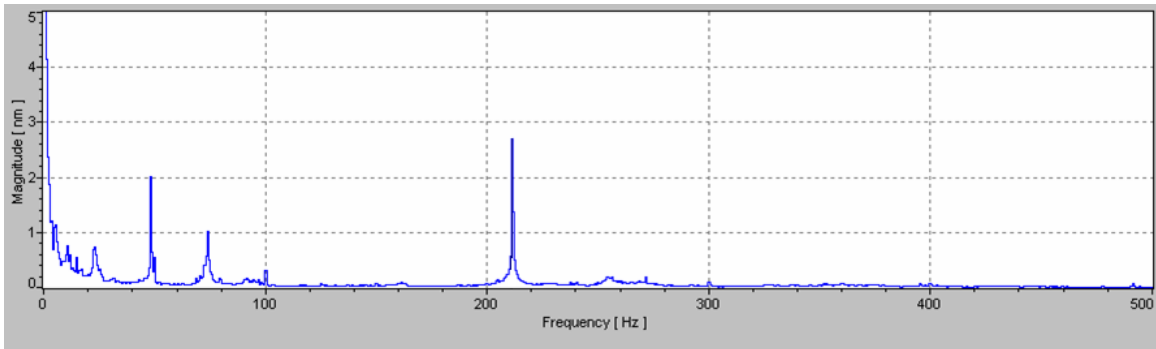


(c) $p_s = 2,27$ bar, $F = 164$ N – Instabiler Zustand (axiale Schwingung)

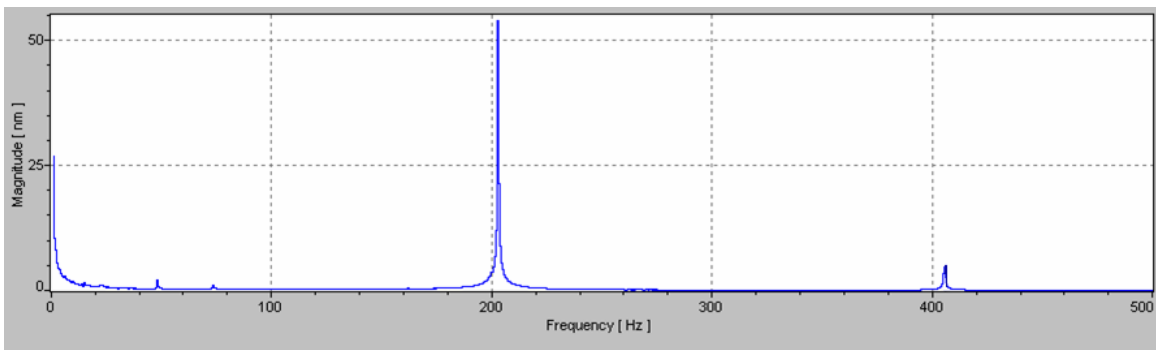
Abbildung B.3: Beispiele FFT-Spektren Laservibrometer: Düsenlagerelement mit Mikroverteilerkanälen; Vakuum; Kraft für Arbeitspunkt $p_s = 2,5$ bar (Stickstoff)



(a) $p_s = 0$ bar, $F = 104$ N – Aufliegender Gegenpart: Vergleichsspektrum



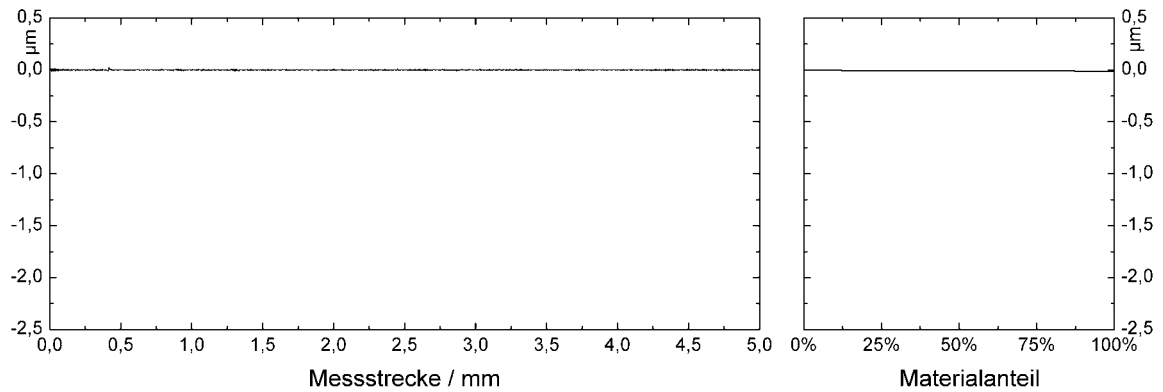
(b) $p_s = 1,83$ bar, $F = 104$ N – Grenze zur Instabilität (Kippschwingung)



