Stationärer und instationärer Betrieb eines unsynchronisierten Schraubenladers

Von der Fakultät Maschinenbau
der Universität Dortmund
zur Erlangung des akademischen Grades

DOKTOR-INGENIEUR

genehmigte

DISSERTATION

von

Dipl.-Ing. Jörg Temming
aus Ahaus

2007

Gutachter:	Prof. Dr.-Ing. K. Kauder, Dortmund
Zweitgutachter:	Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. L. Rinder, Wien
Datum der mündlichen Prüfung:	06.07.2007

Diese Arbeit entstand während meiner wissenschaftlichen Tätigkeit am Fachgebiet Fluidenergiemaschinen der Universität Dortmund. Zum Gelingen einer solchen Arbeit sind viele helfende Köpfe und Hände notwendig, die oft im Hintergrund wirken, deshalb aber nicht weniger wichtig sind. Bei allen mittelbar und unmittelbar Beteiligten möchte ich mich ganz herzlich bedanken. Einige möchte ich hier kurz erwähnen.

Beginnen möchte ich mit dem ehemaligen Leiter des Fachgebietes, Herrn Prof. Dr.-Ing. Knut Kauder. Ich danke Ihnen für die fachliche und menschliche Begleitung meines wissenschaftlichen Werdeganges bis hin zur Begutachtung dieser Dissertation. Die Freiheit, eigene Ideen umsetzen zu können, aber gleichzeitig von Ihren Erfahrungen profitieren und mit Ihnen jederzeit diskutieren zu können, hat mir bei meiner wissenschaftlichen Arbeit sehr geholfen. Durch Ihre Entscheidung, den unsynchronisierten Schraubenlader an der Universität selbst zu entwickeln und zu bauen, haben Sie diese Arbeit entscheidend vorangebracht und ihr eine Richtung gegeben. Nicht zuletzt die Art und Weise, wie Sie mir diese Entscheidung auf der Rückfahrt nach einem Präsentationstermin im Auto mit Hand und Fuß erläutert haben, wird mir in Erinnerung bleiben (auch wenn ich zum damaligen Zeitpunkt ob unserer Geschwindigkeit ein wenig verkrampft war).

Ebenfalls danke ich Herrn Prof. Dr.-techn. Laurenz Rinder von der TU Wien für die kritische Durchsicht der Arbeit, seine Anregungen und die Übernahme des Korreferates.

Bei allen Mitarbeitern des Fachgebietes, ob im Zeichenbüro, in der Werkstatt oder im Sekretariat, ob Wissenschaftler, Techniker, Student oder Azubi, müsste ich mich für sovieles bedanken, dass es den Rahmen dieser Seiten sprengen würde. Ich hoffe, Ihr seid mir nicht böse, wenn ich das hier etwas abkürze. Die sechs Jahre (mit der Hiwi-Zeit sogar fast neun) bei Euch und mit Euch haben mich sicherlich geprägt. Alle hatten stets ein offenes Ohr, haben ihre Ideen und ihr Wissen eingebracht und damit auch mich und meine Arbeit wertvoll unterstützt. Aber nicht nur dadurch werdet Ihr mir in Erinnerung bleiben. Auch die Diskussionen beim Kaffee um die richtigen Oddsett-Tips, die gemeinsamen Fahrten zum Uerige nach Düsseldorf, die legendären FEM-Fußballspiele, die Kickertuniere bei Peter im Keller, das Grillen an heißen Sommertagen auf der Freifläche und noch vieles mehr hat die Zeit bei Euch zu mehr als einer reinen „Arbeitszeit“

werden lassen. Ich denke, ein solches Betriebsklima sollte gepflegt und erhalten werden. Ich jedenfalls werde immer sehr gerne an meine Dortmunder FEM-Zeit zurückdenken.

Magnus und Tobias, Euch möchte ich in besonderer Weise danken, da Ihr diese Arbeit in großem Maße mit beeinflusst habt. Tobias, Dein Gespür für praktische Dinge bei der Entwicklung und Optimierung des Laders und der Konzeption, Konstruktion und dem Aufbau des Prüfstands hat mir sehr geholfen. Magnus, Dir danke ich für die vielfältigen Diskussionen über den Lader und insbesondere auch für Deine Unterstützung bei der Programmierung von *KaSim*. Besonders danke ich Euch für Eure Freundschaft, die hoffentlich auch bei der jetzt größeren Entfernung noch lange Bestand hat.

Weiterhin bedanke ich mich bei Herrn Schübbe und den Mitarbeitern der Zentralwerkstatt für die Bearbeitung der mechanischen Komponenten des Laders. Für die Bereitstellung der Rotoren danke ich Herrn Dirrichs, Herrn Kroll und der Firma Klingelnberg GmbH. Ohne sie hätte es keinen Prototypen gegeben.

Die mehr als zehn Jahre in Dortmund habe ich natürlich nicht nur bei der Arbeit verbracht. Hier möchte ich zunächst Euch, Michael und Robert, für die lustigen und interessanten WG-Jahre während des Studiums danken. Da wir uns auch heute noch regelmäßig sehen, war es anscheinend nicht so schlimm.

Andrea, Dir danke ich für die schönen Radtouren, die wir gemeinsam hinter uns gebracht haben, und für so manche Flasche Wein, die wir zusammen geleert haben.

Für dein offenes Ohr bei Problemen, so manchen zusammen gejoggten Laufkilometer und deine Unterstützung und Anfeuerung bei allen meinen Marathons danke ich Dir, Sascha. Nächstes Jahr in Hamburg sind die Rollen dann vertauscht.

Ebenfalls möchte ich noch den Physik-LK-Stammtisch erwähnen, der sich nun im 13. Jahr nach dem Abitur immer noch regelmäßig trifft. Ich glaube mehr braucht man dazu nicht sagen.

Großer Dank gebührt natürlich vor allem meinen Eltern, Hermann und Gabriele. Ihr habt mir das Handwerkszeug des Lebens mitgegeben und den Weg geebnet, ohne ihn vorgeben zu wollen. Für Eure Unterstützung, Euren Rückhalt und Euer Vertrauen danke ich Euch.

Und zum Schluss noch zur Dir, Dani. Das Leben mit Dir ist wunderbar. Ich freue mich auf viele weitere Jahre mit Dir im hohen, rauhen Norden. Und das wir noch viele gemeinsame Kilometer mit dem Fahrrad zurücklegen werden. Bis zum Mond und zurück.

Elmshorn, im Oktober 2007 Jörg Temming

Für Dani

Inhaltsverzeichnis

Verzeichnis der verwendeten Symbole und Abkürzungen **vi**

Abstract **x**

Zusammenfassung **x**

1 Einleitung **1**

2 Schraubenverdichter **3**

2.1 Funktionsweise von Schraubenverdichtern/-ladern 3

2.2 Arbeitsraumspalte 5

2.3 Schraubenlader 8

2.4 Kenngrößen 10

3 Aufladung **12**

3.1 Aufladung von Verbrennungsmotoren 12

3.1.1 Abgasturboaufladung 13

3.1.2 Mechanische Aufladung 14

3.1.3 Downsizing 14

3.2 Aufladung von Brennstoffzellensystemen 17

4 Ziel der Arbeit **18**

5 Simulationssystem *KaSim* **20**

5.1 Kammermodell in *KaSim* 21

5.2 Erweiterung von *KaSim* 26

5.2.1 Mechanische Kapazitäten 27
5.2.2 Mechanische Verbindungen 29
5.2.3 Lineares Gleichungssystem 33
5.2.4 Genauigkeitsanalyse 35

6 Geometrische Skalierung von Schraubenladern 39

7 Profil- und Spaltanalyse 44
7.1 Angewendete Verschleißschutzschicht 45
7.2 Profileingriffsspaltanalyse 49
7.3 Gehäusespalt 52

8 Reibleistung an Lagern und Dichtungen 55
8.1 Modelle zur Bestimmung des Reibmonents 55
8.1.1 Lagerreibung 55
8.1.2 Wellendichtung 58
8.2 Durchflussverhalten von Labyrinthdichtungen 60
8.3 Messungen 64
8.4 Zwischenergebnis 68

9 Stationäre und instationäre Simulation 69
9.1 Stationäre Simulation 71
9.1.1 Stationäres Betriebskennfeld des Schraubenladers 71
9.1.2 Lagerkräfte und Antriebsmoment 77
9.1.3 Stationäre Zusammenarbeit Schraubenlader/Motor 80
9.2 Instationäre Simulation 85
9.2.1 Werkstoff- und Ausführungsvariation 86
9.2.2 Geometrievariation 91
9.3 Zwischenergebnis 97

10 Betriebsverhalten des Schraubenladers 99
10.1 Aufbau des Prototypen 99
10.2 Versuchsaufbau 102
10.3 Stationäres Betriebsverhalten, Kennfelder 105
10.4 Instationäres Betriebsverhalten 112

10.5 Verschleißverhalten . . . 118
10.6 Zwischenergebnis . . . 119

11 Vergleich Messung/Simulation **121**
11.1 Stationärer Vergleich . . . 121
11.2 Instationärer Vergleich . . . 129

12 Zusammenfassung und Ausblick **133**

Literaturverzeichnis **136**

Verzeichnis der verwendeten Symbole und Abkürzungen

Lateinische Formelzeichen

Formelzeichen	Einheit	Bedeutung
$A,\ \vec{A}$	m^2	Fläche, Flächennormalenvektor
C	kN	Tragzahl
D	m	Durchmesser
f	-	Skalierungs-, Lagerfaktoren
$F,\ \vec{F}$	N	Kraft, Kraftvektor
h	m	Spalthöhe
i	-	Übersetzung
$l,\ L$	m	Länge, Rotorlänge
m	kg	Masse
$\dot{m}$	$kg\ s^{-1}$	Massenstrom
$M,\ \vec{M}$	Nm	Moment, Momentenvektor
n	s^{-1}	Drehzahl
p	Pa	Druck
P	W	Leistung
P	kN	Lagerbelastung
Q	$kg\ m^2\ s^{-2}$	Wärme
$r,\ \vec{r}$	m	Radius, Ortsvektor
R	$J\ kg^{-1}\ K^{-1}$	Gaskonstante
Re	-	Reynolds-Zahl
$\vec{s}$	m	Schwerpunktsvektor
t	s	Zeit
T	K°	Temperatur
u	$m\ s^{-1}$	Umfangsgeschwindigkeit
u	$m^2\ s^{-2}$	spezifische innere Energie
U	$kg\ m^2\ s^{-2}$	innere Energie
U	m	Umfang
v	-	Volumenverhältnis
v	$m^3\ kg^{-1}$	spezifisches Volumen

V	m^3	Volumen
w	$\mathrm{m}^2\ \mathrm{s}^{-2}$	spezifische Arbeit
W	$\mathrm{kg\ m}^2\ \mathrm{s}^{-2}$	Arbeit
$\vec{x}$	m	Verbindungsvektor
z	-	Zähnezahl

Griechische Formelzeichen

Formelzeichen	**Einheit**	**Bedeutung**
Δ	-	Differenz, Inkrement
ϵ	-	dimensionsloser Durchflussmassenstrom
η	-	Gütegrad, Wirkungsgrad
η	$\mathrm{kg\ m}^{-1}\ \mathrm{s}^{-1}$	dynamische Viskosität
ϑ	C°	Temperatur
θ	$\mathrm{kg\ m}^2$	Massenträgheitsmoment
κ	-	Isentropenexponent
λ	-	Widerstandszahl
λ_{A}	-	Aufheizgrad
λ_{D}	-	Durchsatzgrad
λ_{F}	-	Füllungsgrad
λ_{L}	-	Liefergrad
μ	-	Reibungskoeffizient
μ	-	Durchflussbeiwert
ν	$\mathrm{m}^2\ \mathrm{s}^{-1}$	kinematische Viskosität
ξ	-	Widerstandskoeffizient
Π	-	Druckverhältnis
ρ	$\mathrm{kg\ m}^{-3}$	Dichte
σ	-	Strömungswiderstand
φ	°	Umschlingungswinkel
ψ	-	Expansionszahl
ω	s^{-1}	Winkelgeschwindigkeit

Indizes

Symbol	Bedeutung
0	drehzahlabhängig, statisch, Eintrittszustand
1	lastabhängig, dynamisch
a	Ausgangsmodell
ab	abgeführt
an	Antriebs-
A	Flächen
A,B,C,...	Kammerindex
e	effektiv
ein	Eintritt
es	effektiv isentrop
f	gefördert
F	Fußkreis
FA	Flächen, Kraftoberflächen
FG	Stirnspalt
H	Gehäusespalt
HD	Hochdruckseite
HR	Hauptrotor
i	Zählindex
i	innen
is	innen isentrop
Kam	Kammer
M	Mittel
Mot	Motor
MXY	Moment um die x,y-Achse
MZ	Moment um die z-Achse
n	Normalenrichtung
n	neues, skaliertes Modell
ND	Niederdruckseite
NR	Nebenrotor
opt	optimal
PE	Profileingriffsspalt

R,Reib	Reibung
s	isentrop
S	Spalt
th	theoretisch
Vol	Volumen
x,y,z	Koordinatenrichtungen
zu	zugeführt
Z	Zahnlücke

Abstract

Engine downsizing as a new combustion engine concept is leading to increased interest in mechanical superchargers. The screw-type supercharger is a tried and tested solution, but today only used as an add-on tuning component or in the high-price segment of the automobile industry.

This dissertation presents some new ideas in the design of screw-type superchargers. The aims are better thermodynamic performance and overall efficiency associated with less parts and simpler assembly which will reduce the complexity and costs of such a supercharger.

The screw-type supercharger without timing gear is a first step in this investigation field. The torque transmission between the rotors is located in the contact of male and female rotor. This leads to the reduction of the profile meshing gap height. Characteristic diagrams of the new supercharger without timing gear are presented and discussed.

The second main topic is the verification of the simulation, especially of the tool *Ka-Sim*. Comparisons between simulation and measurement are analysed. The influence of friction on seals and bearings and the possibility of reducing this friction is discussed. To take friction into account in the simulation a friction model is implemented. Furthermore the intake flow into the supercharger affects the performance and is analysed.

A further topic is the simulation of the transient operating behaviour on screw-type superchargers. The analysis of different rotor materials and rotor geometries defines criterions of a optimised design under transient conditions. The verification of the transient simulations is also part of this paper.

Zusammenfassung

Das Downsizing von Verbrennungsmotoren hat in letzter Zeit wieder ein verstärktes Interesse an mechanischen Verdrängerladern ausgelöst. Der Schraubenlader ist gerade in diesem Anwendungsbereich eine praktikable und erprobte Lösung, derzeit allerdings nur als Nachrüstsatz in Tuning-Bereich oder im Premiumsegment (z.B. AMG/Daimler Chrysler) der Automobilindustrie.

Dieser Beitrag stellt einige neue Ansätze in der Konstruktion von Schraubenladern vor. Zielsetzungen sind neben der Verbesserung der thermodynamischen Energiewandlung und der Erhöhung des Gesamtwirkungsgrades vor allem die Reduzierung der Bauteile und eine einfachere, schnellere Montage. Dies ermöglicht die Reduzierung der Komplexität und Kosten eines Schraubenladers.

Der Schraubenlader ohne Synchronisationsgetriebe ist ein Schritt in diese Richtung. Die Drehmomentübertragung zwischen den Rotoren erfolgt über die Profilflanken von Haupt- und Nebenrotor. Verbunden damit ist eine Reduzierung des Profileingriffsspaltes. Kennfelder dieses neuen Laders werden diskutiert.

Des Weiteren ist die Verifikation des Simulationswerkzeuges *KaSim* Gegenstand dieses Beitrages. Simulierte und gemessene Kennfelder werden verglichen und analysiert. Der Einfluss der Reibung an Dichtungen und in Lagern und die Möglichkeit, diese Reibung zu reduzieren, werden diskutiert. Ein Modell zur Berechnung und Berücksichtigung der Lagerreibung in der Simulation wird vorgestellt. Weiterhin wird der Einfluss der Einlassströmung in den Schraubenlader auf sein Betriebsverhalten näher betrachtet.

Einen weiteren Schwerpunkt bildet die Simulation des instationären Verhaltens des Schraubenladers. Die Untersuchung verschiedener Rotorausführungen, -werkstoffe und -geometrien auf das Beschleunigungsverhalten erlaubt die Formulierung von Zielsetzungen für eine Auslegung des Schraubenladers hinsichtlich instationärer Kriterien. Die Verifikation der instationären Simulation ist ebenfalls Bestandteil dieses Beitrages.

1 Einleitung

In den letzten Jahren sind in der Automobilindustrie zwei Trends in der Entwicklung von Verbrennungsmotoren zu verzeichnen. Zum einen besteht eine Tendenz zu immer größeren Leistungen der Motoren, resultierend aus steigenden Fahrzeuggewichten aufgrund immer umfangreicherer Komfort- und Sicherheitsausstattung. Zum anderen rücken Verbrauchs- und Abgaskennwerte aufgrund steigender Kraftstoffpreise und strengerer Emissionsgrenzen in den Fokus der Entwicklungsziele. In erster Näherung führt diese Kombination zu einem Zielkonflikt, weil der direkte Weg zur Leistungserhöhung über eine Hubraumvergrößerung durch einen möglichst geringen Kraftstoffverbrauch verbaut ist.

In der Verbrennungsmotorenentwicklung des Ottomotors sind bereits Maßnahmen wie Benzindirekteinspritzung, Ventildeaktivierung, Kanaltrennung, etc. realisiert um eine bessere Gemischbildung und Verbrennung mit niedrigeren Verbräuchen und Emissionen zu erzielen. Weiteres Einsparpotential kann durch die Auslegungsphilosophie des so genannten „Downsizing“-Konzeptes erschlossen werden. Ziel beim Downsizing ist, eine hohe bzw. konstante Nennleistung mit einem deutlich geringerem Hubvolumen als bei einem vergleichbaren Saugmotor zu realisieren. Durch diese Maßnahme verschieben sich Teillastbetriebspunkte aus Kennfeldbereichen mit geringerer in Gebiete mit höherer Last. Die Lastpunktverschiebung verringert die Ladungswechselverluste durch Entdrosselung des Motors und erzielt damit einen Verbauchsvorteil gegenüber dem leistungsgleichen Saugmotor. Weiteres Einsparpotential beim Kraftstoffverbrauch liegt in den geringeren Reibungsverlusten eines hubraumreduzierten Motors begründet. Um die Leistungsminderung durch die Verringerung des Hubraums zu kompensieren, muss der kleinere Motor mit einem Aufladeaggregat versehen sein.

Das Aufladeaggregat muss in der Lage sein, bereits bei niedrigen Motordrehzahlen spontan einen angemessenen Ladedruck zu liefern, damit die Charakteristik des Fahrzeugs mit kleinem Motorhubraum der eines großen Saugmotors entspricht. Heutige Aufladesysteme, sowohl Turbolader als auch die vorhandenen mechanischen Lader, stoßen hier an Grenzen.

Eine erste marktrelevante Anwendung, bei der dieser Konflikt gelöst wurde, ist der im Jahr 2005 vorgestellte TSI-Motor der Volkswagen AG. Eine Aufladestrategie mit zwei Aggregaten, einem mechanischen Roots-Lader und einem Abgasturbolader, verbindet die Vorteile der Einzelsysteme so, dass sich in der Kombination das gewünschte Aufladeverhalten für ein Downsizing-Konzept ergibt.

Neben der Weiterentwicklung von Verbrennungsmotoren verstärkt die Industrie auch ihre Entwicklungstätigkeiten für alternative Antriebe. Besonders Hybrid- und Brennstoffzellenfahrzeuge besitzen dabei eine herausragende Stellung. Während in der Hybridtechnik bereits erste Serienkonzepte realisiert sind, steht die Brennstoffzellentechnik noch in der Prototypenphase. Wichtige Entwicklungsschritte konnten jedoch in den letzen Jahren vollzogen werden.

Die bisherigen Brennstoffzellensysteme benötigen auf der Luftversorgungsseite ebenfalls einen Verdichter, um eine hohe Leistungsdichte und hohe Dynamik des Systems sicherzustellen. Die Anforderungen bezüglich Druckverhältnis und Dynamik sind vergleichbar mit denen der Verbrennungsmotoren.

Als Aufladeaggregate für solche Systeme, sowohl Verbrennungsmotor wie auch Brennstoffzellen, besitzen zwei Aufladeverfahren eine marktrelevante Stellung, allem voran die Abgasturboaufladung und in Nischenbereichen die mechanische Aufladung. Der Schraubenlader gehört zur Gruppe mechanischer Aufladeaggregate mit innerer Verdichtung. Obwohl er aufgrund dieser Tatsache Potential für Anwendungen mit einem hohen Aufladegrad besitzt, gibt es bisher außer in einigen Tuninganwendungen und in Brennstoffzellenprototypenfahrzeugen kein Einsatzgebiet mit einer größeren Serienstückzahl.

2 Schraubenverdichter

2.1 Funktionsweise von Schraubenverdichtern/-ladern

Das gemeinsame Kennzeichen aller Verdrängermaschinen ist der abgeschlossene Arbeitsraum, dessen Volumen sich während eines Arbeitsspiels zyklisch ändert. Bei Schraubenverdichtern bildet sich dieser Arbeitsraum zwischen den beiden schraubenförmig verwundenen Rotoren aus. Durch den kämmenden Eingriff der beiden Rotoren kommt es zu einer Volumenreduzierung des Arbeitsraumes; es handelt sich bei dem Schraubenverdichter also um eine Verdrängermaschine mit innerer Verdichtung.

Am Anfang des Arbeitsspiels des Schraubenverdichters bildet sich durch das Auseinanderdrehen der Rotoren auf der Unterseite der markierte Profillückenraum, **Bild 2.1 a**. Durch die saugseitigen Steuerkanten im Rotorgehäuse wird der Arbeitsraum bei der weiteren Drehung der Rotoren von der Saugseite getrennt, sobald der, bezogen auf die Rotordrehrichtung hintere Zahnkopf, diese Kanten überstreicht.

Bei der weiteren Drehung der Rotoren verkleinert sich der Profillückenraum stetig, **Bild 2.1 b**. Dabei steigen Druck und Temperatur innerhalb des geschlossenen Arbeitsraums nach dem Prinzip der inneren Verdichtung an.

Der gewünschte Verdichtungsenddruck kann durch die Lage der druckseitigen Steuerkanten beeinflusst werden. Der Auslassvorgang beginnt, sobald der in Drehrichtung vorlaufende Zahnkopf des Profillückenraums die druckseitigen Auslass-Steuerkanten erreicht. Dann entsteht eine Verbindung des Profillückenraumes mit der Druckseite des Verdichters. Bei weiterer Drehung der Rotoren wird nun das gesamte Profillückenvolumen in die Druckleitung ausgeschoben, **Bild 2.1 c**.

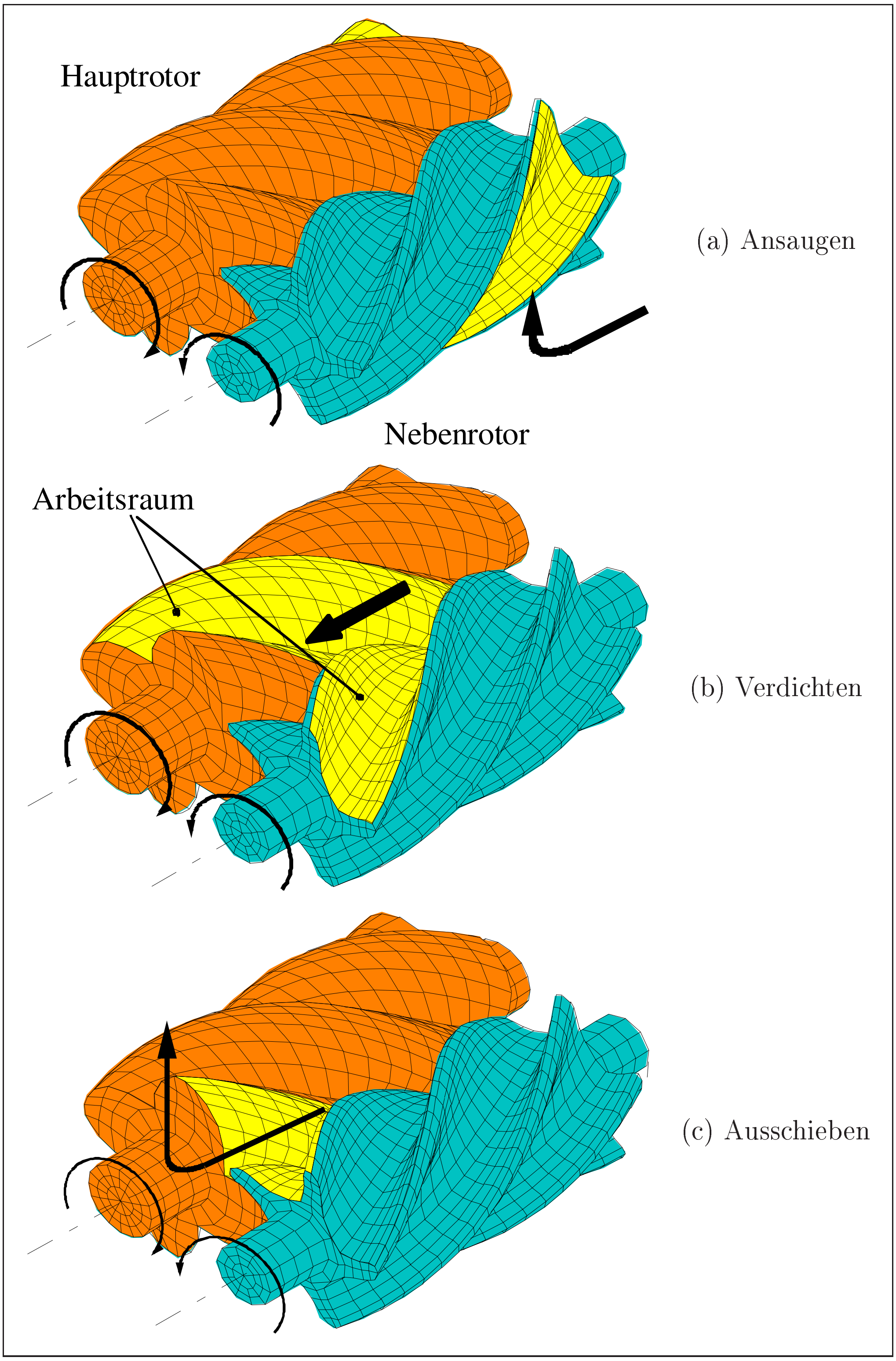


Bild 2.1: Arbeitsspiel des Schraubenverdichters/-laders

Abhängig vom Zahnteilungswinkel wiederholt sich das Arbeitsspiel periodisch für jede Arbeitskammer. Es existieren also immer mehrere, sich in unterschiedlichen Arbeitsspielphasen um den Zahnteilungswinkel versetzte, Arbeitsspielzustände in der Maschine.

Durch die konstruktive Anordnung der saug- und druckseitigen Steuerkanten kann das Kammervolumen zum Beginn und Ende der Verdichtungsphase festgelegt werden. Das Verhältnis dieser Volumina ist als inneres Volumenverhältnis bekannt. Das innere Volumenverhältnis ist ein Maß für das optimale Druckverhältnis, das mit der Maschine erreicht wird.

Der Schraubenverdichter kann prinzipiell auch als Expansionsmaschine eingesetzt werden. Das Arbeitsspiel eines solchen Schraubenmotors (oder Schraubenexpanders) entsteht aus dem des Schraubenverdichters durch Änderung der Dreh- und Durchströmungsrichtung. Dabei wird das komprimierte Fluid innerhalb des Profillückenraumes expandiert und am Ende des Expansionsvorganges in die Auslassleitung bei niedrigem Druck ausgeschoben. Dabei wird thermische Energie in Wellenarbeit gewandelt.

Man kann zwei Schraubenverdichterbauarten unterscheiden, die trockenlaufenden und naßlaufenden Maschinen. Bei den trockenlaufenden Schraubenverdichtern verhindert ein Synchronisationsgetriebe die direkte Berührung der Rotorflanken und überträgt das Drehmoment zwischen den Rotoren. Bei den naßlaufenden Schraubenverdichtern erfolgt die Momentenübertragung direkt über die Rotorflanken. Ein in den Arbeitsraum eingespritzter Schmierstoff verhindert oder mindert den Verschleiß der Rotoren und übernimmt gleichzeitig eine Dichtfunktion der arbeitsraumbegrenzenden Spalte.

2.2 Arbeitsraumspalte

Das Arbeitsprinzip der Schraubenmaschine bedingt Relativbewegungen zwischen den drehenden Rotoren und dem ruhenden Gehäuse. Aus diesem Grund sind Spalte zwischen den Rotoren und dem Gehäuse und zwischen den Rotoren untereinander erforderlich. Über die Spalte sind Arbeitsräume, die sich in unterschiedlichen Phasen des Arbeitsspiels der Maschine befinden, aber auch die Druckseite mit der Saugseite verbunden. Die Spaltgeometrie ist von den geometrischen Abmessungen, den Bauteilverformungen durch Wärmedehnungen und dem Lagerspiel abhängig. Grundsätzlich lassen sich vier verschiedene Spaltarten bei der Schraubenmaschine unterscheiden, **Bild 2.2**:

- Gehäusespalt,

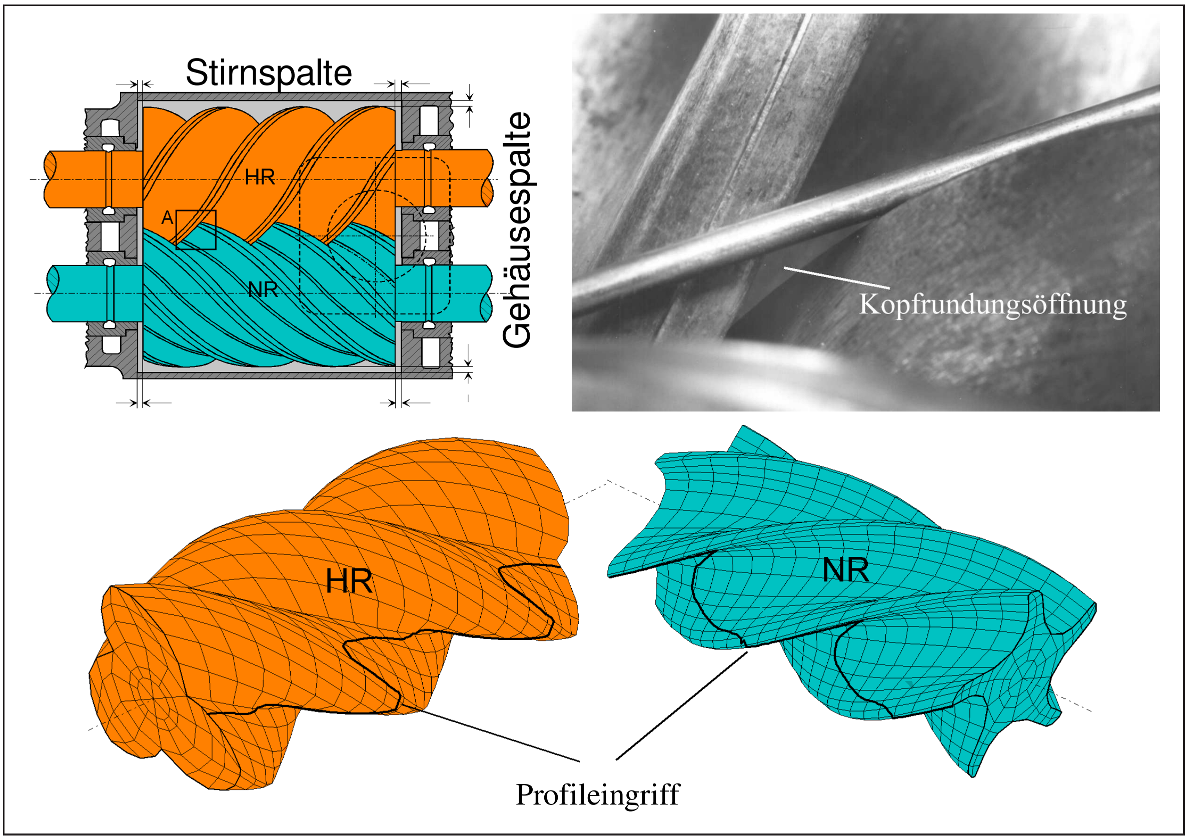


Bild 2.2: Lage der verschiedenen Spalte einer Schraubenmaschine

- Stirnspalt,
- Profileingriffsspalt,
- Kopfrundungsöffung bzw. Blasloch.

Weil sich die durch die Spalte verbundenen Arbeitsräume in unterschiedlichen Arbeitsspielphasen befinden, variieren die Drücke in diesen Kammern. Über den Spalt tauscht das Fluid in einer Arbeitskammer Masse und Energie in Form von Spaltmassenströmen mit den angrenzenden Kammern aus. Die Höhe dieser Spaltmassenströme ist abhängig von der Spaltfläche, der Spaltform, dem Strömungszustand sowie dem anliegenden Druckverhältnis. Die Spaltmassenströme beeinflussen direkt die Energiewandlung, d.h. den Zustandsverlauf des Fluids während der Verdichtung, damit auch die aufgenommene Verdichtungsarbeit und den Liefergrad[1] der Maschine. Um im weiteren

[1] Der Liefergrad ist das Verhältnis von gefördertem zu theoretisch förderbarem Massenstrom. Die Definition erfolgt in Kap. 2.4.

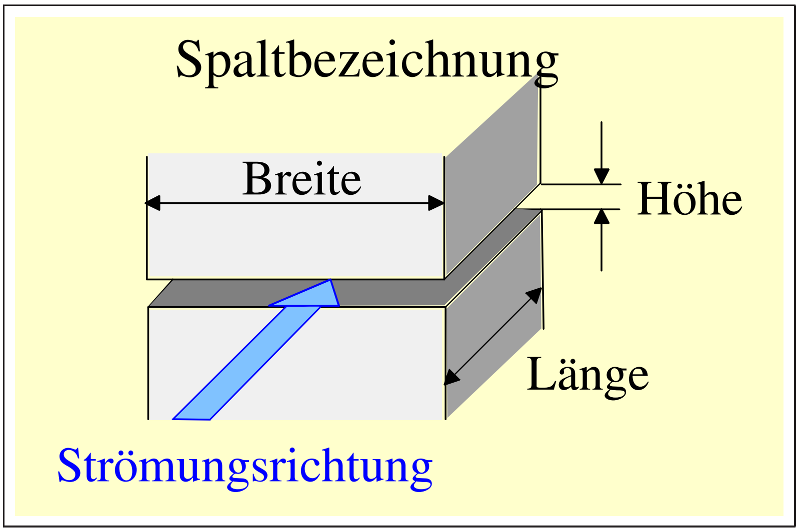


Bild 2.3: Definition der Geometrie am Spalt nach Fost [1]

Verlauf eine klare Übereinkunft über die Geometrien am Spalt sicherzustellen, wird die Definition von Fost [1] angewendet, **Bild 2.3**.

Der *Gehäusespalt*, Bild 2.2, verläuft entlang des verwundenen Rotors zwischen Rotorzahnkopf und Gehäuse. Die Spaltbreite wird maßgeblich durch die Verschraubung des Rotors und damit vom Umschlingungswinkel bestimmt. Die Spaltgeometrien sind am Haupt- und Nebenrotor unterschiedlich. Abhängig vom Rotorprofil ist die Spaltlänge am Nebenrotor meist deutlich länger als am Hauptrotor. Durch den Gehäusespalt werden jeweils Kammern, die um den Zahnteilungswinkel in der Arbeitsspielphase versetzt sind, miteinander verbunden.

Der *Stirnspalt*, Bild 2.2, befindet sich auf der Saug- und Druckseite zwischen den Rotor- und den Gehäusestirnseiten. Ähnlich wie der Gehäusespalt verbindet er benachbarte Profillückenräume untereinander, aber auch direkt mit der Saug- bzw. Druckseite der Maschine. Verglichen mit dem Gehäusespalt sind die Spaltbreiten im Regelfall deutlich kleiner.

Entlang der Quasi-Eingriffslinie[2] der beiden Rotoren befindet sich der *Profileingriffsspalt* (PE-Spalt), Bild 2.2. Durch ihn sind alle Profillückenräume der Druckseite mit der Saugseite verbunden. Bei Arbeitskammern, die bereits über die Auslassflächen mit der Druckseite verbunden sind, liegt über den PE-Spalt je nach betrachteter axialer Lage

[2] Die Quasi-Eingriffslinie gibt den kürzesten Abstand zwischen Haupt- und Nebenrotor bei einem Rotorprofil mit Eingriffsspiel wieder.

das gesamte Anlagendruckverhältnis an. Daher ist der Profileingriffsspalt eine Spaltart, die das Liefergradverhalten der Schraubenmaschinen signifikant beeinflusst.

Die *Kopfrundungsöffung*, Bild 2.2, in der internationalen Literatur auch als „blowhole“ (Blasloch) bezeichnet, entsteht bei Profilen, bei denen die Verschneidungskante des Gehäuses nicht direkt an den Profileingriffsspalt grenzt. An dieser Stelle wird das Prinzip des geschlossenen Arbeitsraumes einer Verdrängermaschine durch diese zusätzliche Öffnung verletzt. Die Kopfrundungsöffnung wird durch die im Rotorkopfbereich auftretende Profilkontur von Haupt- und Nebenrotor und die Verschneidungskante des Gehäuses begrenzt. Durch die Kopfrundungsöffnung stehen benachbarte Profillückenräume in Verbindung. Bei den heute üblichen asymmetrischen Profilformen ergibt sich ein Größenunterschied zwischen den Blaslochflächen auf der Druck- und Saugseite der Maschine. Die thermodynamisch einflussstärkeren Flächen im Verdichterbetrieb auf der Druckseite sind durch die Profilform verkleinert worden; gleichzeitig nehmen die thermodynamisch nicht relevanten saugseitigen Blaslochflächen profilbedingt zu.[3]

2.3 Schraubenlader

Einen Sonderfall des Schraubenverdichters stellt der Schraubenlader dar. Der Schraubenlader ist als mechanisches Aufladeaggregat für Verbrennungsmotoren, in neueren Anwendungen auch für Brennstoffzellensysteme, konzipiert. Der Aufbau gleicht prinzipiell dem eines trockenlaufenden Schraubenverdichters. Der Schraubenlader hebt sich durch seine kleineren Abmessungen, höheren Drehzahlen, sein geringeres Druckverhältnis und die hoch instationäre Betriebsart allerdings deutlich von normalen Schraubenverdichtern ab.

Erstmals wurde der Schraubenlader von der Schweizer Firma Saurer zur Aufladung von Nutzfahrzeug-Dieselmotoren eingesetzt [2]. Die Firma Opcon Autorotor aus Schweden stellt seit vielen Jahren Schraubenlader für den Aftermarket-Bereich als Nachrüstbausatz her. Ein aktuelles Anwendungsbeispiel ist der Schraubenlader im Mercedes C32 AMG von der Firma IHI aus Japan [3].

Auch in der Simulation des Betriebsverhaltens ist der Schraubenlader seit längerem Gegenstand der Forschung. Mit der Zusammenarbeit des Systems Schraubenlader-Motor beschäftigten sich Kauder und Weckes [4]. Der Einfluss der Geometrie auf die Energie-

[3] Diese Aussage gilt nur für den Verdichterbetrieb bei Schraubenladern. Bei anderen Konzepten können sich die Spaltprioritäten verschieben.

wandlungsgüte von Schraubenladern stand im Mittelpunkt der Arbeit von Weckes [5]. Die von ihm vorgestellte Optimalgeometrie unterscheidet sich zum Teil deutlich von Geometriewerten „klassischer“ Schraubenverdichter.

Aufgrund der inneren Verdichtung kann der Schraubenlader eine hohe Energiewandlungsgüte bei hohen Ladedruckverhältnissen erreichen. Im Teillastbetrieb bedingt die innere Verdichtung allerdings Wirkungsgradnachteile durch die nicht angepasste Verdichtung des ungesteuerten Schraubenladers [6]. Mit einem gesteuerten Schraubenlader lässt sich das Teillastverhalten optimieren. Piatkowski untersuchte verschiedene Konzepte zur Teillaststeuerung von Schraubenladern in ihrer Wirkung auf die Energiewandlung [7].

Kauder und Romba griffen eines dieser Steuerungskonzepte auf und entwickelten daraus den SCREW-Lader[4] [8][9]. Durch eine Schiebersteuerung kann dieser Lader sowohl im Verdichter- als auch Expansionsbetrieb laufen. Er stellt damit ein mögliches System für einen Ottomotor dar, bei dem auf den Einsatz einer Drosselklappe verzichtet werden kann. Die dafür eingesetzte Expansionsmaschine gibt Leistung an die Kurbelwelle ab, wenn der Saugrohrdruck unter Umgebungsdruck fällt. Von Rüden untersuchte dieses Konzept in Zusammenarbeit mit dem Verbrennungsmotor [10]. In jüngster Zeit ist ein neues Anwendungsgebiet des Schraubenladers die Aufladung von mobilen Brennstoffzellensystemen in der Automobilindustrie [11][12][13].

Durch die hohen Drehzahlen, mit denen Schraubenlader betrieben werden, sind die mechanischen Verluste durch Reibung in Lagern und Dichtungen nicht zu vernachlässigen. Der Gesamtenergieumsatz ist aufgrund der geringen Druckverhältnisse niedriger als in Standardanwendungen von Schraubenverdichtern. Die Reibleistung kann dann, insbesondere im Teillastbetrieb, einen erheblichen Anteil ausmachen. Takei und Takabe konnten bei Einsatz einer Dummy-Welle in einem Schraubenlader bis zu 2 kW Reibleistung feststellen [6].

Bisher konnten sich Schraubenlader im Markt nicht gegen Abgasturbolader oder Roots-Blower durchsetzen. Mögliche Gründe sind sicherlich zum einen in den bisherigen Marktanforderungen mit geringen Ladedrücken für aufgeladene Motoren zu sehen, bei denen der Schraubenlader seine Vorteile nicht ausspielen kann. Anderseits wirken eventuell auch seine komplexe Geometrie, die hohen Anforderungen an die Fertigungsgenauigkeit, das nicht optimale Verhalten im Teillastbetrieb und die Geräuschentwick-

[4] Schraubenmaschine mit Compressions- respektive Expansionswirkung

lung abschreckend auf die Anwender. Es gilt, das vorhandene Entwicklungspotential des Schraubenladers in die genannten Richtungen zu nutzen, um die Gesamtkombination Schraubenlader-Motor zu optimieren.

2.4 Kenngrößen

Zur Beschreibung des Schraubenladerbetriebsverhaltens ist es sinnvoll, charakterestische Kenngrößen einzuführen, um einen Vergleich verschiedener Lader untereinander zu vereinfachen.

Bei der Simulation des Betriebsverhaltens wird später häufig der Begriff der Rotorphase bzw. Periode verwendet. Die Rotorphase resultiert aus der gewählten Kammermodellvorstellung der Rotationsverdrängermaschine. Sie kann folgendermaßen beschrieben werden:

$$\text{Rotorphase } [0\ldots 1] \mathrel{\widehat{=}} \text{Zahnteilungswinkel } \left[0\ldots\frac{360°}{z_{\mathrm{HR}}}\right] \qquad \text{Gl. (2–1).}$$

Eine integrale Aussage über die Dichtheit der Maschine und den Einfluss der Spaltmassenströme ermöglicht der *Liefergrad* λ_{L}. Er ist definiert als das Verhältnis des tatsächlich geförderten Massenstromes $\dot{m}_{\mathrm{f}}$ zum theoretisch förderbaren Massenstrom $\dot{m}_{\mathrm{th}}$:

$$\lambda_{\mathrm{L}} := \frac{\dot{m}_{\mathrm{f}}}{\dot{m}_{\mathrm{th}}} \qquad \text{Gl. (2–2).}$$

Der Liefergrad stellt ein Maß für die Spaltgrößen und Durchflussbeiwerte dar und ist ein Indikator für die in der Maschine auftretenden Leckagen. Durch den dissipativen Charakter der Spaltströmung beschreibt der Liefergrad auch einen Teil der Energiewandlungsgüte des Laders.