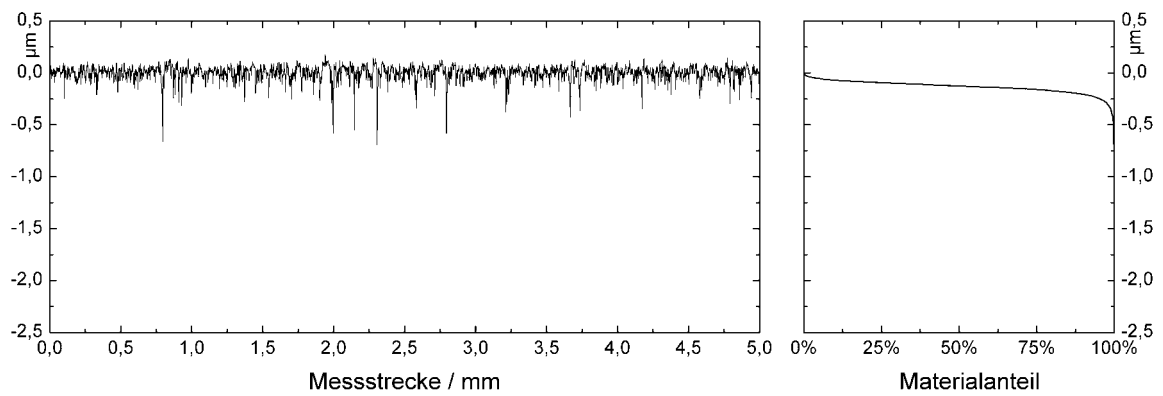
(c) $p_s = 1,85$ bar, $F = 104$ N – Instabiler Zustand (Kippschwingung)

Abbildung B.4: Beispiele FFT-Spektren Laservibrometer: Poröses Lagerelement; Vakuum; Kraft für Arbeitspunkt $p_s = 1,5$ bar (Stickstoff)

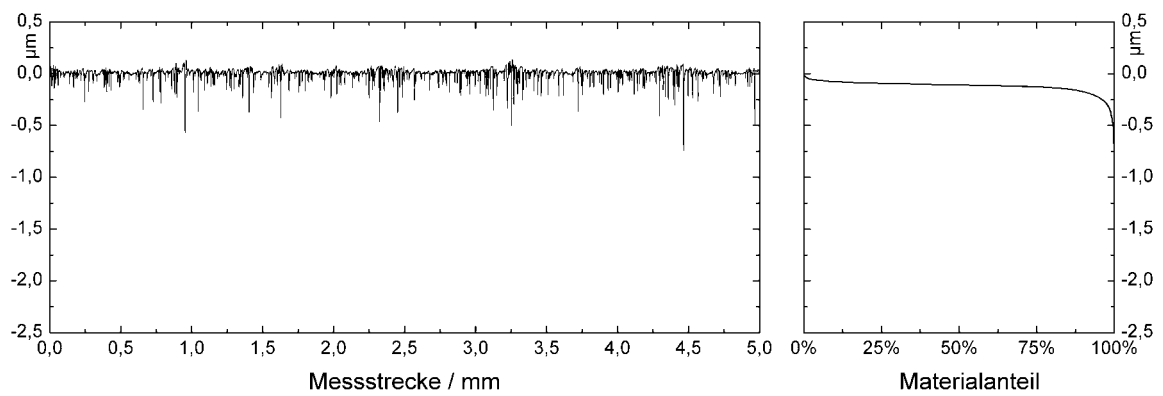
B Diagramme



(a) Zerodur®

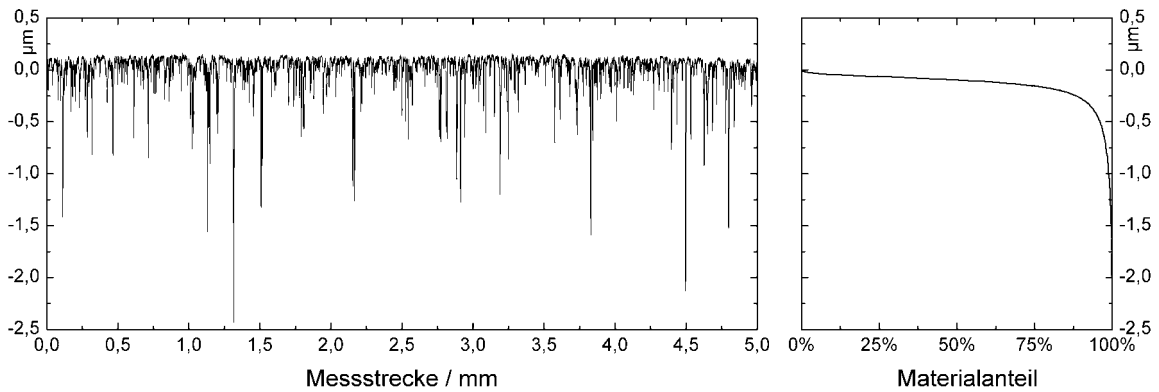


(b) Siliziuminfiltriertes Siliziumcarbid (geläpft)

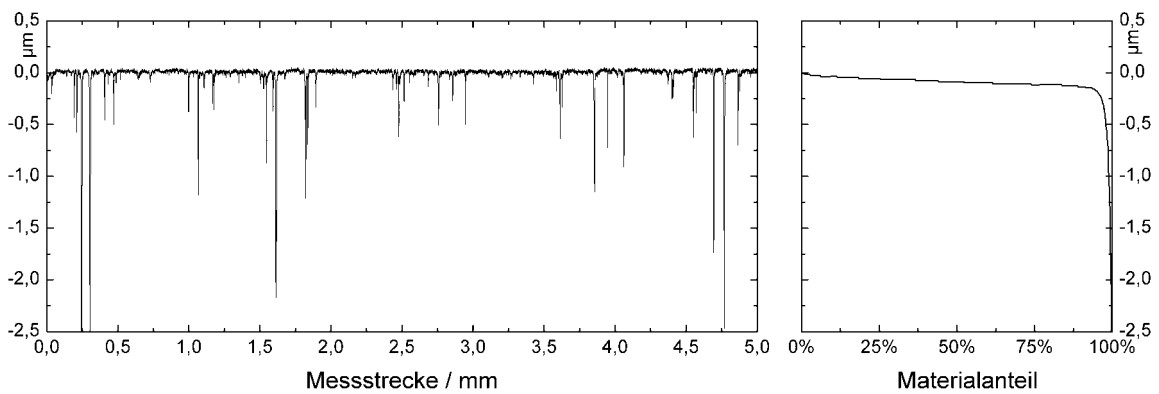


(c) Siliziuminfiltriertes Siliziumcarbid (poliert)

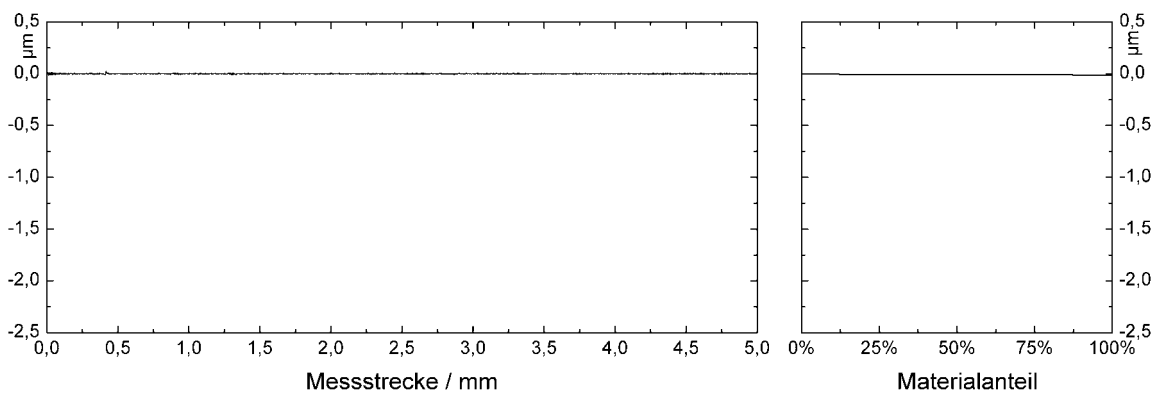
Abbildung B.5: Tastschnittmessungen der Prüfkörperoberflächen



(a) Polykristallines Aluminiumoxid



(b) Teilstabilisiertes Zirkonoxid



(c) Zerodur[®] mit Chrom-Sputterschicht

Abbildung B.6: Tastschnittmessungen der Prüfkörperoberflächen (Fortsetzung)

B Diagramme

Literaturverzeichnis

- [1] T. Bisschops, J. Vijvinkel: Large ultra-precision motion feedthrough designs. *Vacuum*, 60(1), **2001**, S. 161–165.
- [2] W. Novak, Y. Yoda: *Nikon Electron Projection Lithography System: Mechanical and Metrology Issues*. **2000**, ASPE.
- [3] E. Sakamoto: *Chamber, Exposure Apparatus, and Device Manufacturing Method*. **2005**, US20050011581A1.
- [4] S. Shinohara, T. Tsuda, T. Hayashida: *Hydrostatic Gas Bearing, Hydrostatic Gas Bearing Device for Use in Vacuum Environment, and Gas Recovering Method for the Hydrostatic Gas Bearing*. **2002**, EP1256734A1.
- [5] W. Krause: *Konstruktionselemente der Feinmechanik*. Carl Hanser Verlag München Wien, **2004**.
- [6] W. Bartz, J. Fremerey, J. Glienicke et al.: *Luftlagerungen – Grundlagen und Anwendungen*. Expert Verlag Ehningen, **1993**.
- [7] W. Umrath, R. Bahnen, T. Dreifert et al.: *Grundlagen der Vakuumtechnik*. **2002**, Leybold Vacuum.
- [8] R. Unterberger: Die Steifigkeit der Luftlager. *Feinwerktechnik*, 65(1), **1961**, S. 17–24.
- [9] A. Wiemer: *Luftlagerung*. VEB Verlag Technik Berlin, **1969**.
- [10] E. Loch: Aerostatische Lager I. Teil. *Konstruktion*, 3(19), **1967**, S. 92–97.
- [11] E. Loch: Aerostatische Lager II. Teil. *Konstruktion*, 4(19), **1967**, S. 134–139.
- [12] R. Unterberger: Vereinfachte Berechnung der Tragfähigkeit von aerostatischen Luft-Lagern und Führungen. *Feinwerktechnik & Messtechnik*, 87, **1979**, S. 372–380.