Die Bewertung der Gesamtenergiewandlung des Laders in der Simulation erfolgt über den *isentropen indizierten Gütegrad* η_{is}, der die isentrope Leistung P_{s} zur indizierten Leistung P_{i} ins Verhältnis setzt:

$$\eta_{\mathrm{is}} := \frac{P_{\mathrm{s}}}{P_{\mathrm{i}}} \qquad \text{Gl. (2–3).}$$

Für die angestrebte ideale adiabate und reversible Prozessführung eines trockenlaufenden Verdichters ergibt sich der Leistungsbedarf aus dem Produkt des geförderten Massenstromes $\dot{m}_{\mathrm{f}}$ und der spezifischen isentropen Arbeit w_{s} zu:

$$P_{\mathrm{s}} = \dot{m}_{\mathrm{f}} \cdot w_{\mathrm{s}} = \lambda_{\mathrm{L}} \cdot \dot{m}_{\mathrm{th}} \cdot w_{\mathrm{s}} \qquad \text{Gl. (2–4)},$$

$$\text{mit} \quad w_{\mathrm{s}} = \int_{\mathrm{ND}}^{\mathrm{HD}} v \, dp_{\mathrm{s}} = \frac{\kappa - 1}{\kappa} T_{\mathrm{ND}} \cdot R \left[\left(\frac{p_{\mathrm{HD}}}{p_{\mathrm{ND}}} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} - 1 \right] \qquad \text{Gl. (2–5)}.$$

Die Innenarbeit kann über das simulierte (innere) Antriebsdrehmoment $M_{\mathrm{i,HR}}$ und die Winkelgeschwindigkeit $\omega_{\mathrm{an,HR}}$ des Rotors bestimmt werden:

$$P_{\mathrm{i}} = \omega_{\mathrm{an,HR}} \cdot M_{\mathrm{i,HR}} \qquad \text{Gl. (2–6)}.$$

Neben dem inneren isentropen Gütegrad kann der *effektive isentrope Gütegrad* η_{es} als Verhältnis der isentropen Leistung zur effektiven Leistung P_{e} der Maschine definiert werden:

$$\eta_{\mathrm{es}} := \frac{P_{\mathrm{s}}}{P_{\mathrm{e}}} = \frac{P_{\mathrm{s}}}{2 \cdot \pi \cdot n_{\mathrm{an,HR}} \cdot M_{\mathrm{an,HR}}} \qquad \text{Gl. (2–7)}.$$

Der effektive isentrope Gütegrad berücksichtig zusätzlich die mechnanischen Verluste durch Reibung in Lagern und an Dichtungen. Er ist mit dem inneren isentropen Gütegrad über den mechanischen Wirkungsgrad η_{m} verbunden und kann als Messwert über die Drehmomentmessung des effektiven Antriebsdrehmoments $M_{\mathrm{an,HR}}$ einfacher ermittelt werden als der innere isentrope Gütegrad.

3 Aufladung von Verbrennungsmotoren und Brennstoffzellensystemen

Ziel der Aufladung ist, durch ein zusätzliches System die Ladungsdichte des Arbeitsmediums (Luft oder Luft-Brennstoffgemische) vor dem Einströmen in den Zylinder anzuheben. Die Temperatur des Arbeitsmediums sollte möglichst konstant bleiben, um das Füllungsverhalten und das Temperaturprofil des Hochdruck-Arbeitsprozesses nicht nachteilig zu beeinflussen. Die Dichteerhöhung des Arbeitsmediums kann neben einer Steigerung der Leistungsdichte zu einer Verbesserung des Verbrennungsablaufes mit dem Ziel einer niedrigeren Abgas- und/oder Geräuschemission genutzt werden [14].

3.1 Aufladung von Verbrennungsmotoren

Die Aufladung von Verbrennungsmotoren kann prinzipiell mit einer Vielzahl von Systemen erreicht werden. Folgende Arten lassen sich anhand ihrer kennzeichnenden Eigenschaften definieren [14]:

- *Aufladung mittels gasdynamischer Effekte* z.B. Schwingsaugrohr-Aufladung, Druckwellenaufladung;
- *Aufladung mittels mechanisch vom Motor angetriebener Lader* z.B. Roots-Lader (ohne innere Verdichtung), Schraubenlader oder Spirallader (mit innerer Verdichtung);
- *Aufladesysteme mit Abgasenergienutzung* z.B. Abgasturbolader;
- *Aufladung durch Kombinationen aus den genannten Komponenten.*

Eine marktrelevante Anwendungsbreite konnten bisher allerdings nur zwei Systeme erlangen, die mechanische Aufladung und vor allem die Abgasturboaufladung. Im Folgenden werden diese beiden Aufladesysteme kurz erläutert.

3.1.1 Abgasturboaufladung

Die Abgasturboaufladung beruht auf der Verbindung eines Turbokompressors auf der Saugseite des Motors mit einer durch den Abgasstrom des Motors angetriebenen Turbine. Die vom Lader benötigte Arbeit wird also nicht in Form von Kurbelwellenarbeit dem Motor entnommen, sondern durch die Abgasturbine aufgebracht. Hieraus folgt für den stationären Anwendungsfall, dass die Turbinenarbeit vom Betrag gleich der Verdichterarbeit sein muss.

Um diese Arbeit aufbringen zu können, ist ein Abgasgegendruck vor der Turbine notwendig. Im Vergleich zur mechanischen Aufladung ist die Ladungswechselarbeit des Turbomotors deshalb deutlich kleiner. Hieraus ergeben sich Nachteile, wenn die bei Turboladern für Ottomotoren allgemein übliche Ladedrucksteuerung durch ein Wastegate verwendet wird, also das Vorbeiführen eines Teils der Abgase an der Turbine bei zu großem Abgasangebot. Der Energieinhalt dieses Teilabgasstroms entweicht dann ungenutzt über den Auspuff in die Umgebung [15].

Eine besondere Problematik kann entstehen, wenn Abgasreinigungssysteme wie Katalysator oder Rußfilter hinter der Turbine im Abgasstrang eingebaut sind. Diese Einbauten induzieren einen Druckverlust in das System, der, um ein ausreichendes Druckgefälle über der Turbine zu erhalten, durch einen steigenden Abgasgegendruck kompensiert werden muss. Unter Umständen steigt dadurch der Abgasgegendruck über den Ladedruck an und die Ladungswechselarbeit ändert ihr Vorzeichen [15].

Die Abgasturboaufladung hat durch ihren langjährigen erprobten Einsatz in einer Vielzahl von Motorenanwendungen einen hohen Entwicklungsstand erreicht. Das ist, neben dem günstigen Preis durch die hohen produzierten Stückzahlen, sicherlich ein großer Vorteil dieses Aufladesystems. Aufgrund der Eigenschaft als Strömungsmaschine zeichnet sich das System ferner durch geringe Schallemissionen aus.

3.1.2 Mechanische Aufladung

Im Gegensatz zum Abgasturbolader ist der Lader bei der mechanischen Aufladung direkt mit dem Motor gekoppelt und wird von diesem angetrieben. Die vom Lader aufgenommen Arbeit muss also direkt vom Motor aufgebracht werden. Im Motorprozess kann ein Teil dieser Arbeit über eine negative Ladungswechselarbeit zurückgewonnen werden. Durch die unmittelbare Kopplung des Laders an den Verbrennungsmotor ergeben sich mehrere Vorteile [15]:

- Hohe Dynamik durch gutes Anspechverhalten,
- hoher Ladedruck schon bei niedrigen Drehzahlen
- und Unempfindlichkeit gegen erhöhten Abgasgegendruck durch Einbauten im Abgasstrang (Katalysator, Rußfilter etc.).

Typische Vertreter nach dem Rotationsverdrängerprinzip sind der Roots-Lader und der Schraubenlader. Hauptproblem der mechanischen Lader nach dem Verdrängerprinzip ist die bauartbedingte Luftförderung mit großen Ladedruckpulsationen und den damit verbundenen Ladergeräuschemissionen. Ein weiteres Problem sind die Spaltverluste zwischen den Drehkolben bzw. Schraubenrotoren und dem Gehäuse, die bei niedrigen Motordrehzahlen den erreichbaren Ladedruck begrenzen.

Bild 3.1 zeigt das aktuelle Anwendungsbeispiel eines Roots-Laders im neuen TSI-Motor der Volkswagen AG. Auffällig ist die hohe Übersetzung zwischen Kurbelwellen- und Kompressordrehzahl, die bereits bei niedrigen Motordrehzahlen einen hohen Ladedruckaufbau ermöglicht, vgl. Kap. 3.1.3. Integriert ist ebenfalls eine Abschaltung mittels Magnetkupplung. Diese Abschaltung ist energetisch in den Lastbereichen sinnvoll, in denen der Motor auch als Saugmotor betrieben werden kann [14].

3.1.3 Downsizing

Die Reduzierung der Schadstoff-Rohemissionen und die Senkung des Kraftstoffverbrauches sind der wesentliche Antrieb für die derzeitige Motorenentwicklung. Das Downsizing[1] kann insbesondere beim Ottomotor dazu einen wichtigen Beitrag liefern. Der Downsizing Effekt bewirkt eine Verschiebung der Betriebspunkte des Motors zu höheren Mitteldrücken und lässt bei konsequenter Umsetzung zyklusrelevante Verbrauchssen-

[1] Downsizing = Hubraumreduzierung in Kombination mit Aufladung

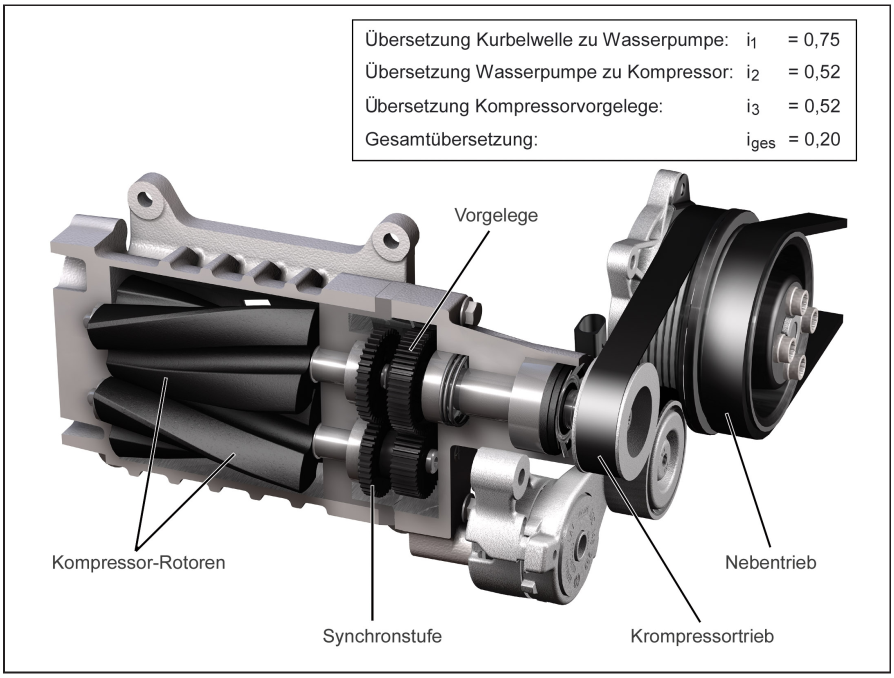


Bild 3.1: Mechanischer Roots-Lader im aktuellen TSI-Motor der Volkswagen AG [16]

kungen zwischen 10 und 20% erwarten, in Verbindung mit einer Bezindirekteinspritzung sogar bis zu 30% [17].

Dem Verbrauchsvorteil solcher Systeme steht die damit steigende Komplexität des Gesamtsystems gegenüber. Die Problembereiche hochaufgeladener Verbrennungsmotoren liegen u.a. im Ansprechverhalten, im Low-End-Torque[2], der Akustik und nicht zuletzt der Kundenakzeptanz [17]. Mit den durch das Downsizing steigenden Aufladegraden geraten zudem die bekannten Aufladeverfahren mehr und mehr an ihre Grenzen [18]. Ziel muss es also sein, ein Aufladesystem zu akzeptablen Kosten mit der nötigen Kundenakzeptanz zu entwickeln.

Die Volkswagen AG stellte auf der Internationalen Automobilausstellung (IAA) 2005 in Frankfurt am Main einen Motor vor, der diese Voraussetzungen erfüllen soll. Der TSI-Motor des Golf GT verfügt über zwei Aufladeaggregate, einen mechanischen Roots-Lader und einen Abgasturbolader, und soll die Vorteile beider Systeme miteinander verknüpfen, **Bild 3.2** [16][19]. Durch die hohe Übersetzung der Kurbelwellendrehzahl zur Drehzahl des Roots-Laders kann dieser bereits ab Leerlaufdrehzahl einen hohen La-

[2] Low-End-Torque = Anfahrdrehmoment

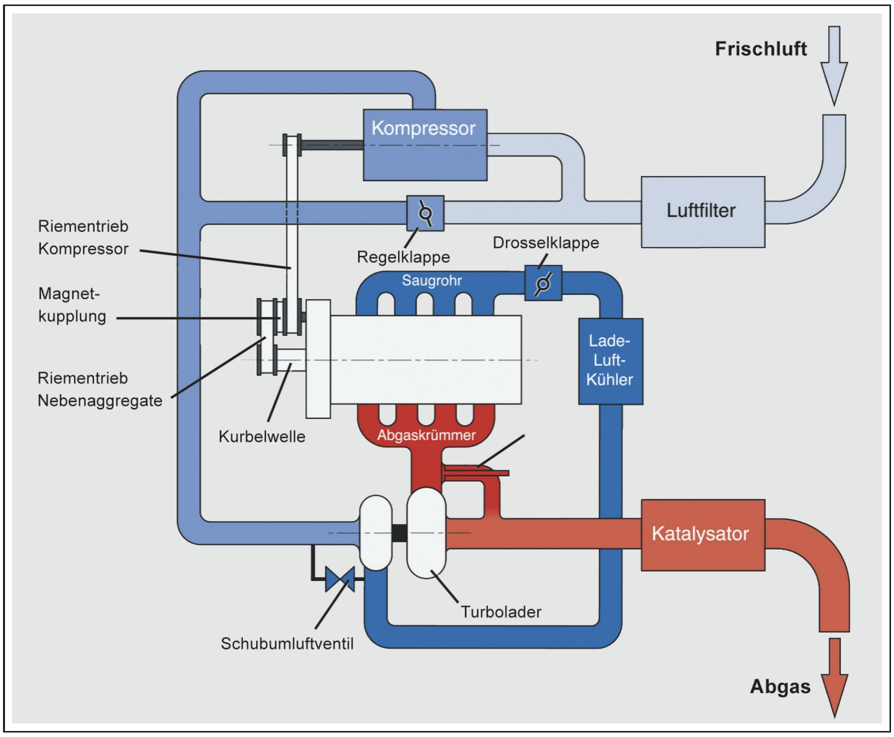


Bild 3.2: Prinzip der Doppelaufladung im TSI-Motor der Volkswagen AG mit Kombination von mechanischem Roots-Lader und Abgasturbolader [16][19]

dedruck bereitstellen. Der Abgasturbolader alleine befände sich an diesem Arbeitspunkt weit jenseits der Pumpgrenze und kann dieses Druckverhältnis nicht bereitstellen. Durch die Kombination der beiden Aggregate wird ein Druckverhältnis von $\Pi > 2,4$ zwischen 1000 bis 2000 min^{-1} Motordrehzahl erreicht. Dabei übernimmt der Abgasturbolader sugsessiv einen immer größeren Anteil des Ladedruckaufbaus während der Kompressor über die Regelklappe entlastet wird. Ab ca. 2500 min^{-1} Motordrehzahl übernimmt dann alleine der Turbolader die Aufladung, der Kompressor wird durch die Magnetkupplung abgeschaltet und entlastet damit die Kurbelwelle. Der Betriebsbereich des Roots-Laders beschränkt sich auf einen kleinen Kennfeldbereich mit überwiegend geringer Leistungsaufnahme. Die Abschaltung wirkt sich weiterhin positiv auf die Lebensdauer des mechanischen Laders aus [16][19].

Mit diesem Aufladekonzept konnte ein sehr dynamischer, leistungsstarker Motor mit geringem Hubraum (1,4 Liter Hubraum mit 125 kW) und hervorragenden Verbrauchskennwerten für diese Leistungsklasse vorgestellt werden. Das Fahrverhalten ist subjektiv mit dem Verhalten von Saugmotoren mit deutlich größerem Hubraum vergleichbar.

3.2 Aufladung von Brennstoffzellensystemen

Neben der Aufladung von Verbrennungsmotoren gewinnt die Luftversorgung von mobilen Brennstoffzellensystemen in den letzten Jahren im Zuge der Diskussionen um Fahrverbote und Abgasemissionsbeschränkungen an Bedeutung. Für die Entwicklung solcher Systeme gelten im Prinzip die gleichen Ziele und Randbedingungen bezüglich der Dynamik, der Geräuschemission, dem Gewicht und Bauraum wie bei der Aufladung von Verbrennungsmotoren.

Verschiedene Forschungsbeiträge widmeten sich in den letzten Jahren der theoretischen und praktischen Untersuchung solcher Systeme [11][12][13]. Aufgrund der hohen Druckverhältnisse (bis ca. $\Pi = 3$) werden bisher überwiegend mechanische Verdrängerlader, u.a. auch der Schraubenlader, in diesen Anwendungen eingesetzt. Neuere Konzepte mit veränderter Schaufelgeometrie bieten das Potenzial auch für den Einsatz von Strömungsmaschinen [20].

Neben der Aufladung der Brennstoffzelle ist bei diesen Systemen oft eine Nutzung der Abwärme über eine Expansionsmaschine vorgesehen, die einen Teil der aufgebrachten Verdichtungsarbeit zurückgewinnen kann. Dieser Expander ergänzt die Anordnung zu einem Compressor-Expander-Module (CEM). In den bisher vorgestellten Prototypenfahrzeugen kamen überwiegend Strömungs- und Verdrängermaschinen aus dem Verbrennungsmotorenbau zum Einsatz, so dass für diese Aufladegeräte noch ein erhebliches Entwicklungspotential für den Einsatz in Brennstoffzellensystemen besteht.

4 Ziel der Arbeit

Das Ziel dieser Arbeit ist die Untersuchung des stationären und instationären Betriebsverhaltens von Schraubenladern zur Aufladung von Verbrennungsmotoren oder Brennstoffzellensystemen. Die Arbeit unterteilt sich in zwei Hauptbereiche, zum einen die simulationsgestützten Untersuchungen des Betriebsverhaltens mit dem System *KaSim* und zum anderen die experimentellen Untersuchungen an einem neuentwickelten Schraubenladerprototypen ohne Synchronisationsgetriebe.

Im Rahmen der Simulation erfolgt zunächst die Weiterentwicklung des Programms *KaSim* um mechanische Kapazitäten und mechanische Verbindungen. Die Erweiterung ermöglicht die Berechung der Lagerkräfte und des Antriebsmoments an beliebigen zweiwelligen Rotationsverdrängermaschinen, zu denen auch der Schraubenlader gehört. Insbesondere das instationäre Verhalten der Maschinen kann mit diesem neuen Ansatz abgebildet werden. Gleichzeitig lässt sich das stationäre und instationäre Betriebsverhalten vergleichen und bewerten.

Die Entwicklung von Ansätzen zur Berücksichtigung der mechanischen Reibung in Lagern und zum Durchflussverhalten von Spalt- und Labyrithdichtungen erlaubt es, die Ergebnisse der Simulationen später mit Messungen vergleichen zu können.

Die Simulationen beruhen auf einem Kammermodell des Schraubenladers. Im ersten Schritt wird der Einfluss zweier Geometrievarianten auf das stationäre Betriebsverhalten und das stationäre Zusammenarbeitsverhalten diskutiert. Im Mittelpunkt der instationären Untersuchungen stehen die Wirkungen verschiedener Rotorwerkstoffe (Aluminium/Stahl), Rotorausführungen (massiv/hohl) und Rotorgeometrien (L/D-Variation) auf das Antriebsmoment des Schraubenladers beim Beschleunigen. Ergebnis der Simulationen sind grundlegende Auslegungskriterien für Schraubenlader beim instationären Einsatz und Einflussfaktoren auf das Betriebsverhalten dieser Lader.

Der zweite Schwerpunkt der Arbeit liegt in der Entwicklung und Erprobung eines unsynchronisierten Schraubenladers. Nach derzeitigem Stand der Technik erfolgt im Schraubenladerbereich der Einsatz von synchronisierten Ladern. Durch einen Verzicht auf das Getriebe reduziert sich die Komplexität des Laders, die Montagezeit verkürzt sich und Einstellarbeiten für die Kombination Getriebezahnradpaar/Rotorpaar entfallen. Gleichzeitig verringert sich die Profileingriffsspalthöhe durch den direkten Kontakt der Rotoren; die Energiewandlungsgüte und der Wirkungsgrad des Laders steigt.

Die Realisierung eines unsynchronisierten Rotorpaares erfolgt durch den Einsatz einer Verschleißschutzschicht und durch eine Anpassung des Profils an die Einsatzbedingungen. Die Schichtauswahl basiert auf Ergebnissen abgeschlossener Untersuchungen zum Thema „Beschichtung von Schraubenrotoren" .

In Kennfeldmessungen wird das statioäre Betriebsverhalten des Prototypen untersucht. Dabei sollen die positiven Wirkungen der Spalthöhenreduzierung durch den Verzicht auf das Synchronisationsgetriebe verifiziert werden. Ebenfalls erfolgt die Diskussion neuer Dichtungskonzepte und des Einströmverhaltens auf der Saugseite, speziell im Hinblick ihrer Wirkung auf die Leistungsaufnahme und den Wirkungsgrad des Laders. Die Untersuchung zweier unterschiedlicher Rotorausführungen (massiv/hohl) hinsichtlich des Beschleunigungsverhaltens schließt diesen Teil ab.

Im letzten Teil der Arbeit dienen die zuvor gewonnenen Messergebnisse der Verifikation des weiterentwickelten Simulationssystems. Neben der stationären Simulation steht die Verifikation der instationären Simulation im Mittelpunkt des Vergleichs von Messung und Rechnung, um damit ein sicheres Simulationswerkzeug für die Untersuchung von Rotationsverdrängermaschinen speziell bei hoch instationären Anwendungen wie in der Automobilindustrie zu erhalten.

5 Simulationssystem *KaSim*

Die Simulation thermodynamischer und technischer Vorgänge zur Untersuchung des Betriebsverhaltens von Strömungs- und Verdrängermaschinen bereits in der Entwicklungsphase ist seit vielen Jahren Standard in Forschung und Entwicklung. Mit der Steigerung der Rechenleistung der Computer ist auch die Modellierungstiefe immer weiter angestiegen. So gehören heute die Finite Element Methode (FEM) und Computational Fluid Dynamics (CFD) zum Standard bei der Fluidenergiemaschinenentwicklung, zumindest im Bereich der Strömungsmaschinen.

Doch auch einfachere, erprobte Methoden der thermodynamischen Simulation haben durchaus weiterhin ihre Berechtigung. Meist sind diese Modelle weniger komplex, einfacher zu überschauen und zu variieren. Die Simulation von Verdrängermaschinen über ein Kammermodell ist eine solche Methode. Sie wird seit einigen Jahren erfolgreich an der Universität Dortmund angewandt.

Das Simulationssystem *KaSim* ist eine Gemeinschaftsentwicklung des Fachgebiets Fluidenergiemaschinen der Universität Dortmund [21][22][23][24][25][26][27] und dient der thermodynamischen Simulation von Verdrängermaschinen auf der Basis eines solchen Kammermodells. Es ist hauptsächlich ausgerichtet auf die Simulation von zweiwelligen Rotationsverdrängermaschinen, zu denen auch der Schraubenlader gehört, und erlaubt sowohl eine adiabate wie auch diabate Untersuchung des Betriebsverhaltens dieser Maschinen. Aber auch das Verhalten anderer Maschinentypen wie zum Beispiel von Hubkolbenkompressoren lässt sich nachbilden. Ferner können mit dieser Methode sowohl das stationäre wie auch das instationäre Verhalten simuliert werden. Die Ergebnisse der Berechnungen können zudem als Randbedingungen für weitere Untersuchungen mit FEM oder CFD dienen.

Ein großer Vorteil des Systems ist seine Eignung auch für die Simulation von Vakuumpumpen. Durch eine Datenbasis für das Spaltdurchflussverhalten im Vakuum, welches sich grundlegend vom isentropen Durchflussverhalten bei Atmosphärenbedingungen unterscheidet, lässt sich auch das Betriebsverhalten von z.B. Roots- und Schraubenspindelvakuumpumpen untersuchen.

5.1 Kammermodell in *KaSim*

Das gemeinsame Kennzeichen aller Verdrängermaschinen ist die Existenz einer oder mehrerer Arbeitskammern, deren Volumen sich während eines Arbeitsspiels zyklisch ändern. Das Simulationsprinzip von *KaSim* basiert daher auf einem Kammermodell, welches diese Arbeitskammern abbildet. In der physikalischen Vorstellung geht man hierbei von homogenen Zuständen in den Kammern aus, d.h. Druck und Temperatur bleiben innerhalb der Kammern unverändert. Bei genauerer Betrachtung kann man allerdings auch in Verdrängermaschinen strömungsdynamische Vorgänge feststellen, die diese Homogenität innerhalb der Kammer beeinflussen bzw. stören können. An dieser Stelle bleibt es Aufgabe des Ingenieurs zu entscheiden, ob die Annahme eines homogenen Zustands innerhalb der Kammer gerechtfertigt ist oder nicht.

Die Mehrzahl der in der Literatur vorgestellten Kammermodelle für Schraubenmaschinen betrachten eine repräsentative Kammer von ihrem Entstehen an der Saugseite bis zu ihrem Verschwinden auf der Druckseite [28][29]. Dieses Modell ist sehr anschaulich, da es den kompletten Arbeitszyklus der Maschine abbildet. Je nach Zähnezahl des Rotorprofils kann es aber passieren, dass nicht dieselben Zahnlücken auf Saug- und Druckseite miteinander in Kontakt stehen und die Arbeitskammer bilden. Dies wird durch die oben beschriebene Betrachtungsweise jedoch nicht erfasst.

An dieser Stelle verfolgt das Simulationssystem *KaSim* einen anderen Ansatz [21]. In einer Art Standbild-Analyse werden alle maschinenbeschreibenden Größen festgehalten, wie Volumen, Oberflächen oder Verbindungen zu anderen Kammern. Dadurch ergeben sich Eigenschaftsverläufe über dem Drehwinkel für alle Kammern von z.B. der Volumenkurve oder den Spaltflächen. Dies wird später noch näher am Beispiel des Schraubenladers erläutert.

Da die Standbild-Analyse alle Kammern und Verbindungen berücksichtigt, ist es ausreichend einen Drehwinkelbereich zu untersuchen, der innerhalb des Arbeitsspiels überstrichen wird. Bei einer Rotationsverdrängermaschine wie dem Schraubenlader entspricht dies üblicherweise dem Zahnteilungswinkel. Dieser Zeitraum wird *Periode* ge-

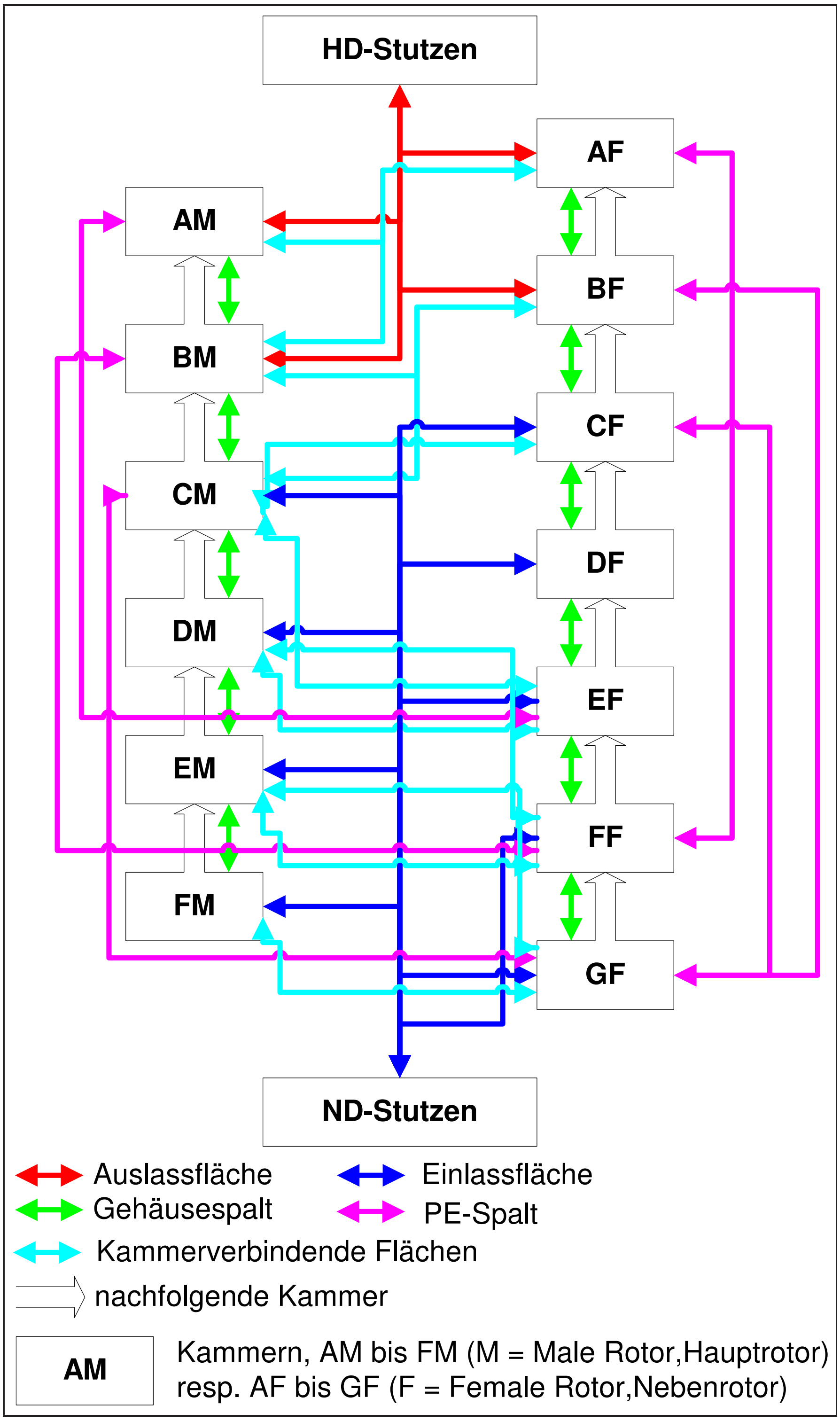


Bild 5.1: Adiabates Kammermodell des untersuchten Schraubenladers (ohne Stirnspalte)

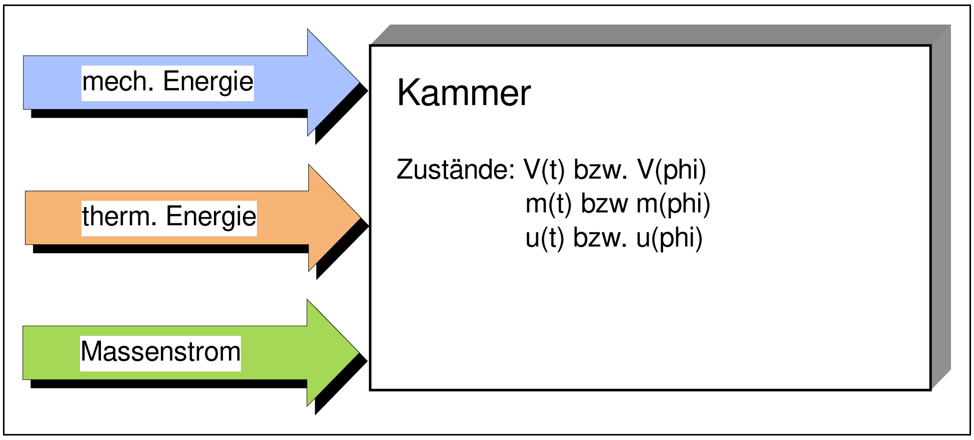


Bild 5.2: Einflüsse auf das Arbeitsfluid in der Kammer über die umgebenen Grenzen, [21]

nannt. Nach Ablauf einer Periode, im Fall des Schraubenladers einer Zahnteilung, wiederholt sich der geometrische Zustand des Modells.

Im Fall eines Hubkolbenverdichters entspricht die Periode genau einem Arbeitsspiel d.h., der Zustand des Fluids in der Kammer am Ende der Periode entspricht dem Zustand am Anfang der nächstfolgenden Periode des Arbeitsspieles. Dies ist beim Schraubenlader nicht der Fall, weil die Periode hier nur einen Teil des Arbeitsspiels abdeckt. Der Zustand einer Arbeitskammer am Ende der Periode entspricht dem Zustand der vorlaufenden Kammer am Anfang der Periode. Für jede Kammer, die während der Periode nicht verschwindet, muss daher die nachfolgende Kammer benannt werden, um genau wie bei der Betrachtung einer repräsentativen Kammer den gesamten Volumenkurvenverlauf abzudecken. **Bild 5.1** zeigt das mit der Standbild-Methode erstellte adiabate Kammermodell des Schraubenladers, welches jeweils die nachfolgende Kammer und die kammerverbindenen Spalte beschreibt.

Eine Interaktion zwischen den Kammern findet über diese arbeitsraumbegrenzenden Spalte statt, vgl. Kap. 2.2. Der ausgetauschte Spaltmassenstrom führt zu einer Änderung des Zustandes in der Kammer. Für die einzelne Kammer gilt dabei die Massenerhaltung und Energieerhaltung in Form des ersten Hauptsatzes der Thermodynamik [21]:

$$m' = m + m_{\mathrm{zu}} - m_{\mathrm{ab}} \qquad \text{Gl. (5–1)},$$

$$U' = U + (Q_{\mathrm{zu}} - Q_{\mathrm{ab}}) + (W_{\mathrm{zu}} - W_{\mathrm{ab}}) \qquad \text{Gl. (5–2)}.$$

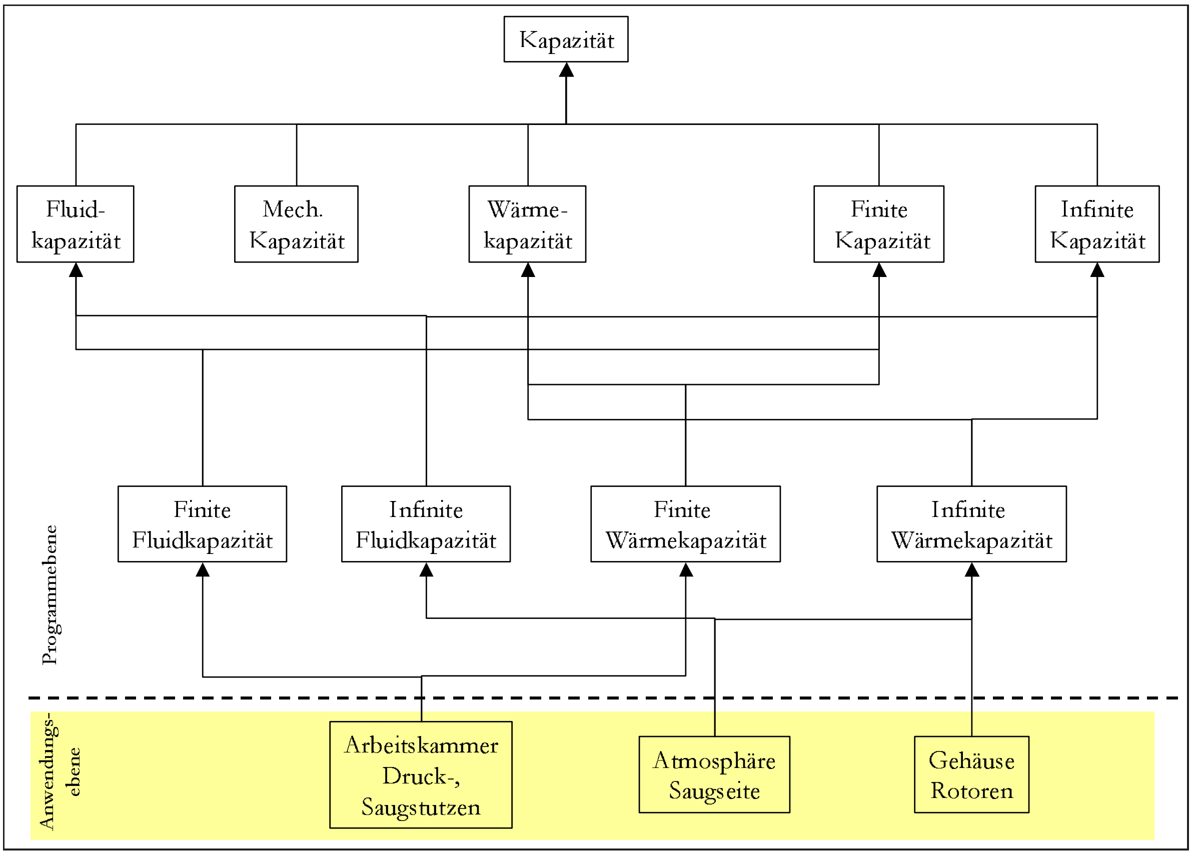


Bild 5.3: Hierachie der Kapazitätsklassen in *KaSim*, Abstraktion der Arbeitskammern und Bauteile [27]

Je nach Komplexitätsgrad des Modells können aber auch thermische (Wärme) oder mechanische Energien mit der Kammer interagieren und ihren Zustand beeinflussen, **Bild 5.2**. Das ist der Fall bei einem diabaten Kammermodell oder einem Modell zur Berechnung der Lagerkräfte und Antriebsmomente, das in Kap. 5.2.3 noch näher erläutert wird.

KaSim unterscheidet grundlegend zwei Arten von Elementen in der Modellebene, *Kapazitäten* und *Verbindungselemente*, vgl. Bild 5.1, die abstrahiert sind von den Maschinenbegriffen *Arbeitskammer* und *Spalt*. *Kapazitäten* sind Speicher für Fluidmassen, mechanische Energien und/oder Wärme und können je nach Art des zu speichernden Inhalts klassifiziert werden [27]. Eine Kapazität ist finit, wenn eine Änderung ihres Inhalts (durch Zu-/Abgabe von Fluidmasse bzw. Wärme) zu einer Zustandsänderung der Kapazität führt oder die Änderung des Inhalts nur in einem begrenzten Maße möglich ist. Sie wird entsprechend als infinit bezeichnet, wenn sie trotz Zu- oder Abgabe einer

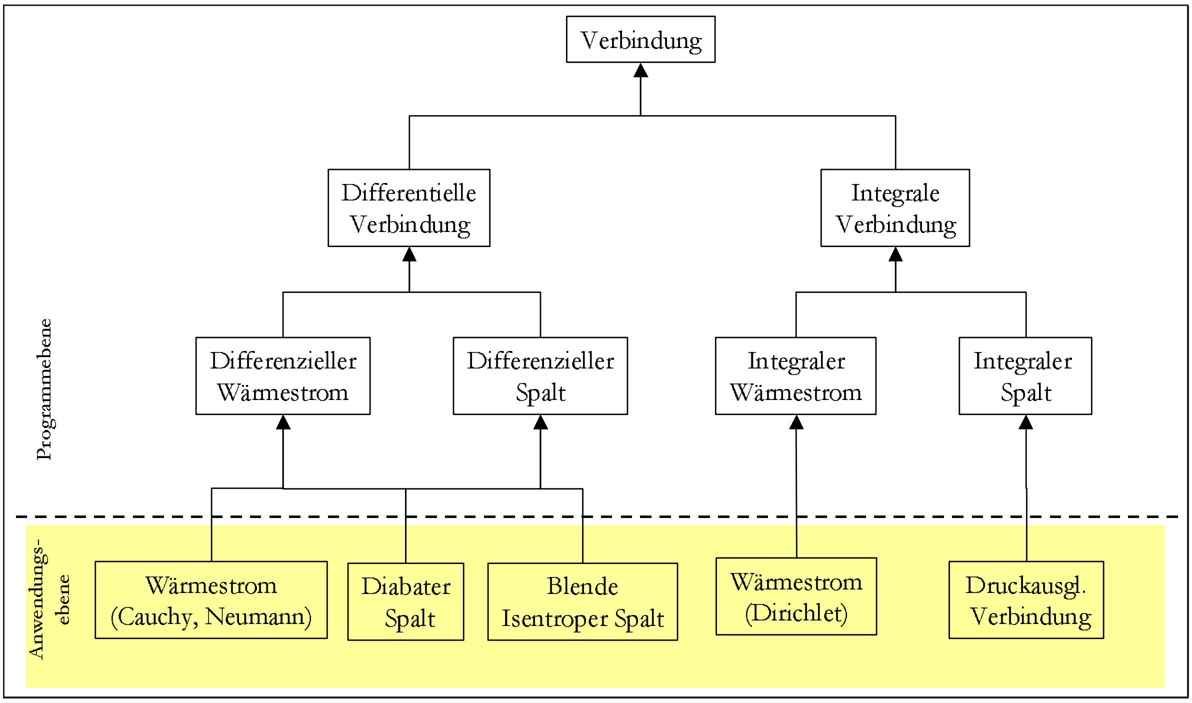


Bild 5.4: Hierachie der Verbindungen, Unterscheidung zwischen differentiellen (zeitschrittabhängigen) und integralen (zielorientierten, zeitschrittunabhängigen) Verbindungen [27]

beliebigen Menge Stoff oder Energie keine Zustandsänderung erfährt. Die Hierachie der Kapazitäten zeigt **Bild 5.3**. Beispiel für eine finite Fluid- und Wärmekapazität ist die Arbeitskammer, die ihren Zustand durch Spalt- und Wärmeströme über ihre Begrenzungen ändert. Im Gegensatz dazu steht die Atmosphäre als infinite Kapazität, deren Zustand trotz Stoff- und Wärmeaustausch unverändert bleibt.

Verbindungen verknüpfen Kapazitäten untereinander um einen Austausch von Masse und Energie zu ermöglichen [27]. Verbindungen sind nicht in der Lage selbst Masse oder Energie zu speichern. Sie unterscheiden sich nach der Art des auszutauschenden Mediums und werden je nach physikalischer Wirkung in zwei Kategorien unterteilt. Rohe hat in seiner Arbeit diese beiden Verbindungsarten anschaulich beschrieben [27]. Die erste Verbindung wird als differenzielle Verbindung bezeichnet. Die Bezeichnung „differenziell" basiert auf der Forderung, dass die ausgetauschten Energien (Fluid oder Wärme) eine proportionale Funktion der Zeitschrittweite sein soll. Soll über den Austausch von Energie ein definierter Zustand (Druck, Temperatur) in den angeschlossenen Kapazitäten erreicht werden, kann dies über „integrale" Verbindungen geschehen. In diesem Fall sind die Beträge der ausgetauschten Energien unabhängig vom Zeitschritt. Die Struktur der Verbindungen stellt **Bild 5.4** dar.

Bild 5.3 verdeutlicht ferner, dass bereits im Entwicklungsstadium von *KaSim* Wert darauf gelegt wurde, eine zukünftige Erweiterung des Programms möglichst einfach gestalten zu können. So ist die grundlegende Struktur für die Berechnung von mechanischen Kapazitäten bereits vorhanden. Im Folgenden werden nun die Prinzipien und Grundlagen für die Berechnung von Kräften und Momenten von Rotationsverdrängermaschinen mit *KaSim* näher betrachtet.

5.2 Erweiterung von *KaSim*

Bei der Maschinenentwicklung ist die Kenntnis der Lagerbelastung von erheblicher Bedeutung. Mit Hilfe der Lagerkräfte ist es möglich, entsprechende Lager zu dimensionieren und eine Lebensdauerberechnung durchzuführen. Einen großen Stellenwert, insbesondere in Anwendungen im Automobilsektor, hat auch das instationäre Verhalten der Maschine. Hierzu zählen das Antriebsmoment bei Beschleunigungen und das Beschleunigungsverhalten.

Aussagen zu diesen Größen sind allerdings mit dem oben vorgestelltem Kammermodell nicht möglich. Die Simulation liefert mit der bis dahin vorgestellten Modellierungstiefe nur thermodynamische Daten wie Drücke, Temperaturen und Massenströme. Weiterhin kann über den Druckverlauf die Innenleistung der Maschine bestimmt werden.

Betrachtet man allerdings die Berechnung dieser Innenleistung genauer, ergibt sich ein alternativer Ansatz zur Bestimmung der Innenleistung über die Winkelgeschwindigkeit und das Drehmoment:

$$P_i = z_{\mathrm{HR}} \cdot n_{\mathrm{HR}} \cdot \int p \, dV = \omega_{\mathrm{an,HR}} \cdot M_{\mathrm{i,HR}} \qquad \text{Gl. (5–3).}$$

Diese Gleichung liefert den Ansatz für die Vorgehensweise um die Berechnung von Kräften und Momenten zu ermöglichen. Die Rotationsgeschwindigkeit $\omega_{\mathrm{an,HR}}$ ist bereits bekannt und das Drehmoment $M_{\mathrm{i,HR}}$ kann aus dem Kammerdruck, der auf die Rotoren einwirkt, und den Lagerungsbedingungen berechnet werden. Dazu ist allerdings eine Erweiterung des Simulationssystems *KaSim* notwendig, um diese Größen aus dem Kammermodell bestimmen zu können.

5.2.1 Mechanische Kapazitäten

Ähnlich wie die bereits im Kapitel 5.1 vorgestellten Kapazitäten und Verbindungen lassen sich analog mechanische Kapazitäten und Verbindungen definieren. **Bild 5.5** zeigt vergrößert die Bereiche aus den Bildern 5.3 und 5.4, welche die Struktur dieser neuen Kapazitäten und Verbindungen verdeutlicht und Beispiele aus der Anwendungsebene nennt.

In der obersten Hierarchieebene der Kapazitäten ist eine Klasse so genannter *starrer Körper* definiert. Diese Starrköper sind prinzipiell finite mechanische Kapazitäten, können Kräfte und Momente aufnehmen und sich dadurch entsprechend ihren Lagerungsbedingungen bewegen. Aufgrund dieser Bewegung sind sie Träger von mechanischer Energie. Die Eigenschaften der Starrkörper sind in Tabelle 5.1 verzeichnet.

Der Starrkörper ist zunächst allerdings sehr abstrakt und allgemein ausgerichtet. Er beschreibt alle Arten von mechanischen Körpern, z.B. auch zur Berechnung eines Hubkolbenkompressors oder anderer Kompressorbauarten. Für die weiteren Betrachtungen, speziell bei der automatischen Erstellung des Gleichungssystems (vgl. Kap. 5.2.3), ist dieser Körper zu komplex und bietet zu viele Variationsmöglichkeiten. Daher ist ein ab-

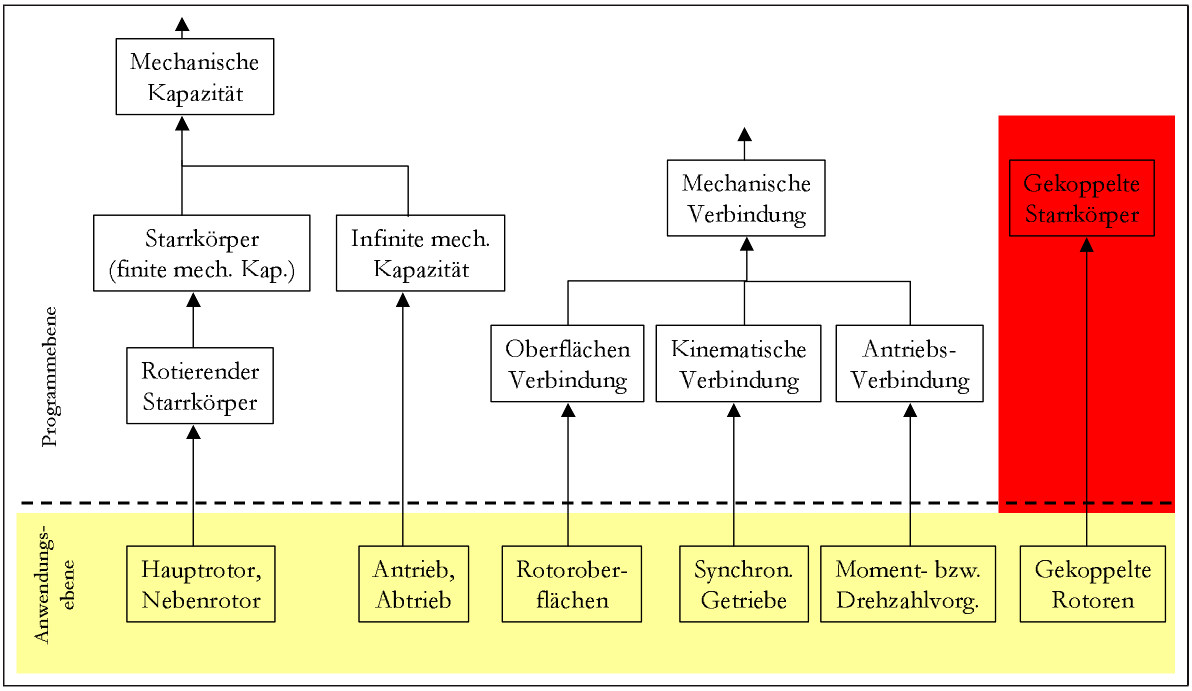


Bild 5.5: Einbindung der mechanischen Kapazitäten und Verbindungen in die Hierachie von *KaSim*

Eigenschaft	**Typ**	**Einheit**
Masse	Skalar	[kg]
Translation	3D-Vektor	[m/s]
Rotation	3D-Vektor	[1/s]
einwirkende Kräfte	3D-Vektor	[N]
einwirkende Momente[1]	3D-Vector	[Nm]
Lagerung des Körpers, Lager 1 bis n		
Lagerposition i	3D-Vektor	[m]
Lagerwertigkeit i	3D-Vektor	[−]

Tabelle 5.1: Eigenschaften allgemeiner Starrkörper in *KaSim*

geleiteter Körper, der *rotierende Starrkörper*, zur speziellen Beschreibung des Problems bei Rotationsverdrängermaschinen eingeführt worden. Dieser besitzt zusätzlich zu den oben genannten noch das Massenträgheitsmoment um die z-Achse als signifikante Eigenschaft.

Haupt- und Nebenrotor des Schraubenladers sind rotierende starre Körper. Die schematische Darstellung eines Rotors mit seinen Lagerpositionen und Lagerkräften in 2D-

[1] bezogen auf den Koordinatenursprung dieses Körpers

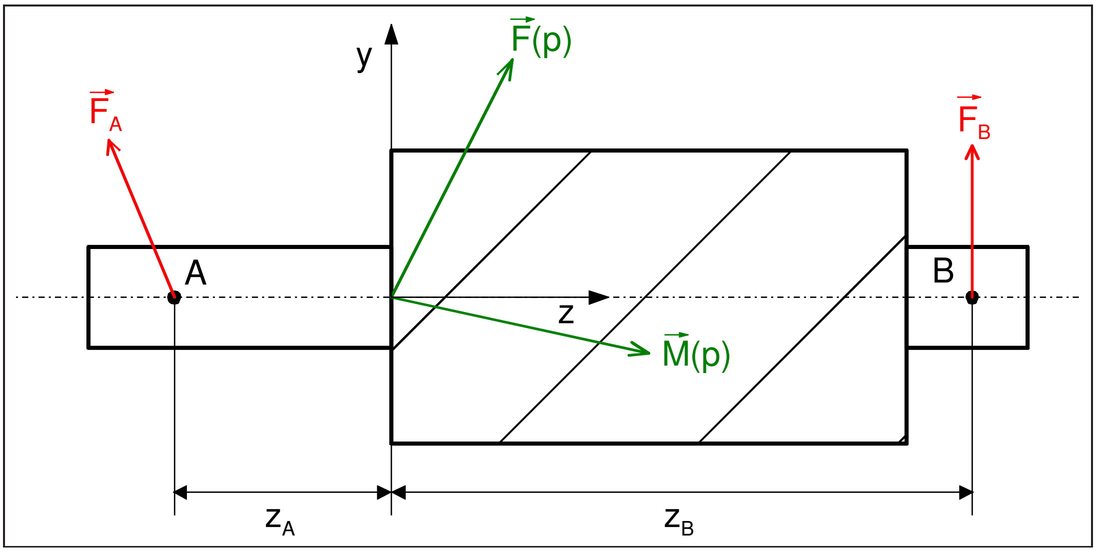


Bild 5.6: Schematische 2D-Darstellung eines Schraubenladerrotors mit Reaktionskräften $\vec{F}_{\mathrm{A}}$ und $\vec{F}_{\mathrm{B}}$ und Belastung durch druckabhängige Kräfte $\vec{F}(p)$ und Momente $\vec{M}(p)$

Darstellung verdeutlicht **Bild 5.6**. Im Ursprung des lokalen Rotorkoordinatensystems wirken die noch unbekannten Kräfte und Momente aus der Druckbelastung des Rotors. Der Ursprung dieses Koordinatensystems liegt auf der druckseitigen Rotorstirnseite zentrisch auf der Rotationsachse. Die Festlegung des Rotors erfolgt über die Lager, wobei im Normalfall das Lager A als Fest- und das Lager B als Loslager vorgesehen ist. Grundsätzlich kann aber auch die umgekehrte Variante realisiert und berechnet werden. Um eine Lösung des später aufzustellenden linearen Gleichungssystems zu erhalten, ist nur eine statisch bestimmte Lagerung zulässig.

Ebenso wie bei den bereits vorgestellten Kapazitäten gibt es auch eine *infinite mechanische Kapazität*. Die infinite mechanische Kapazität kann mechanische Energie auf- oder abgeben und stellt damit eine Möglichkeit dar, den Ab- oder Antrieb einer Rotationsverdrängermaschine zu generieren.

5.2.2 Mechanische Verbindungen

Um die Reaktionskräfte $\vec{F}_{\mathrm{A}}$ und $\vec{F}_{\mathrm{B}}$ in den Lagern bestimmen zu können, muss die Rotorbelastung (Kraft $\vec{F}(p)$ und Moment $\vec{M}(p)$) aufgrund der einwirkenden Druckkräfte berechnet werden. Voraussetzung ist die Kenntnis des Kammerdruckes und der Rotoroberfläche, auf die dieser Druck einwirkt. Der Druck ist eine bereits bekannte Größe in *KaSim*. Durch eine neue mechanische Verbindung, die *Oberflächenverbindung* vgl. Bild 5.5, wird der Druck mit der Rotoroberfläche verknüpft, so dass eine resultierende Kraft und ein Moment bezogen auf den Koordinatenursprung dem Rotor aufgeprägt wird.

Die wirkende Kraft und das Moment sind, wie man leicht einsieht, abhängig von der Lage und Orientierung der Rotoroberfläche. Durch die dreidimensionale Verwindung des Rotors bei Schraubenmaschinen ergibt sich eine sehr komplexe Oberfläche. Um das Berechnungsverfahren zu automatisieren ist ein Programm entwickelt worden, das die Erstellung des Kammermodells (vgl. Bild 5.1) und die Berechnung der geometrischen Größen der einzelnen Kammer anhand der Profildaten der Rotoren durchführt.

Die Stirnschnittkontur des Rotors ist durch eine Punktfolge geben. Weiterhin sind der Umschlingungswinkel und die Länge des Rotors bekannt. Anschließend kann der Rotor entlang der z-Achse, senkrecht zum Stirnschnitt, in bis zu 2000 Segmente unterteilt werden. Jedes Oberflächenelement auf diesen Segmenten ist durch vier Punkte definiert, die zwei Dreiecksflächen bilden. Die Definition von zwei Dreiecksflächen ist notwendig,

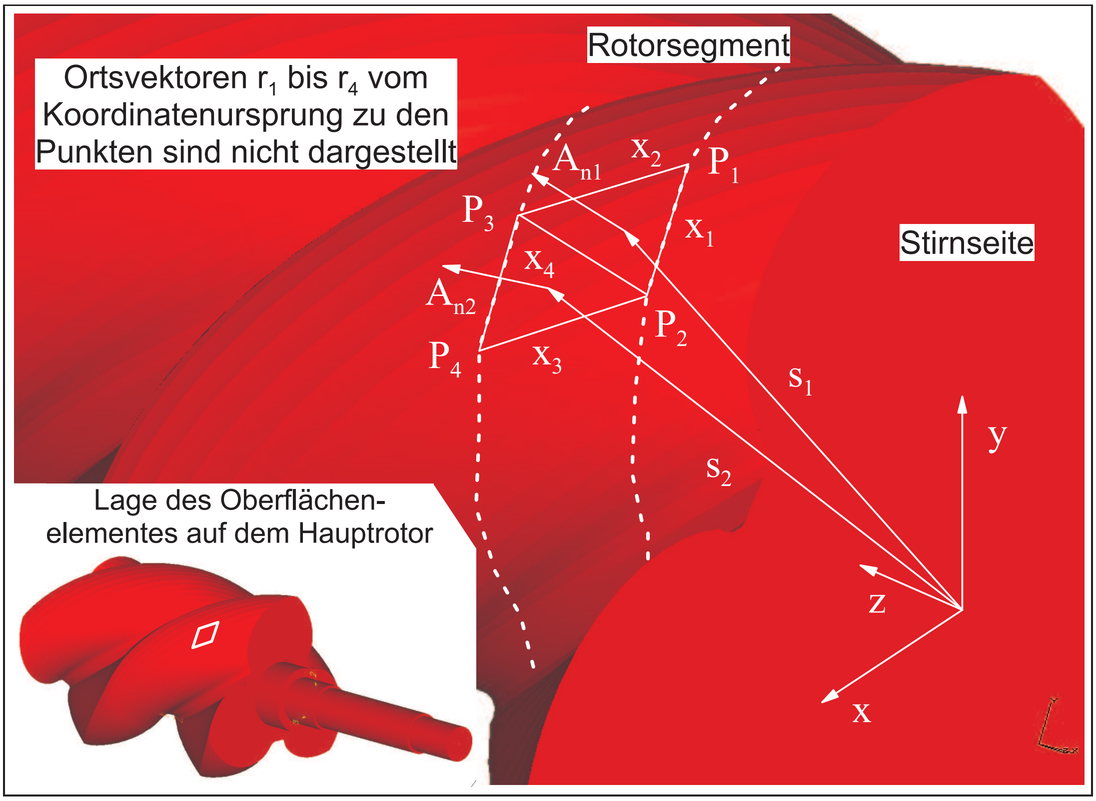


Bild 5.7: Darstellung eines Oberflächenelementes auf dem Hauptrotor, definiert durch die Verbindungsvektoren der Punkte $\vec{x}_1, \vec{x}_2, \vec{x}_3$ und $\vec{x}_4$

weil sich die vier Punkte aufgrund der Verwindung des Rotors nicht in einer Ebene befinden. **Bild 5.7** stellt beispielhaft eine solche Oberfläche auf dem Hauptrotor dar.

Auf ein solches Oberflächenelement mit der Fläche $\vec{A}_{\mathrm{ni}}$ bewirkt der Kammerdruck p die folgende Kraft $\vec{F}_{\mathrm{i}}$:

$$\vec{F}_{\mathrm{i}} = -p \cdot \vec{A}_{\mathrm{ni}} \qquad \text{Gl. (5–4).}$$

Diese Kraft führt mit dem Abstand $\vec{s}_{\mathrm{i}}$ vom Koordinatenursprung zum Moment $\vec{M}_{\mathrm{i}}$ bezogen auf diesen Ursprung:

$$\vec{M}_{\mathrm{i}} = \vec{s}_{\mathrm{i}} \times \vec{F}_{\mathrm{i}} = -p \cdot \vec{s}_{\mathrm{i}} \times \vec{A}_{\mathrm{ni}} \qquad \text{Gl. (5–5).}$$

Mit den Ortskoordinaten der Punkte ($\vec{r}_1$ bis $\vec{r}_4$) im Segmentschnitt können die Verbindungsvektoren $\vec{x}_1$ bis $\vec{x}_4$ und damit auch die Flächennormalenvektoren der beiden Dreiecke bestimmt werden:

$$\vec{A}_{\mathrm{n1}} = \frac{1}{2} \cdot (\vec{x}_2 \times \vec{x}_1) \qquad \text{Gl. (5–6)},$$

$$\vec{A}_{\mathrm{n2}} = \frac{1}{2} \cdot (\vec{x}_3 \times \vec{x}_4) \qquad \text{Gl. (5–7)}.$$

Ebenso lassen sich hiermit die Flächenschwerpunktsvektoren der beiden Dreiecke berechnen:

$$\vec{s}_1 = \vec{r}_1 + \frac{1}{3} \cdot |\vec{x}_1 \times \vec{x}_2| \cdot (\vec{x}_2 \times \vec{x}_1) + \vec{x}_0 \qquad \text{Gl. (5–8)},$$

$$\vec{s}_2 = \vec{r}_4 + \frac{1}{3} \cdot |\vec{x}_3 \times \vec{x}_4| \cdot (\vec{x}_3 \times \vec{x}_4) + \vec{x}_0 \qquad \text{Gl. (5–9)}.$$

Der Abstandsvektor vom Koordinatenursprung bis zu der Ebene, in der das betrachtete Oberflächenelement liegt, wird durch den Vektor $\vec{x}_0$ berücksichtigt. Damit ergeben sich druckabhängige Kräfte und Momente auf das Rotoroberflächenelement. Gleichzeitig analysiert das Programm anhand des Verlaufes des Profileingriffsspaltes zwischen den Rotoren, zu welcher Kammer die entsprechenden Oberflächenelemente zugeordnet sind und summiert die Kraft- und Momentanteile für diese Kammer:

$$\frac{\vec{F}}{-p} = \frac{\sum \vec{F}_{\mathrm{i}}}{-p} = \sum \left(\vec{A}_{\mathrm{n1}} + \vec{A}_{\mathrm{n2}} \right) \qquad \text{Gl. (5–10)},$$

$$\frac{\vec{M}}{-p} = \frac{\sum \vec{M}_{\mathrm{i}}}{-p} = \sum \left(\vec{s}_1 \times \vec{A}_{\mathrm{n1}} \right) + \sum \left(\vec{s}_2 \times \vec{A}_{\mathrm{n2}} \right) \qquad \text{Gl. (5–11)}.$$

Es ergeben sich so die druckbezogenen Kräfte und Momente aller Kammern für einen Drehwinkel. Wie in Kap. 5.1 beschrieben, wiederholt sich diese Analyse für mehrere Drehwinkelstellungen, um den Verlauf dieser Größen während einer Periode adäquat abzubilden. Das adiabate Kammermodell aus Bild 5.1 erweitert sich so um die mechanischen Kapazitäten und Verbindungen und wird deutlich komplexer, **Bild 5.8**.

Als weitere mechanische Verbindungen sind noch die *kinematische Verbindung* und die *Antriebsverbindung* zu nennen. Die kinematische Verbindung erlaubt die kinematische Kopplung von Starrkörpern, im Fall der Rotationsverdrängermaschinen der beiden Rotoren. Im klassischen Fall entspricht dies dem Synchronisationsgetriebe. Die Festlegung der kinematischen Kopplung ist notwendig, um das mechanische System korrekt zu beschreiben und das gekoppelte System aus zwei Starrkörpern auflösen zu können.

Die Antriebsverbindung hat einen speziellen Charakter und verbindet einen Starrkörper mit einer infiniten mechanischen Kapazität (als An- oder Abtrieb). Als Besonderheit

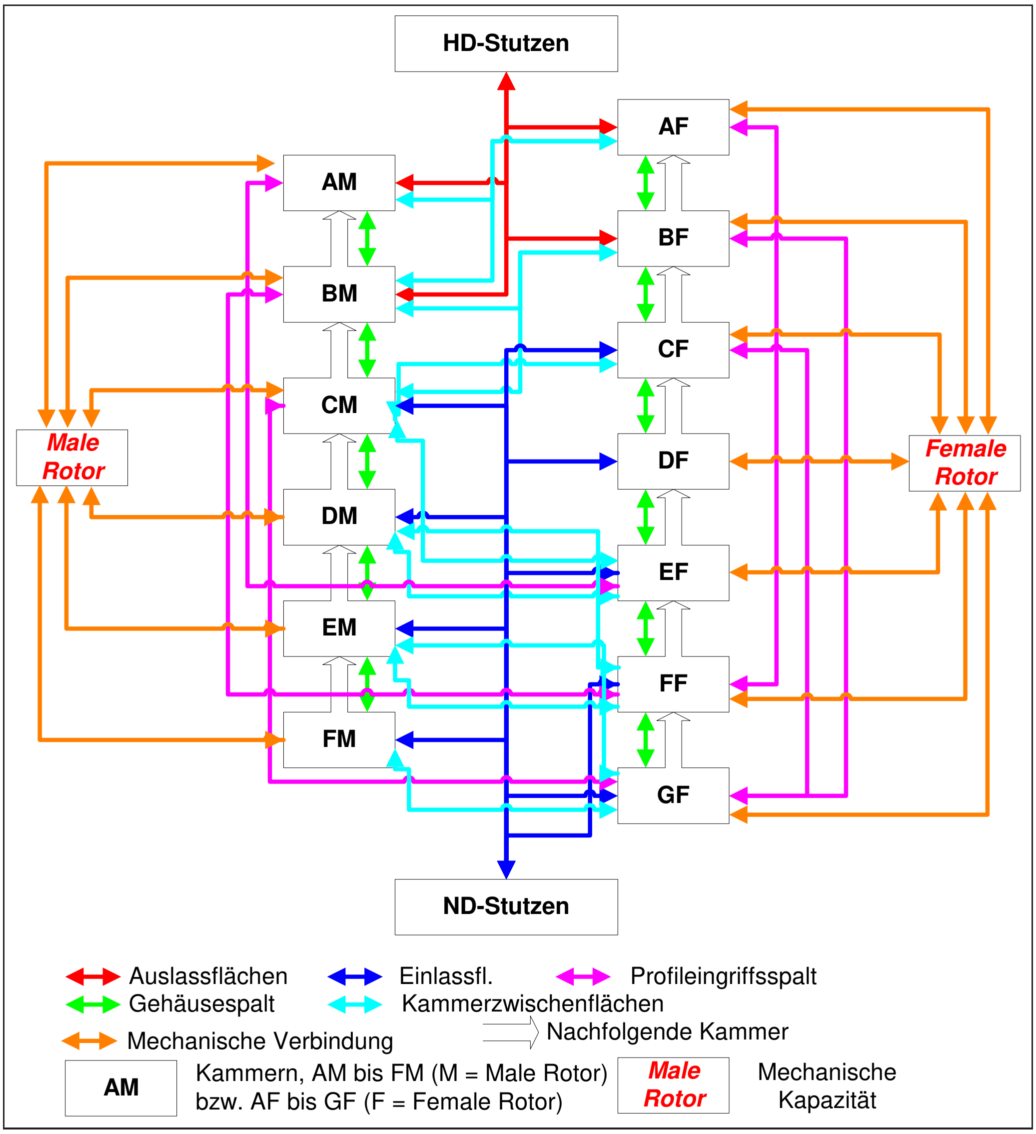


Bild 5.8: Adiabates Kammermodell des untersuchten Schraubenladers (ohne Stirnspalte) mit mechanischen Kapazitäten und Verbindungen (vereinfachte Darstellung)

gegenüber den bisher betrachteten periodischen Objekten (die alle von der Rotorphase bzw. dem Drehwinkel abhängen) ist diese Verbindung zeitabhängig. Dies erlaubt es, einen zeitabhängigen Drehzahl- oder Drehmomentenverlauf dem Model aufzuprägen. Damit lassen sich beliebige Anfahr- und Hochfahrkurven bis hin zu Fahrzyklen im Modell nachbilden. Dies ist insbesondere für die instationäre Betrachtung des Schraubenladers, auch in Zusammenarbeit mit dem Verbrennungsmotor, von Bedeutung.

5.2.3 Lineares Gleichungssystem

Einen Sonderfall in der Hierachiestruktur von *KaSim* stellen die *gekoppelten Starrkörper* dar, vgl. Bild 5.5. Sie sind im Prinzip nicht in die bisherige Struktur des Programmsystems eingebunden, obwohl sie natürlich auf die Funktionen der mechanischen Kapazitäten und Verbindungen zurückgreifen. Dieser Ansatz wurde gewählt, um die komplexe Aufgabe der automatischen Generierung eines linearen Gleichungssystems für gekoppelte Starrkörper in eine gesonderte Programmstruktur zu überführen.

Nachdem die aufgeprägten Kräfte und Momente aufgrund des Kammerdrucks für die beiden Rotoren bekannt sind, resultieren aus dem linearen Gleichungssystem die Auflagerreaktionen und die Beschleunigung anhand der Gleichgewichtsbedingungen und Bewegungsgleichung der Rotoren. Zunächst lässt sich für jeden einzelnen Rotor ein Gleichungssystem folgender Form aufstellen:

$$\sum \vec{F}_{\mathrm{HR,NR}} = \vec{0} \qquad \text{(Summe der Kräfte in x,y,z-Richtung)} \qquad \text{Gl. (5–12)},$$

$$\sum \vec{M}_{\mathrm{xy,HR,NR}} = \vec{0} \qquad \text{(Summe der Momente in um die x,y-Achse)} \qquad \text{Gl. (5–13)},$$

$$\sum M_{\mathrm{z,HR,NR}} = \Theta_{\mathrm{z,HR,NR}} \cdot \dot{\omega}_{\mathrm{z,HR,NR}} \qquad \text{(Rotation um die z-Achse)} \qquad \text{Gl. (5–14)}.$$

Weiterhin handelt es sich bei dem System um ein gekoppeltes Problem. Die beiden Rotoren können nicht frei rotieren, sondern unterliegen einer kinematischen Zwangsbedingung durch ihre Verzahnung. Die Drehmomentübertragung zwischen den Rotoren geschieht dabei im Normalfall über ein synchronisierendes Zahnradpaar. Dies ist insbesondere bei Aluminiumrotoren für Schraubenlader Stand der Technik, da sich die Rotoren nicht berühren dürfen.

Im Fall des in dieser Arbeit untersuchten unsynchronisierten Schraubenladers erfolgt die Drehmomentübertragung trocken direkt im Profileingriff zwischen Haupt- und Nebenrotor, **Bild 5.9**. Der Kontaktpunkt[2], an dem die Momentübertragung ansetzt, ist für beide Rotoren als geometrische Randbedingung hinterlegt. Im realen Betrieb wandert der Kontakt entlang der z-Achse der Maschine. Da die realen Eingriffsverhältnisse kaum vorauszusehen sind, ist als konstanter Berührpunkt der Wälzkreis der Rotoren in der Mitte des Profilteils gewählt worden. Dabei wird der Flächennormalenvektor an der

[2] Wie sich der reale Kontakt ausbildet, ist nicht bekannt. Möglich ist ein Punkt-, Linien- oder Flächenkontakt.

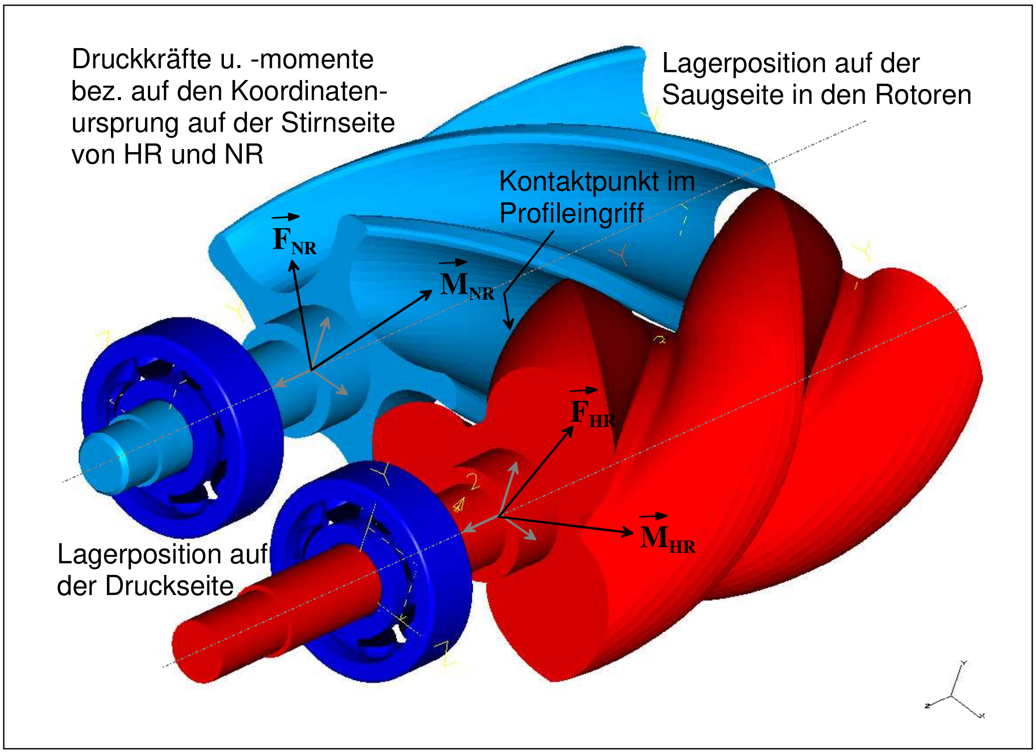


Bild 5.9: Gekoppeltes System von Haupt- und Nebenrotor am Beispiel des unsynchronisierten Schraubenladers

Kontaktstelle berücksichtigt, um Verzahnungskräfte in andere Koordinatenrichtungen nicht zu vernachlässigen. Die zusätzliche kinematische Zwangsbedingung lautet

$$\dot{\omega}_{\mathrm{HR}} = i \cdot \dot{\omega}_{\mathrm{NR}} \qquad \text{Gl. (5–15)},$$

und verknüpft die Winkelbeschleunigung bzw. -geschwindigkeit zwischen den beiden Rotoren. Zusammen mit den Gleichgewichtsbedingungen bzw. der Bewegungsgleichung der Rotoren bildet diese Gleichung ein lineares Gleichungssystem für die unbekannten Lagerkräfte, das Antriebsmoment, die Beschleunigungen und die Kontaktkraft zwischen Haupt- und Nebenrotor.

Die Lösung des linearen Gleichungssystems erfolgt über einen numerischen Gauss Algorithmus mit Pivotisierung. Die Berechnung ist zu jeder Drehwinkelstellung innerhalb der Rotorphase möglich. Dadurch wird der Verlauf der Lagerkräfte und des Antriebsmoments über der Phase wiedergegeben. Dies ermöglicht eine detaillierte Analyse der Wirkung der mechanischen Kapazitäten und Verbindungen.

5.2.4 Genauigkeitsanalyse

Die erweiterte Version des Programms *KaSim* erlaubt es nun für beliebige zweiwellige Rotationsverdrängermaschinen neben den thermodynamischen Betriebsparameter auch die mechanischen Belastungen von Lagern zu berechnen. Ein weiterer Fortschritt ist die instationäre, transiente Simulation von Beschleunigungsmomenten und -zeiten bei gleichzeitiger Untersuchung und Bewertung des thermodynamischen Verhaltens. Dies wird in Kapitel 9 eingehend erläutert. Zunächst ist es allerdings geboten, das neue Verfahren hinsichtlich seiner Simulations- bzw. Rechengenauigkeit zu überprüfen. Die Genauigkeit des Simulationssystems hängt zum einen von den verwendeten Berechnungsmodellen und zum anderen von den Berechnungsansätzen ab. An dieser Stelle werden zunächst nur die verschiedenen Ansätze miteinander verglichen. Ein Vergleich mit Messergebnissen zur Modellvalidierung erfolgt zu einem späteren Zeitpunkt, vgl. Kap. 11.

Um die Rechengenauigkeit des neuen Verfahrens im Vergleich zur bisherigen Programmversion zu untersuchen, wird ein einfaches Kammermodell einer rotierenden Scheibe verwendet, **Bild 5.10**. Diese Modell beschreibt keinen realen Verdrängermaschinentyp, sondern ist lediglich ein geometrisch und mathematisch einfach zu erfassendes Ab-

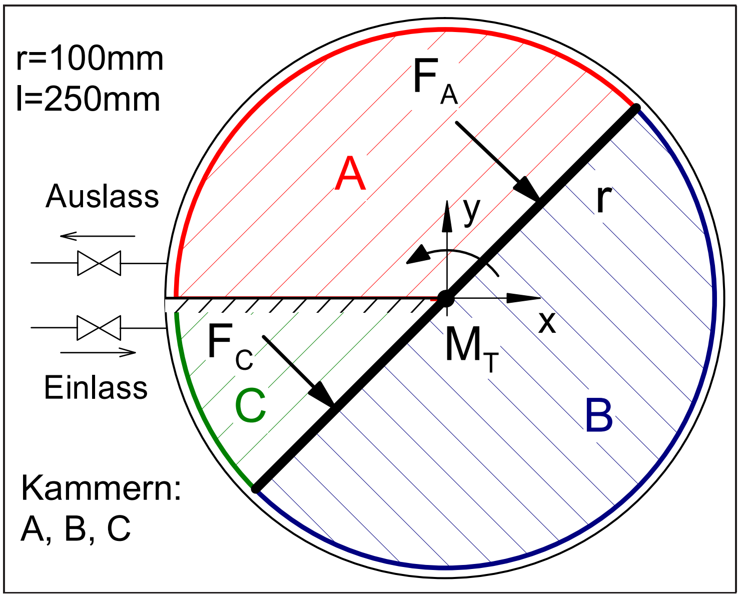


Bild 5.10: Geometrisch und mathematisch einfaches Modell einer rotierenden Scheibe als virtueller Verdichter

bild mit dem virtuellen Verhalten einer Verdrängermaschine, dessen Kammermodell weniger komplex als z. B. das eines Schraubenladers ist.

Die Luft strömt hier zunächst durch den Einlass in die sich vergrößernde Kammer C, durchläuft eine Transportphase ohne innere Verdichtung in der Kammer B und wird in Kammer A ab einem festen Zeitpunkt durch den Auslass ausgeschoben. Einlass- und Auslassvorgang werden als isentrope Spaltströmungen angenommen. Als Vergleichsgröße für die Rechengenauigkeit dient die Innenleistung, die nach Gl. (5–3). über zwei verschiedene Ansätze berechnet werden kann. Zum einen kann die Leistung über das Integral $\int p\,dV$ berechnet werden; eine Näherungslösung anhand dieses Vorgehens ist in *KaSim* bereits integriert.

Über die definierten mechanischen Kapazitäten und Verbindungen ist nun auch das Antriebsdrehmoment bekannt und die Innenleistung kann auch über das Drehmoment und die Winkelgeschwindigkeit ermittelt werden. Im Fall des Modells der rotierenden Scheibe des virtuellen Verdichters kann die Innenleistung analytisch bestimmt werden, vgl. Bild 5.10:

$$P_i = \sum_{\mathrm{i}=1}^{3} \omega \cdot \frac{r}{2} \cdot F_{\mathrm{i}} = \sum_{\mathrm{i}=1}^{3} \omega \cdot \frac{r}{2} \cdot p_{\mathrm{i}} \cdot r \cdot l \qquad \text{Gl. (5–16).}$$

Entscheidend für die Genauigkeit der beiden Verfahren ist also, wie genau der reale Druckverlauf in der Verdrängermaschine wiedergegeben wird. Betrachtet man einen Ausschnitt aus dem Druckverlauf einer Kammer und analysiert an diesem Ausschnitt die Berechnungsverfahren, werden die Rechengenauigkeit und die impliziten Abweichungen der unterschiedlichen Ansätze deutlich, **Bild 5.11**.

Beide Verfahren arbeiten mit diskreten Zeitschritten, die in entsprechenden Kammervolumenveränderungen resultieren. Bei der Berechnung der Innenleistung über die Volumenkurve erfolgt in einem ersten Schritt eine adiabate Volumenverringerung; anschließend werden die Spaltmassenströme aufgrund der Druckunterschiede zwischen den Kammern berechnet und der Austausch dieser Massenströme durchgeführt. Dadurch sinkt der Druck in der betrachteten Kammer, d. h. die so errechnete Innenarbeit (und damit auch die Innenleistung) ist um die rot markierte Fläche zu hoch bestimmt worden.

Bei der Berechnung der Kräfte und Momente wird der Druck zu Beginn des Zeitschrittes zu Grunde gelegt. Dadurch fällt die ermittelte Innenarbeit bzw. -leistung bei diesen Verfahren um die in blau markierte Fläche zu niedrig aus.

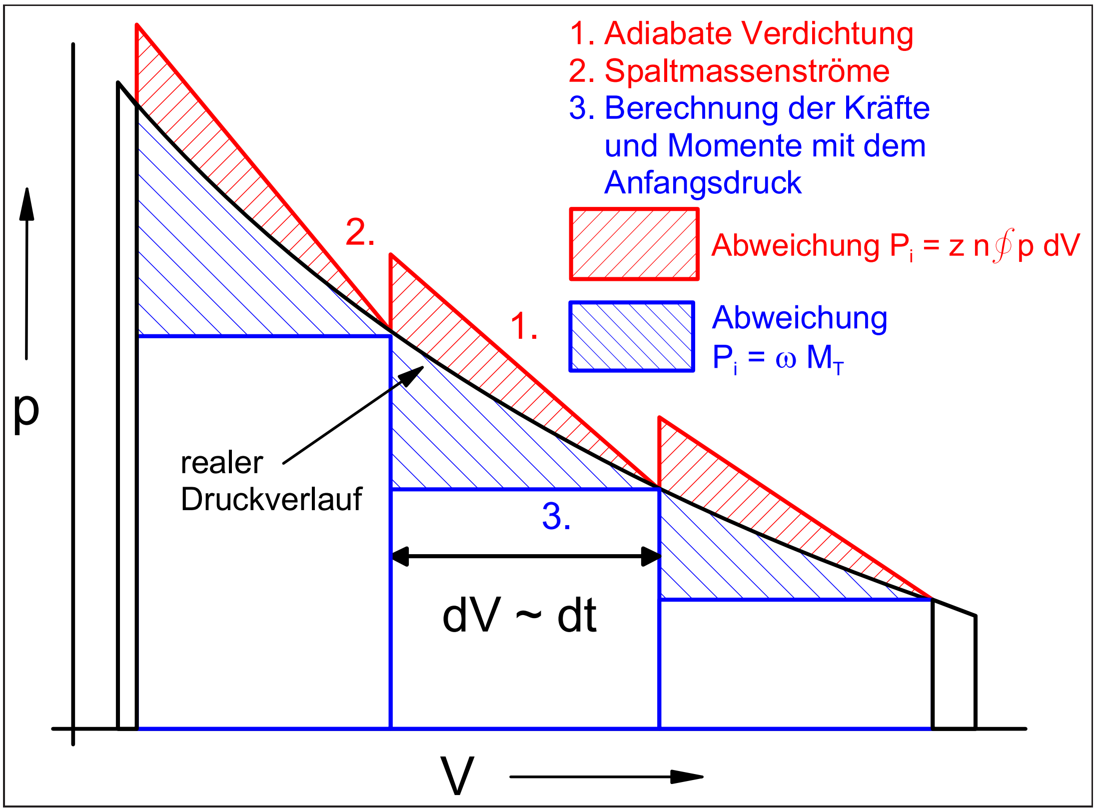


Bild 5.11: Abweichung aufgrund der Rechenverfahren in *KaSim* bei der Berechnung der Innenarbeit bzw. Innenleistung

Es kommt also bei beiden Verfahren zu Abweichungen aufgrund der gewählten Rechenansätze, wobei die Abweichung bei dem neuen Ansatz der Innenleistungsberechnung mit Hilfe des Antriebsdrehmoments tendenziell höher ausfällt. Durch die Wahl kleinerer Zeitschritte kann die Rechengenauigkeit dennoch signifikant erhöht werden.

Diesen Zusammenhang verdeutlicht **Bild 5.12**. Wie nach Bild 5.11 zu erwarten, tendiert die beispielhaft berechnete Innenleistung des Kammermodells des virtuellen Verdichters mit zunehmender Zahl von Zeitschritten von zwei Seiten zu einem Grenzwert. Das Verfahren der Berechnung der Leistung über die mechanischen Kapazitäten und Verbindungen erreicht diesen Grenzwert dabei ebenfalls erwartungsgemäß erst bei mehr Zeitschritten aufgrund der höheren impliziten Abweichungen. Ab etwa 1000 Zeitschritten ist eine akzeptable Genauigkeit von ca. 2% erreicht.

Durch andere mathematische Verfahren, die eine Interpolation des Druckes während des Zeitschrittes oder zum Ende des Zeitschrittes erlauben, kann die Genauigkeit an dieser Stelle erhöht oder aber die Anzahl der Zeitschritte verringert werden. Die Rechenzei-

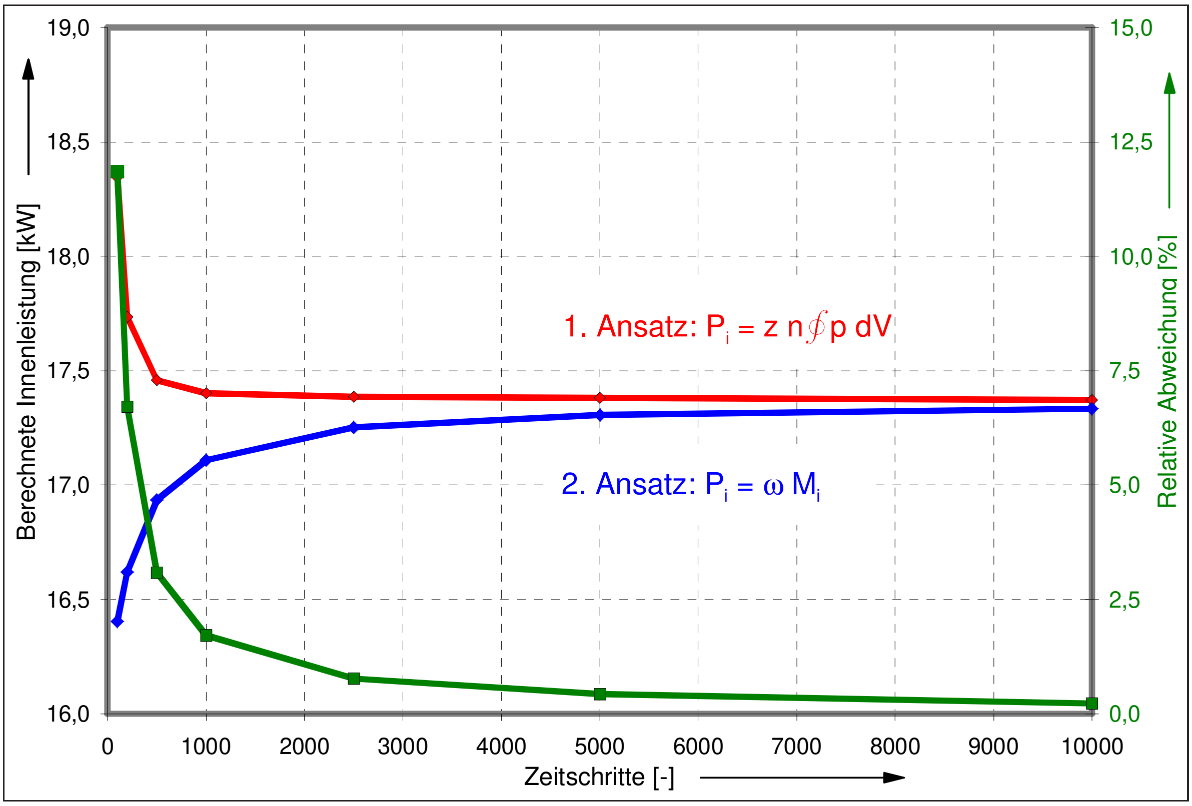


Bild 5.12: Relative Abweichung der Rechenverfahren in Abhängigkeit der gewählten Zeitschritte bei der beispielhaften Berechnung des virtuellen Verdichters

ten für das Modell verkürzen sich. Diese Verfahren sind aber mathematisch komplexer und nur mit Aufwand in das vorhandene Konzept von *KaSim* zu integrieren. An dieser Stelle ist darauf zu Gunsten einer erhöhten Anzahl von Zeitschritten verzichtet worden.

6 Geometrische Skalierung von Schraubenladern

Die Erstellung eines Kammermodells für einen Schraubenlader ist zur Zeit, insbesondere bei Einbindung der mechanischen Kapazitäten und Verbindungen, ein zeitaufwendiger Vorgang. Um bei den geplanten Variationsuntersuchungen den Aufwand zu minimieren, ist es sinnvoll, das vorhandene Modell mit Hilfe zu definierender geometrischer Skalierungsfaktoren auf eine neue Modellgröße anzupassen.

Hier handelt es sich um Faktoren, die eine geometrische Skalierung des Modells ermöglichen. Dieser Ansatz kann nicht im Sinne der kinematischen Ähnlichkeit aus dem Bereich der Strömungsmaschinen verstanden werden. Es ist also nicht möglich, auf Basis der Ergebnisses eines kleinen Modells auf das Verhalten einer wesentlich größeren Maschine zu schließen, wie es die kinematische Ähnlichkeit der Geschwindigkeitspläne von Strömungsmaschinen für Modell und Großausführung erlaubt [30]. Vielmehr dient dieses Vorgehen der geometrischen Skalierung, der anschließend noch die thermodynamische Simulation folgen muss. Dabei können und werden die Simulationsergebnisse der beiden Modelle durchaus variieren.

Genau dieses Verhalten der Modelle ist erwünscht bzw. soll untersucht werden. Die Frage ist nämlich, inwieweit die Geometrieveränderung der Rotoren die Thermodynamik und das transiente Verhalten der Maschine beeinflussen. Dabei sollen die Spalthöhen konstant bleiben. Dies ist bei den weiteren Untersuchungen nur akzeptabel, wenn sich die Durchmesser- und Längenänderung der Rotoren in Grenzen halten und den Faktor 2 nicht überschreiten. Bei größeren Variationen (Modell $\rightarrow$ Großausführung) muss hier auch das thermische Ausdehnungsverhalten berücksichtigt und die Spalthöhen müssen entsprechend angepasst werden.