- [13] R. Mertel: *Untersuchungen über die Tragfähigkeit von statisch arbeitenden kreisförmigen Luftlagern und über Durchflusskennlinien von kleinen Düsendurchmessern bei hohen Drücken*. TU München, Diss., **1977**.
- [14] H. Mussnug: Mit Luft geschmierte Schlittenführung. *Werkstattzeitung für industrielle Fertigung*, 60(10), **1970**, S. 591–597.
- [15] H. Donat: Näherungsverfahren zur Dimensionierung schwingungsfreier ebener rechteckiger Luftlager. *Feingerätetechnik*, 32(10), **1982**, S. 452–457.
- [16] H. Donat: *Ein Beitrag zur Dimensionierung und Konstruktion ebener luftgeschmierter Führungen unter besonderer Berücksichtigung ihres Einsatzes in Mehrkoordinatenmessmaschinen*. TH Ilmenau, Diss., **1985**.
- [17] H. Köhler: *Druckgespeiste Gaslager mit flächig verteilten Mikrodüsen*. TU München, Diss., **1985**.
- [18] B. Schulz: *Herstellung von aerostatischen Lagern mit Laserendbearbeitung*. VDI Fortschrittsberichte Reihe 2 Nr. 525, VDI-Verlag Düsseldorf, **1999** (TU München, Diss.).
- [19] K. C. Fan, C. C. Ho, J. I. Mou: Development of a multiple-microhole aerostatic air bearing system. *Journal of Micromechanics and Microengineering*, 12, **2002**, S. 636–643.
- [20] D. Boffey, A. Duncan, J. Deardent: An Experimental investigation of the effect of orifice restrictor size on the stiffness of an industrial air lubricated thrust bearing. *Tribology International*, 14(5), **1981**, S. 287–291.
- [21] S. Yoshimoto: An aerostatic thrust bearing with a stiffness of 1N nm^{-1} . *Nanotechnology*, 7, **1996**, S. 52–57.
- [22] E. Blondeel, R. Snoeys, L. Devriese: Aerostatic bearings with infinite stiffness. *Annals of the CIRP*, 25(1), **1976**, S. 291–296.
- [23] M. Vermeulen, N. Rosielle, P. Schellekens: Dynamic Behavior-Improvements and Miniaturization of Passively Compensated Aerostatic Bearings. In: *Proceedings of 1st EUSPEN International Conference*. Bremen, Mai / Juni, **1999**, S. 36–39.

- [24] K. J. Stout, S. El-Ashkar, V. Ghasi et al.: Theoretical analysis of two configurations of aerostatic flat pad bearings using pocket orifice restrictors. *Tribology International*, 26(4), **1993**, S. 265–273.
- [25] M. Weck, H. Oetzmeral: New structured Air Bearings with Complex Thin Channels without Nozzles. In: *Proceedings of 1st EUSPEN International Conference*. Bremen, Mai / Juni, **1999**, S. 40–43.
- [26] J. Dormann: *Strömungssimulation von Luftlagern mit diskreter Düsenverteilung*. VDI Fortschrittsberichte Reihe 7 Nr. 436, VDI Verlag Düsseldorf, **2002** (TU München, Diss.).
- [27] E. P. Gargiulo, P. W. Gilmour: A Numerical Solution for the Design of Externally Pressurized Porous Gas Bearings: Thrust Bearings. *Journal of Lubrication Technology*, 90(4), **1968**, S. 810–817.
- [28] P. R. K. Murti: Analysis of Externally Pressurized Gas Porous Bearings. *Journal of Lubrication Technology*, 96(3), **1974**, S. 354–360.
- [29] S. Ishizawa, E. Hori: The Flow of a Viscous Fluid through a Porous Wall into a Narrow Gap. *Bulletin of Japan Society of Mechanical Engineers*, 9(36), **1966**, S. 719–730.
- [30] G. Beavers, D. D. Joseph: Boundary conditions at a naturally permeable wall. *Journal of Fluid Mechanics*, 30(1), **1967**, S. 197–207.
- [31] G. S. Beavers, E. M. Sparrow, R. A. Magnuson: Experiments on Coupled Parallel Flows in a Channel and a Bounding Porous Medium. *Journal of Basic Engineering*, 92(4), **1970**, S. 843–848.
- [32] G. I. Taylor: A model for the boundary condition of a porous material. Part 1. *Journal of Fluid Mechanics*, 49(2), **1971**, S. 319–326.
- [33] S. Richardson: A model for the boundary condition of a porous material. Part 2. *Journal of Fluid Mechanics*, 49(2), **1971**, S. 327–336.
- [34] P. Saffman: On the boundary condition at the surface of a porous medium. *Studies in Applied Mathematics*, L(2), **1971**, S. 93–101.
- [35] E. Sparrow, G. Beavers, I. Hwang: Effect of velocity slip on porous-walled squeeze films. *Journal of Lubrication Technology*, 94(3), **1972**, S. 260–265.

- [36] G. S. Beavers, E. M. Sparrow, B. A. Masha: Boundary Condition at a Porous Surface which Bounds a Fluid Flow. *American Institute of Chemical Engineers Journal*, 20(3), **1974**, S. 596–597.
- [37] Y. B. P. Kwan, J. Corbett: A simplified method for the correction of velocity slip and inertia effects in porous aerostatic thrust bearings. *Tribology International*, 31(12), **1998**, S. 779–786.
- [38] N. S. Rao: Effect of slip flow in aerostatic porous rectangular thrust bearings. *Wear*, 61(1), **1980**, S. 77–86.
- [39] K. C. Singh, N. S. Rao, B. C. Majumdar: Effect of velocity slip on the performance of aerostatic porous thrust bearings with uniform film thickness. *Wear*, 88(3), **1983**, S. 323–333.
- [40] K. C. Singh, N. S. Rao, B. C. Majumdar: Effects of velocity slip, anisotropy and tilt on the steady state performance of aerostatic porous annular thrust bearings. *Wear*, 97(1), **1984**, S. 51–63.
- [41] T. S. Luong, W. Potze, J. B. Post et al.: Numerical and experimental analysis of aerostatic thrust bearings with porous restrictors. *Tribology International*, 37(10), **2004**, S. 825–832.
- [42] S. A. Sheinberg, V. G. Shuster: Resistance to Vibration of a Hydrostatic Thrust Bearing. *Machine and Tooling*, 31(11), **1960**, S. 24–29.
- [43] J. Heinzl, H. Zehentbauer: Neue Ergebnisse bei der Entwicklung aerostatischer Lager. *Feinwerktechnik & Messtechnik*, 98(10), **1990**, S. 431–435.
- [44] J. Hopfner: *Fertigung von aerostatischen Lagern aus poröser Sinterbronze mit oberflächenverdichteter Drosselschicht*. TU München, Diss., **1991**.
- [45] M. Gerke: *Auslegung von ebenen und zylindrischen aerostatischen Lagern bei stationärem Betrieb*. TU München, Diss., **1991**.
- [46] S. Yoshimoto, K. Kohono: Static and Dynamic Characteristics of Aerostatic Circular Porous Thrust Bearings (Effect of the Shape of the Air Supply Area). *Journal of Tribology*, 123(3), **2001**, S. 501–508.

- [47] J. S. Plante, J. Vogan, T. El-Aguizy et al.: A design model for circular porous air bearings using the 1D generalized flow method. *Precision Engineering*, 29, **2005**, S. 336–346.
- [48] A. H. Shapiro: *The Dynamics and Thermodynamics of compressible Fluid Flow*. John Wiley & Sons, **1953**.
- [49] M. Fourka, M. Bonis: Comparison between externally pressurized gas thrust bearings with different orifice and porous feeding systems. *Wear*, 210, **1997**, S. 311–317.
- [50] L. Licht, D. D. Fuller, B. Sternlicht: Self-excited vibrations of an air-lubricated thrust bearing. *Transaction of ASME*, 80(2), **1958**, S. 411–414.
- [51] R. Sybelvon: Experimentelle Untersuchungen über Tragfähigkeit und Vibrationen von Luftlagern. *Antriebstechnik*, 9, **1963**.
- [52] T. Stowell: Pneumatic hammer in a gas lubricated externally pressurized annular thrustbearing. *Journal of Lubrication Technology*, 93, **1971**, S. 498–503.
- [53] J. W. Roblee, C. D. Mote: Vibration Damping In Externally Pressurized Gas Bearings. In: *Proceedings of International Conference on Vibration Problems in Engineering*. Xi'an, China, Juni, **1986**, S. 289–294.
- [54] J. W. Roblee, C. D. Mote: Design of Externally Pressurized Gas Bearings for Stiffness and Damping. In: *Proceedings of the 9th International Gas Bearing Symposium*. Washington, USA, September, **1986**, .
- [55] A. K. Stiffler: Analysis of the Stiffness and Damping of an Inherently Compensated, Multiple-Inlet, Circular Thrust Bearing. *Journal of Lubrication Technology*, 96(3), **1974**, S. 329–336.
- [56] A. Stiffler, D. Smith: Dynamic Characteristics of an Inherently Compensated, Square, Gas Film Bearing. *Journal of Lubrication Technology*, 97(3), **1975**, S. 52–62.

- [57] G. Lin, T. Aoyama, I. Inasaki: A computer simulation method for dynamic and stability analyses of air bearings. *Wear*, 126(3), **1988**, S. 307–319.
- [58] M. Fourka, Y. Tian, M. Bonis: Prediction of the stability of air thrust bearings by numerical, analytical and experimental methods. *Wear*, 198, **1996**, S. 1–6.
- [59] A. Charki, M. Bonis, P. Šarkan et al.: Static and dynamic Characteristics of thrust air bearings with grooves or orifices. In: *Proceedings of 1st EUSPEN International Conference*. Bremen, Mai / Juni, **1999**, S. 151–154.
- [60] R. Gorez: A study of stability of external pressurized gas bearings with porous wall by Liapunov's direct method. *Journal of Lubrication Technology*, 95(2), **1973**, S. 204–207.
- [61] D. Sun: Stability Analysis of an Externally Pressurized Gas-Lubricated Porous Thrust Bearing. *Journal of Lubrication Technology*, 95(4), **1971**, S. 457–468.
- [62] D. Sun: On the stiffness and damping properties of an externally pressurized, gas-lubricated porous thrust bearing. In: *Proc. of 7th International Gas Bearing Symposium*. Churchill College, Cambridge, England, Juli, **1976**, S. 67–81.
- [63] B. C. Majumdar: Dynamic Characteristics of Externally Pressurized Rectangular Porous Gas Thrust Bearings. *Journal of Lubrication Technology*, 98, **1976**, S. 181–186.
- [64] M. C. Majumder, B. C. Majumdar: Study of the pneumatic instability of externally pressurized porous gas thrust bearings with slip velocity. *Wear*, 124, **1988**, S. 261–277.
- [65] H. Chang, Z. Wang, D. Sun: An Experimental Investigation of the Stability of External Pressurized Gas-Lubricated Porous Thrust Bearings. *Journal of Lubrication Technology*, 105, **1983**, S. 630–637.
- [66] A. Schroter, J. Heinzl: Air-bearings with areal disposed micro-orifices (FVM-bearings). In: *Proc. of the 3rd Ultraprecision in Manufacturing Engineering*. TU München, Mai, **1994**, S. 253–256.