Die geometrische Ähnlichkeit bei einer Schraubenmaschine ist allerdings nur gegeben, wenn das Profil und der Umschlingungswinkel der Rotoren sich nicht ändern. Bei einer Veränderung des Profils und des Umschlingungswinkels wird die Situation wesentlich komplexer; so ändert sich in diesem Fall auch die Zuordnung der Haupt- und Nebenrotorkammern zueinander. Dies kann allein über geometrische Skalierungsfaktoren nicht abgebildet werden. Bei einer Variation des Längen-Durchmesser Verhältnisses L/D der Rotoren, die im Rahmen dieser Arbeit untersucht wird, lassen sich die verschiedenen Modellgrößen innerhalb des Kammermodells (z. B. Kammervolumen, Rotoroberflächen, Spaltlängen etc.) mit unterschiedlichen Skalierungsfaktoren anpassen.

Die geometrischen Abmessungen des vorhandenen und des neuen Modells liefern die Skalierungsfaktoren für die unterschiedlichen Modellgrößen. Dabei werden die Daten des Hauptrotors betrachtet, der Index a steht für das Ausgangsmodell und der Index n für das skalierte, neue Modell.

Der Skalierungsfaktor für das Hubvolumen und die Kammervolumina des Modells hängt von der Zahnlückenfläche im Stirnschnitt und der Länge des Rotors ab:

$$f_{\mathrm{Vol}} \sim l^3 = \left(\frac{D_{\mathrm{n,HR}}}{D_{\mathrm{a,HR}}}\right)^2 \cdot \frac{L_{\mathrm{n,HR}}}{L_{\mathrm{a,HR}}} \qquad \text{Gl. (6–1).}$$

Die radialen Austrittsflächen im Gehäuse, die Kraftoberflächenanteile der Rotoren in x- und y-Richtung, die Verbindungsflächen zwischen Haupt- und Nebenrotorkammern und die Blaslochflächen sind Flächengrößen, die vom Durchmesser und der Länge des Rotors beeinflusst werden. Der zugehörige Faktor lautet:

$$f_{\mathrm{FA}} \sim l^2 = \frac{D_{\mathrm{n,HR}}}{D_{\mathrm{a,HR}}} \cdot \frac{L_{\mathrm{n,HR}}}{L_{\mathrm{a,HR}}} \qquad \text{Gl. (6–2).}$$

Die Faktoren für die axialen Ein- und Auslassflächen, die Rotorflächen in z-Richtung und die Stirnspalte sind abhängig von den stirnseitigen Flächen bzw. Längen und damit vom Durchmesser des Rotors:

$$f_{\mathrm{A}} \sim l^2 = \left(\frac{D_{\mathrm{n,HR}}}{D_{\mathrm{a,HR}}}\right)^2 \ \text{(Fläche)} \quad \text{bzw.} \quad f_{\mathrm{FG}} \sim l = \frac{D_{\mathrm{n,HR}}}{D_{\mathrm{a,HR}}} \ \text{(Strinspalt)} \qquad \text{Gl. (6–3).}$$

Beim Skalierungsfaktor für den Gehäusespalt gestaltet sich der Sachverhalt komplexer. Betrachtet man den Rotor im Gehäuse, kann die Länge der Kopflinie und damit des Gehäusespaltes durch Projektion des dreidimensionalen Problems in die Ebene gelöst

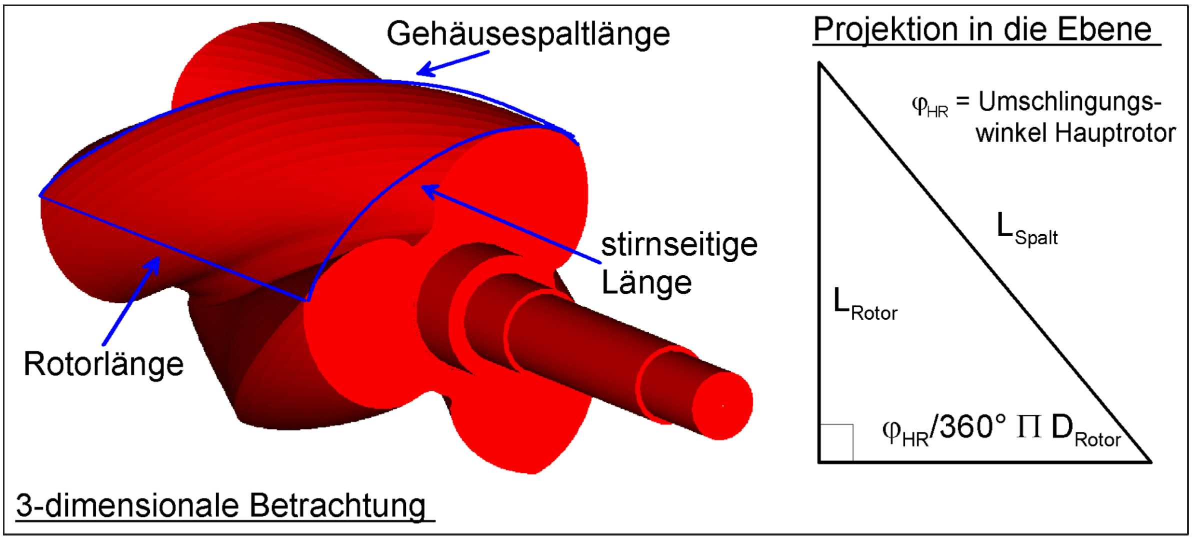


Bild 6.1: 3-dimensionaler Verlauf des Gehäusespaltes und Übertragung der Spaltlänge in die Ebene

werden, **Bild 6.1**. Es ergibt sich ein rechtwinkliges Dreieck, dessen beiden Kathetenlängen vom Durchmesser und der Länge des Rotors abhängen bzw. bestimmt werden. Die Länge der Hypotenuse, die Kopflinien- bzw. Gehäusespaltbreite, berechnet sich aus dem Satz des Pythagoras

$$L_{\mathrm{Spalt}} = \sqrt{L_{\mathrm{Rotor}}^2 + \left(\frac{\varphi_{\mathrm{HR}}}{360°} \cdot \pi \cdot D_{\mathrm{Rotor}}\right)^2} \qquad \text{Gl. (6–4)},$$

und man erhält für den Skalierungsfaktor des Gehäusespaltes bei konstantem Umschlingungswinkel

$$f_{\mathrm{H}} \sim l = \frac{L_{\mathrm{n,Spalt}}}{L_{\mathrm{a,Spalt}}} = \sqrt{\frac{k \cdot D_{\mathrm{n,HR}}^2 + L_{\mathrm{n,HR}}^2}{k \cdot D_{\mathrm{a,HR}}^2 + L_{\mathrm{a,HR}}^2}} \quad \text{mit} \quad k = \left(\frac{\varphi_{\mathrm{HR}}}{360°} \cdot \pi\right)^2 \qquad \text{Gl. (6–5)}.$$

Bei der Bestimmung des Skalierungsfaktors für den Profileingriffsspalt wird auf ein Programm zur Berechnung des Eingriffsspaltverlaufs zurückgegriffen [31]. Das Programm bestimmt auch die Länge des Profileingriffsspalts. Daraus ergibt sich der Skalierungsfaktor für den Eingriffsspalt:

$$f_{\mathrm{PE}} \sim l = \frac{l_{\mathrm{n,PE}}}{l_{\mathrm{a,PE}}} \qquad \text{Gl. (6–6)}.$$

Nun fehlen noch die Skalierungsfaktoren für die Momentflächenanteile der Rotoren. Diese sind zum einen abhängig von der Rotoroberfläche, also vom Durchmesser und/oder der Länge des Rotors, und zum anderen vom Abstand dieser Oberfläche vom Koordinatenursprung. Für das Drehmoment um die z-Achse (Rotordrehachse) sind neben der Durchmesseränderung für den Abstand vom Koordinatenursprung die projezierten Flächen auf die xz- bwz. yz-Ebene bestimmend. Die Skalierung dieser Flächen ist mit der Durchmesser- und Längenänderung gekoppelt. Damit erhält man für den Skalierungsfaktor des Drehmoments um die z-Achse:

$$f_{\mathrm{MZ}} \sim l^3 = \left(\frac{D_{\mathrm{n,HR}}}{D_{\mathrm{a,HR}}}\right)^2 \cdot \frac{L_{\mathrm{n,HR}}}{L_{\mathrm{a,HR}}} \text{ (z-Achse)} \qquad \text{Gl. (6–7).}$$

Dieser Faktor muss mit dem Faktor für die Volumenanpassung übereinstimmen. Bei einer ideal dichten Maschine ändert sich die Innenarbeit analog zum Faktor für die Volumenkurve (Berechnung über die Volumenkurve) oder zum Faktor für das Antriebsmoment (Berechnung über das Drehmoment). Daher müssen beide Faktoren nicht nur dieselbe Dimension sondern auch absolut denselben Wert haben.

Für die Skalierungsfaktoren der Momente um die x- und y-Achse stellt sich die Ermittlung eines einzelnen Faktors als unmöglich dar. Das Problem resultiert aus dem Vektorkreuzprodukt des Flächenschwerpunktsvektors mit dem Flächennormalenvektor, vgl. Gl. (5–11). Das Moment um die x-Achse resultiert beispielsweise aus den projizierten Flächen in die xy- und die xz-Ebene, **Bild 6.2**. Die Skalierung der Fläche in der xy-Ebene ist vom Quadrat des Durchmessers, die Abstandsänderung vom Durchmesser abhängig. Im Gegensatz dazu ist die projizierte Fläche in der xz-Ebene vom Durchmesser und der Länge des Rotors abhängig und der Abstand ebenfalls eine Funktion der Längenänderung. Damit ergeben sich zwei Skalierungsfaktoren für dieses Moment:

$$f_{\mathrm{MXY,a}} \sim l^3 = \left(\frac{D_{\mathrm{n,HR}}}{D_{\mathrm{a,HR}}}\right)^3 \qquad \text{(a)} \qquad \text{Gl. (6–8),}$$

$$f_{\mathrm{MXY,b}} \sim l^3 = \frac{D_{\mathrm{n,HR}}}{D_{\mathrm{a,HR}}} \cdot \left(\frac{L_{\mathrm{n,HR}}}{L_{\mathrm{a,HR}}}\right)^2 \text{(b)} \qquad \text{Gl. (6–9).}$$

Gleiches gilt auch für die Faktoren des Moments um die y-Achse. Die Momente um diese beide Achsen können also nicht mit einem einzigen Skalierungsfaktor angepasst werden, sondern die beiden Momentanteile müssen mit ihren jeweiligen Faktoren berück-

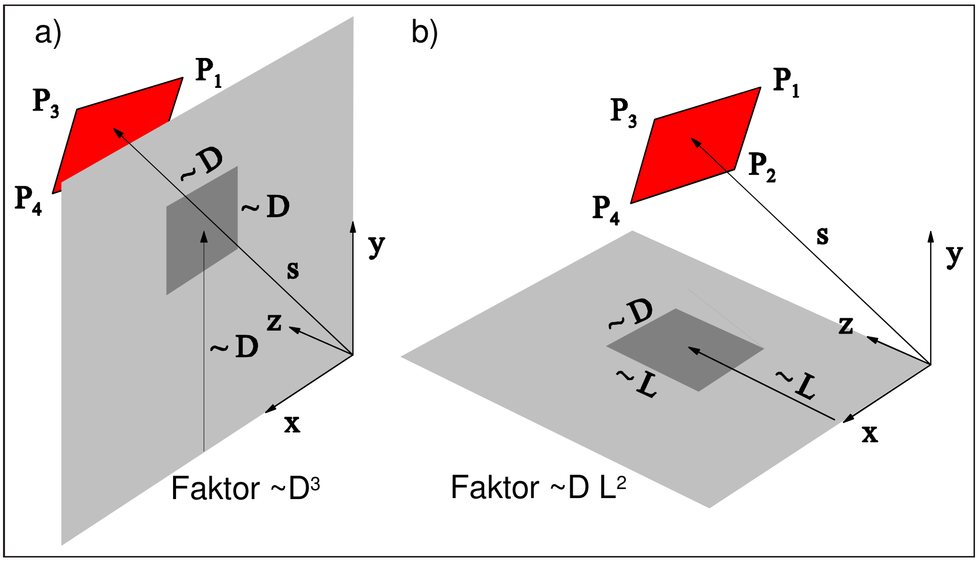


Bild 6.2: Projektion eines Rotoroberflächenelements in die xy- und xz-Ebene mit Skalierungsfaktoren für Momente um die x-Achse

sichtigt werden. Um die Aufteilung dieser Anteile zu ermöglichen, sind die Schwerpunktsvektoren und Flächennormalenvektoren nach Gl. (5-11) des Ausgangsmodels notwendig. Damit können dann über das Vektorprodukt die Einzelanteile des Gesamtmoments des Referenzmodells berechnet und dann mit den Skalierungsfaktoren versehen werden.

Mit diesen Skalierungsfaktoren ist es nun möglich, ausgehend von einem vorhandenen Modell, andere Maschinengrößen im Bereich $l < 2$ abzuleiten und zu simulieren. In Kap. 9.2.2 wird dieses Vorgehen angewendet, um anhand einer Variation des Längen-Durchmesser-Verhältnisses des Rotors eine Bewertung verschiedener Geometrien hinsichtlich thermodynamischen Verhaltens und instationären Beschleunigungsverhaltens durchführen zu können.

7 Profil- und Spaltanalyse

Während öleingespritzte Schraubenmaschinen unsynchronisiert betrieben werden, ist bei den trockenlaufenden Varianten ein Synchronisationsgetriebe nach dem derzeitigen Stand der Technik üblich, um eine Berührung der Rotoren zu vermeiden. Durch einen Verzicht auf dieses Synchronzahnradpaar ergeben sich merkliche Verbesserungspotentiale [32]:

- Einsparung des Synchronisations-Zahnradpaares (Reduzierung des Massenträgheitsmomentes und des Montageaufwandes),
- Reduzierung des Bauraumes,
- Anstieg des Wirkungsgrades durch geringe Spalte, weil eine Berührung der Rotoren zulässig wird.

Beim unsynchronisierten Betrieb erfolgt die Übertragung des durch die Gaskräfte bedingten Drehmomentes zwischen Haupt- und Nebenrotor über die Zahnflanken der Rotoren. Ein Ansatz zur Lösung dieses Problems bei trockenlaufenden Schraubenmaschinen (kein Schmierstoff in der Arbeitskammer) besteht in der Beschichtung metallischer Rotoren mit verschleißfesten keramischen Schichten.

Der Untersuchung dieses Problems widmete sich das Teilprojekt „*Herstellen beschichteter Schraubenrotoren*“ des Sonderforschungsbereiches 316[1] der Deutschen Forschungsgemeinschaft (DFG) [33]. Ziel des Projektes war, die Wirtschaftlichkeit und Betriebssicherheit von Schraubenmaschinen durch den Einsatz neuartiger Werkstoffverbunde zu erhöhen. Dabei wurden sowohl Verschleißversuche an geometrisch vereinfachten Proben als auch reale Maschinenversuche durchgeführt.

[1] Herstellung, Be- und Verarbeitung sowie Prüfung metallischer und metall-keramischer Verbundwerkstoffe

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit werden die Ergebnisse des SFB weiterentwickelt, um einen unsynchronisierten Schraubenlader zur Aufladung von Verbrennungsmotoren und Brennstoffzellen zu realisieren. Die genannten Verbesserungspotentiale geben wichtige Punkte aus der Anforderungsliste der Automobilindustrie an einen mechanischen Lader wieder.

7.1 Angewendete Verschleißschutzschicht

Während des Betriebs von unsynchronisierten Schraubenmaschinen treten unterschiedliche Belastungen der Rotoren bzw. der Rotoroberflächen in Bezug auf Belastungsart und -ort auf. Diese Belastungen können in Werkstoffbeanspruchungen *außerhalb* und *innerhalb* des Zahneingriffs unterteilt werden.

Die Beanspruchung *außerhalb* des Zahneingriffs resultiert aus mechanischen und thermischen Belastungen durch den Druckverlauf innerhalb des Arbeitsraums und durch die hohen Drehzahlen. Kauder und Helpertz [32] fassen die von Dreischhoff [34] theoretisch ermittelten Wirkungen folgendermaßen zusammen:

- Der Einfluss des Gravitationsfeldes und der Zentrifugalbeschleunigung ist unbedeutend.
- Die Belastung in der Beschichtung durch eine Durchbiegung des Rotors aufgrund von Druckkräften sind im Vergleich zu den thermischen Spannungen gering.
- Mechanische Spannungen durch Vibrationen gehen maximal mit der Größe der durch die statischen Druckkräfte verursachten Spannungen ein.
- Bei Wassereinspritzung bleibt die thermische Belastung gering.
- Die größten thermischen Schicht-Spannungen entstehen im stationären Betrieb bei Trockenlauf.
- Die Spannungen innerhalb der Schichten werden hauptsächlich durch den gegenüber Stahl geringeren Wärmeausdehnungskoeffizienten verursacht.

Die Belastungen *innerhalb* des Zahneingriffs sind erheblich komplexer und durch zwei Größen gekennzeichnet. Dies ist zum einen die auftretenden *Kontaktkraft* und zum anderen die *Gleitgeschwindigkeit* zwischen den beiden Profilflanken von Haupt- und Nebenrotor. Die Ergebnisse der Arbeiten von Dreischhoff [34] und Dämgen [35] sind hier ebenfalls von Kauder und Helpertz zusammengefasst worden [32]:

Drehmoment

- Durch die Druckverteilung in den Arbeitskammmern und durch die Lagerreibung entsteht im Nennbetrieb ein Reaktionsmoment zwischen Haupt- und Nebenrotor.
- Bei Wassereinspritzung kann ein zusätzliches hydraulisches Reibmoment entstehen.
- Der Drehmomentenverlauf der Antriebswelle ist drehwinkelabhängig, er wechselt während eines Arbeitsspiels jedoch nicht sein Vorzeichen.
- Bei Verwendung ungünstiger Profilformen besteht die Gefahr eines Vorzeichenwechsels des Nebenrotormoments innerhalb eines Arbeitsspiels. Dadurch wechseln die Belastungen von den vorlaufenden auf die nachlaufenden Flanken und führen zu einer unkontrollierten Dynamik (das sogenannte „Klappern" der Rotoren).

Kontaktkräfte

- Die Fertigungstoleranzen und Betriebsdehnungen sind in der Regel so groß, dass sich die Übertragung des Drehmomentes nur durch ein Zahnpaar vollzieht, obwohl theoretisch mehrere Eingriffspunkte bzw. Eingriffslinien existieren.
- Die Kontaktkräfte werden durch Achsabstandsabweichungen teilweise deutlich verstärkt (vgl. auch Hertzsche Pressung).

Hertzsche Pressung

- Je nach geometrischen Verhältnissen ist eine Punkt- oder Linienberührung oder eine Parallelschaltung von Linienberührungen vorhanden.
- Achsabstandsänderungen im Bereich einiger hunderstel Millimeter können die auftretende Pressung bereits um den Faktor 5 anheben.
- Formfehler im Mikrometerbereich führen in einer beispielhaft durchgeführten Modellrechnung zu einem Anstieg der Pressung um den Faktor 3.
- Nimmt man einen gleichmäßigen Abtrag besonders beanspruchter Flankenbereiche an, so gleichen sich geometrisch bedingte Pressungsüberhöhungen mit der Zeit wieder aus.
- Nach einem abgeschlossenem Einlaufvorgang pendeln sich die Hertzschen Pressungen ein.

Dynamik

- Die zuvor angegebenen Werte stellen lediglich zeitliche Mittelwerte dar. Durch Form-, Rundheits- und Teilungsfehler entstehen Pressungen, die kurzzeitig um ein Vielfaches über den zeitlichen Mittelwerten liegen.

Mikropressung

- Hertzsche Pressungsverhältnisse treten nur an geometrisch ideal glatten Oberflächen auf. Eine technische Oberflächenrauheit führt zu einem weiteren erheblichen Anstieg der lokalen mikroskopischen Pressungen.
- Untersuchungen mit einem zweidimensionalen Rechenmodell zur Ermittlung der Spannungen unter der Oberfläche zeigen, dass die Spannungen in der Tiefe sehr schnell abklingen und sich den Spannungsfeldern ideal glatter Oberflächen angleichen.

Gleitgeschwindigkeit

- Die Gleitgeschwindigkeit kann aus dem Verzahnungsgesetz bestimmt werden.
- Ebenso wie bei den Pressungen führen bereits geringe Abweichungen der Flankenform oder des Achsabstandes zu erheblich höheren Gleitgeschwindigkeiten.
- Gleichzeitig ist eine starke Abhängigkeit der Gleitgeschwindigkeit von der Profilform gegeben.

Blitztemperatur

- Die Verknüpfung von Oberflächenpressung und Gleitgeschwindigkeit führt zu einer hohen lokalen Energiedichte. Damit verbunden ist eine lokale Temperaturerhöhung (sog. *Blitztemperatur*) und folglich eine erhebliche tribologische Beanspruchung.

Aussichtsreiche Werkstoffverbunde und Schichten aus den durchgeführten Modellversuchen bei trockener Reibung und bei Benetzung mit Wasser sind **Tabelle 7.1** zu entnehmen. Einige der dargestellten Werkstoffverbunde sind dabei auch bereits in Maschinenversuchen erprobt worden [34][35][32].

Auf Grundlage der vorliegenden Ergebnisse und Erfahrungen bietet eine industrielle Wolframkarbit-Kohlenstoff-Multilayerschicht (WC/C), die im PVD (Physical Vapour Deposition) Verfahren auf die Rotoren aufgebracht wird, als Verschleißschutzschicht eine

Verschleißpaarung (mit sich selbst gepaart, wenn nicht besonders erwähnt)	Hersteller, Handelsname sofern vorhanden	Verschleiß-verhalten		Beschichtungsverfahren		
		20°C	150°C	PVD	APS	unbe-schichtet
Modellverschleißversuche, trocken						
Cr_xN	*LWT*	*o / +*	*-*	■		
Cr_xN multilayer	*LWT*	*+*	*k.A.*	■		
WC/C	*Fa. Balzers, Balinit C*	*++*	*o / -*	■		
Cr_2O_3	*LWT*	*++*	*++*		■	
Polyimid mit 40 Gew.% Grafit gegen C45	*Du Pont, Vespel SP22*	*+*	*o / -*			■
Polyimid mit 15 Gew. % Graftit gegen C45	*Du Pont, Vespel SP21*	*+*	*o / -*			■
Modellverschleißversuche, naß						
WC/C in verschiedenen Modifi-kationen	*Fa. Balzers, Balinit C*	*++ / o*		■		
31CrMoV9, plasmanitriert	-	*+ / o*				■
CuSn7Zn4Pb6	-	*+*				■
Hartchrom	*LWT*	*++*				■
Polyamid 12 G	*Fa. Handtmann, Lauramid*	*+*				■
X20Cr13 durchgehärtet	-	*++*				■
X5CrNi1810 gegen CuSn7Zn4Pb6	-	*+*				■
LWT = Lehrstuhl für Werkstofftechnologie, Universität Dortmund k.A. = keine Angabe ++ = sehr gut geeignet, + = gut geeignet, o = bedingt geeignet, - = nicht geeignet						

Tabelle 7.1: Auswahl geeigneter Werkstoffverbunde bwz. -paarungen aus Modellverschleißversuchen incl. Kurzbewertung [32]

vielversprechende Lösungsmöglichkeit. Die Schichtdicke von PVD-Schichten ist extrem gering und liegt hier bei ca. $3\mu m$. Diese Schicht lieferte in Modellverschleißversuchen und Maschinenversuchen gute bis befriedigende Ergebnisse, abhängig von den Einsatzbedingungen. Die Messung des Reibwertes der Oberflächenpaarung WC/C gegen WC/C ergab einen sehr niedrigen Reibwert $\mu < 0,1$ bei Raumtemperatur [34]. Weitere Vorteile sind in der langjährigen Weiterentwicklung der WC/C-Schicht zu sehen. In der Industrie wurden Standzeitverlängerung beim Einsatz WC/C-beschichteter Bohrer mit den heute aufgebrachten Schichten um den Faktor 10 im Vergleich zu älteren Schichtsystemen festgestellt. Diese Erfahrung lassen auch für den Einsatz auf Rotoren in Schraubenladern eine merkliche Verlängerung der Lebensdauer erwarten.

Um der dünnen Multilayer-Schicht die notwendige Stützwirkung zu verleihen, ist eine gehärtete und geschliffene Oberfläche notwendig. Diese Aufgabe übernimmt ein einsatzgehärteter Stahl 16MnCr5. Nach dem Härten wird das Rotorprofil auf Endmaß geschliffen. Durch die niedrigen Temperaturen beim Beschichten und die geringen und gleichmäßigen Schichtdicken ist eine Nachbearbeitung nach dem Beschichtungsprozess nicht notwendig.

Der Vergleich der Kosten[2] für das Beschichten und für das Zahnradpaar eines Synchronisationsgetriebes stellt sich wie folgt dar. Die Kosten für das Beschichten eines Rotorpaares des Schraubenladers liegen derzeit bei ca. 100 E. Das Sychronzahnradpaar für einen synchronisierten Schraubenlader kostet im Vergleich dazu ca. 500 E. Aufgrund der hohen Drehzahlen des Laders muss das Zahnradpaar mit einer Schrägverzahnung versehen sein (geringere Geräuschentwicklung, höhere Profilüberdeckung) und eine hohe Güte und Genauigkeit aufweisen, um ein definiertes Flankenspiel zwischen beiden Rotoren im Profileingriffsspalt sicherzustellen. Dieser Vergleich gibt einen Hinweis auf das Potenzial, welches in der Entwicklung eines unsynchronisierten Schraubenladers liegt.

7.2 Profileingriffsspaltanalyse

Der Verzicht auf ein Synchronisationsgetriebe hat einen signifikanten Einfluss auf den Profileingriffsspalt. Der Profileingriffsspalt ist die Spaltart, die Spaltmassenströme und damit die Energiewandlung des Schraubenladers mit am stärksten beeinflusst. Er verbindet direkt druckseitige Kammern mit der Saugseite, d.h., das Gesamtanlagendruckverhältnis liegt über ihm an.

Den Verlauf des Profileingriffsspaltes eines 3+5-Profils in zwei Ausführungen in der Stirnschnittebene stellt **Bild 7.1** dar. Die erste dem Eingriffsspaltverlauf zugrunde liegende Profilkontur wurde für den Einsatz im Schraubenlader ohne Getriebe modifiziert, die andere, ausgehend von einem Nullspaltprofil, flächennormal um 0,05 mm verkleinert.

In der Stirnschnittebene sind zunächst keine Unterschiede im Profileingriffsspaltverlauf der beiden Profile erkennbar. Aufgrund des asymetrischen Profils reicht der PE-Spalt bis nahe an die druckseitige Verschneidungskante. Daraus resultieren kleine

[2] Die Zahlen beziehen sich jeweils auf eine Einzelteilfertigung.

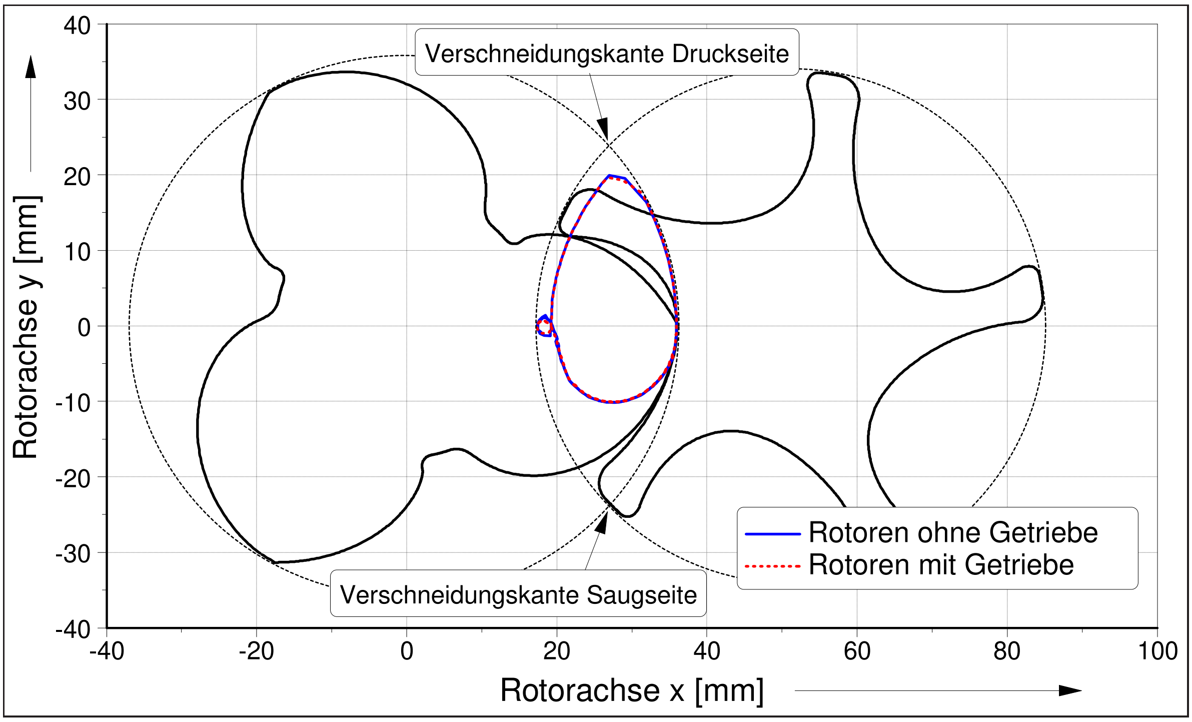


Bild 7.1: Verlauf des Profileingriffsspaltes in der Stirnschnittebene für Rotoren mit und ohne Synchronisationsgetriebe

Blaslochflächen, die für den Verdichterbetrieb eine hohe Priorität besitzen. An der gegenüberliegenden Verschneidungskante bilden sich entsprechend große Blaslochflächen aus. Für den reinen Lader- bzw. Verdichterbetrieb hat dies keine Bedeutung, da sich die dort befindlichen Kammern zu diesem Zeitpunkt in der Ansaugphase befinden und ohnehin mit der Saugseite verbunden sind. Bei anderen Schraubenladeranwendungen, wie dem von Romba [15] vorgestellten SCREW[3]-Konzept, kann sich die Priorität der druck- und saugseitigen Blaslochflächen verändern.

Ein deutlicher Unterschied ist im Verlauf der Eingriffsspalthöhe entlang der Rotor z-Achse zwischen den beiden Profilen festzustellen, **Bild 7.2**. Für das Rotorpaar mit Synchronisationsgetriebe ergibt sich eine annähernd konstante PE-Spalthöhe, resultierend aus der flächennormalen Verkleinerung beider Rotoren. Die Höhe des Profileingriffsspalts muss dabei so gewählt werden, dass sich die Rotoren in keinen Fall berühren. Dies gilt insbesondere bei instationären Vorgängen, bei denen sich die Rotoren schneller erwärmen als das Gehäuse. Der PE-Spalt muss in diesem Fall die unterschiedlichen Wärmeausdehnungen kompensieren können.

[3] Schraubenmaschine mit Compressions- respektive Expansionswirkung

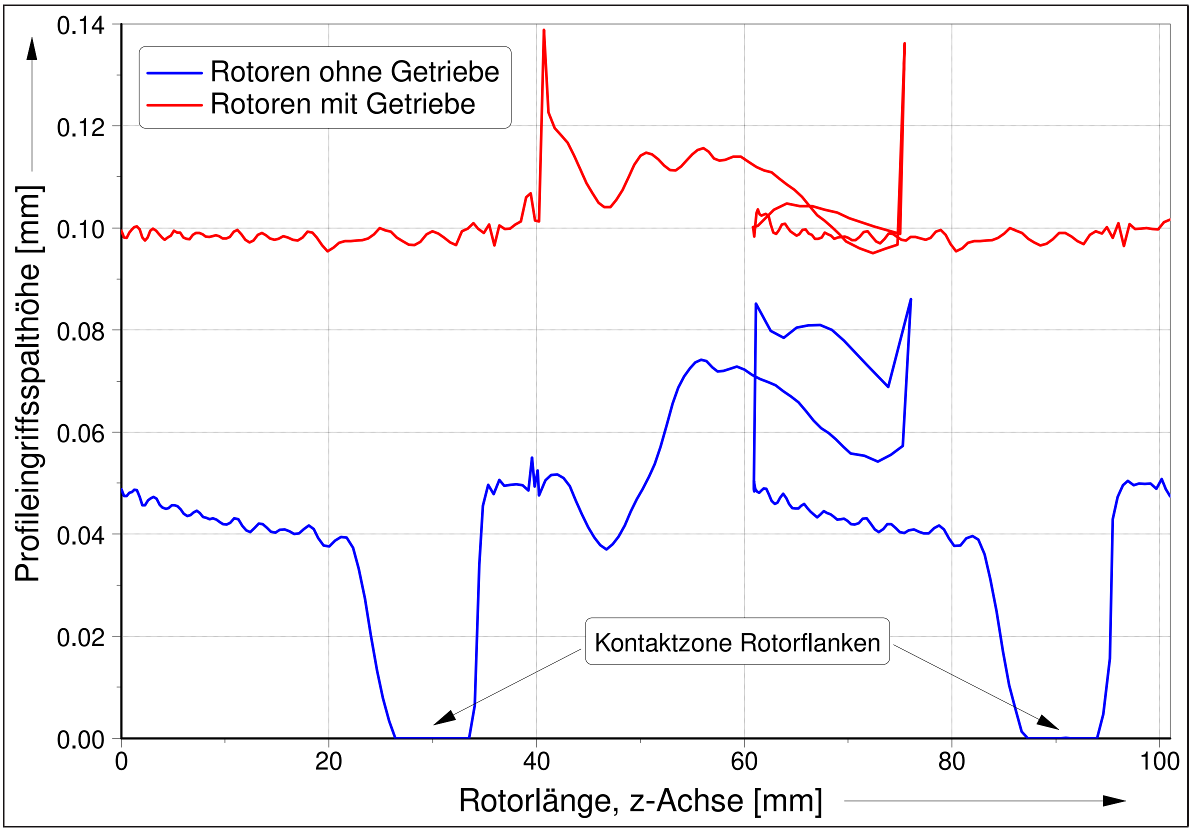


Bild 7.2: Verlauf der Profileingriffspalthöhe entlang der Rotorachse für Rotoren mit und ohne Synchronisationsgetriebe

Ein anderes Bild ergibt sich für das unsynchronisierte Rotorpaar. In diesem Fall treibt der Hauptrotor über seine vorlaufenden Flanke den Nebenrotor an. In den Kontaktbereichen der Drehmomentübertragung wird die Profileingriffsspalthöhe der treibenden Flanke örtlich zu null, setzt man eine Linienberührung zwischen Haupt- und Nebenrotor voraus, vgl. Bild 7.2. Durch die Veränderung des Profils muss die Wärmedehnung der Rotoren kompensiert werden. Dies ist zum einen die Ausdehnung des Nebenrotorzahnkopfes im Fußkreis des Hauptrotors und die Aufweitung des Hauptrotorzahns in der Nebenrotorzahnlücke. Weil aber die Rotoren auf der einen Seite im Kontakt stehen, verkleinert sich die Höhe des PE-Spaltes deutlich. Bei gleicher Rotorgeometrie, also gleichen Längen des PE-Spaltes, resultiert daraus eine signifikante Abnahme der PE-Spaltflächen, im vorliegenden Fall um mehr als 50%. Das lässt auf eine merklich verbesserte Energiewandlungsgüte des unsynchronisierten Schraubenladers im Vergleich zur synchronisierten Variante schließen.

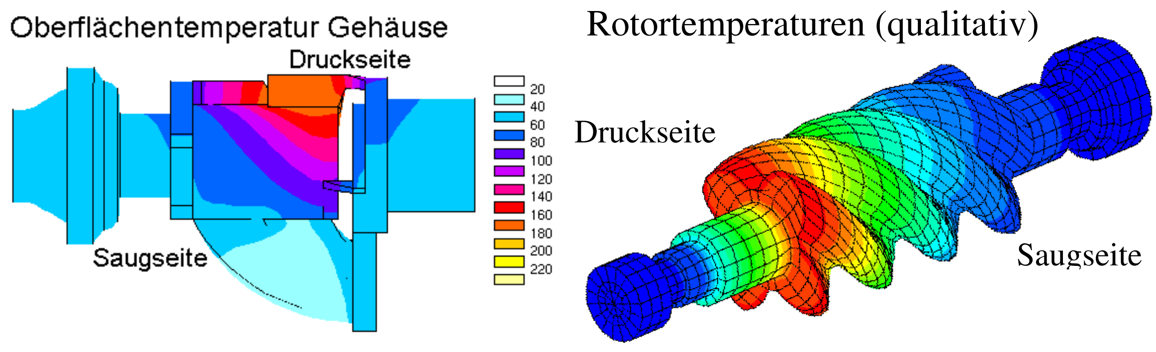
Wichtig für die Auslegung unsynchronisierter Schraubenmaschinen ist die Beachtung von Zahnteilungswinkel und Umschlingungswinkel der Rotoren. Das vorliegende 3+5-Profil besitzt einen Zahnteilungswinkel von 120° für den Hauptrotor. Der Umschlingungswinkel darf auf keinen Fall kleiner sein; nur so ist gewährleistet, dass immer mindestens ein Zahn bzw. eine Zahnflanke das Drehmoment übertragen kann. Im Prinzip handelt es sich bei den unsynchronisierten Schraubenrotoren um ein schrägverzahntes Getriebe mit einer Gesamtüberdeckung ≥ 1.

7.3 Gehäusespalt

Neben dem Profileingriffsspalt ist der Gehäusespalt eine weitere, wirksame Spaltart für die Energiewandlungsgüte der Schraubenmaschinen. Untersuchungen zum stationären und instationären Betriebsverhalten von Schraubenverdichtern und Schraubenladern ergeben Hinweise für eine Optimierung des Gehäusespaltes. Die Untersuchungen von Rofall [36] zum stationären Betriebsverhalten zeigten eine deutliche Abnahme des Gehäusespaltes verglichen mit den Kaltspalthöhen, sowohl in der Simulation als auch in der Messung. Gemessen wurde eine Spaltabnahme von bis zu 80%.

Interessant ist hier vor allem die Lage der Wegmesssensoren im Gehäuse. Sie befanden sich um 30° bzw. 60° verdreht unterhalb der Maschinenmittelebene und damit auf der Saugseite des Schraubenverdichters. Die simulierten und gemessenen Oberflächentemperaturverteilungen zeigen den typischen Verlauf mit einer heißen Druckseite (oben) und einer kalten Saugseite (unten), d.h., die Wegmesssensoren sind im „kalten“ saugseitigen Bereich des Gehäuses plaziert worden. Die Temperatur beträgt hier ca. $40°C$ bis $60°C$ bei einem Druckverhältnis von $\Pi = 3,0$, **Bild 7.3 a**.

Simulationen und experimentelle Untersuchungen für die Rotoren zeigen, dass die Rotortemperaturen deutlich höher sind [38][39]. Durch die Drehung der Rotoren befinden sich die Rotoroberflächen sowohl mit der warmen Druck- als auch der kalten Saugseite in Kontakt, entziehen durch Konvektion Wärme aus dem Gas in der Arbeitskammer und erwärmen sich dabei. Durch die Wärmeleitung im Rotor ergibt sich eine axiale Temperaturabnahme von der druck- zur saugseitigen Stirnseite [39], **Bild 7.3 b**. Weiterhin erhält man eine radiale Temperaturverteilung in den Rotorzähne, die ihr Maximum erwartungsgemäß an den Rotorzahnköpfen aufweist [38]. Die an der gleichen Maschine



(a) Gehäuse (b) Rotor

Bild 7.3: Simulierte Gehäuseoberflächen- und Rotortemperaturen nach [36] und [37]
a) Betriebspunkt $n_{\mathrm{HR}} = 12300\mathrm{min}^{-1}$, Druckverhältnis $\Pi = 3,0$
b) qualitative Rotortemperaturverteilung

gemessenen Rotorzahnkopftemperaturen bei einem Druckverhältnis von 3,0 liegen für beide Rotoren bei etwa $200°C$ an der Druckseite und bei $120°C$ an der Saugseite [39].

Dieser signifikante Temperaturunterschied zwischen den Bauteilen auf der Unterseite (Saugseite) des Gehäuses beeinflusst die Betriebssicherheit. Die noch unveröffentlichen Arbeiten von Janicki [40] zeigen, dass die Temperaturverteilung im Gehäuse und den Rotoren des Schraubenladers zu Wärmedehnungen und einer für die Betriebssicherheit der Maschine kritischen Gehäusespaltabnahme auf der Gehäuseunterseite führt. Gleichzeitig ändern sich die Gehäusespalthöhen auf der Druckseite der Maschine. Das gilt auch für den instationären Betrieb eines Laders. Hier führt das durch die Verdichung heiße Arbeitsgas zu einer Erwärmung und damit Aufweitung des Gehäuses, so dass sich der Spalt wenig ändert.

Aus Gründen der Betriebssicherheit bestimmt also der Gehäusespalt auf der Saugseite des Gehäuses das Spalthöhenmaß. Auf die Thermodynamik und Energiewandlung der Maschine hat dieser Spalt keinen Einfluss, da die über ihn verbundenen Kammern sich in der Ansaugphase befinden und zur Saugseite geöffnet sind. Vergößert man zylindrisch die Rotorbohrung um den Spalt zu vergrößern, wird gleichzeitig auch der Spalt an der Druckseite, der die Thermodynamik signifikant beeinflusst, unnötigerweise mit vergrößert. Dies lässt sich solange nicht vermeiden, wie die Gehäusebohrungsachsen und die Rotorachsen konzentisch sind, **Bild 7.4**.

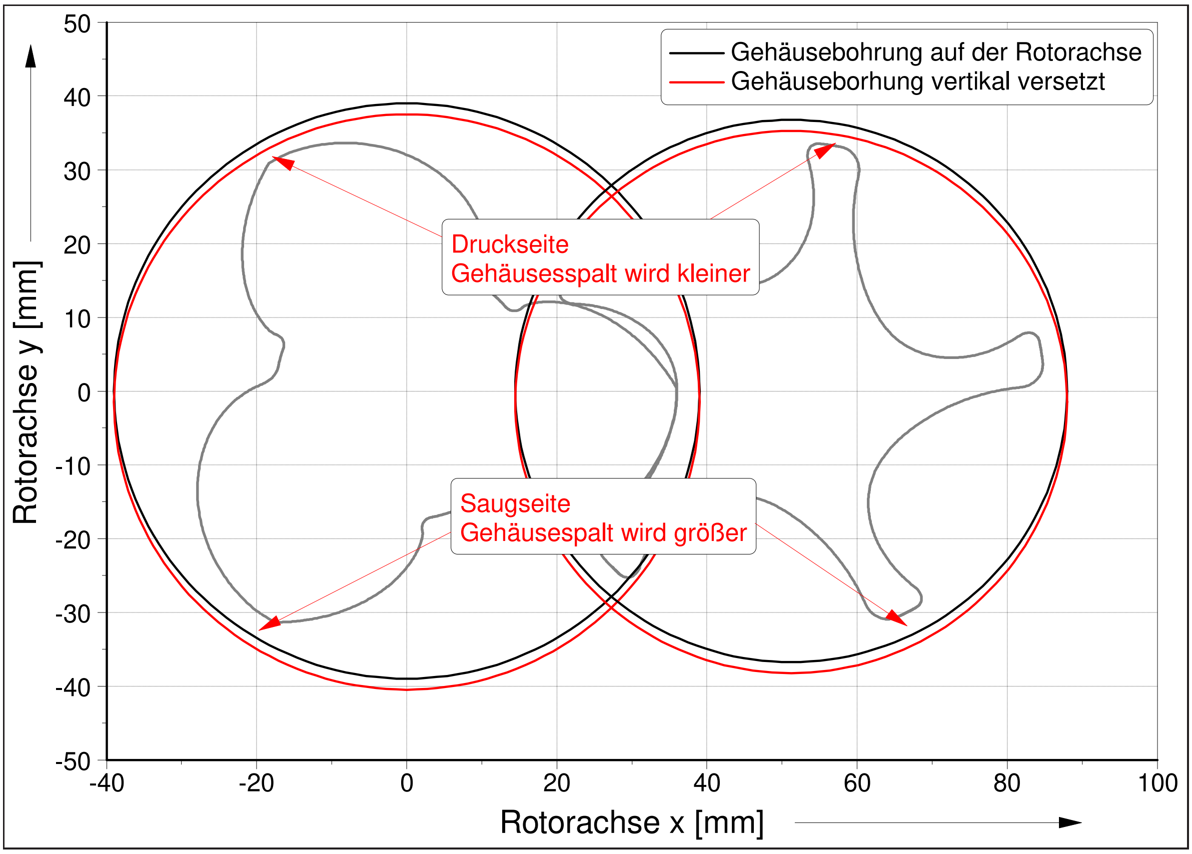


Bild 7.4: Beeinflussung der Gehäusespalthöhe durch vertikale Verschiebung der Gehäusebohrung gegenüber der Rotorachse

Durch eine vertikale Verschiebung der Achsen der Gehäusebohrungen gegenüber den Rotorachsen kann dies umgangen und eine Verbesserung der Gehäusespaltsituation erreicht werden, Bild 7.4. An der betriebskritischen Saugseite vergrößert sich der Gehäusespalt, während er auf der thermodynamisch relevanten Druckseite vermindert wird. Durch diese Modifikation erhöht sich die Energiewandlungsgüte bei gleichzeitiger steigender bzw. gleicher Betriebssicherheit. Beim hier entwickelten Laderprototyen wird auch ein nach diesen Gesichtspunkten modifiziertes Gehäuse eingesetzt. Die Diskussion erfolgt in Kap. 10.