- [67] C. Cui, K. Ono: Theoretical and experimental investigation of an externally pressurized porous annular thrust gas bearing and its optimal design. *Journal of Tribology*, 119(3), **1997**, S. 486–492.
- [68] A. Schroter: Ausgleichsvorgänge bei Luftlagern. *F & M*, 102, **1994**, S. 317–323.
- [69] A. Schroter: *Ausgleichsvorgänge und Strömungsgeräusche bei aerostatischen Lagern mitflächig verteilten Mikrodüsen*. Fortschrittsberichte VDI Reihe 1 Nr. 245, VDI-Verlag Düsseldorf, **1995** (TU München).
- [70] C. Schäffel, S. Hesse, H. U. Mohr: Investigation of the noise behavior of aerostatic bearings for ultra-precisions stages. In: *Proceedings of 4th EUSPEN International Conference and 6th Annual General Meeting*. Glasgow, UK, Mai/Juni, **2004**, S. 382–383.
- [71] J. M. Pitarresi, K. A. Haller: An Air Layer Modeling Approach for Air and Air/Vacuum Bearings. *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, 119(3), **1997**, S. 388–392.
- [72] H. Shinozaki: *Differential Pressure Seal Apparatus with Pumped Fluid*. **2003**, EP1306592A2.
- [73] H. Shinozaki, H. Sobukawa, S. Yoshikawa: *Stage Device and Angle Detecting Device*. **2003**, EP1333468A2.
- [74] A. Higuchi, T. Kato, K. Iwasaki: *Gleitvorrichtung sowie ein zugehöriger Tischmechanismus zur Verwendung im Vakuum*. **2001**, DE10036217A1.
- [75] G. C. Lewis, R. A. Vanslette: *Electron Beam Lithographic Apparatus*. **1984**, US4425508.
- [76] T. Nakamura, N. Saji: *Positioning Apparatus*. **2004**, US20040145119A1.
- [77] J. W. Vanderport: *Scanning System with Linear Gas Bearings and Active Counterbalance Options*. **2001**, US6172372B1.
- [78] J. D. Pollock: *Linear Gas Bearing with Integral Vacuum Seal for Use in Serial Process Ion Implantation Equipment*. **1988**, US4726689.

Literaturverzeichnis

- [79] H. Mori, Y. Tomita, K. Sakaki: *Substrate Transfer Device*. **2005**, US20050187653A1.
- [80] B. T. Rechav, J. Vishnipolsky, E. Vinnitsky: *Managing Work-Piece Deflection*. **2004**, US20040020438A1.
- [81] W. T. Novak: *Vacuum Compatible Air Bearing Stage*. **2003**, US20030030778A1.
- [82] T. H. J. Bisshops, H. M. J. R. Soemers, J. Vijfvinkel et al.: *Movable Support in a Vacuum Chamber and its Application in Lithographic Projection Apparatus*. **2003**, US6618122B2.
- [83] T. H. J. Bisshops, J. Vijfvinkel, H. M. J. R. Soemers et al.: *Motion Feed-Through into a Vacuum Chamber and its Application in Lithographic Projection Apparatus*. **2000**, EP1052551A2.
- [84] T. H. Smick, M. Farley, T. Sakase et al.: *Apparatus for Reducing Distortion in Fluid Bearing Surfaces*. **2000**, EP1046827A2.
- [85] G. Ryding, T. H. Smick, M. Farley et al.: *Vakuumlagerstruktur und Verfahren zum Abstützen eines beweglichen Elements*. **2001**, DE10112221A1.
- [86] T. H. Smick, G. Ryding, M. Farley: *Method and Apparatus for Controlling a Workpiece in a Vacuum Chamber*. **1999**, US5898179.
- [87] T. H. Smick, T. Sakase, G. Ryding: *Apparatus for Reducing Distortion in Fluidbearings Surfaces*. **2000**, EP1052419A2.
- [88] T. H. Smick, M. Farley, T. Sakase et al.: *Fluid Bearing Vacuum Seal Assembly*. **2001**, US6274875B1.
- [89] Y. Uziel: *Air Bearing-Sealed Micro-Processing Chamber*. **2003**, US20030134574A1.
- [90] L. H. Veneklasen: *Annular Differential Seal for Electron Beam Apparatus using Isolation Valve and additional Differential Pumping*. **2001**, US6300630B1.
- [91] W. L. Fox: *Vacuum-Sealed Gas-Bearing Assembly*. **1980**, US4191385.