8 Reibleistung an Lagern und Dichtungen

Insbesondere im Teillastbetrieb kann ein erheblicher Anteil des Gesamtenergieumsatzes als Reibleistung in Lagern und Dichtungen dissipiert werden. Dies verifizierten zum Beipiel Takei und Takabe [6] mit Reibleistungsmessungen mit einer Dummywelle an einem Schraubenlader. Nach derzeitigem Stand der Technik werden meist berührende Dichtungen zwischen Arbeits- und Lagerraum eingesetzt. Die hohen Drehzahlen von Schraubenladern führen zu Reibleistungsverlusten und merklichen thermischen Belastungen an diesen Dichtstellen.

Nachfolgend werden einfache Modelle zur Berechnung der Verluste in Lagern und an Dichtungen vorgestellt. Die Thematik ist, insbesondere bei den Dichtungen, äußerst komplex und hängt sehr stark von den Randbedigungen ab. Die Modelle und Analysen weisen auf die grundsätzliche Problematik hin und dienen als Grundlage für eine darauf aufbauende Optimierung. Anschließend erfolgt die messtechnische Verifizierung der getroffenen Aussagen.

8.1 Modelle zur Bestimmung des Reibmonents

8.1.1 Lagerreibung

Der Widerstand eines Wälzlagers gegen Drehung setzt sich prinzipiell aus drei Anteilen zusammen, der *Roll-, Gleit-* und *Schmierstoffreibung*. Die Rollreibung entsteht zwischen Wälzkörper und Laufbahn an Kontaktpunkten, an denen keine wahre Abwälzung (keine Relativbewegung), sondern aufgrund von Verformung auch eine Relativbewegung mit Reibung stattfindet. Ein weiterer Anteil der Rollreibung resultiert aus der Werkstoffhysterese. Der Wälzkörper verformt sich und schiebt quasi eine Werkstoffanhäufung vor sich her. Dieser Mehraufwand kann in Rollrichtung hinter dem Wälzkörper nur teilweise für die Rollbewegung zurückgewonnen werden. Der Rest wird in Wärme gewandelt. Bei axial belasteten Lagern tritt zusätzlich noch eine Bohrreibung auf. Die gesamte Rollreibung hängt von der Größe der Belastungen ab [41][42].

Gleitreibung tritt bei Wälzlagern an den Führungsflächen des Käfigs auf. Unter optimalen Bedingungen ist dieser Anteil eher gering. Ein negativer Einfluss auf die Gleitreibung entsteht durch eine Mangelschmierung, Verschmutzung, zu hohe Drehzahl oder ein Verkippen der Lagerringe zueinander. Die Reibung hängt sowohl von der Größe und Richtung der Belastung wie auch von der Drehzahl, dem Schmierungs- und Einlaufzustand ab [41][42].

Den dritten und im Fall des Schraubenladers dominierenden Anteil verursacht die Schmierstoffreibung. Schmierstoffreibung ist die innere Reibung des Schmierstoffes an Kontaktstellen und die Plansch- und Walkarbeit bei erhöhter Drehzahl unter Schmierstoffüberschuss. Einfluss hat neben der Drehzahl, der Masse und der Viskosität des Schmierstoffes auch die Bauart des Lagers. Dieser Teil der Reibung ist lastunabhängig [41][42].

Als Sonderfall muss noch die Dichtungsreibung bei abgedichteten Wälzlagern berücksichtigt werden. Sie tritt an der Kontaktstelle der Dichtlippe zur Wälzlagerlaufbahn auf und ist abhängig von der Bauart und Vorspannung der Dichtung.

Die Berechung des Reibmoments für Wälzlager erfolgt mittels Faktoren, welche die Bauart des Lagers, Drehzahl, Schmierstoff und Belastung berücksichtigen. Der im folgenden vorgestellte Rechnungsgang ist in der Literatur am häufigsten zu finden und wird auch von den meisten Lagerherstellern angewendet. Das Gesamtreibungsmoment M_R setzt sich zusammen aus einem drehzahlabhängigen, lastunabhängigen Anteil M_0 und dem lastabhängigen Reibungsmoment M_1 [43]:

$$M_\mathrm{R} = M_0 + M_1 \qquad \text{Gl. (8–1).}$$

Für das drehzahlabhängige Reibmoment gilt, abhängig vom Faktor $\nu \cdot n$, der Zusammenhang:

$$M_0 = f_0 \cdot (\nu \cdot n)^{\frac{2}{3}} \cdot {d_\mathrm{M}}^3 \cdot 10^{-7} \quad \text{für } \nu \cdot n \geq 2000 \qquad \text{Gl. (8–2),}$$

$$\text{bzw. } M_0 = f_0 \cdot 160 \cdot {d_\mathrm{M}}^3 \cdot 10^{-7} \quad \text{für } \nu \cdot n < 2000 \qquad \text{Gl. (8–3).}$$

	Lager 6302	Lager 609.2RSR	Lager 7202B
Beiwert f_0	**2,3**	**1,7**	**2**
Beiwert f_1	**0,0009 $(P_0/C_0)^{0,5}$**	**0,0007 $(P_0/C_0)^{0,5}$**	**0,001 $(P_0/C_0)^{0,33}$**

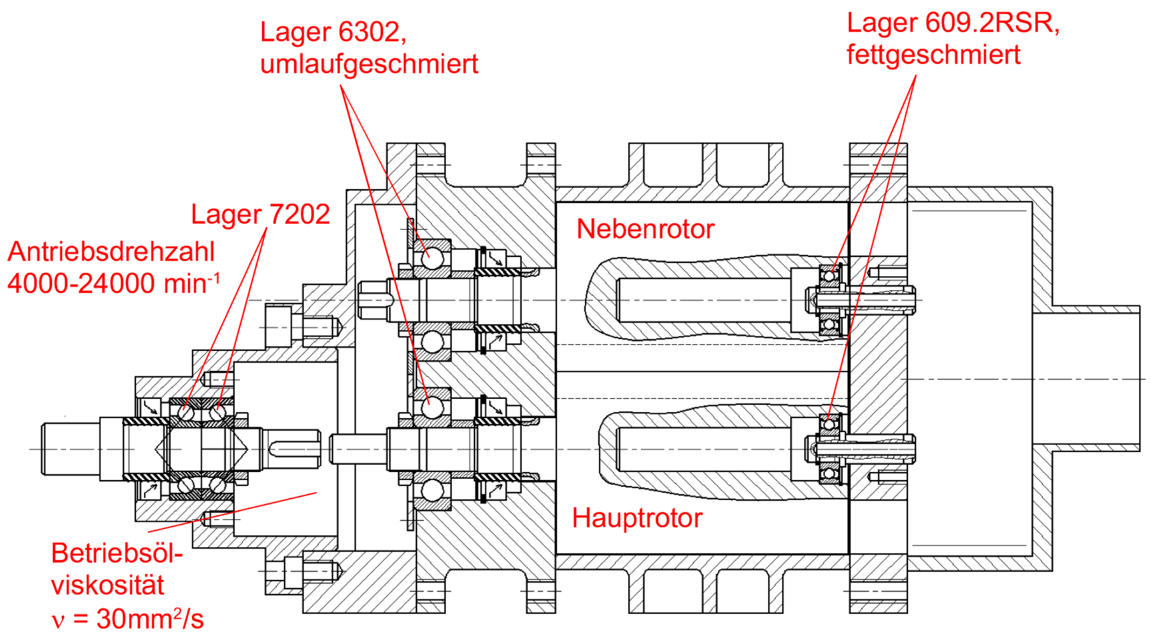


Bild 8.1: Zusammenbauzeichung Schraubenlader mit Lagern, Lagerbeiwerten und Ölviskosität, mit berührenden Dichtungen und Ölumlaufschierung an der Druckseite

Der lastabhängige Reibmomentanteil für Kugellager ist gegeben durch:

$$M_1 = f_1 \cdot P_1 \cdot d_{\mathrm{M}} \qquad \text{Gl. (8–4).}$$

f_0 und f_1 sind lagerabhängige und umgebungsabhängige Faktoren, die dem Lagerkatalog entnommen werden. Eine Zusammenstellung der Faktoren für die einzelen Lager und die Schmierstoffbedingungen am Lager ist der Zusammenstellungszeichung des Schraubenladers zu entnehmen, **Bild 8.1**.

Mit den angegebenen Gleichungen ist eine Berechnung des Reibmomentes aller Lager des Schraubenladers möglich. Das Simulationsergebnis ist von den Randbedingungen Öl- bzw. Fetttemperatur und -viskosität abhängig. Bekannt sind die Öltemperatur im La-

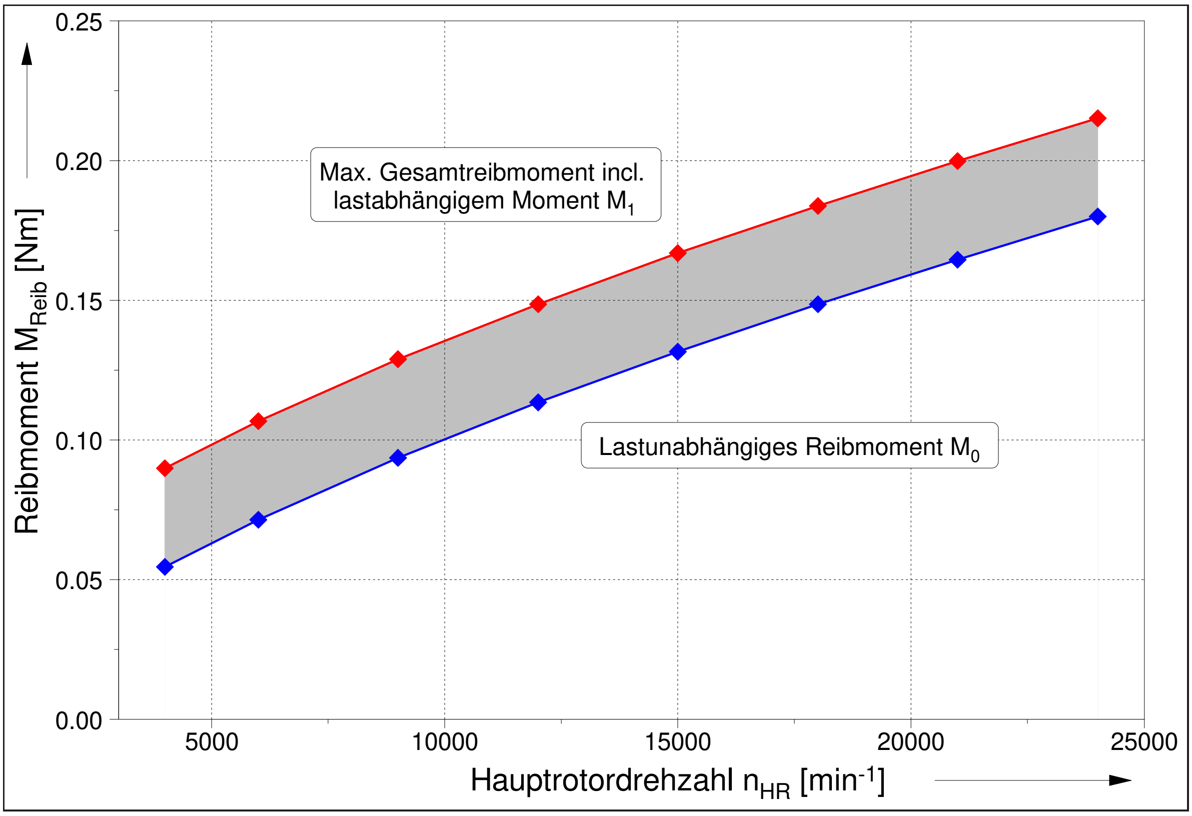


Bild 8.2: Simuliertes minimales und maximales Lagerreibmoment des Schraubenladers

gerölbehälter und die Temperatur im Lagerzapfen unterhalb des saugseitigen Lagers, die für die Ermittlung der Viskosität herangezogen werden. Für die in Bild 8.1 dargestellte Konfiguration ergibt sich damit das lastabhängig und lastunabhängige Lagerreibmoment, **Bild 8.2**. Bei der Maximaldrehzahl entfallen somit ca. 500 W als Reibleistung auf die Lager. Bei einem Gesamtleistungsumsatz von 6 bis 14 kW bei dieser Drehzahl (abhängig vom Druckverhältnis Π) wird die Bedeutung einer effektiven Lagerung insbesondere im unteren Leistungsbereich deutlich.

8.1.2 Wellendichtung

Die Berechnung der Reibung an einem Radialwellendichtring ist ein äußerst komplexes Thema. Allgemeine Ansätze zur Bestimmung der Reibung sind in der Literatur nicht bekannt. Vielmehr hängt die Reibung sehr stark von der Dichtungsgeometrie und den Randbedingungen ab. Im Folgenden werden daher nur einige entscheidene Gesichtspunkte beim Einsatz dieser Dichtungen in einem Schraubenlader kurz erläutert.

Einflussfaktoren sind neben der Geometrie der Dichtung vor allem die Art der Reibung an der Dichtstelle. Im Allgemeinen unterscheidet man dabei zwischen trockener und flüssiger Reibung. Gerade bei Wellendichtungen aus dem Werkstoff PTFE (Teflon) spielt die Art der Reibung eine entscheidende Rolle. Flüssige Reibung kann schon bei sehr geringen Ölmengen an der Dichtkontaktfläche entstehen.

Untersuchungen von Hoffmann an PTFE-Dichtlippen ergaben, dass die in der Literatur genannten Reibwerte für Teflon auf Stahl von $\mu \leq 0,1$ (z.B. in [44]: $\mu = 0,04$) nur bei hoher Flächenpressung und sehr niedriger Gleitgeschwindigkeit ($\ll 1$ m/s) erreicht werden [45][46]. PTFE-Dichtungen werden aufgrund ihrer Eigenschaften meist bei höheren Drehzahlen und Gleitgeschwindigkeiten eingesetzt. Hoffmann ermittelte in seinen Untersuchungen zu dieser Thematik bei Gleitgeschwindigkeiten von $u = 4,2 \ldots 20,9$ m/s Reibungskoeffizienten im Bereich von $\mu = 0,2 \ldots 0,45$ [45]. Diese Gleitgeschwindigkeiten sind auch an der Dichtungsstelle des Schraubenladers gegeben.

Für das Reibmoment der Dichtung ist weiterhin die Radialkraft von großer Bedeutung. Sie ist stark von der Art des Dichtringes abhängig. Wesentliche Faktoren sind dabei die Dicke der Dichtlippe und der Überdeckungsgrund, somit die Breite der Kontaktfläche auf der Welle [46].

Ist an der Dichtstelle Öl vorhanden, wird die Reibungssituation noch komplexer. In diesem Fall beeinflussen zusätzlich die Viskosität und die Schmierfilmhöhe die Reibung. Untersuchungen ergaben, dass die Reibung am PTFE-Dichtring mit Getriebeöl höher als im Trockenlauf war [46].

Am untersuchten Schraubenlader ist mit flüssiger bzw. einer Mischreibung an der Dichtstelle zu rechnen, da zwischen Dichtstelle und Lager Öl für die Lagerversorgung zugeführt wird. Die vorgestellten Untersuchungen lassen den Schluss zu, dass mit einer nicht unerheblichen Reibmomentbelastung aufgrund des Einbaus von PTFE-Dichtringen zu rechnen ist, insbesondere für die schnell drehende Hauptrotorwelle mit ihren zwei Dichtungen, vgl. Bild 8.1. Untersuchungen zur Reibung an den PTFE-Dichtungen im Schraubenlader unter Einsatz einer Hauptrotor-Dummy-Welle (vgl. Bild 8.6) bestätigen qualitativ diese Vermutung. Im Rahmen dieser Untersuchungen sind auch nicht berührende Labyrinthdichtungen verwendet worden. Dabei war eine deutlich Reduzierung des Reibmomentes zu verzeichnen.

Um eine Verbesserung des mechanischen Wirkungsgrades zu erzielen, ist es also zielführend, die berührenden PTFE-Dichtungen durch berührungslose Labyrinthdichtungen zu ersetzen. Dabei gilt es allerdings das Durchflussverhalten der nicht berührenden Dichtungen, welches sich negativ auf den Liefer- und damit Gütegrad der Maschine auswirkt, gegen den Vorteil der Reibmomentreduzierung abzuwägen.

8.2 Durchflussverhalten von Labyrinthdichtungen

Ein Lösungsansatz zur Vermeidung der Reibungsverluste an berührenden Dichtungen ist der Einsatz von berührungslosen Labyrinthdichtungen. Labyrinthdichtungen bieten gegenüber den berührenden Lippendichtungen Vorteile [47][48] wie:

- Eignung für hohe Drehzahlen,
- sehr geringe Reibungsverluste, kein Verschleiß,
- sehr geringer Wärmeeintrag an der Dichtstelle,
- keine Schmierung der Dichtstelle,
- einfachere Gestaltung der Anschlussteile (kein Härten und Schleifen der Dichtungssitze).

Diesen Vorteilen steht als Nachteil das Durchflussverhalten von Labyrinthdichtungen gegenüber. Sie dichten den Arbeitsraum nicht vollständig ab; die Druckdifferenz am Spalt führt zu einem Leckmassenstrom. An dieser Stelle gilt es festzustellen, wie groß diese Spaltverluste bei einem Schraubenlader sind und ob dieser Verlust durch einen Wirkungsgradgewinn durch den Einsatz einer berührungslosen Dichtung durch Reduzierung des Reibmomentes überkompensiert wird ohne die Betriebssicherheit des Laders einzuschränken.

Die berührungslose Dichtung ist also gekennzeichnet durch den Dichtspalt. Dieser muss möglichst „klein“ sein, um die Lässigkeitsverluste (Spaltverluste) in Grenzen zu halten.

Es können die folgenden Arten von berührungsfreien Dichtungen unterschieden werden [47]:

- *Strömungsdichtungen:* Hierzu gehören Spalt-, Labyrinthspalt- und Labyrinthdichtungen. Kennzeichen ist ein Strömungsweg mit kleinem Querschnitt und einer Ausrichtung, die einen möglichst hohen Durchflusswiderstand aufweist, um die Lässigkeitsverluste zu minimieren.

Beim Spalt wird dies durch eine geringe Spalthöhe und große Spaltlänge erreicht. Beim Labyrinth bzw. Labyrinthspalt erschwert die komplexe Gestaltung und geometrische Anordnung vieler Drosselstellen das Durchströmen der Dichtung. Diese genannten Größen bestimmen maßgeblich die Dichtheit dieser Dichtungen. Allerdings weisen sämtliche Strömungsdichtungen konstruktionsbedingt eine Spaltströmung auf.

- *Flüssigkeitsgesperrte Stopfbüchsen:* Kennzeichen dieser Gruppe ist, dass der vorhandene Strömungsweg durch ein Medium versperrt wird. Das Sperrmedium kann das abzudichtende Medium selbst oder ein Fremdmedium sein. Der Sperrdruck kann innerhalb der Dichtung selbst erzeugt sein (z.B. durch Fliehkraftwirkung) oder von außen aufgebracht werden.

  Dieses Konzept ist konstruktiv aufwendig und wird für den Schraubenladereinsatz daher nicht weiterverfolgt.

Um eine Aussage über die Lässigkeitsverluste eines berührungsfreien Dichtungskonzeptes beim Schraubenlader zu treffen, ist zunächst die Analyse der Einbausituation erforderlich. **Bild 8.3** zeigt die Dichtungssituation nach dem Austausch der berührenden PTFE-Dichtung durch eine berührungsfreie Labyrinthdichtung. Bei genauer Betrachtung handelt es sich um eine Kombination aus Labyrinth- und Spaltdichtung. Die enge Wellendurchführung durch das Lagergehäuse bildet einen zusätzlichen axialen Spalt (vorgeschaltete Spaltdichtung).

In dieser Kombination von zwei Dichtungen liegt die Schwierigkeit bei der Berechnung der Lässigkeit. Der Lässigkeitsmassenstrom durch eine Labyrinth- oder Spaltdichtung kann prinzipiell mit folgender Gleichung beschrieben werden [47]:

$$\dot{m} = A_\mathrm{s} \cdot \mu \cdot \psi \cdot \sqrt{\rho_0 \cdot p_0} = A_\mathrm{s} \cdot \epsilon \cdot \sqrt{\rho_0 \cdot p_0} \qquad \text{Gl. (8–1).}$$

Der Faktor ϵ wird als „Labyrinthfunktion“ oder dimensionsloser Durchflussmassenstrom bezeichnet und ist u.a. abhängig vom Druckverhältnis. Ist der dimensionlose Durchflussmassenstrom nicht bekannt, kann der Verlauf aus dem Durchflussbeiwert μ der Spaltdichtung und der Expansionszahl ψ bestimmt werden. Für die Expansionszahl gilt [47]:

$$\psi = \sqrt{2 \cdot \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot \left(\frac{1}{\Pi}^{\frac{2}{\kappa}} - \frac{1}{\Pi}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right)} \qquad \text{Gl. (8–2).}$$

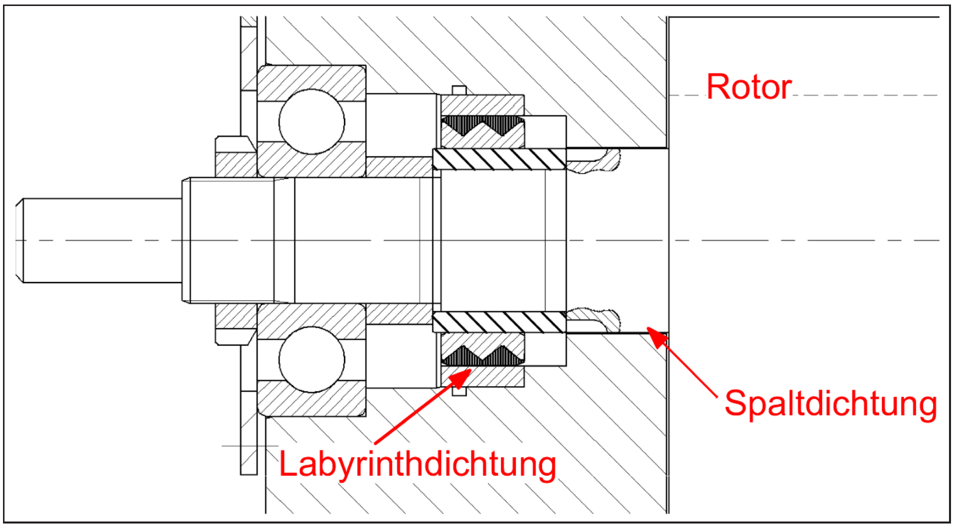


Bild 8.3: Dichtungseinbausituation nach Austausch der PTFE-Dichtung durch eine Labyrinthdichtung

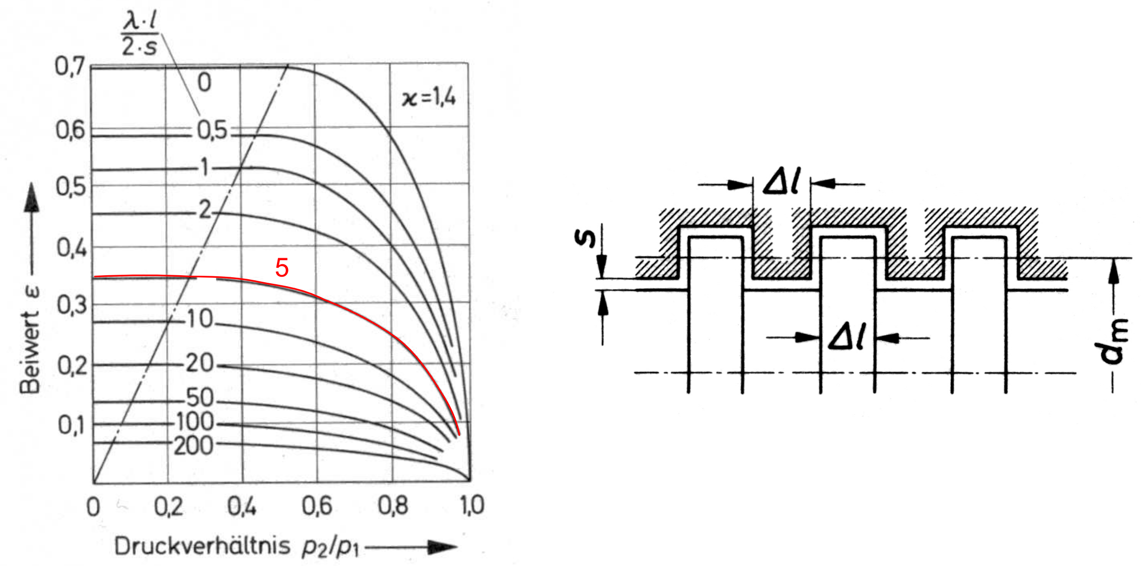
Beim kritischen Druckverhältnis (${\Pi_{krit}}^{-1}$ für Luft = 0,528) erreicht die Expansionszahl ein Maximum. Um die Lässigkeit ermitteln zu können, betrachtet man zunächst beide Dichtungen, Wellendurchführung und Labyrinth, getrennt voneinander.

Für die Berechnung der Spaltdichtung der Wellendurchführung werden die Ergebnisse des Rechenverfahrens von Egli [49] genutzt, welches von Shapiro [50] auch auf Luft ($\kappa = 1,4$) erweitert wurde. Diese Rechenverfahren arbeiten mit dimensionslosen Größen, das Ergebnis stellt **Bild 8.4 a** dar. Die Lässigkeit des Spaltes kann ermittelt werden, wenn der Strömungswiderstand σ bekannt ist. Der Strömungswiderstand ergibt sich aus:

$$\sigma = \frac{\lambda \cdot l}{2 \cdot h} \qquad \text{Gl. (8–3).}$$

Für die Widerstandszahl λ werden ebenfalls die Ergebnisse von Egli genutzt, der sie im turbulenten Strömungsgebiet als unabhängig von der Reynolds-Zahl, abhängig vom Faktor l/h ermittelte. Mit der Widerstandszahl und den geometrischen Abmessungen ergibt sich ein Strömungswiderstand σ von etwa 5 für die axiale Spaltdichtung. Aus Bild 8.4 a kann abhängig vom Druckverhältnis der dimensionslose Durchflussmassenstrom für den axialen Spalt abgelesen werden.

Die Lässigkeit des Labyrinthspaltes ist naheliegenderweise von der geometrischen Form des Spaltes abhängig. Für die im Schraubenlader verwendeten Labyrinthe in Sägezahnform existiert keine explizite Berechnungsvorschrift in der Literatur. Die Form ist



(a) (b)

Bild 8.4: a) Dimensionslose Durchflußmenge ϵ als Funktion von Druckverhältnis und Strömungswiderstand für Luft [50] b) Durchflußbeiwert für eine eckige Labyrinthspaltdichtung nach [51]

jedoch annähernd vergleichbar mit der in **Bild 8.4 b** dargestellten Labyrinthform. Für den Durchflussbeiwert dieses Labyrinths gilt nach [51]:

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{1,5 + \lambda \cdot \dfrac{\sum \Delta l}{2 \cdot s} + z}} \quad \text{mit} \quad \lambda = 0,04 \text{ und } z = \text{Anzahl der Zähne} \qquad \text{Gl. (8–4).}$$

Mit einer Länge $l = 10$ mm, der Spalthöhe $s = 0,14$ mm und der Zähnezahl $z = 2$, **Bild 8.5**, ergibt sich ein maximaler Durchflussbeiwert $\mu = 0,45$ für die Labyrinthdichtung. Zusammen mit der Expansionszahl ψ kann daraus der dimensionslose Durchflussmassenstrom ϵ des Labyrinths berechnet werden.

Im Prinzip sind damit die dimensionslosen Durchflussmassenströme beider Dichtungen bekannt. Die Schwierigkeit besteht nun darin, die Lässigkeit der Kombination aus beiden Dichtungen zu bestimmen. Sicherlich ist die Lässigkeit der Kombinationsdichtung geringer als die der Einzeldichtungen. Für ihre Bestimmung ist die Kenntnis des Druckes zwischen den beiden Dichtungen erforderlich, über den jeweils das Druckverhältnis über die Einzeldichtung und die Eintrittsgrößen der entsprechenden Dichtung festgelegt sind. Der Druck in diesem Zwischenraum konnte aus konstruktiven Gründen nicht gemessen werden. An dieser Stelle wurde eine Abschätzung der Wirkung der Kombinationsdichtung aus Spalt und Labyrinth vorgenommen. Die Gesamtdurchflussmassenstrom der Kombination wird angenommen mit:

$$\epsilon_{\text{ges}} = \epsilon_{\text{Spalt}} \cdot \epsilon_{\text{Labyrinth}} \qquad \text{Gl. (8–5).}$$

Diese Annahme basiert auf der Wirkung der Kombinationsdichtung als eine Gesamtdrosselstelle für den Spaltmassenstrom. Als durchströmter Querschnitt wird der Ringspalt zwischen Welle und Gehäuse angesetzt.

Zur Bestimmung des Spaltmassenstromes ist weiterhin die durchströmte Spaltfläche notwendig. Für die Wellendurchführung ist dies sehr einfach und es ergibt sich bei den derzeitigen geometrischen Abmessungen eine Spaltfläche $A_{\text{Spalt}} = 7,5\ \text{mm}^2$. Die Labyrinthdichtung besitzt in etwa die gleiche Spaltquerschnittsfläche. Damit sind alle für die Berechnung notwendigen Größen bekannt. Auf Grundlage dieses Ansatzes ist es möglich, die Lässigkeit der nicht berührenden Kombinationsdichtungen abzuschätzen. Die Berechnungsergebnisse mit diesen Ansatz sind im folgende Kapitel im Vergleich zu den Messergebnissen dargestellt.

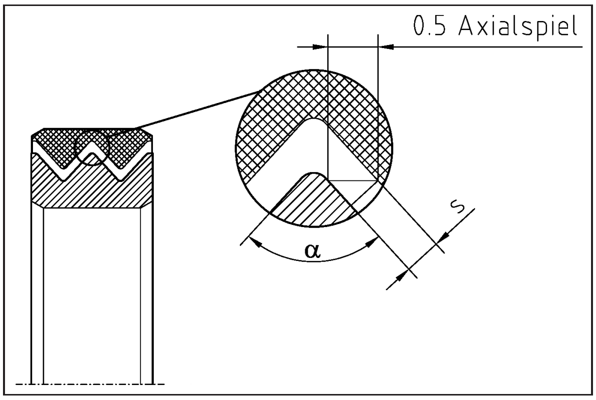


Bild 8.5: Spalthöhenbestimmung für die eingesetzte Labyrinthdichtung

8.3 Messungen

Um das Reibmoment unabhängig von der Verdichtungsarbeit messen zu können, erfolgt ein Austausch des Hauptrotors durch eine Dummywelle, **Bild 8.6**. Diese Dummywelle besitzt keine Rotorzähne. Weil es sich um einen unsynchronisierten Schraubenlader handelt, wird die Nebenrotorwelle in diesem Fall nicht mitangetrieben, so dass auch das

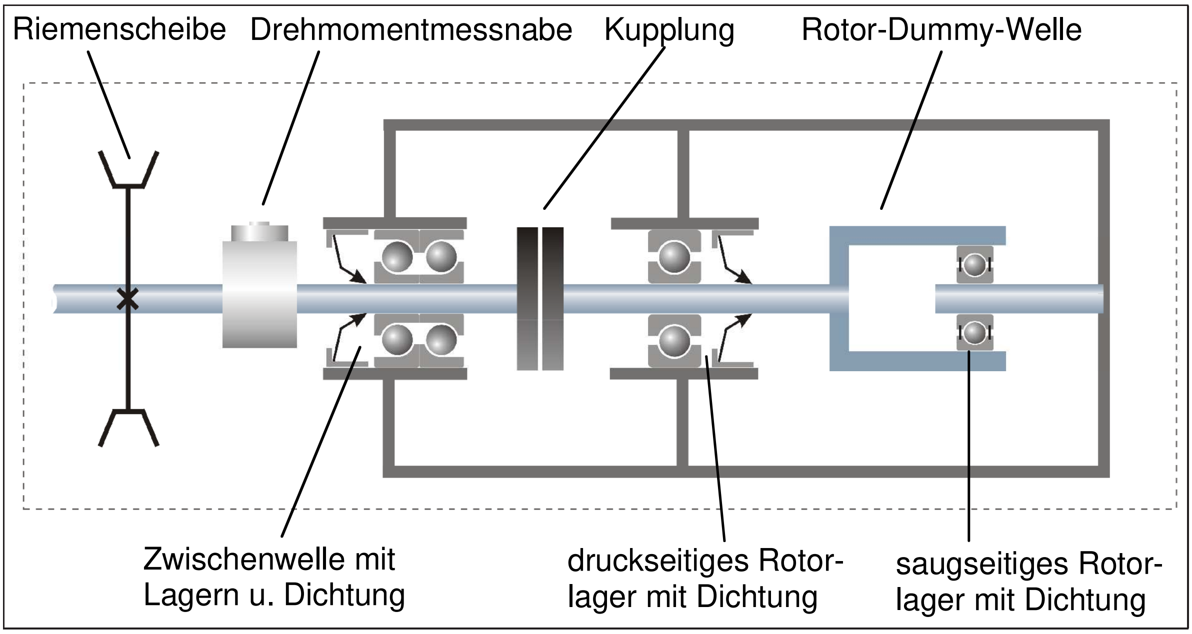


Bild 8.6: Schematischer Aufbau der Reibmomentmessung mit Hauptrotordummywelle

Reibmoment des Nebenrotors nicht mit in die Gesamtbetrachtung einfliesst. Trotzdem ist der Vergleich Simulation/Messung nur für die Hauptrotorwelle durchaus sinnvoll, um die Qualität des gewählten Berechnungsansatzes für das Reibmoment der Lager und den möglichen positiven Einfluss der Labyrinthdichtungen bewerten zu können.

Den Vergleich des simulierten Reibmoments bzw. der Reibleistung zur Messung stellt **Bild 8.7** dar. Die Messungen erfolgten mit berührungslosen Labyrinthdichtungen an den beiden Dichtungsstellen der Welle auf der Haupt- und Nebenrotorseite, vgl. Bild 8.6. Die Simulationsrechnung berücksichtigen daher nur die Anteile aus der lastunabhängigen Lagerreibung. Insgesamt ergibt sich eine recht gute Übereinstimmung der Ergebnisse, besonders im Bereich oberhalb von 18000 $\min^{-1}$. Erkennbar ist eine, mit der Drehzahl, annähernd lineare Abhängigkeit beim Reibungsmoment und eine quadratische Abhängigkeit bei der Reibleistung, wie sie ausgehend vom Modellansatz auch zu erwarten ist. Bei niedrigeren Drehzahlen weichen die Gradienten der Momentenverläufe zwischen Messung und Rechnung leicht voneinander ab. Ein möglicher Einflussfaktor für diese Abweichung ist die temperaturabhängige Viskosität des Schmiermittels, insbesondere in den saugseitigen Lagern. Die Temperatur an dieser Stelle ist nicht bekannt und muss abgeschätzt werden. Wahrscheinlich liegt die tatsächliche Lagertemperatur bei niedri-

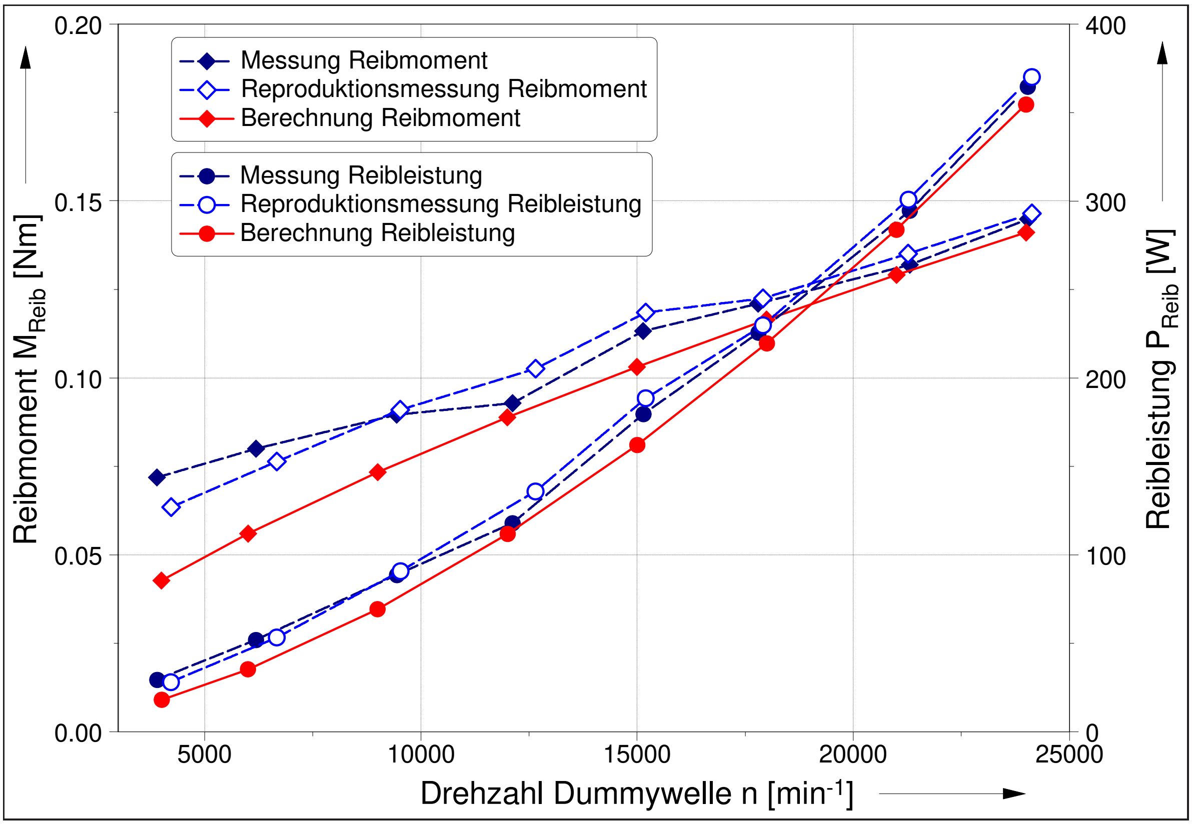


Bild 8.7: Vergleich des gemessenen und berechneten Lagerreibmoments bzw. der Lagerreibleistung bei Einsatz einer Dummywelle auf der Hauptrotorseite, Dichtungen: Kombinationsdichtung aus Spalt und Labyrinth

gen Drehzahlen unter der angenommenen. Dadurch ergibt sich eine Abweichung des Reibmoments durch den Viskositätseinfluss.

Es bestätigt sich der positive Einfluss der Labyrinthdichtung auf das Reibmoment. Der lineare Verlauf des Moments und die gute Übereinstimmung mit der Simulation (nur Lagerreibung berücksichtigt) zeigen, dass die Dichtung nahezu reibungsfrei arbeitet. Bezieht man auch den Nebenrotor mit in die Betrachtung ein, ergibt sich eine Gesamtreibleistung von ca. 500 W bei $n_{\mathrm{HR}} = 24000\mathrm{min}^{-1}$, die nur auf Reibung in den Lagern beruht und sich durch den Einsatz anderer Lager möglicherweise noch weiter reduzieren lässt. Verglichen mit den Ergebnissen von Takei und Takabe [6] stellt dies eine Reduzierung der Reibleistung um über 50% dar und führt damit zu einer signifikanten Verbesserung des mechanischen Wirkungsgrades. Es bleibt jedoch im Folgenden zu prüfen, ob sich die positiven Eigenschaften auch für das Durchflussverhalten der Dichtungen bestätigen und sich damit auch der effektive Gütegrad der Maschine positiv beeinflussen lässt.

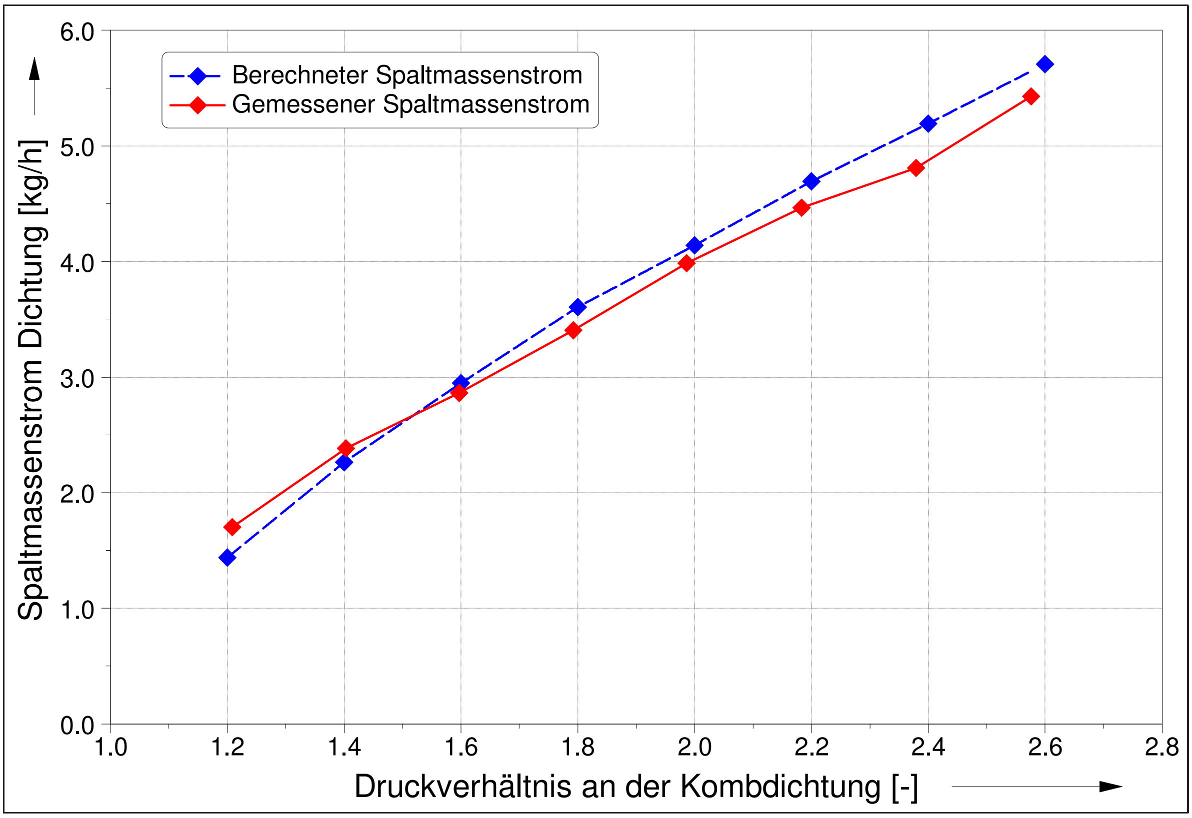


Bild 8.8: Vergleich des gemessenen und berechneten Dichtungsspaltmassenstromes bei Einsatz der Kombinationsdichtung aus Spalt und Labyrinth

Bild 8.8 zeigt den Spaltmassenstrom, berechnet nach dem in Kap. 8.2 entwickelten Ansatz, im Vergleich zum gemessenen Spaltmassenstrom. Der Spaltmassenstrom wird nach dem Austritt aus der Labyrinthdichtung (zwischen Lager und Dichtung, vgl. Bild 8.3) jeweils an der Haupt- und Nebenrotorseite getrennt nach außen geführt, zusammengefasst und mit einem Schwebekörperdurchflussmessgerät gemessen. Gekapselte, lebensdauergeschmierte Lager verhindern, dass ein Massenstrom durch die Lager entweichen kann. Die berechneten und gemessenen Werte weisen eine hohe Übereinstimmung auf. Der gewählte Ansatz zur Berücksichtigung der Kombinationswirkung beschreibt den Spaltmassenstrom mit nahezu übereinstimmendem Gradientenverlauf. Diese Übereinstimmung ist ein Indiz, dass die ermittelten dimensionslosen Spaltmassenströme ϵ der einzelnen Dichtungen (Spalt wie auch Labyrinth) das reale Durchflussverhalten jeweils annähernd korrekt wiederspiegeln. Der gewählte Ansatz ist also geeignet, das Spaltdurchflussverhalten zu beschreiben.

In weiten Teilen des Schraubenladerkennfeldes beträgt der Spaltmassenstromanteil unter 3% des geförderten Luftmassenstromes, bei hohen Drehzahlen (> 20000 min^{-1}) unter 1%. In diesen Bereichen ist mit einer Erhöhung des effektiven Gütegrades zu rechnen, weil die Reibleistungsreduzierung den Verlust über den zusätzlichen Spaltmassenstrom dominiert. In den Kennfeldbereichen bei niedrigen Drehzahlen macht der Massenstromverlust einen Anteil von bis zu 6% des geförderten Luftmassenstromes aus. Hier muss mit einer Verringerung des Gütegrades gerechnet werden. Besonders für ein Downsizing-Konzept ist der Massenstromverlust durch die Dichtung bei niedrigen Drehzahlen nicht optimal. Trotzdem ist das Konzept einer berührungslosen Dichtung durchaus zielführend. Die untersuchte Variante ist zunächst als ein erster Schritt zu betrachten. Durch Reduzierung der Spalthöhen (z.B. bei der Wellendurchführung) ist, auch unter Berücksichtigung der Betriebssicherheit, eine deutliche Absenkung des Spaltmassenstromes zu erwarten. Weitere genauere Untersuchungen dieses Problemfeldes könnten ebenfalls neue Hinweise auf optimierte Dichtungskonzepte liefern.

8.4 Zwischenergebnis

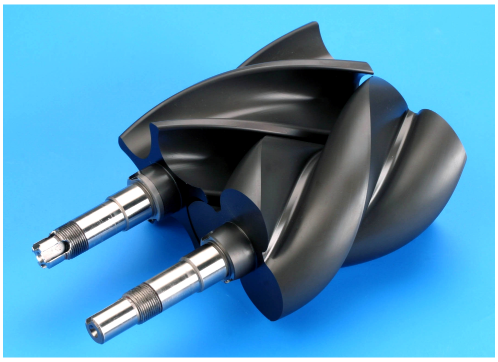
Die Ergebnisse aus den Berechnungen und Messungen zum Reibungsverlust in Lagern und Dichtungen und zum Spaltdurchflussverhalten eines berührungslosen Dichtungskonzeptes lassen sich wie folgt zusammenfassen:

- Die Reibleistung in den Lagern und der Spaltdurchfluss durch die Kombinationsdichtung kann mit den vorgestellten Ansätzen berechnet werden.
- Die Reibung an berührenden Radialwellendichtringen ist bei hohen Drehzahlen erheblich. Der Einsatz berührungsloser Dichtungen führt zu einer deutlichen Reduzierung der Reibleistung.
- Der Spaltmassenstrom dieser ersten konstruktiven Ausführung ist für den Einsatz des Laders in einem Downsizing-Konzept noch nicht optimal. Spalthöhenreduzierung und optimierte Dichtungskonzepte bieten jedoch noch Potential für eine deutliche Absenkung des Spaltmassenstromverlustes.

9 Stationäre und instationäre Simulation

Mit dem Simulationssystem *KaSim* und der in Kapitel 5.2 vorgestellten Erweiterung des Systems ist es möglich, das stationäre und instationäre Betriebsverhalten von Rotationsverdrängern abzubilden. In diesem Kapitel wird diese neue erweiterte *KaSim*-Version zur Berechnung von Laderkennfeldern angewendet. Als Basis dient das Kammermodell des unsynchronisierten Schraubenladers. Dieser Lader wird in Kap. 10 auch im realen Betrieb untersucht. Das beschichtete Rotorpaar und die geometrischen Hauptdaten stellt **Bild 9.1** dar.

Die geometrische Auslegung des Laders basiert auf den Untersuchungen und Simulationen von Weckes [5] zum Einfluss der Geometrie (Zähnezahl, Umschlingungswinkel,



(a) Rotorpaar

	Hauptrotor	**Nebenrotor**
Zähnzahl	3	5
Umschlingungswinkel	200°	120°
Kopfdurchmesser	72 mm	67,5 mm
Länge	101 mm	
L/D-Verhältnis	1,4	
Volumenverhältnis	1,45	
Hubvolumen	285 cm^3	

(b) Geometrische Daten

Bild 9.1: Rotorpaar und geometrische Hauptdaten des Schraubenladers ohne Synchronisationsgetriebe, Antrieb über die Hauptrotorwelle

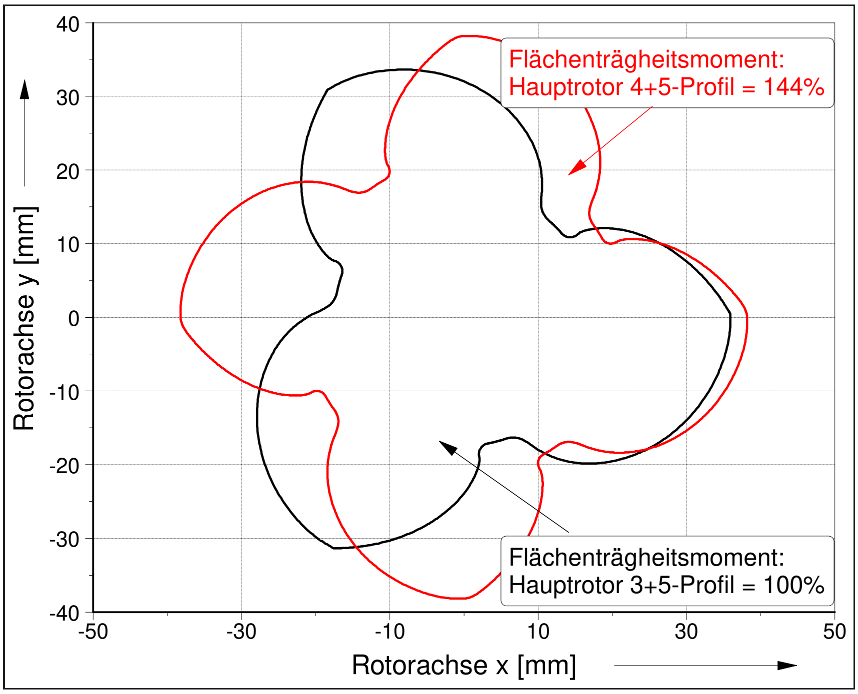


Bild 9.2: Flächenträgheitsmoment bei Variation der Hauptrotorzähnezahl, Randbedingungen: konstantes Hubvolumen und konstante Rotorlänge

Längen-Durchmesser-Verhältnis) auf das stationäre Betriebsverhalten von Schraubenladern. Die von Weckes als optimal ermittelte Rotorgeometrie ist modifiziert worden, um das instationäre Beschleunigungsverhalten (durch das Massenträgheitsmoment des Rotors) bereits in der Auslegung zu berücksichtigen. So ist nicht das von Weckes vorgeschlagene 4+5-Rotorprofil sondern ein 3+5-Rotorprofil gewählt worden, weil das Trägheitsmoment des Hauptrotors bei diesem Profil um über 40% geringer ausfällt, **Bild 9.2**.

Die von Weckes ermittelte Optimalgeometrie eines Schraubenladers weist noch in weiteren Punkten bezogen auf das Beschleunigungsverhalten Nachteile auf. Das vorgeschlagene kleine L/D-Verhältnis führt zu einer Durchmesservergrößerung, damit steigt das Massenträgheitsmoment der Rotoren. Der Einfluss des L/D-Verhältnisses auf das Beschleunigungsverhalten wird später noch eingehend diskutiert, vgl. Kap. 9.2.2. Bei der Auswahl der oben genannten Geometrieparameter fließen demnach die Erkenntisse von Weckes zwar ein, sind aber nicht bis zu den von ihm genannten Werten ausgeschöpft worden. Um den Einfluss berechnen zu können, erfolgen zusätzlich Untersuchungen an einem Modell eines weitergehend nach Weckes optimierten Schraubenladers (stationär und instationär). Das ausgewählte Hubvolumen der Modelle stützt sich auf aktuelle Anforderungen aus dem Bereich der Aufladung für Verbrennungsmotoren und Brennstoffzellen.

9.1 Stationäre Simulation

Die stationäre Simulation des Schraubenladers lässt sich in zwei Unterbereiche gliedern. Zunächst betrachtet man den Schraubenlader in seinem alleinigen Betriebsverhalten. Daraus resultieren die Lagerkräfte und das Betriebskennfeld des Schraubenladers. Weiterhin kann der Schraubenlader auch in Zusammenarbeit mit einem Verbrennungsmotor simuliert werden. Hierzu wird zunächst ein geeignetes Modell mit einem Steuerungskonzept zur Teillastanpassung entwickelt. Als Resultat ergibt sich das stationäre Zusammenarbeitskennfeld mit dem Motor.

9.1.1 Stationäres Betriebskennfeld des Schraubenladers

Bild 9.3 zeigt das simulierte adiabate Betriebskennfeld des unsynchronisierten Schraubenladers. Die äußeren Randbedingungen (p_{ein}, T_{ein}) resultieren aus den später dargestellten Messungen, vgl. Kap. 10.3. Den Simulationen liegen die nach dem Zusammenbau des Laders gemessenen Kaltspalthöhen zu Grunde. Die Betriebs- bzw. Warmspalthöhen weichen davon ab, so dass mit Abweichungen zur Messung zu rechnen ist. Ferner ist eine Reibleistung in den Lagern berücksichtigt wie sie in Kap. 8 simuliert und verifiziert wurde.

Durch den Einsatz eines unsynchronisierten Rotorpaares und der damit verbundenen Reduzierung des Profileingriffsspaltes liefern bereits niedrige Hauptrotordrehzahlen akzeptable Liefergrade. Gerade bei niedrigen Drehzahlen ist schon ein Druckverhältnis von $\Pi = 2$ realisierbar, ohne das es zur einer thermischen Überlastung der Bauteile durch ein Absinken des Liefergrades kommt. Dieses Verhalten kommt einem Einsatz des Laders in Downsizing-Konzepten entgegen. Ab dem mittleren Drehzahlbereich von etwa 12000 bis 15000 min^{-1} bildet sich ein Plateau, wo sich der Liefergrad nur noch mit geringem Gradienten verändert. Die Arbeitsspielzeiten sind hier so kurz, dass die rückfließenden Spaltmassen einen immer geringer werdenden Einfluss besitzen.

Das positive Liefergradverhalten zeigt sich auch in den Verläufen des effektiven isentropen Gütegrades. In einem weiten Kennfeldbereich ergibt sich ein Gütegrad von über

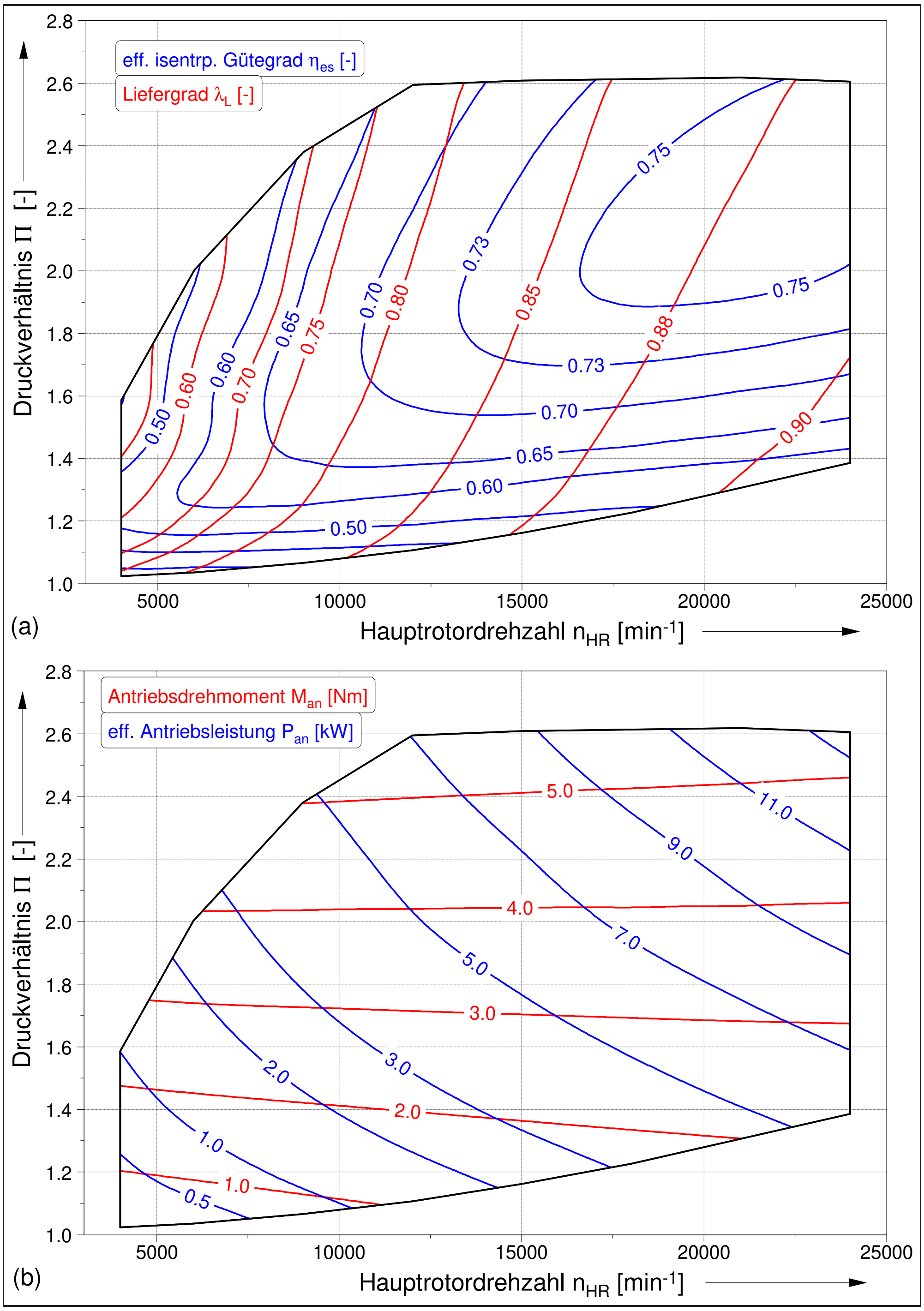


Bild 9.3: Simuliertes adiabates Schraubenladerkennfeld mit Liefergrad λ_L und effektiven, isentropen Gütegrad η_{es} (a) und Antriebsdrehmoment M_{an} und effektiver Antriebsleistung P_{an} (b)
$910 < p_{ein}$ in [mbar] < 1010, $20 < \vartheta_{ein}$ in [°C] < 23, Gehäuse mit innerem Volumenverhältnis $v_i = 1,4$, Rotorprofil 3+5, Geometrie vgl. Bild 9.1

60%. Durch die geringe zusätzlich berücksichtigte Reibleistung durch den Einsatz von berührungslosen Dichtungen liegt das Gütegradoptimum bei hohen Drehzahlen und hohen Druckverhältnissen. Das theoretisch optimale Druckverhältnis basierend auf dem eingebauten inneren Volumenverhältnis beträgt ca. $\Pi_{\mathrm{th,opt}} = 1,7$. Mit ansteigender Drehzahl kommt es allerdings zu einer Drosselung des Ausschiebevorgangs, die eine Verlagerung des Optimums zu höheren Druckverhältnissen bewirkt.

Diese Drosselung beim Ausschieben des Fluids in die Druckleitung führt zu einer Verringerung des Gütegrades bei niedrigen Druckverhältnissen und ansteigenden Hauptrotordrehzahlen. Es kommt zu einer Überverdichtung innerhalb der Arbeitskammer, auch erkennbar im ansteigenden Antriebsmoment. Durch den Verlauf der Drehmomentkurven steigt die Antriebsleistung in diesem Bereich und der Gütegrad sinkt in Richtung niedrigerer Druckverhältnisse.

Für den Einsatz in einem Brennstoffzellensystem ist das Gütegradverhalten aufgrund der dort geforderten Druckverhältnisse von $\Pi > 1,8$ gut angepasst. In Zusammenarbeit mit dem Motor befindet sich dieser Bereich des Gütegradoptimums allerdings außerhalb des späteren Zusammenarbeitsbereiches mit dem Motor. Gerade der Teillastbereich in der Zusammenarbeit mit einem Motor liegt eher in den Bereichen niedriger Druckverhältnisse und damit in diesem Fall auch niedriger Gütegrade. Da die Teillastbereiche im Fahrzeugbetrieb eine sehr hohe Gewichtung besitzen, ist das deutliche Absinken des Gütegrades nicht erwünscht. An dieser Stelle ist es also zielführend, dass innere Volumenverhältnis des Schraubenladers zu verringern, um das Gütegradoptimum zu kleineren Druckverhältnissen zu verschieben.

	Hauptrotor	**Nebenrotor**
Zähnzahl	4	5
Umschlingungswinkel	150°	120°
Kopfdurchmesser	76,4 mm	60,9 mm
Länge	100 mm	
L/D-Verhältnis	1,3	
Volumenverhältnis	1,25	
Hubvolumen	286 cm^3	

Tabelle 9.1: Geometrische Daten des 4+5-Rotorprofils optimiert nach Weckes (Maschine 2) [5]

Zu diesem Ergebnis kam auch schon Weckes in seinen Untersuchungen über die Auswirkungen der Geometrie auf das Schraubenladerverhalten. Für eine Optimierung des Teillastverhaltens bietet sich eine Verschiebung des inneren Volumenverhältnisses in Richtung $v_{\mathrm{i}} = 1$ an, also zu einer Maschine ohne innerer Verdichtung (Roots-Gebläse). Als weitere Randbedingung ist die maximale Temperatur bei hohen Druckverhältnissen zu beachten, die ein mindest inneres Volumenverhältnis festlegt. Um diesen Einfluss bewerten zu können, ist das nach Weckes angepasste 4+5-Profil eines Schraubenladers mit einem inneren Volumenverhältnis von 1,25 versehen worden. Die weiteren geometrischen Daten dieses 4+5-Profil sind in **Tabelle 9.1** verzeichnet.

Bild 9.4 stellt die Ergebnisse dieser *KaSim*-Simulation dar. Prinzipiell zeigt sich das gleiche stationäre Verhalten wie beim 3+5-Profil der Maschine 1. Hohe Liefer- und Gütegrade oberhalb von 70% bzw. 60% werden bereits bei niedrigen Hauptrotordrehzahlen ab etwa 5000 bis 7500 min^{-1} erreicht. Im Detail ergibt sich im Vergleich zur Maschine 1 ein insgesamt höherer Liefergrad, besonders deutlich im Bereich niedriger Drehzahlen. Zurückzuführen ist dieses Verhalten auf die verkürzte Arbeitsspielzeit des 4+5-Profils der Maschine 2. Bei gleicher Drehzahl nimmt die Arbeitsspielzeit um 25% ab; damit verbleibt für die Spaltmassenströme entsprechend weniger Zeit in die nachlaufenden Kammern bzw. zur Saugseite zurückzuströmen. Gleichzeitig führt die geänderte Rotorgeometrie teilweise zu einer Verkürzung der wirksamen Spaltbreiten, z.B. aufgrund des geringeren Umschlingungswinkels des Hauptrotors beim Gehäusespalt.

Das optimierte Liefergradverhalten in Kombination mit dem geringen inneren Volumenverhältnis führt in den Bereichen unterhalb eines Druckverhältnisses von etwa $\Pi = 2,5 \ldots 1,6$ entlang einer Grenzlinie (abhängig von der Hauptrotordrehzahl, Bild 9.4 oben) zu einer Erhöhung des Gütegrades. Um den Einfluss der Effekte „Liefergraderhöhung“ und „Leistungsreduzierung“ (durch das kleinere eingebaute Volumenverhältnis im Vergleich zur Maschine 1) auf den Gütegrad voneinander trennen zu können, kann ebenfalls eine Grenzlinie für die effektive Antriebsleistung ausgehend von den beiden Kennfeldern bestimmt werden, Bild 9.4 unten. Oberhalb dieser Linie (bis zur Grenzlinie des Gütegrades) basiert die Gütegradsteigerung auf der Erhöhung des Liefergrades und damit des geförderten Massenstromes. Unterhalb wirkt sich das geringere innere Volumenverhältnis durch das frühere Öffnen zur Druckseite und die abnehmenden Drosselverluste beim Ausschieben durch die größeren Auslassflächen positiv auf die Leistungsaufnahme und damit den Gütegrad aus. Gleichzeitig beeinflusst an dieser Stelle natürlich auch der höhere Liefergrad den Gütegrad positiv.

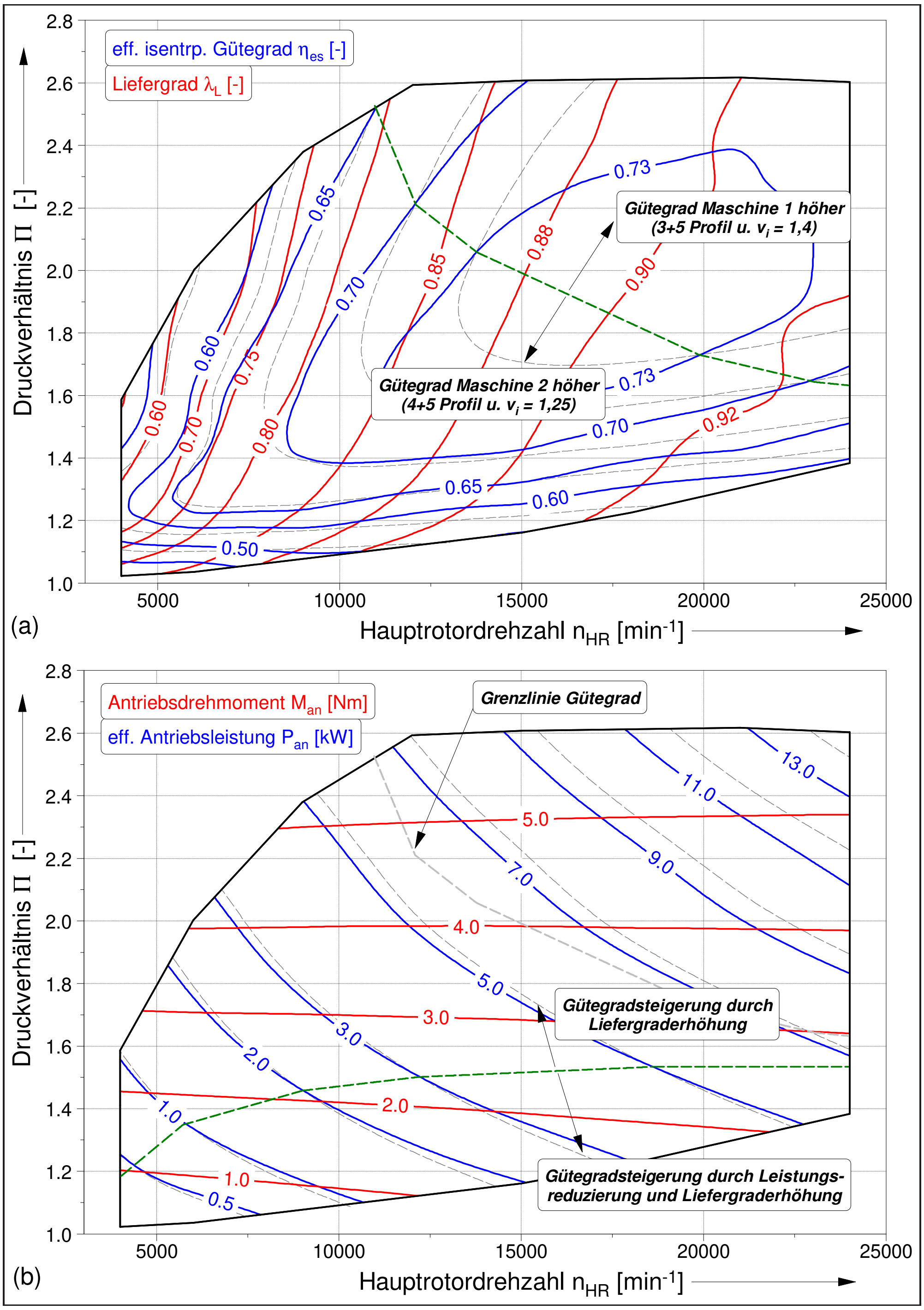


Bild 9.4: Simuliertes adiabates Schraubenladerkennfeld mit Liefergrad λ_L und effektiven, isentropen Gütegrad η_{es} (a) und Antriebsdrehmoment M_{an} und effektiver Antriebsleistung P_{an} (b)
$910 < p_{ein}$ in [mbar] < 1010, $20 < \vartheta_{ein}$ in [°C] < 23, Gehäuse mit innerem Volumenverhältnis $v_i = 1,25$, Rotorprofil 4+5, Geometrie nach Weckes vgl. Tabelle 9.1

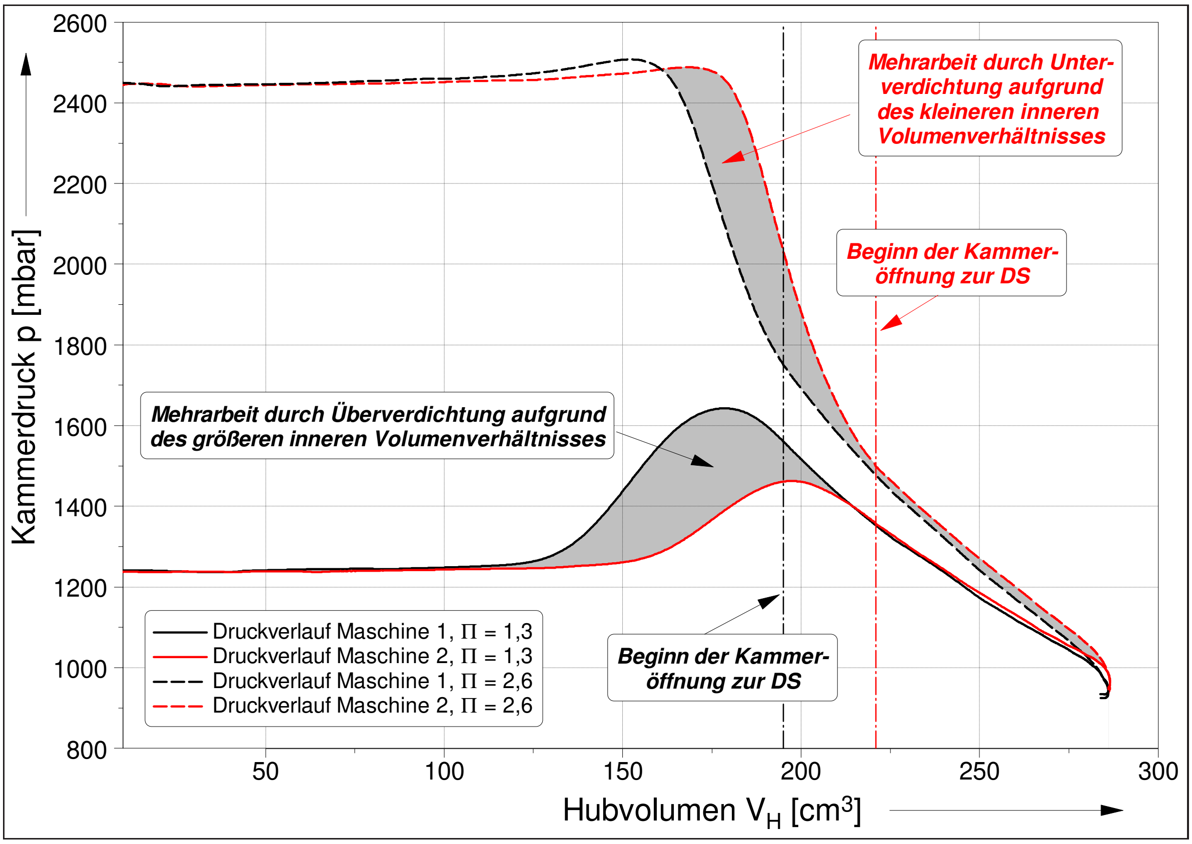


Bild 9.5: Vergleich der pV-Kurven der Verdichtung von Maschine 1 (3+5-Profil, $v_{\mathrm{i}} = 1,4$) und Maschine 2 (4+5-Profil, $v_{\mathrm{i}} = 1,25$) bei zwei Druckverhältnissen
Randbedingungen: $n_{\mathrm{HR}} = 21000\,\mathrm{min}^{-1}$, $p_{\mathrm{ein}} = 950\,\mathrm{mbar}$

Den Einfluss des inneren Volumenverhältnisses auf die Innenarbeit verdeutlicht nochmals der Vergleich der pV-Kurven der beiden Profile, **Bild 9.5**. Bei kleinem äußeren Druckverhältnis (z.B. $\Pi = 1,3$) bedingt das frühere Öffnen eine Reduzierung der Arbeitsfläche im pV-Diagramm. Diese Wirkung kehrt sich bei höheren Druckverhältnissen um. Das frühe Öffnen führt zu einer Rückströmung aus dem Druckstutzen in die sich öffnende Kammer, wobei das Fluid anschießend wieder zurück in den Druckstutzen gefördert werden muss (analog der Arbeitsweise eines Roots-Laders). Dies macht sich in einer Vergrößerung der Arbeitsfläche des pV-Diagramms bei einem Druckverhältnis von z.B. $\Pi = 2,6$ bemerkbar.

Der höhere Liefergrad bedingt allerdings nicht im gesamten Kennfeld einen höheren effektiven Gütegrad. Das Gütegradoptimum liegt immer noch bei recht hohen Druckverhältnissen von $\Pi = 1,8 \ldots 2,0$, die auch wiederum deutlich höher liegen als das theoretisch optimale Druckverhältnis dieses inneren Volumenverhältnisses von $\Pi_{\mathrm{opt}} = 1,37$. Allerdings verschiebt sich der optimale Gütegradbereich in Bereiche, die auch für die Zusammenarbeit mit einem Motor relevant sind.

Der maximale Gütegrad von $\geq 75\%$ der Maschine 1 wird nicht erreicht. Oberhalb der Grenzlinie nimmt der Gütegrad der Maschine 2 verglichen mit Maschine 1 dann ab. Hier macht sich, in mit der Drehzahl zunehmenden Maße, der Einfluss des geringeren inneren Volumenverhältnisses negativ bemerkbar. Durch das nicht angepasste Druckverhältnis beim Öffnen zur Druckseite kommt es zu einem quasi isochoren Ausschieben der Ladung in den Druckstutzen. Die Erhöhung des Liefergrades der Maschine 2 kann an dieser Stelle diesen Einfluss nicht mehr kompensieren, der Gütegrad fällt ab.

Zusammenfassend kann aus den stationären Kennfeldsimulationen festgehalten werden, dass sich der Einsatz eines unsynchronisierten Rotorpaares durch die Minimierung des Profileingriffsspaltes positiv auf Liefer- und Gütegrad der Maschine auswirkt. Insbesondere bei niedrigen Drehzahlen sind bereits akzeptable Werte zu erreichen, was eine Anwendung in Downsizing-Konzepten begünstigt. Bei hohen Drehzahlen ergibt sich durch die Minimierung der Reibung ebenfalls ein positiver Effekt auf den Gütegrad. Im stationären Vergleich der beiden Rotorprofile zeigt sich, dass durch die Reduzierung des inneren Volumenverhältnisses eine Verschiebung des Gütegradoptimums in Richtung des Zusammenarbeitsbereiches mit einem Motor möglich ist. Insgesamt kann durch den Einsatz des 4+5-Profils nach Weckes in großen Teilen des stationären Kennfeldes ein höherer Gütegrad erzielt werden, der insbesondere auf den höheren Liefergrad zurückzuführen ist. Hier bleibt zu klären, wie sich das instationäre Verhalten dieses Profils darstellt, vgl. Kap. 9.2.

9.1.2 Lagerkräfte und Antriebsmoment

Die Diskussion und Analyse der Lagerkräfte und des Antriebsmoments an allen Punkten des Betriebskennfeldes gestaltet sich aufwendig. Daher werden die Ergebnisse an dieser Stelle beispielhaft für zwei ausgewählte Betriebspunkte analysiert.

Bild 9.6 stellt die Ergebnisse einer stationären Simulationsrechung für die Lagerkräfte und das Antriebsmoment des unsynchronisierten Schraubenladers für eine Hauptrotordrehzahl n_{HR} von 15000 min^{-1} und einem Druckverhältnis $\Pi = 2,0$ dar. Im Schraubenladermodell korrespondiert die Rotorphase mit einem Drehwinkel von 120° (aufgrund von 3 Hauptrotorzähnen), vgl. Kap. 2.4. Nach einer Drehung von 120° wiederholen sich

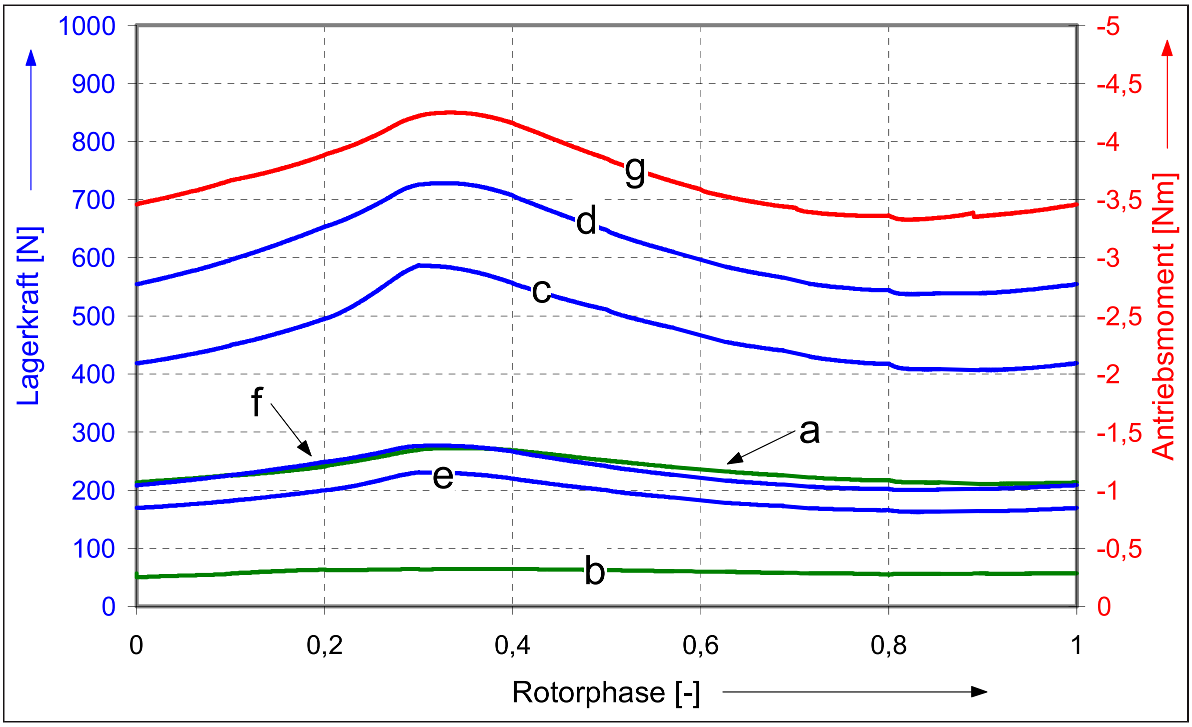


Bild 9.6: Berechnete Lagerkräfte und Antriebsmoment des Schraubenladers bei $n_{\mathrm{HR}} = 15000 min^{-1}, \Pi = 2,0$

a) Axialkraft Hauptrotor
b) Axialkraft Nebenrotor
c) druckseitige Radialkraft Hauptrotor
d) druckseitige Radialkraft Nebenrotor
e) saugseitige Radialkraft Hauptrotor
f) saugseitige Radialkraft Nebenrotor
g) Antriebsmoment an der Hauptrotorwelle

die geometrischen und thermodynamischen Verhältnisse. Signifikante Ergebnisse sind eine geringere Axialkraft auf dem Nebenrotorlager verglichen mit dem Hauptrotor und die höhere Belastung der Lager auf der Druckseite gegenüber den saugseitigen Lagern. Diese Ergebnisse stimmen mit Erfahrungswerten, Messungen und Simulationen von verschiedenen Schraubenkompressoren überein [52][53].

Das Antriebsmoment und die Lagerkräfte steigen zunächst an bis zu einer Rotorphase von 0,3. Betrachtet man den zugehörigen Druckverlauf in der Maschine, dann ist diesem Punkt auch der höchste Kammerdruck auf der Druckseite zuzuordnen, und zwar kurz nach dem der Rotorzahn die druckseitigen Steuerkanten überstrichen hat und der Ausschiebevorgang in die Druckleitung beginnt. Danach sinkt der Druck wieder leicht auf den Druck im Auslassstutzen und gleichzeitig verringern sich die Kammeroberflächen der druckseitigen Kammer schnell, so dass Kräfte und Moment abnehmen.

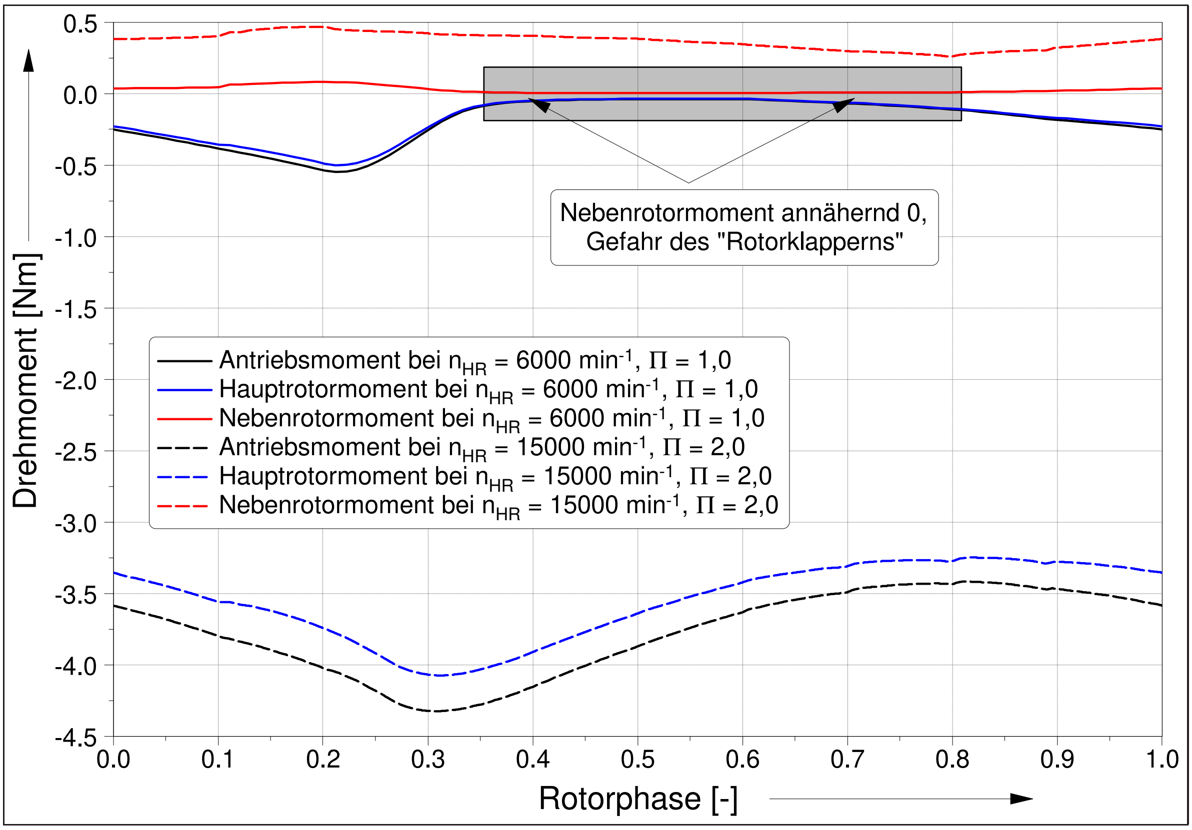


Bild 9.7: Aufteilung des Antriebsmoments in Haupt- und Nebenrotormoment während einer Rotorphase, $n_{\mathrm{HR}} = 6000\,min^{-1}$ bzw. $15000\,min^{-1}$, Druckverhältnis $\Pi = 1,0$ bzw. $\Pi = 2,0$

Betrachtet man die Rotordrehmomente von Haupt- und Nebenrotor im Detail und getrennt voneinander, lässt sich feststellen, dass etwa 10% des Gesamtmoments vom Haupt- auf den Nebenrotor übertragen wird, **Bild 9.7**. Bei höheren Druckverhältnissen, wie in der obigen Beispielrechnung, ist das Nebenrotormoment während der ganzen Phase vorzeichenkonstant, d.h., es existiert kein Nulldurchgang und damit keine Drehmomentumkehr. Das ist die Vorraussetzung, um das sogenannte „Klappern" der Rotoren zu verhindern und einen definierten Kontakt der treibenden Hauptrotorflanke auf der getriebenen Nebenrotorflanke zu erreichen [54]. Die Drehmomentumkehr bewirkt eine zusätzliche Belastung des Rotors und vorallem der Beschichtung, führt zu einer größeren akutischen Beeinträchtigung der Umgebung und sollte möglichst vermieden werden.

Sinken Druckverhältnis und Drehzahl des Laders ab, fällt das Nebenrotormoment in der Rotorphase zwischen 0,4 bis 0,8 fast bis auf Null, vgl. Bild 9.7. Es kommt zwar zu keinem Nulldurchgang und einer Vorzeichenumkehr des Nebenrotordrehmoments; dennoch kann aufgrund des sehr geringen Moments ein Klappern der Rotoren an dieser Stelle nicht sicher ausgeschlossen werden, weil der Absolutwert des Drehmoments für einen definierten Kontakt zwischen Haupt- und Nebenrotor in diesem Bereich nicht mehr ausreicht.

Dieses Verhalten in der Simulation bei niedrigen Druckverhältnissen und Drehzahlen kann auch an der Versuchsmaschine an entsprechenden Betriebspunkten akustisch verifiziert werden. Im realen Betrieb des Schraubenladers ist im Drehzahlbereich bis etwa $n_{\mathrm{HR}} = 6000\,\mathrm{min}^{-1}$ ohne eingestellten Gegendruck ein deutlich lauteres mechanisches Laufgeräusch zu vernehmen, welches nach einer leichten Anhebung des Druckverhältnisses über der Maschine sofort verschwindet.

Die genaue Kenntnis der Lagerbelastung der Maschine an verschiedenen Punkten des Betriebskennfeldes ermöglicht die Auswahl geeigneter Lager in der Entwicklungsphase. Weiterhin kann eine Minimierung des Nebenrotordrehmoments angestebt und untersucht werden. Dies ist gerade im Hinblick auf die Belastung im Profileingriff eines unsynchronisierten Schraubenladers eine mögliche Entwicklungsrichtung.

9.1.3 Stationäre Zusammenarbeit Schraubenlader/Motor

In den bisherigen Simulationen stand das Betriebsverhalten des Schraubenladers als einzelne Maschine im Mittelpunkt. Für die Bewertung des Schraubenladers als Aufladegerät von Verbrennungsmotoren ist die Zusammenarbeitsanalyse mit dem Motor gefordert. Dies gilt insbesondere für das instationäre Zusammenarbeitsverhalten, vgl. Kap. 9.2.

Zunächst ist ein Modell zu entwickeln, welches diese Zusammenarbeit zwischen Lader und Motor für das Programm *KaSim* nachbildet. Dazu wird das bereits vorhandene Schraubenladermodell erweitert. Das entwickelte Modell orientiert sich an dem von der Volkswagen AG vorgestellten TSI-Motorkonzept [18][16][19]. Statt der dort genutzten Doppelaufladung durch einen Roots-Kompressor und einen Abgasturbolader ist hier der Schraubenlader vorgesehen. Damit erhält man schematisch das in **Bild 9.8** dargestellte vereinfachte Zusammenarbeitskonzept.