- [92] R. Booth: *Air Bearing Vacuum Seal Assembly*. **1978**, US4118042.
- [93] J. R. Lamattina, P. F. Petric: *Envelope Apparatus for Localized Vacuum Processing*. **1986**, US4584479.
- [94] P. F. Petric, M. S. Foley, M. W. Utlaut et al.: *Gap Control System for localized Vacuum Processing*. **1985**, US4528451.
- [95] G. R. Koch, D. Masnaghetti: *Scanning Electron Microscope Architecture and related Material Handling System*. **2004**, US6710354B1.
- [96] M. J. Dona, J. M. Krans, S. A. Mentink et al.: *Scanning Electron Microscope Assembly and Method for Using Same*. **2002**, WO03054909A1.
- [97] J. M. Forsyth: *X-Ray Lithography System*. **1990**, US4969169.
- [98] T. Nakamura, N. Saji: *Positioning Apparatus*. **2003**, US20030030224A1.
- [99] A. Devitt, A. D. Kirkpatrick: A precision air bearing stage, containing a moving vacuum chamber. In: *Proceedings of ASPE Spring Topical Meeting an Challenges at the Intersection of Precision Engineering and Vacuum Technology*. Pittsburgh, USA, Mai, **2006**, S. 51–53.
- [100] T. A. M. Ruijl, A. M. Rankers: *Präsentation EUSPEN Tutorial*. **2005**, .
- [101] T. Miura, T. Sato, M. Miyazaki et al.: Nikon EPL Tool latest Development Summary. *Future Fab International*, 13, **2002**.
- [102] S. Yoshimoto, Y. Yoshida, S. Danbara et al.: Study on exhaust System in aerostatic Journal Bearings for High Vacuum Chambers. *Seimitsu-kogakkai-shi*, 68(4), **2002**, S. 597–601.
- [103] S. Yoshimoto, Y. Yoshida, K. Yagi: The Seal System in Aerostatic Journal Bearings for High Vacuum Chambers. *Journal of Tribology*, 126(2), **2004**, S. 310–315.
- [104] D. Trost, L. Veneklasen: *Vacuum Compatible Linear Motion Device*. **1998**, US5784925.

Literaturverzeichnis

- [105] T. W. Tucker: *High Vacuum Compatible Air Bearing Stage*. **1983**, US4417770.
- [106] K. Emoto, K. Onuki: *Exhaust Apparatus with Control Means for a Multistage Labyrinth Seal of a Hydrostatic Bearing used in Vacuum*. **2003**, EP1333187A2.
- [107] S. Sakino, Y. Fukushima: *Stage Apparatus, Static Pressure Bearing Apparatus, Positioning Method, Exposure Apparatus and Method for Manufacturing Device*. **2005**, US20050002012A1.
- [108] K. Akutsu, N. Korenaga, M. Inoue: *Stage System, Exposure Apparatus, and Device Manufacturing Method*. **2004**, EP1486829A2.
- [109] K. Emoto: *Alignment Apparatus and Exposure Apparatus*. **2004**, US20040246455A1.
- [110] K. Akutsu, C. Sai: *Hydrostatic Bearing, Alignment Apparatus, Exposure Apparatus, and Device Manufacturing Method*. **2005**, US20050008269A1.
- [111] M. R. Sogard, M. Kovalerchik, D. C. Watson: *Stage Assembly having a Follower Assembly*. **2005**, US6903346B2.
- [112] T. Miura: *Non-contacting Holding Device for an Optical component*. **2003**, EP1318424A2.
- [113] K. Tanaka, Y. Yoda, Y. Okobu et al.: *Stage Devices exhibiting reduced Deformation, and Microlithography Systems comprising same*. **2003**, US20030178579A1.
- [114] W. K. Waskiewicz, K. S. Werder: *Planar movable Stage Mechanism*. **2001**, US6324933B1.
- [115] M. Forukawa: *Drive Mechanism with Gas Bearing*. **1993**, US5218896.
- [116] A. J. Hazelton: *Wafer Stage operable in a Vacuum Environment*. **2005**, US20050168076A1.
- [117] E. Sohmen, P. Kaufmann, W. Schwarz: *Optical System*. **2005**, WO2005047979A2.

- [118] D. C. Watson, W. T. Novak: *Air Bearing Linear Guide for Use in a Vacuum*. **2002**, US6467960B1.
- [119] D. Trost: *Positioning Device*. **2005**, US6888619B2.
- [120] M. R. Sogard, D. F. Spicer: *Air Bearing Operable in a Vacuum Region*. **2000**, US6126169.
- [121] T. Yokomatsu, M. Furukawa: *Static Pressure Bearing*. **1988**, US4749283.
- [122] C. Sai: *Hydrostatic Bearing and Stage Apparatus using Same*. **2002**, EP1260720A2.
- [123] M. R. Sogard: *Fluid Bearing Operable in a Vacuum Region*. **2002**, US6402380B1.
- [124] C. Sai, K. Akutsu: *Static Gas Bearing System, Stage Mechanism, Exposure Apparatus, and Device Manufacturing Method*. **2005**, US20050129339A1.
- [125] K. Emoto: *Pipe Structure, Alignment Apparatus, Electron Beam Lithography Apparatus, Exposure Apparatus, Exposure Apparatus Maintenance Method, Semiconductor Device Manufacturing Method, and Semiconductor Manufacturing Factory*. **2002**, US20020000029A1.
- [126] S. Tokushima, Y. Okubo, T. Shimoda: *Static Air-Bearing and Stage Apparatus using the Bearing and Optical Apparatus using the Stage Apparatus*. **2001**, US6328473B1.
- [127] N. Korenaga: *Stage System including Fine-Motion Cable Unit, Exposure Apparatus, and Method of Manufacturing Device*. **2005**, US20050024621A1.
- [128] K. Tanaka, Y. Okobu, H. Narushima et al.: *Stage Apparatus including non-contacting Gas Bearings and Microlithography Apparatus Comprising same*. **2003**, US6583597B2.
- [129] K. Akutsu: *Stage System, Exposure Apparatus, and Device Manufacturing Method*. **2005**, US20050018165A1.