Der geforderte Luftmassenstrom wird zunächst vom Schraubenlader verdichtet. Danach folgt ein Ladeluftkühler zur Kühlung der mitunter hohen Ladelufttemperaturen nach der Verdichtung. Zur Teillaststeuerung wird ein externer Bypass um den Lader

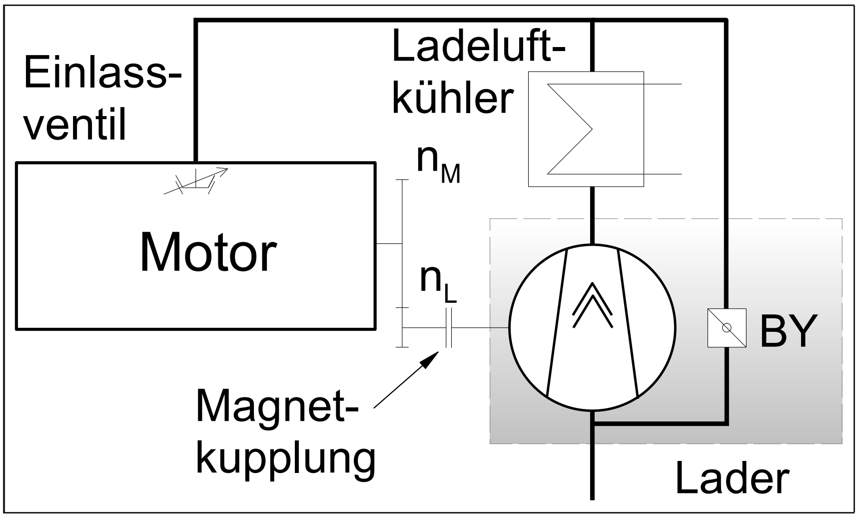


Bild 9.8: Schematisches Zusammenarbeitskonzept zwischen Schraubenlader und Verbrennungsmotor, BY = externer Bypass

angeordnet. Ist der geförderte Massenstrom zu groß, kann über den Bypass ein Teilmassenstrom zurück zur Saugseite geleitet werden. Aufgrund der hohen Druckverhältnisse bei Downsizing-Konzepten ist der Abzweig des Bypasszweiges nicht vor sondern hinter dem Ladeluftkühler vorgesehen. Es soll so verhindert werden, dass hohe Laderaustrittstemperaturen die Luft auf der Eintrittsseite aufheizen und damit den Lader thermisch zusätzlich belasten.

Der Motor wird durch zwei Zylinder nachgebildet, die sich während der Rotorphase zyklisch füllen und entleeren. Das Hubvolumen für den Motor ist, basierend auf dem Downsizing-Konzept, niedrig angesetzt und beträgt nur 1100 cm^3. Der Liefergrad bzw. Füllungsgrad des Motors soll 1,0 sein. Der Antrieb des Laders erfolgt mit einer festen Übersetzung vom Motor. Im Antriebsstrang des Laders ist eine Magnetkupplung integriert, mit welcher der Lader nur in den Betriebspunkten zugeschaltet wird, in denen ein Ladedruck größer als Umgebungsdruck vor dem Motor anliegen soll. Im Saugmotorbetrieb (Ladedruck $<$ Umgebungsdruck) erfolgt dann eine Abschaltung des Laders. Die Bypass-Steuerklappe könnte dann eventuell sogar als Drosselklappe im Saugbetrieb fungieren.

Bild 9.9 stellt das simulierte stationäre Zusammenarbeitskennfeld des Schraubenladers mit dem Motor dar. Die Teillaststeuerung erfolgt über den externen Bypass. Der Saugmotorbetrieb unterhalb von 1000 mbar wird nicht näher betrachtet, da er für die

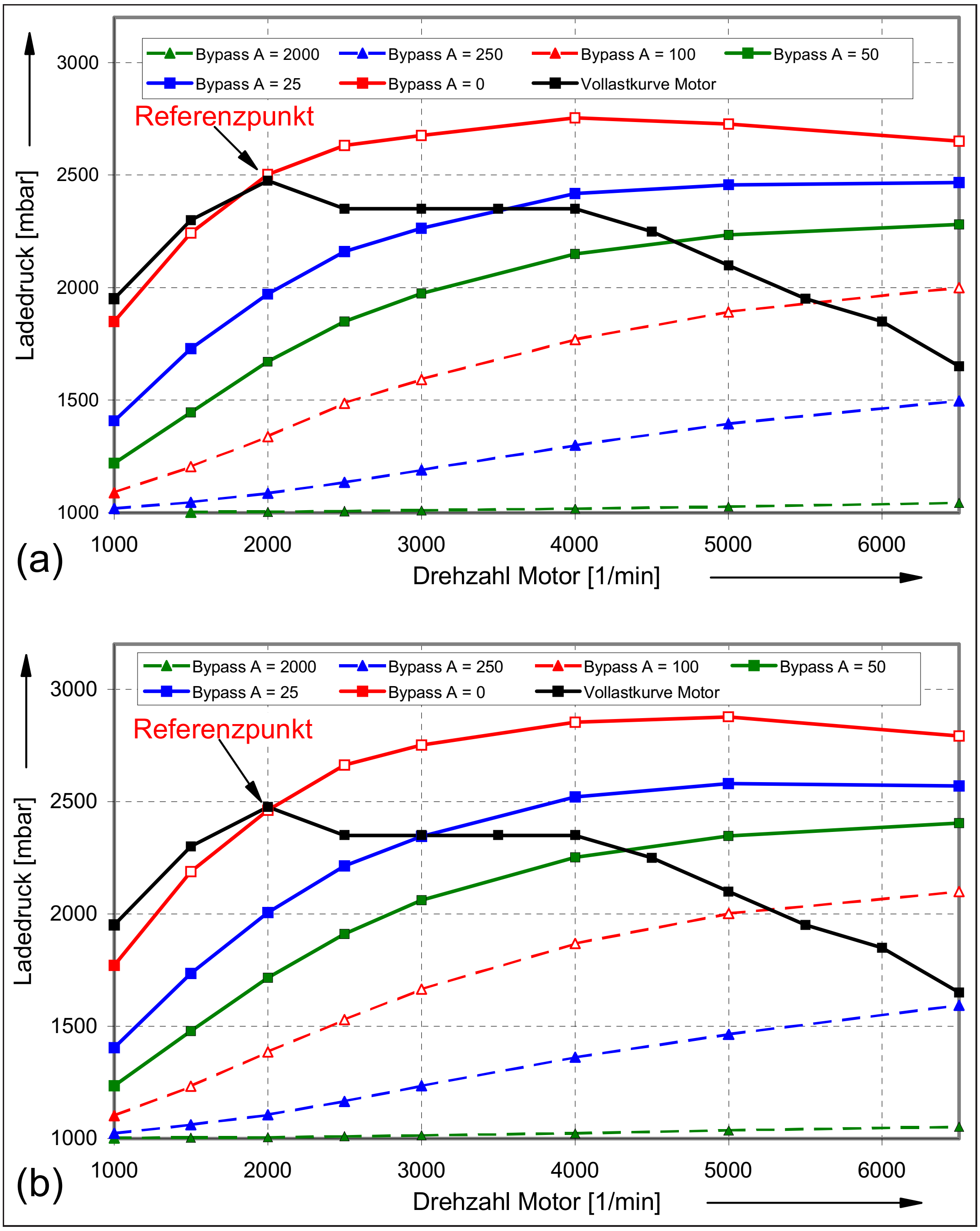


Bild 9.9: Kennfeld der stationären Zusammenarbeit von Schraubenlader und Verbrennungsmotor mit Steuerung über externen Bypass, Hubvolumen des Motors 1100 cm^2, Variation der Bypassfläche A (in mm^2)
(a) Schraubenlader mit Stahlrotoren ohne Synchronisation, Übersetzungverhältnis Lader/Motor i = 6,0
(b) Schraubenlader mit Aluminiumrotoren mit Synchronisation, Übersetzungverhältnis Lader/Motor i = 6,6

Zusammenarbeit von Lader und Motor in diesem Modell nicht relevant ist. Die gewünschte Volllastladedruckkennlinie des Motors ist frei gewählt, orientiert sich aber an Downsizing-Konzepten. Ziel ist, bereits bei niedrigen Motordrehzahlen hohe Ladedrücke zu erreichen. Als Referenzpunkt für die Zusammenarbeit ist daher der erforderliche Ladedruck bei einer Motordrehzahl von nur 2000 min^{-1} gewählt worden, d.h., alle im weiteren untersuchten Varianten müssen bei dieser Drehzahl einen Ladedruck von etwa 2500 mbar vor dem Motor liefern. Weil das Hubvolumen des Laders bereits festliegt und nicht verändert werden soll, bleibt als Anpassungsparameter nur noch das Übersetzungsverhältnis zwischen Lader und Motor.

Die Anpassung ist notwendig, weil sich bei den durchgeführten Variationen von Rotorwerkstoff und Rotorgeometrie die Spaltabmessungen ändern und damit auch den geförderten Massenstrom beeinflussen. In Bild 9.9 sind die Kennfelder für Stahl- und Aluminiumrotoren dargestellt. Um mit Aluminiumrotoren den Ladedruck im Referenzpunkt zu erreichen, ist allerdings eine um 10% höhere Drehzahl als bei der Maschine mit Stahlrotoren notwendig. Zurückzuführen ist dies auf den veränderten Profileingriffsspalt bei Aluminiumrotoren, vgl. Kap. 7.2 bzw. Bild 7.2. Um den Kontakt der Rotoroberflächen von Haupt- und Nebenrotor zu unterbinden, ist ein Synchronisationsgetriebe vorgesehen. Das Synchronisationsgetriebe übernimmt die Drehmomentübertragung vom Haupt- auf den Nebenrotor. Die Aluminiumrotoren sind durch ihre Werkstoffeigenschaften nicht geeignet, die Drehmomentübertragung im Profileingriff zu übernehmen. Um den Oberflächenkontakt (auch in instationären Betrieb) zu unterbinden, ist ein veränderter PE-Spalthöhenverlauf notwendig. In diesem Fall wird eine annähernd konstante PE-Spalthöhe über der Rotorlänge von 0,1 mm gewählt. Durch den veränderten Spalthöhenverlauf bei gleicher Spaltlänge, verglichen mit den Stahlrotoren (vgl. Bild 7.2), vergrößert sich die Spaltfläche des Profileingriffsspaltes.

Im Referenzpunkt ist mit dem jeweils angepassten Übersetzungsverhältnis der vorgebenen Ladedruck aus der Motorvolllastkurve erreichbar. Das Bild 9.9 weist aber weiterhin noch auf ein grundsätzliches Problem bei der Zusammenarbeit von mechanischem Lader und Verbrennungsmotor hin. Bei einer Auslegung der Lader/Motor-Kombination auf einen Referenzpunkt wie beschrieben, ist es zwar möglich, bereits bei niedrigen Motordrehzahlen hohe Ladedrücke zu erzielen. Dies führt aber bei hohen Drehzahlen dazu, dass vom Lader ein viel größerer als der eigenlich benötigte Luftmassenstrom gefördert wird. Beim Betrieb oberhalb einer Motordrehzahl von 3000 min^{-1} bis 4000 min^{-1} muss, insbesondere im Teillastbetrieb des Motors, ein erheblicher Teil der geförderten Luft über den Bypass zur Saugseite zurückgeführt werden. Dies ist im Sinne eines möglichst hohen Wirkungsgrades nicht zielführend.

Zum einen liegt dieses Verhalten in den charakteristischen Eigenschaften des Schraubenladers begründet (dies gilt im Prinzip für alle Rotationsverdrängermaschinen). Die Liefergradkurven steigen degressiv mit der Drehzahl an. Der Referenzpunkt zur Auslegung liegt noch in einem Bereich mit hohem Gradienten der Liefergradkurve. Mit steigender Drehzahl verbessert sich also das Liefergradverhalten des Laders weiter. Gleichzeitig sinkt aber der vom Motor bei Vollast benötigte Ladedruck mit der Drehzahl (begründet durch die gewünschte Drehmomentcharakteristik des Motors). Damit erhält man bei konstantem Übersetzungsverhältnis die ungünstige Kombination eines Laders, der einen immer größeren Luftmassenstrom liefert, mit einem Motor, der einen geringeren Massenstrom verarbeiten soll. In den untersuchten Modellen wird dieser Konflikt durch das Steuerungskonzept des externen Bypasses aufgehoben.

Der externe Bypass ist zwar ein bewährtes Konzept zur Steuerung der Zusammenarbeit von Verdrängerladern und Verbrennungsmotoren; im Hinblick auf einen hohen Wirkungsgrad ist er allerdings nicht das optimale Steuerungskonzept. Im Sinne eines optimalen Wirkungsgrades ist es zielführender, die Drehzahl oder das Hubvolumen des Laders zu variieren. Das Hubvolumen ist geometrisch vorgebenen und kann nach dem derzeitigen Stand der Technik bei Schraubenladern nicht variiert werden. Auch die von Romba [15] vorgestellte Steuerkantenverstellung des SCREW-Konzeptes für Saugottomotoren stellt keine Alternative für die Steuerung des Schraubenladers bei Hochaufladung dar. Im Gegenteil, durch die anfängliche Expansion muss im weiteren Verlauf ein höheres Verdichtungsverhältnis überwunden werden, was sich negativ auf die Leistungsaufnahme und den Wirkungsgradverlauf des SCREW-Laders auswirkt.

Das wirkungsgradoptimale Steuerungskonzept für den Schraubenlader, gerade auch bei der Hochaufladung, ist die Drehzahlregelung [7]. Die Drehzahl kann so angepasst werden, dass nur der tatsächlich vom Motor benötigte Massenstrom gefördert wird. Im Saugmotorbetrieb kann der Lader teilweise als Expansionsmaschine wirken und Leistung an die Kurbelwelle zurückspeisen. Auf eine Drosselklappe kann in einer solchen Anordnung möglicherweise verzichtet werden. Für die technische Realisierung ist ein variables Getriebe zwischen Lader und Motor notwendig. Alternativ ist eine vollständige Entkopplung des Laders vom Motor und ein Direktantrieb des Laders über einen elektrischen Antrieb denkbar, wie es zur Zeit schon bei Schraubenladern für automobile Brennstoffzellensysteme praktiziert wird. Beide Varianten sind technisch anspruchsvoll und im Verbrennungsmotorenbau bisher nicht realisiert.

Ein erster Schritt in die Richtung der Entkopplung der Lader- von der Motordrehzahl ist ein zweistufiges Schaltgetriebe vor dem Lader. Mit der ersten, größeren Übersetzungsstufe kann der untere Drehzahlbereich mit der Hochaufladung, mit der zweiten Stufe der obere Drehzahlbereich mit den geringeren Ladedrücken realisiert werden. Bereits diese einfachere Variante verspricht eine deutliche Wirkungsgradsteigerung gegenüber einer reinen Drosselklappen- oder Bypasssteuerung. Im Rahmen dieser Arbeit werden die Steuerungskonzepte aber nicht näher detailiert und untersucht, sondern sie beschränkt sich auf das derzeit meist genutzte Konzept des externen Bypass für die Steuerung der Zusammenarbeit.

9.2 Instationäre Simulation

Im Rahmen der instationären Simulation steht die Untersuchung des Beschleunigungsverhaltens verschiedener Schraubenladermodelle im Hinblick auf das aufgenomme Antriebsmoment und die Antriebsleistung im Mittelpunkt. Es werden zunächst verschiedene Werkstoff- und Ausführungsvarianten an einem Schraubenladermodell untersucht. Im weiteren erfolgen Simulationen mit geometrischen Variationen dieses Modells, um den Einfluss auf das Beschleunigungs- und stationäre Verhalten zu verdeutlichen.

Ein typischer Beschleunigungsfall ist z.B. ein Leistungs- und Drehzahlanstieg des Motors, dem der Lader über die Riemenkopplung folgen muss. Zur Untersuchung sind dazu Standardfälle für dynamische Prüfstandsversuche aus der Automobilindustrie verwendet worden. Die Zeiten für die nachzufahrenden Drehzahlrampen liegen zwischen 5 bis 10 Sekunden. Aufgrund dieser recht langen Bescheunigungszeiten fallen die Beschleunigungsmomente im Vergleich zum notwendigen Antriebsmoment zur Luftförderung mit Druckaufbau kaum ins Gewicht. Unterschiede zwischen unterschiedlichen Rotorwerkstoffen, -geometrien und -ausführungen der Lader während der Beschleunigungsphase sind nur marginal festzustellen.

Aus diesem Grund findet eine andere Konfiguration für die Simulation des instationären Verhaltens Anwendung. Bei diesem Konzept erfolgt das Zuschalten des Laders über eine Magnetkupplung in sehr kurzer Zeit, sofern der Ladedruck vor dem Motor über den Umgebungsdruck angehoben werden muss, vgl. Bild 9.8. Dadurch bedingt sind hohe

Motordrehzahl [min^{-1}]	Rutschzeit Kupplung [ms]
1750	50
2400	70
3100	100
3800	140
4400	190

Tabelle 9.2: Motordrehzahl und Rutschzeit der Magnetkupplung für instationäre Simulation verschiedener Schraubenladermodelle

Beschleunigungsmomente zu erwarten. Die Momente während der Beschleunigungsphase (= Rutschphase der Kupplung) müssen möglichst gering bleiben, um die Belastung von Motor, Lader und Kupplung zu minimieren. In **Tabelle 9.2** sind die Ausgangsdrehzahl des Motors und die Rutschzeiten der Kupplung aufgetragen, auf die sich die nachfolgenden Simulationen beziehen. Die Ausgangsdrehzahl des Laders ist null, die Beschleunigung während der Rutschphase der Kupplung wird als linear angenommen und der externe Bypass bleibt zur weiteren Entlastung der Kupplung und des Laders offen.

9.2.1 Werkstoff- und Ausführungsvariation

Klassische Schraubenkompressoren zur Drucklufterzeugung oder als Kältemittelverdichter besitzen meist Rotoren aus Stahl. Diese Maschinen laufen üblicherweise im stationären Betrieb, daher sind das Trägheitsmoment, das Gewicht und das Beschleunigungsverhalten von untergeordneter Bedeutung. Im mobilen Anwendungsfall als Schraubenlader für Verbrennungsmotoren oder Brennstoffzellen erlangen diese Punkte eine deutlich größere Gewichtung. Zur Zeit werden daher überwiegend Leichtmetalle wie Aluminium für die Rotoren (und Gehäuse) bei diesen Anwendungsfällen verwendet.

Für den Schraubenlader werden im folgenden vier Rotorvarianten, zwei verschiedene Werkstoffe (Stahl/Aluminium) und zwei Hauptrotorausführungen (massiv/hohl) untersucht. Durch die geringere Dichte des Leichtmetalls Aluminium kann das Trägheitsmoment der Rotoren, speziell des Hauptrotors, signifikant verringert werden. Gleiches gilt für die Ausführung des Hauptrotors mit hohlen Zähnen, **Bild 9.10**. Das Trägheitsmoment des Nebenrotors beträgt nur etwa ein Drittel des Trägheitsmoments des Hauptro-

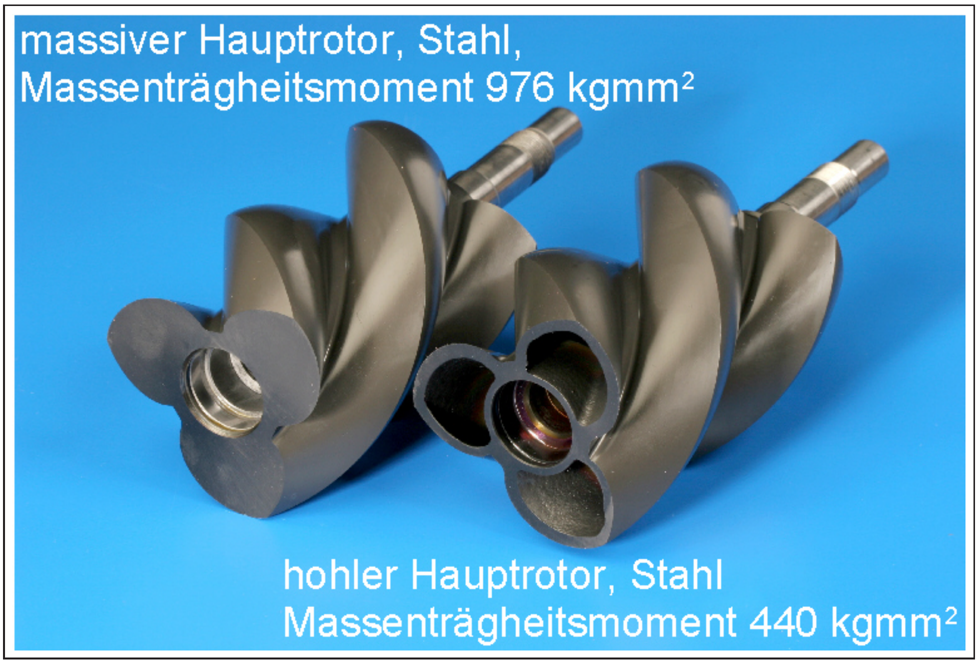


Bild 9.10: Ausführung des Hauptrotors als massiver und hohler Rotor, Rotorwerkstoff Stahl

tors. Den Nebenrotor als hohlen Rotor auszuführen ist aufgrund der schlanken Zähne problematisch und von untergeordnetem Interesse.

Im Schraubenladermodell der Stahlvarianten wird der unsynchronisierte Schraubenlader simuliert. Die Rotoren stehen untereinander im direkten Kontakt, der Profileingriffsspalt ist dadurch verringert. Für die Simulationen der Ausführungen aus Aluminium wird ein abgewandeltes Modell verwendet. Bei Aluminiumrotoren ist noch ein Synchronisationsgetriebe erforderlich, um den Kontakt der Rotoren untereinander zu verhindern. Dies führt zu einem veränderten, in diesem Fall verglichen mit den Stahlrotoren, zwangsläufig vergrößerten Profileingriffsspalt, vgl. Kap. 7.2.

Der Profileingriffsspalt besitzt einen nachhaltigen Einfluss auf die zur Saugseite strömenden Spaltmassenströme, die durch diese Vergrößerung ansteigen. Um mit den Aluminiumrotoren die gleiche Volllastcharakteristik der Lader-Motor-Kombination am Referenzpunkt zu erzielen, ist das Übersetzungsverhältnis Hauptrotordrehzahl zu Kurbelwellendrehzahl von 6,0 auf 6,6 angehoben worden, vgl. Bild 9.9. In die Berechnung des Massenträgheitsmoments der Aluminiumrotoren geht die Stahlwelle der Rotoren mit Synchronisationszahnrädern aus Stahl ebenfalls mit ein. Die geometrischen Abmessungen sind, abgesehen von den Zahnrädern, identisch zu den der Stahlrotoren.

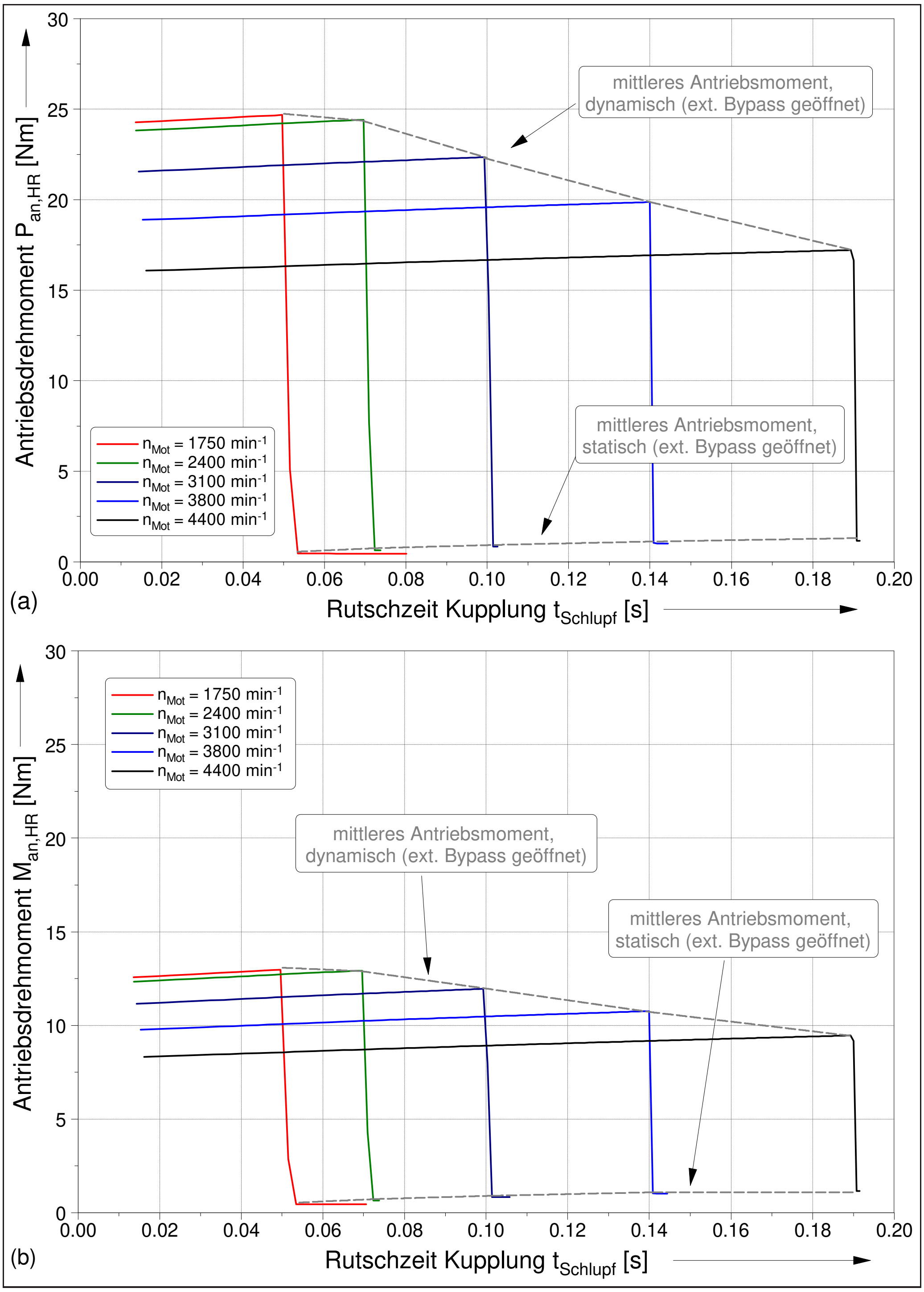


Bild 9.11: Mittleres Antriebsmoment beim Einkuppeln des Schraubenladers durch eine Magnetkupplung für einen massiven (a) und hohlen (b) Stahlrotor bei verschiedenen Motordrehzahlen, linearer Beschleunigung, Reibmomente nicht berücksichtigt

Bild 9.11 stellt beispielhaft das Beschleunigungsverhalten des Schraubenladers mit Stahlrotoren in massiver und hohler Ausführung beim Einkuppelvorgang dar. Die Kurbelwellendrehzahl zum Zeitpunkt des Einkuppelns variiert zwischen 1750 min^{-1} und 4400 min^{-1}. Der massive Stahlrotor besitzt ein signifikant höheres Beschleunigungsmoment, zurückzuführen auf sein deutlich höheres Massenträgheitsmoment. Durch die hohle Ausführung des Hauptrotors kann das Beschleunigungsmoment und damit die Belastung der Kupplung beim Zuschalten um fast 50% gesenkt werden. Ist der Beschleunigungsvorgang abgeschlossen, sinkt das Antriebsmoment mit hohem Gradienten. Das statische Antriebmoment, das zur Förderung des Fluids benötigt wird, bleibt in beiden Fällen gleich, bedingt durch die unveränderte Rotorgeometrie und die unveränderten Spaltabmessungen.

Ein Vergleich der Envelopen (Hüllkurven) für das Antriebsmoment und die Antriebsleistung aller untersuchten Varianten während der Einkupplungsphase und im stationären Fall ist **Bild 9.12** zu entnehmen. Die Envelopen resultieren zum einen aus dem maximalen Moment beim Zuschalten des Laders auf die unterschiedlichen Motordrehzahlen und zum anderen aus dem stationären Moment nach dem Beschleunigungsvorgang bei konstanter Drehzahl, vgl. Bild 9.11. Der massive Stahlrotor benötigt ein deutlich höheres Beschleunigungsmoment als alle anderen Varianten. Hervorzuheben ist, dass ein hohler Stahlrotor nur ein minimal höheres Moment in der Beschleunigungsphase aufweist wie ein massiver Aluminiumrotor. Einzig die Ausführung als hohler Leichtmetallrotor liefert hier erwartungsgemäß noch niedrigere Werte. Die Leichtmetallvarianten weisen allerdings ein etwas höheres stationäres Antriebsmoment auf, zurückzuführen auf die niedrigere Energiewandlungsgüte bedingt durch den zwangsläufig vergrößerten Profileingriffsspalt.

Die gilt auch bei der Betrachtung der Leistungsenvelopen, Bild 9.12 unten. An dieser Stelle gleicht sich das etwas höhere Moment des hohlen Stahlrotors gegenüber dem massiven Aluminiumrotor aus. Aufgrund der niedrigeren Drehzahl und höheren Energiewandlungsgüte des hohlen Stahlrotors ist die aufgenommene Innenleistung gleich der des Aluminiumrotors. Berücksichtigt man noch eine drehzahlabhänigige Reibleistung ergibt sich ein leichter Vorteil für den hohlen Stahlrotor. Dieser Leistungsvorteil erhöht sich für die stationäre Antriebsleistung, die bei Stahlrotoren um etwa 20% niedriger liegt.

Die durchgeführten Rechnungen zeigen den Einfluss veränderter Rotorausführungen auf das Antriebsmoment beim Beschleunigungsvorgang der Rotoren. Der Werkstoff Stahl bietet, in Ausführung als hohler Rotor, durchaus ein Entwicklungspotenzial auch

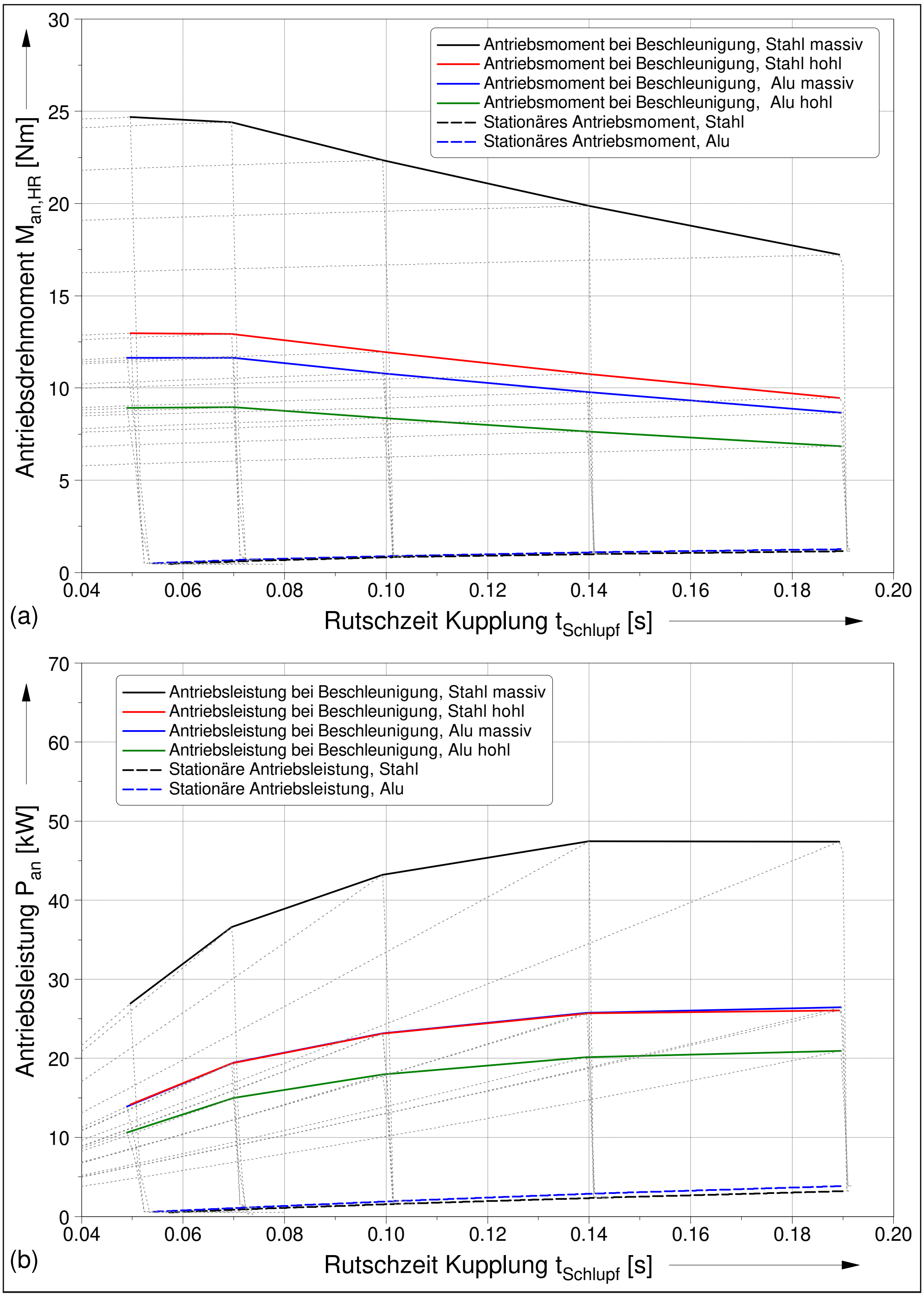


Bild 9.12: Envelopen für das instationäre und stationäre mittlere Antriebsmoment (a) und die Antriebsleistung (b) beim Einkuppeln des Schraubenladers über eine Magnetkupplung, Werkstoffe: Stahl/Aluminium, Hauptrotorausführungen: massiv/hohl

für hochdynamische Anwendungen, wie im Einsatz zur Aufladung von Verbrennungsmotoren. Im Gegensatz zu Aluminium ist bei Stahlrotoren auch der Einsatz ohne Synchronisationsgetriebe schon heute möglich. Die Simulationen zeigen, dass diese Ausführung aufgrund der dann kleineren Spalte eine höhere Energiewandlungsgüte aufweist.

9.2.2 Geometrievariation

Neben der Möglichkeit den Werkstoff und die Hauptrotorausführung zu variieren und damit das Beschleunigungsverhalten zu beeinflussen, kann das Gleiche noch über eine Geometrievariation der Rotoren geschehen. Um den Einfluss beurteilen zu können, wird am Ausgangsmodell des Schraubenladers eine Längen-Durchmesser-Variation durchgeführt. Von Weckes [5] liegen Untersuchungen über den Einfluss dieses Parameters auf das stationäre Betriebsverhalten von Schraubenladern bereits vor. Im Folgenden steht daher der Einfluss auf das Beschleunigungsverhalten im Vordergrund.

Grundlage für die Aufstellung der neuen Modelle ist ein konstanter Umschlingungswinkel der Rotoren und ein konstantes Hubvolumen des Schraubenladers. Mit diesen Randbedingungen ergeben sich die in **Bild 9.13** dargestellten Rotorgeometrien. Das bereits vorhandene Modell des unsynchronisierten Schraubenladers wird mit den in Kap. 6 vorgestellten Skalierungsfaktoren angepasst. Die Ausgangsdaten für Rotordurchmesser und -länge, die Abmessungen der skalierten Modelle und die dazugehörigen Skalierungsfaktoren sind **Tabelle 9.3** und **Tabelle 9.4** zu entnehmen.

Ebenfalls wird das nach Weckes für den stationären Betrieb optimierte Modell des Laders mit 4+5-Profil in die Untersuchung mit einbezogen. Die Untersuchungen zum

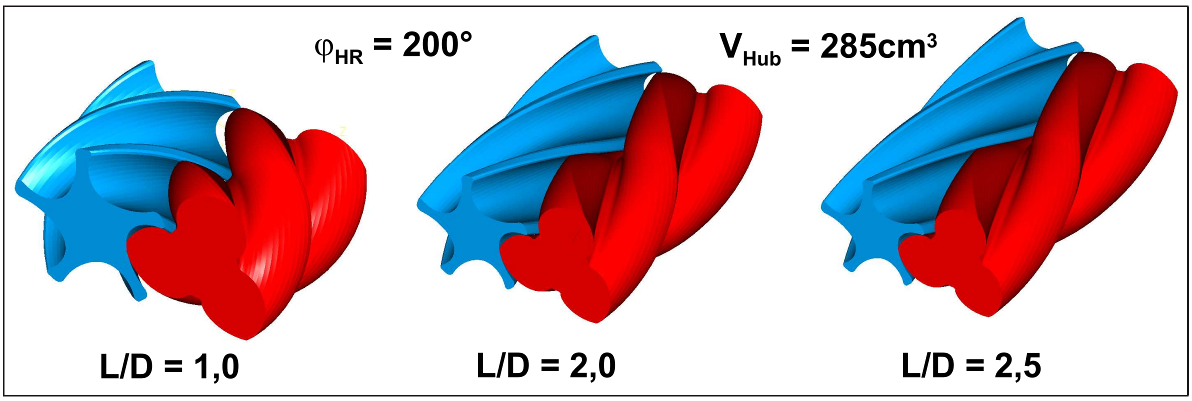


Bild 9.13: Rotorgeometrien bei Variation des Längendurchmesserverhältnisses L/D, Umschlingungswinkel φ_{HR} und Hubvolumen V_{Hub} konstant

	L/D = 1,4	*L/D = 1,0*	*L/D = 2,0*	*L/D = 2,5*
Durchmesser $D_{\mathbf{HR}}$	72 mm	80,5 mm	64 mm	59,5 mm
Länge $L_{\mathbf{Rotor}}$	101 mm	80,5 mm	128,5 mm	149 mm

Tabelle 9.3: Hauptrotordurchmesser und Rotorlänge des Ausgangsmodells und der skalierten Modelle

stationären Betrieb ergaben für dieses Profil eine in weiten Teilen des Kennfeldes höhere Energiewandlungsgüte, vgl. Kap. 9.1. Dies ist hauptsächlich auf die kürzere Arbeitsspielzeit und die verringerten Spaltbreiten zurückzuführen. Im Vergleich zum 3+5-Profil der Referenzmaschine ist der Hauptrotor des 4+5-Profils aber massiver und besitzt daher ein um etwa 40% größeres Massenträgheitsmoment, **Bild 9.14**. Es ist daher zu erwarten, dass sich die Verhältnisse bei der Untersuchung des Beschleunigungsverhaltens umkehren.

Bild 9.15 und **Bild 9.16** stellen die Envelopen der Simulationsrechnungen für das instationäre und stationäre mittlere Antriebsdrehmoment sowie die entsprechende Antriebsleistung der unterschiedlichen L/D-Varianten im Vergleich zur Referenzmaschine dar. Wie bei der Simulation der Werkstoff- und Ausführungsvarianten resultieren die Envelopen aus den Leistungen und Momenten beim Einkuppeln bei verschiedenen Drehzahlen. Es gelten die gleichen Randbedingungen, d.h., das Übersetzungsverhältnis ist so gewählt, dass in Zusammenarbeit mit dem Motor der Ladedruck im Referenzpunkt er-

Skalierungsfaktor	*L/D = 1,0*	*L/D = 2,0*	*L/D = 2,5*
$f_{\boldsymbol{Vol}}$ (Hubvolumen)	1,000	1,005	1,007
$f_{\boldsymbol{FA}}$ (radiale Autrittsfl., Oberfl., etc.)	0,893	1,131	1,219
$f_{\boldsymbol{A}}$ (axiale Ein- u. Auslassfl.)	1,254	0,790	0,683
$f_{\boldsymbol{FG}}$ (Stirnspalt)	1,120	0,889	0,826
$f_{\boldsymbol{H}}$ (Gehäusespalt)	1,005	1,056	1,127
$f_{\boldsymbol{PE}}$ (Profileingriffsspalt)	0,951	1,122	1,223
$f_{\boldsymbol{MZ}}$ (Drehmoment z-Achse)	1,000	1,005	1,007
$f_{\boldsymbol{MXY,a}}$ (Drehmoment xy-Achse)	1,398	0,702	0,564
$f_{\boldsymbol{MXY,b}}$ (Drehmoment xy-Achse)	0,710	1,439	1,798

Tabelle 9.4: Skalierungsfaktoren zur Anpassung des Ausgangsmodells bei Variation des L/D-Verhältnisses, vgl. Kap. 6

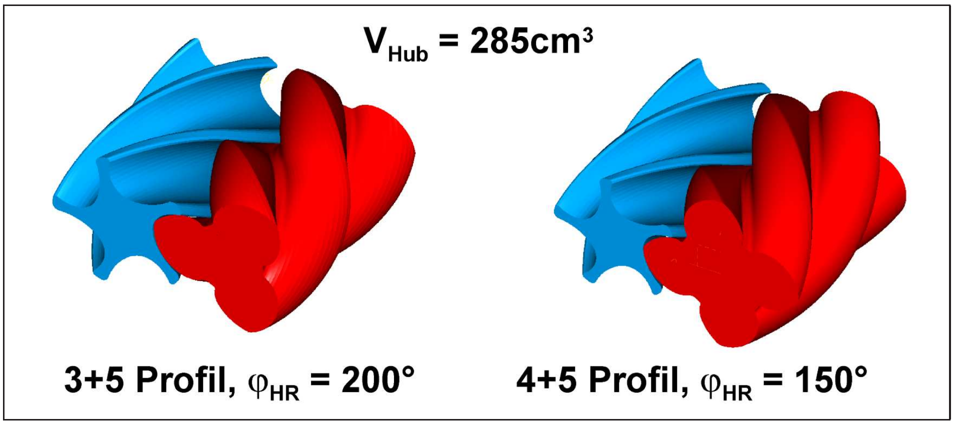


Bild 9.14: Referenzrotorprofil (3+5-Profil) und Rotorprofil nach Weckes (4+5-Profil), [5]

reicht wird. Verringert man das Längen-Durchmesser-Verhältnis des Rotors erhält man das geringste Antriebsmoment bzw. die geringste Antriebsleistung am Ende des Beschleunigungsvorganges im stationären Betrieb. Mit der Erhöhung des L/D-Verhältnisses steigen das stationäre Antriebsmoment und die Antriebsleistung. Dieses Ergebnis ist im Diagramm aufgrund der gewählten Auflösung nur marginal erkennbar; die stationäre Antriebsleistung steigt allerdings bei Erhöhung des L/D-Verhältnisses. Dies korrespondiert mit den Ergebnissen von Weckes [5] zum L/D-Einfluss auf das stationäre Betriebsverhalten. Die Ursache für dieses Verhalten bei steigendem L/D-Verhältnis liegt in einer Kombination aus der Undichtheit der Arbeitskammer aufgrund größerer Spaltbreiten und der Erhöhung der Ausschiebedrosselung aufgrund kleinerer Auslassflächen. Als Fazit seiner Untersuchungen zur Variation des L/D-Verhältnisses beim stationären Schraubenladerbetrieb schlägt Weckes ein L/D-Verhältnis zwischen 1,0 bis 1,5 vor.