Literaturverzeichnis

- [130] S. Sakino, M. Inoue, T. Kubo: *Stage Device, Exposure Apparatus, Device Manufacturing Method and Movement Guidance Method*. **2003**, US6644855B2.
- [131] D. C. Watson, M. Kovalerchik, W. T. Novak: *Cantilever Reticule Stage for Electron Beam Projection Lithography System*. **2002**, US20020021427A1.
- [132] T. Miura, K. Tanaka: *Gas-actuated Stages including Reaction-Force-Canceling Mechanisms for Use in Charged-Particle-Beam Microlithography Apparatus*. **2002**, US20020085192A1.
- [133] T. Tsuda, S. Shinohara, S. Tokushima et al.: *Static Pressure Air Bearing*. **2002**, US20020034345A1.
- [134] Y. Okubo: *Stage Devices configured for Use in a Vacuum Environment of a Charged-Particle-Beam Microlithography Apparatus*. **2002**, US20020089657A1.
- [135] D. Trost: Using Air Bearings in Vacuum to Control Stage Vibration. *Semiconductor International*, 25(8), **2002**, S. 165–168.
- [136] T. Miura: Electron projection lithography tool development status. *Journal of Vacuum Science and Technology B*, 20(6), **2002**, S. 2622–2626.
- [137] T. Miura, T. Sato, M. Miyazaki et al.: Nikon EPL tool development summary. *Proceedings of SPIE*, 4688(2), **2002**, S. 527–534.
- [138] G. Khim, C. H. Park, H. Lee et al.: Analysis of additional leakage resulting from the feeding motion of a vacuum-compatible air bearing stage. *Vacuum*, 81(4), **2006**, S. 466–474.
- [139] D. Trost: Design and analysis of hydrostatic gas bearings for vacuum application. In: *Proceedings of ASPE Spring Topical Meeting and Challenges at the Intersection of Precision Engineering and Vacuum Technology*. Pittsburgh, USA, Mai, **2006**, S. 54–59.
- [140] M. Wutz: *Handbuch der Vakuumtechnik*. Vieweg Verlag Wiesbaden, **2004**.

- [141] D. Rist: *Dynamik realer Gase*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, **1995**.
- [142] T. A. Delchar: *Vacuum Physics and techniques*. Chapman & Hall, London, **1993**.
- [143] S. Dushman: *Scientific foundations of vacuum technique*. John Wiley & Sons, Inc., **1966**.
- [144] V. A. Browne, J. E. A. John: Vacuum radial flow from the viscous through the free molecule regime. *Vacuum*, 20(12), **1970**, S. 525–533.
- [145] R. E. Collins: *Flow of Fluids through Porous Materials*. Reinhold Publishing Corporation, New York, **1961**.
- [146] A. E. Scheidegger: *Physics of Flow Through Porous Media*. University of Toronto Press, **1974**.
- [147] A. Berman: *Vacuum Engineering Calculations, Formulas, and solved Exercises*. Academic Press, Inc. San Diego, **1992**.
- [148] J. M. Lafferty: *Foundations of vacuum science and technology*. Wiley New York, **1998**.
- [149] A. Roth: *Vacuum technology*. Elsevier, Amsterdam, **1996**.
- [150] C. Schenk, S. Risse: Investigation on gas bearings operable in high vacuum environment for engineering at nanoscale. In: *Proceedings of 5th EUSPEN International Conference*. Montpellier, France, Mai, **2005**, S. 121–124.
- [151] C. Schenk, S. Buschmann, S. Risse et al.: Comparison between flat aerostatic gas bearing pads with orifice and porous feedings at high vacuum conditions. *Precision Engineering*, Eingereicht 2006.
- [152] C. Schenk, S. Risse: Untersuchungen an ebenen aerostatischen Gaslagererelementen für hochvakuumtaugliche Präzisionsführungen. In: *Ta-gungsband und DVD 50. Internationales Wissenschaftliches Kolloquium der TU Ilmenau*. Ilmenau, Deutschland, September, **2005**, S. 10.
- [153] H. Donat: *Aerostatische Führungen und Luftlagerungen*. Cuvillier Verlag Göttingen, **2006**.

Literaturverzeichnis

- [154] H. Schilling: *Statische Physik in Beispielen*. VEB Fachbuchverlag Leipzig, **1972**.
- [155] J. W. Powell: *Design of Aerostatic Bearings*. Machinery Publishing Co. Ltd., **1970**.
- [156] N. Elsner, A. Dittmann: *Grundlagen der Technischen Thermodynamik I, II*. Akademie Verlag Berlin, **1993**.
- [157] *DIN EN ISO 4287: Oberflächenbeschaffenheit: Tastschnittverfahren – Benennungen, Definitionen und Kenngrößen der Oberflächenbeschaffenheit*. **1998**.
- [158] P. A. Redhead, J. P. Hobson, E. V. Kornelsen: *The Physical Basis of Ultrahigh Vacuum*. American Inst. of Physics, New York, **1993**.
- [159] M. Henzler, W. Göpel: *Oberflächenphysik des Festkörpers*. Teubner Verlag, Stuttgart, **1994**.
- [160] C. Edelmann: *Vakuumphysik: Grundlagen, Vakuumerzeugung und -messung, Anwendungen*. Spektrum Akademischer Verlag Heidelberg Berlin, **1998**.
- [161] H. Bach: *Low Thermal Expansion Glass Ceramics*. Springer Verlag, Berlin Heidelberg, **1995**.
- [162] M. R. Alvarez, M. J. Torralvo, Y. Grillet et al.: Microcalorimetric Study of Argon, Oxygen, Nitrogen and Carbon Monoxide Adsorption on crystalline Zirconia. *Journal of Thermal Analysis*, 38, **1992**, S. 603–609.