Die Variation des Längen-Durchmesser-Verhältnises wirkt sich weiterhin auf die stationäre Lagerbelastung aus. Durch die Verlängerung der Rotorachse bei der L/D-Variation und dem dadurch größeren Lagerabstand zwischen druck- und saugseitigem Lager steigt die radiale Lagerbelastung an. Gleichzeitig nimmt die Axialkraft auf das druckseitige Lager ab. Durch die kleineren Rotordurchmesser bei höherem L/D-Verhältnis sinkt der Axialschub auf den Rotor, insbesondere auf den Hauptrotor. Insgesamt lässt sich festhalten, dass der Einfluss der Geometrieänderung auf die stationäre Lagerbelastung gering bleibt, hauptsächlich zurückzuführen auf die bei einem Schraubenlader im Vergleich zu anderen Schraubenkompressoren kleineren Abmessungen und geringen

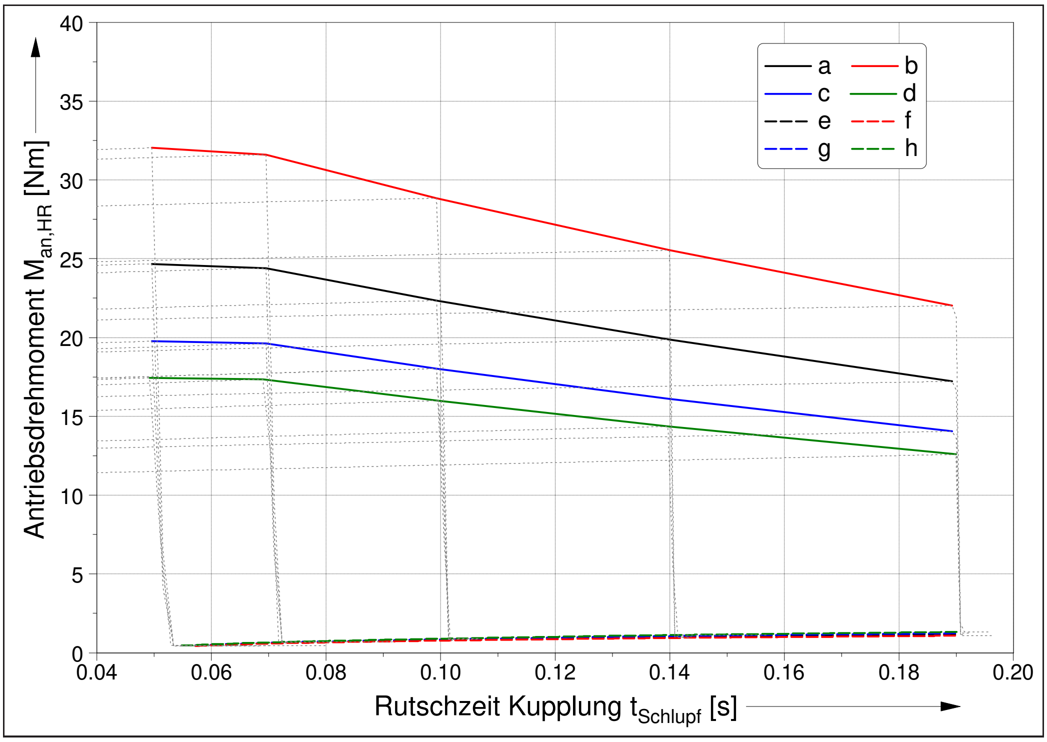


Bild 9.15: Envelopen für das instationäre und stationäre Antriebsmoment beim Einkuppeln des Schraubenladers über eine Magnetkupplung bei Variation des L/D-Verhältnis, Rotorwerkstoff: Stahl
a) Antriebsmoment bei Beschleunigung, Referenzmaschine
b) Antriebsmoment bei Beschleunigung, L/D = 1,0
c) Antriebsmoment bei Beschleunigung, L/D = 2,0
d) Antriebsmoment bei Beschleunigung, L/D = 2,5
e) bis h) Stationäres Antriebsmoment der jeweiligen Variante

Druckkräfte. Probleme beim Einsatz schlanker Rotoren sind aufgrund der hohen Drehzahlen bei Schraubenladern eher in der Rotordynamik zu sehen.

Betrachtet man das Antriebsmoment während der Beschleunigungsphase, ergibt sich ein deutlich anderes Ergebnis als bei der stationären Betriebsweise. Durch die Verringerung des Längen-Durchmesser-Verhältnises des Rotors vergrößert sich sein Durchmesser und damit das Massenträgheitsmoment. Ist der Lader permanent mit dem Motor verbunden, sind die Einflüsse dieser Erhöhung auf das Antriebsmoment, wie bereits erwähnt, aufgrund der langen Beschleunigungszeiten zwar wahrnehmbar aber eher gering. Beim schnellen Einkuppeln über eine Magnetkupplung spielt das Massenträgheitsmoment dagegen eine entscheidene Rolle. Hier steigen das Antriebsmoment und die Antriebsleistung

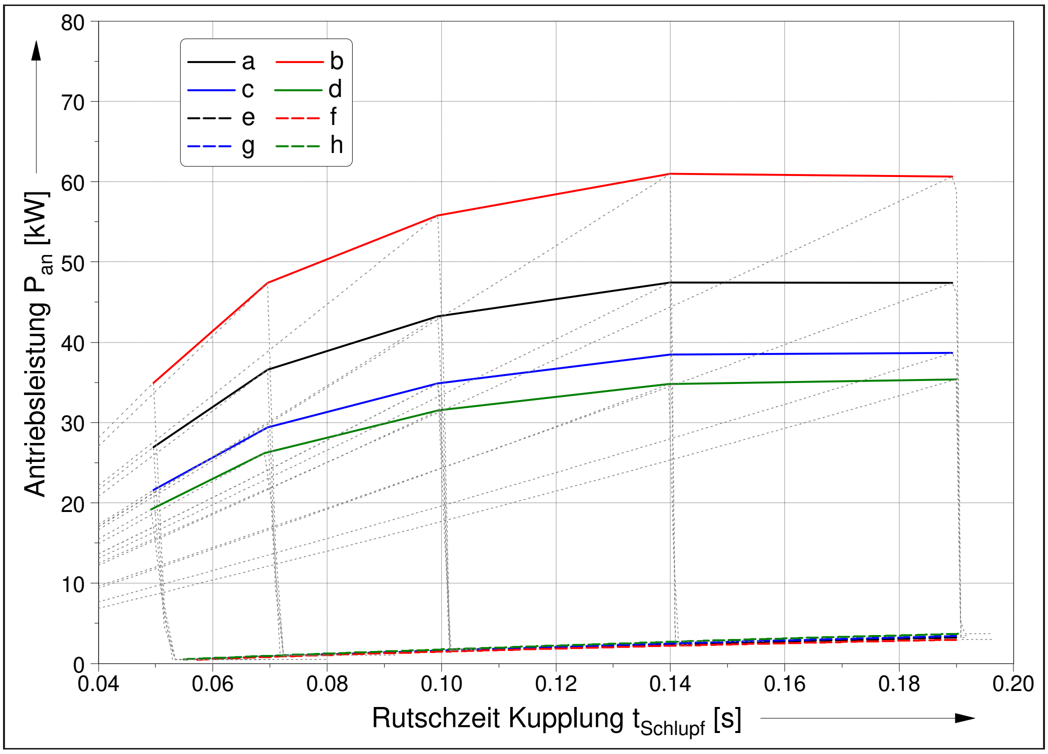


Bild 9.16: Envelopen für die instationäre und stationäre Antriebsleistung beim Einkuppeln des Schraubenladers über eine Magnetkupplung bei Variation des L/D-Verhältnis, Rotorwerkstoff: Stahl
a) Antriebsleistung bei Beschleunigung, Referenzmaschine
b) Antriebsleistung bei Beschleunigung, L/D = 1,0
c) Antriebsleistung bei Beschleunigung, L/D = 2,0
d) Antriebsleistung bei Beschleunigung, L/D = 2,5
e) bis h) Stationäre Antriebsleistung der jeweiligen Variante

in der Beschleunigungsphase beim Einkuppeln signifikant, vgl. Bild 9.15 und Bild 9.16; die Drehmomentbelastung des Verbrennungsmotors und die Bauteilbelastung insbesondere der Magnetkupplung nimmt zu. Unter diesem Gesichtspunkt ist es notwendig, dass Längen-Durchmesser-Verhältnis des Rotors zu erhöhen.

Die Ergebnisse von Weckes zeigten, dass im stationären Laderbetrieb das 4+5-Profil mit den veränderten geometrischen Daten (Umschlingungswinkel, L/D-Verhältnis, inneres Volumenverhältnis) eine höhere Energiewandlungsgüte als ein 3+5-Profil aufweist. Dies konnte im Rahmen dieser Arbeit bei der Untersuchung des stationären Laderverhaltens bestätigt werden, vgl. Kap. 9.1.1. **Bild 9.17** zeigt die Ergebnisse des nach den Vorgaben von Weckes optimierten 4+5-Profils im Vergleich zum Referenzschraubenla-

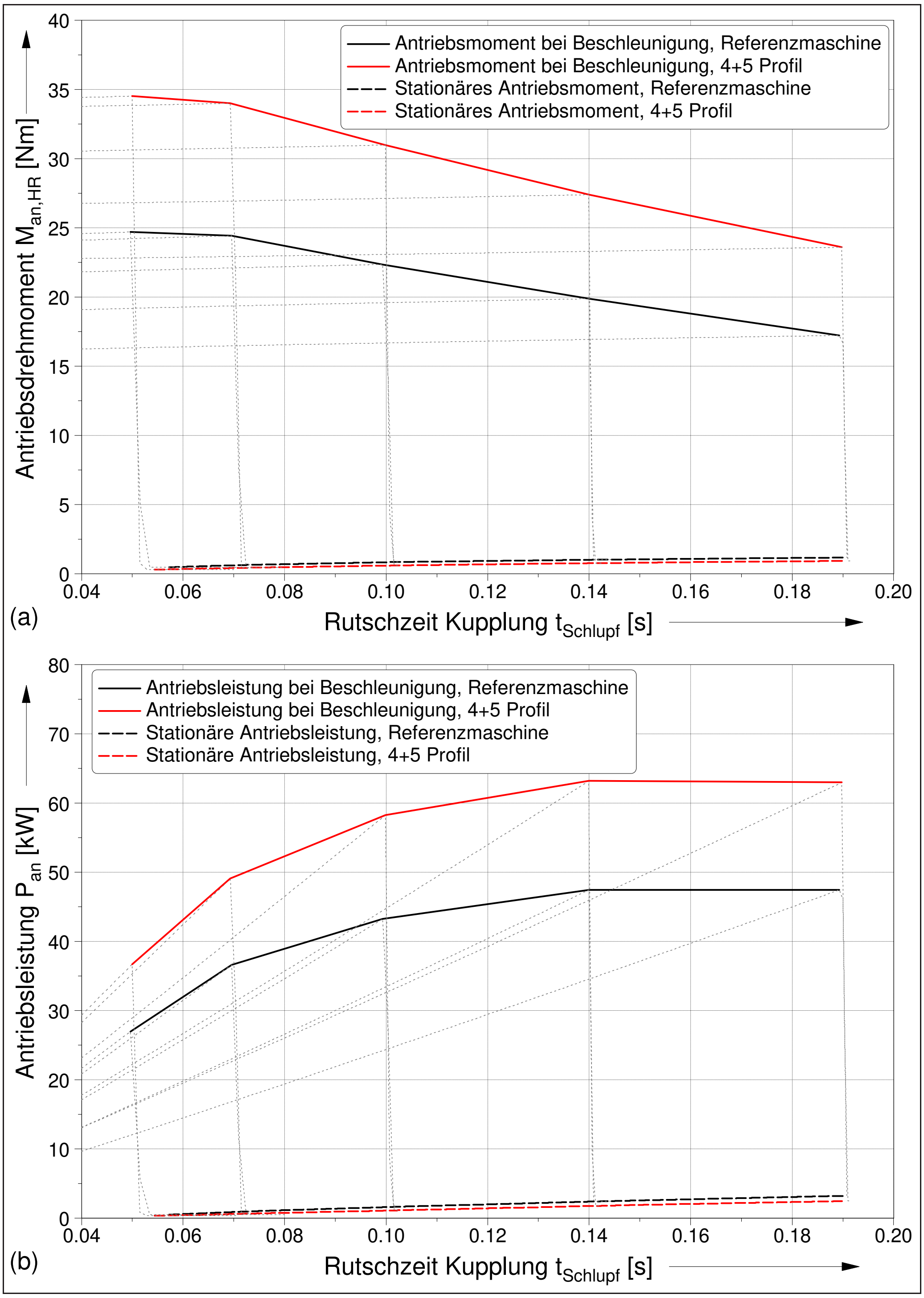


Bild 9.17: Envelopen für das instationäre und stationäre mittlere Antriebsmoment (a) und die Antriebsleistung (b) beim Einkuppeln des Schraubenladers über eine Magnetkupplung der Referenzgeometrie und Profilgeometrie nach Weckes, Rotorwerkstoff: Stahl

der während des instationären Beschleunigungsvorgangs. In der Beschleunigungsphase sind Antriebsmoment und Antriebsleistung des 4+5-Profil im Vergleich deutlich höher, zurückzuführen auf das höhere Massenträgheitsmoment. Durch den zusätzlichen Rotorzahn von 3 auf 4 Hauptrotorzähne vergrößert sich der Durchmesser des Hauptrotors. Die Bauraumnutzung dieses Profils ist insgesamt ungünstiger. Eine Möglichkeit die höhere Energiewandlungsgüte dieses Profils im stationäre Betrieb mit einem verbessertem Beschleunigungsverhalten zu kombinieren, liegt im Einsatz eines hohlen Hauptrotors. Genau wie beim 3+5-Profil kann so das Massenträgheitsmoment des 4+5-Rotors deutlich reduziert werden.

9.3 Zwischenergebnis

Die Ergebnisse der stationären und instationären Simulation des Schraubenladers, auch in Zusammenarbeit mit einem Verbrennungsmotor, lassen sich wie folgt zusammenfassen:

- die Verringerung des Profileingriffsspaltes durch den Einsatz eines Rotorprofils ohne Synchronisation wirkt sich positiv auf Liefer- und Gütegrad aus, insbesondere bei niedrigen Drehzahlen;

- die Reduzierung der Reibungsverluste durch den Einsatz von berührungslosen Dichtungen hat einen positiven Einfluss auf den Gütegrad bei hohen Drehzahlen;

- ein kleineres inneres Volumenverhältnis verschiebt das Gütegradoptimum zu kleineren Druckverhältnissen und damit in den Zusammenarbeitsbereich mit dem Verbrennungsmotor;

- das von Weckes [5] vorgeschlagenen 4+5-Profil mit optimierter Rotorgeometrie weist in weiten Bereichen des stationären Kennfeldes höhere Gütegrade auf. Allerdings ist das Beschleunigungsmoment dieses Profils durch das größere Massenträgheitsmoment aufgrund des zusätzlichen Rotorzahns und der Durchmesservergrößerung merklich größer;

- ein Rotorpaar mit hohlem Stahlhauptrotor erreicht ein vergleichbares Beschleunigungsverhalten wie ein Aluminiumrotorpaar mit Stahlwelle und Synchronisationsgetriebe aus Stahl;

- mit Stahlrotoren ohne Synchronisationsgetriebe ist eine um etwa 10% geringere Drehzahl und Übersetzung zum Motor (im Vergleich zu Aluminiumrotoren) ausreichend, um in Zusammenarbeit mit dem Verbrennungsmotor ein Downsizing-Konzept zu realisieren. Grund ist die Verringerung des Profileingriffsspaltes durch den Verzicht auf das Synchronisationsgetriebe;

- bei der L/D-Variation gibt es einen Zielkonflikt zwischen dem stationärem und instationärem Verhalten. Berücksichtigt man die Durchbiegung des Rotors und die Lagerkräfte ist ein mittleres L/D-Verhältnis zu wählen (1,4 bis 1,8);

- die Teillaststeuerung eines Downsizing-Konzeptes über einen externen Bypass ist energetisch nicht optimal. Eine Verbesserung verspricht an dieser Stelle die Drehzahlregelung des Schraubenladers über eine variable oder teilvariable Übersetzung bzw. die vollständige Entkopplung von der Kurbelwelle und der Antrieb über einen separaten Elektromotor.

10 Stationäres und instationäres Betriebsverhalten des Schraubenladers

Um die in den vorangegangenen Kapiteln diskutierten Einflüsse und Verbesserungen des Betriebsverhaltens von Schraubenladern verifizieren zu können, ist der Prototyp eines Schraubenladers ohne Synchronisationsgetriebe entwickelt und gefertigt worden. Ziel dieser Entwicklung ist zum einen der theoretischen Modellierung des unsynchronisierten Laders die praktische Machbarkeit gegenüberzustellen und zum anderen die Erweiterung des Simulationssystems und die Simulationsergebnisse durch Messwerte zu verifizieren.

10.1 Aufbau des Prototypen

Den grundsätzlichen Aufbau des Schraubenladerprototypen verdeutlicht **Bild 10.1**. Ein Hauptaugenmerk beim Entwurf lag auf dem modularen Aufbau der Versuchsmaschine. Dies erlaubt den Austausch einzelner Teile, ohne das Gesamtkonzept verändern zu müssen.

Die Fertigung der Rotoren erfolgt in einer Schleifbearbeitung. Als Rotormaterial wurde ein härtbarer Einsatzstahl 16MnCr5 gewählt, um der abschließend im PVD-Verfahren aufgebrachten WC/C-Verschleißschutzschicht die notwendige Stützwirkung zu verleihen. Die saugseitigen Lager sind im Rotor angeordnet. Ziel dieser Art der Lagerung ist eine Verkürzung der Lagerstützweite und das Offenhalten der saugseitigen Einlassquerschnitte. Der hohe Fertigungsaufwand für die Rotoren und Probleme mit dem saugseitigen Lager führten zu einem modifizierten Lagerungskonzept auf Basis von Spindellagern. Die

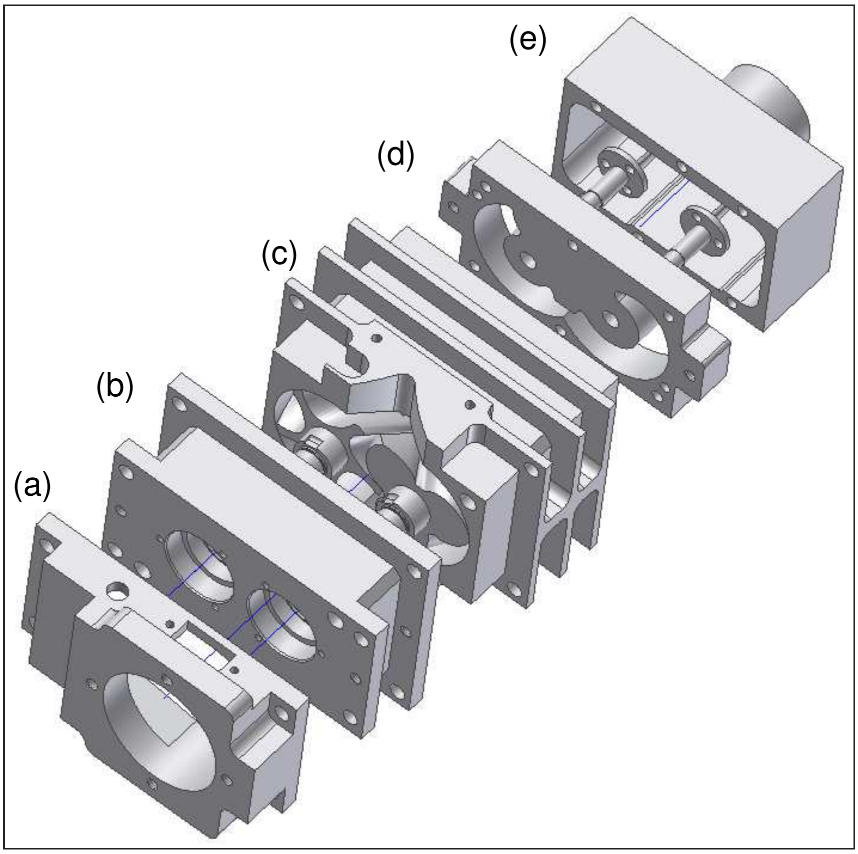


Bild 10.1: Versuchsschraubenlader ohne Synchronisation
a) Anschlussdeckel Verbindungsflansch
b) Lagergehäuse Druckseite
c) Mittelgehäuse (Rotorgehäuse)
d) Lagerdeckel Saugseite
e) Einströmgehäuse Saugseite

Anordnung des saugseitigen Lagers erfolgt außerhalb des Rotorprofilteils unter Berücksichtigung der axialen Einlassquerschnitte. Diese alternative Anordnung wird in einer modifizierten Version des Laders realisiert.

Die Ausführung des Hauptrotors erfolgt in zwei Varianten, als massiver und hohler Rotor vgl. Bild 9.10. Der hohle Rotor besitzt ein signifikant niedrigeres Massenträgheitsmoment und lässt damit ein deutlich besseres Beschleunigungsverhalten, verglichen mit einem massiven Rotor, erwarten, wie bereits die Simulationsergebnisse in Kap. 9.2.1 zeigen. Der Profilteil des Rotors wurde im Rapid-Prototyping-Verfahren hergestellt und als Gussteil vorgefertigt. Anschließend erfolgte das Einschrumpfen der Welle und das Schleifen des Profils auf Endmaß.

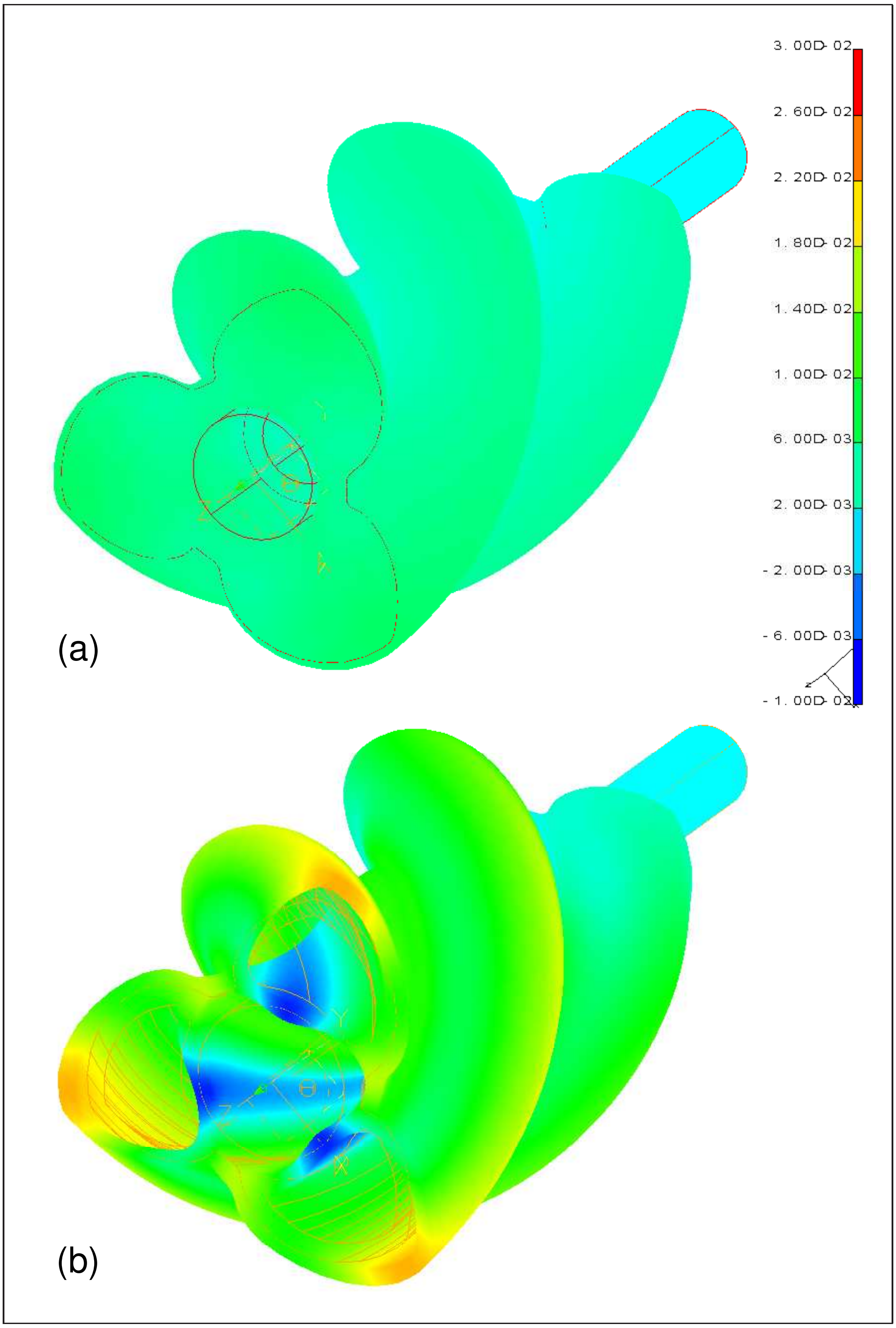


Bild 10.2: Radiale Ausdehnung (in mm) des Hauptrotors aufgrund der Fliehkraftbelastung bei $n_{\mathrm{HR}} = 30000\mathrm{min}^{-1}$, Werkstoff: Stahl
(a) massiver Hauptrotor (b) hohler Hauptrotor

Bild 10.2 verdeutlicht die radiale Dehnung aufgrund von Fliehkräften für den massiven und hohlen Rotor. Für den massiven Rotor liegen die Dehnungen bei $<$ 0,01 mm, verglichen mit den Wärmedehnungnen sind dies sehr geringe und zu vernachlässigende Werte. Gerade aber auf der offenen Profilseite des hohlen Rotors ist eine deutliche Zunahme der radialen Dehnung zu erkennen. Verglichen mit dem massiven Rotor kommt es zu einer Steigerung auf mehr als 0,02 mm Ausdehnung, die auch im Vergleich zu den Wärmedehnung nicht mehr vernachlässigt werden kann. Weil die Spaltabmessungen gegenüber dem massiven Rotor nicht geändert werden konnten, muss sich im Versuchsbetrieb hier zeigen, ob der Profileingriffsspalt und der Gehäusespalt an dieser Stelle noch ausreichend dimensioniert sind.

Bedingt durch das Herstellungsverfahren des hohlen Rotors durch Gießen muss mit einer Unwucht gerechnet werden. Durch die aufwendige Bearbeitung und der Zielsetzung eines geringen Trägheitsmoments durch geringe Wandstärken war ein Auswuchten des Rotors nach der Schleifbearbeitung nicht mehr möglich. Inwieweit dies einen Einfluss auf die Messungen hat, muss der Versuchsbetrieb zeigen. Zukünftig muss dieser Aspekt stärker berücksichtigt werden, da die Wuchtproblematik durch die hohen Drehzahlen zunehmend das Betriebsverhalten des Schraubenladers beeinflusst.

10.2 Versuchsaufbau

Zur Untersuchung des Betriebsverhaltens und zur Durchführung der Versuche steht ein Versuchsstand für den unsynchronisierten Schraubenlader zur Verfügung. **Bild 10.3** stellt schematisch den Aufbau, die Messgrößen und Messpositionen dar. Die über den Riemenantrieb anliegende Übersetzung vom Antriebselektromotor auf den Antriebsstrang des Schraubenladers von $i = 4,93$ reicht allein nicht aus die maximale Laderdrehzahl zu realisieren. Daher wurde zusätzlich ein Stirnradgetriebe mit einer Übersetzung von $i = 2,35$ eingebaut. Damit ergibt sich ein Drehzahlband von $0 - 35000$ U/min für die Laderantriebswelle.

Die für die Kennfeldmessung und Bewertung des Schraubenladers notwendigen Messgrößen sind ebenfalls Bild 10.3 zu entnehmen. Dies sind im Wesentlichen der Luftvolumenstrom, die Drehzahl, das Antriebsdrehmoment und verschiedene Drücke und Temperaturen. Die Messwerte werden größtenteils elektronisch erfasst und direkt an den Messrechner weitergeleitet. Weitere relevante Größen (z.B. Luftmassenstrom, Liefergrad,

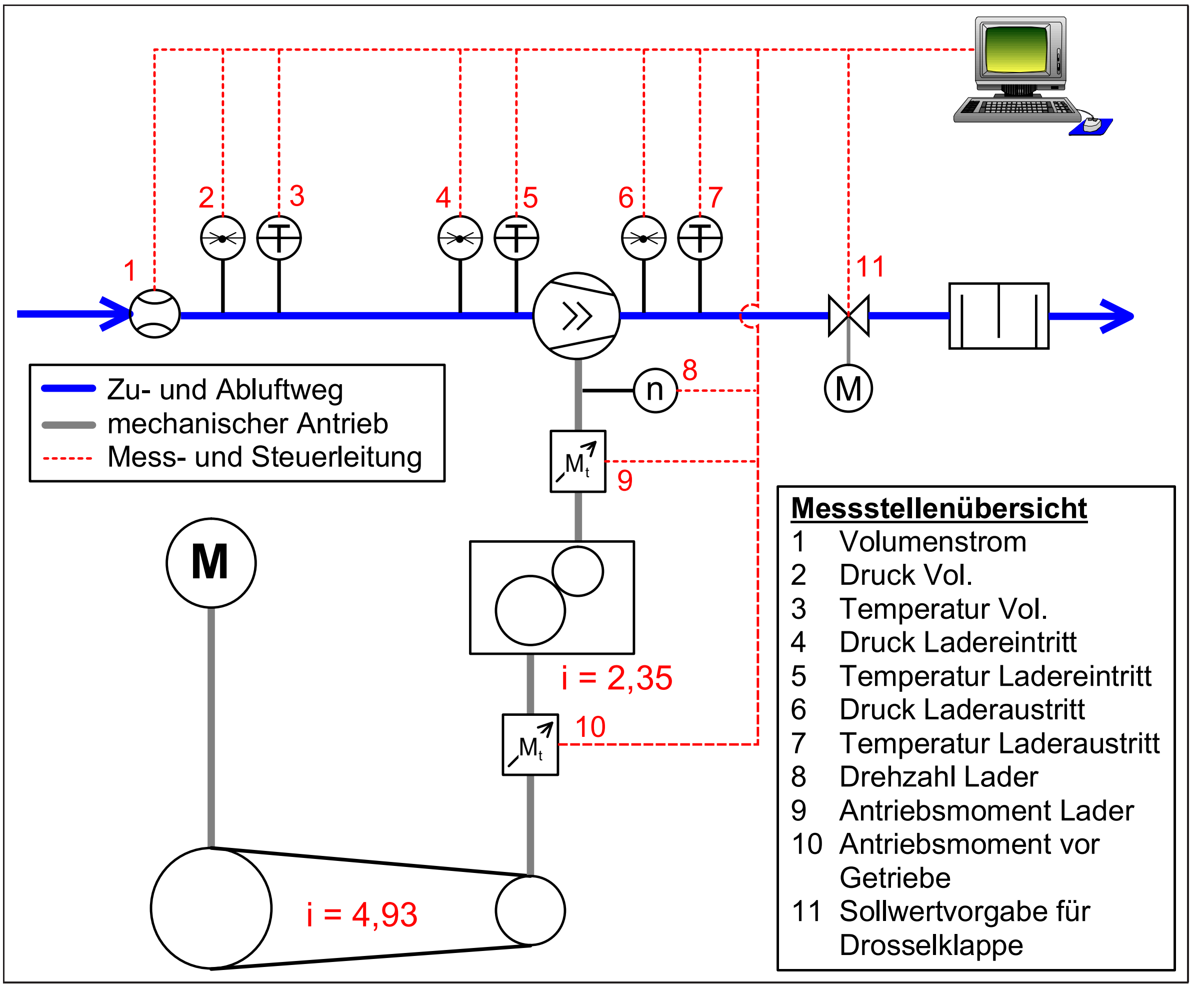


Bild 10.3: Messstellenplan für stationäre und instationäre Schraubenladerversuche

effektive Leistung) lassen sich dort aus diesen Messwerten ableiten und protokollieren. Der Rechner übernimmt gleichzeitig eine Überwachungs- und Steuerungsfunktion für den gesamten Versuchsstand.

Bei der stationären Kennfeldmessung erfolgt das Anfahren der Messpunkte bei verschiedenen Drehzahlen und Druckverhältnissen. Die Vorgabe der Laderdrehzahl geschieht über die Steuerung des Antriebsmotors. Über die elektrisch verstellbare Drosselklappe wird das Druckverhältnis über der Maschine eingestellt. Durch die Strömungsverluste in der Ansaugleitung bleibt der Eintrittsdruck in den Lader nicht konstant, sondern nimmt mit steigender Drehzahl kontinuierlich ab.

Die Aufnahme eines Messpunktes wird ausgelöst, wenn sich ein stationärer Zustand eingestellt hat. Als Indikator dient an dieser Stelle die Austrittstemperatur. Ändert sich diese Temperatur innerhalb der letzten 2 Minuten um weniger als $0,2°C$, ist ein stationärer Zustand erreicht. Nachfolgend werden zehn gemittelte Messwerte pro Messpunkt in der Kennfelddatei protokolliert.

Zur Validierung der stationären Simulation sind zusätzlich an ausgewählten Punkten des Kennfeldes sogenannte „Kaltspaltmessungen" durchgeführt worden. Die Höhe der Spalte im Schraubenlader besitzt einen signifikanten Einfluss auf das Betriebsverhalten. Bei einer stationären Messung ändern sich die Spalthöhen durch Wärmedehnung der Rotoren und des Gehäuses. In der Simulation wird diese Änderung nicht berücksichtigt, was folglich zu einer Abweichung bzw. Beeinflussung der Ergebnisse führt. Um den Einfluss zu minimieren, kann eine Messung direkt nach dem Anfahren des Schraubenladers erfolgen. Die Bauteile haben dann noch nahezu Umgebungstemperatur. Zu diesem Zeitpunkt bleibt die Änderung der Spalte daher noch minimal, sodass eine Validierung des Simulationssystems mit den zuvor nach dem Zusammenbau gemessenen Kaltspalthöhen möglich ist.

Ebenfalls erfolgt die Messung des instationären Verhaltens verschiedener Hauptrotorausführungen, vgl. Bild 9.10. Dabei ist das aufgenommene Antriebsmoment der wichtigste Messwert. Der Aufbau des Versuchsstandes erlaubt konstruktiv nicht die Messung beim Zuschalten des Laders über eine Magnetkupplung. Um den Einfluss der Rotorgeometrie aufzuzeigen und die instationäre Simulation zu verifizieren, reicht die Messung der Beschleunigungsphase durch den Elektromotor aus. Hierzu werden jeweils drei Beschleunigungsvorgänge von null auf 18000, 21000 und 24000 min^{-1} Hauptrotordrehzahl durchgeführt. Die maximale Beschleunigung ist dabei durch die Dynamik des Elektromotors vorgegeben, sie liegt für 24000 min^{-1} bei ca. 2 Sekunden.

Während der Beschleunigungsphase werden das Antriebsdrehmoment, die Drehzahl, Aus- und Eintrittsdruck kontinuierlich protokolliert. Die Grenzfrequenz der Drehmomentmesswelle beträgt 1 kHz, als Signalabtastfrequenz ist bei 500 Hz festgelegt worden. Diese Frequenz erfüllt nicht das Shannon-Kriterium[1] für die Abtastung des periodischen Verlaufes des Drehmoments. Schon bei 12000 min^{-1} beträgt die Arbeitsspielfrequenz 600 Hz, d.h. es wären mindestens 1,2 kHz zur Abtastung des Drehmomentenverlaufs notwendig. Es wird daher lediglich immer ein Messwert zu einem willkürlichen Zeitpunkt aus dem periodischen Drehmomentsignal aufgezeichnet. Im späteren Verlauf (vgl.

[1] Abtastkriterium nach Shannon: Bei der Abtastung eines periodischen Vorgangs (hier das Antriebsmoment) ist die Abtastfrequenz so zu wählen, dass sie größer als die doppelte maximale abzutastende Frequenz ist

Kap. 10.4) bei der Analyse des Signalverlaufes wird dieser Einfluss auf die Messung und das Ergebnis eingehender diskutiert.

10.3 Stationäres Betriebsverhalten, Kennfelder

Bild 10.4 stellt das gemessene, stationäre Betriebskennfeld des unsynchronisierten Schraubenladers dar. Die Maschine besitzt in der untersuchten Variante ein inneres Volumenverhältnis v_{i} von 1,45. Der Profileingriffsspalt konnte durch den Direktantrieb reduziert werden. Der Vorteil dieser Maßnahme ist im Verlauf der Liefergrad-Kennlinien ersichtlich. Der Umschlagpunkt, ab dem der Liefergrad deutlich einbricht, verschiebt sich hin zu niedrigeren Drehzahlen. Dies erlaubt in Kombination mit dem Verbrennungsmotor ein Druckverhältnis von $\Pi = 2$ bereits bei einer Motordrehzahl von etwa 1000 min^{-1} (bei einer Übersetzung von $\mathrm{i} = 6$ zum Motor $\Rightarrow n_{\mathrm{HR}} = 6000\ \mathrm{min}^{-1}$) . Zusammen mit dem Einfluss des Liefergrads wirkt sich der Einsatz der berührungslosen Dichtungen positiv auf den isentropen effektiven Gütegradverlauf aus. Auch hier kann ein wünschenswertes hohes Gütegradniveau in Richtung kleinerer Drehzahlen verschoben werden. Gleichzeitig fällt durch den Einsatz der berührungslosen Dichtungen ein Absinken des Gütegrades bei höheren Drehzahlen, zumindest für Druckverhältnisse $\Pi > 1,6$, moderat aus.

Signifikant ist die Ausbildung eines Gütegradoptimums im Bereich $12000 < n_{\mathrm{HR}}$ in $\left[\mathrm{min}^{-1}\right] < 20000$ bei Druckverhältnissen $\Pi = 1,8$ bis $2,1$. Dieser Bereich kennzeichnet den optimal angepassten Betrieb des Schraubenladers, d.h., der Kammerdruck beim Öffnen stimmt weitgehend mit dem der Druckseite überein. Mit dem eingebauten inneren Volumenverhältnis von 1,45 ergibt sich ein theoretisch optimales Druckverhältnis von $\approx 1{,}7$. Die Kammern öffnen sich nicht schlagartig, sondern mit sich stetig vergrößernder Fläche zur Druckseite. Dies führt zwangsläufig zu einer zeitabhängigen Ausschiebedrosselung und so zu einem zusätzlichem Druckanstieg in der Kammer, die in dieser Zeit ihr Volumen weiter verringert. Die Ausschiebedrosselung nimmt, wie man leicht einsieht, mit steigender Drehzahl und damit abnehmenden Öffnungszeiten zur Druckseite zu. Damit ergeben sich betriebsoptimale Druckverhältnisse, die mit steigender Drehzahl größer werden. Dieser Zusammenhang wirkt sich bei kleineren Druckverhältnissen und hohen Drehzahlen als Überverdichtung des Fluids aufgrund des eingebauten bzw. des tatsächlich wirkenden inneren Volumenverhältnisses negativ auf den Gütegrad aus.

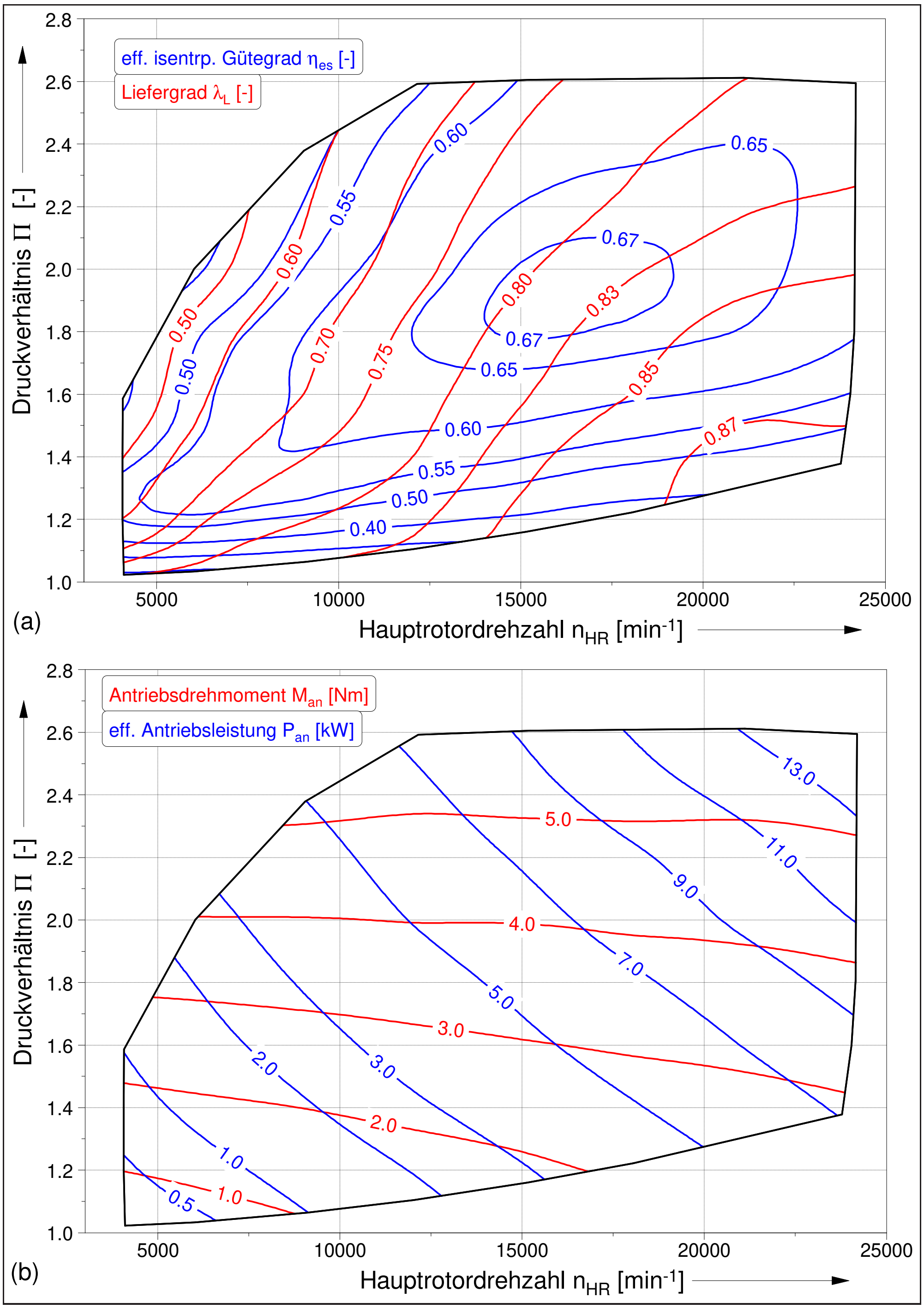


Bild 10.4: Schraubenladerkennfelder mit Liefergrad λ_L und effektiven, isentropen Gütegrad η_{es} (a) und Antriebsdrehmoment M_{an} und effektiver Antriebsleistung P_{an} (b)
$910 < p_{ein}$ in [mbar] < 1010, $20 < \vartheta_{ein}$ in [°C] < 23, Gehäuse mit innerem Volumenverhältnis $v_i = 1,45$, Ölumlaufschierung auf der Druckseite, Labyrinthdichtungen, massiver Stahlrotor

Dieser Einfluss ist auch im Drehmomentenverlauf, Bild 10.4 b, zu erkennen. Bei hohen Druckverhältnissen ($\Pi > 2,2$) ergibt sich nur ein geringer Einfluss der Drehzahl auf das Drehmoment der Verdrängermaschine. Bei niedrigeren Druckverhältnissen steigt hingegen das Drehmoment mit der Drehzahl durch eine zunehmende Überverdichtung an. Ein geringer Anteil resultiert außerdem aus der zunehmenden Lagerreibung. Durch dieses Verhalten liegen große Teile des Kennfeldes mit hohen Gütegraden außerhalb des Zusammenarbeitsbereiches mit dem Verbrennungsmotor. Die Verringerung des inneren Volumenverhältnisses der Maschine kann hier Abhilfe schaffen und das Gütegradkennfeld hin zu kleineren Druckverhältnissen verschieben.

Der Vergleich zum simulierten Kennfeld, Bild 9.3, zeigt merkliche Abweichungen, insbesondere bei hohen Drehzahlen. Liefergrad und effektive Leistung weichen mit zunehmender Drehzahl immer mehr von den simulierten Werten ab. Bei der Bestimmung des effektiven Gütegrades summieren sich diese Abweichungen, so dass der reale Gütegrad deutlich niedriger liegt. Das Ein- und Ausströmverhalten in den Lader scheint eine Hauptursache für diese Abweichung zu sein[2]. Die erste hier untersuchte Version des Schraubenladers besitzt nur axiale Eintrömflächen. Bei hohen Drehzahlen treten hohen Einströmgeschwindigkeiten (im Bereich der Umfangsgeschwindigkeit und darüber) im Einlassquerschnitt und bei der Kammerfüllung auf. Dadurch kommt es zu einem Druckabfall in der Kammer, der die Ladungswechselarbeit des Füllvorgangs negativ beeinflusst. Weiterhin kann die Hauptrotorkammer bei sehr hohen Drehzahlen ($>$ 20000 min^{-1}) bis zum Erreichen der saugseitigen Steuerkante nicht mehr vollständig gefüllt werden, so dass der Liefergrad nicht in dem Maße ansteigt, wie es theoretisch möglich wäre.

Ausgehend von den beiden Problembereichen „inneres Volumenverhältnis“ und „Einströmverhalten“ wird ein neues Ladermittelgehäuse konzipiert. Eine vergrößerte radiale Austrittsfläche soll zu einer Verschiebung der gütegradoptimalen Betriebspunkte zu kleineren Druchverhältnissen führen. Das eingebaute innere Volumenverhältnis beträgt dann etwa 1,25. Auf der Einströmseite erweitert sich das Gehäuse um zusätzliche radiale Eintrittsflächen. Die Veränderung des Eintrittsflächenverlaufes im Vergleich zur rein axialen Einströmung verdeutlicht **Bild 10.5**. Die Fläche vergrößert sich annähernd um den Faktor fünf, besonders auch im Bereich mit dem größten Gradienten der Volumenkurve. Durch die Zunahme der Eintrittsfläche sinkt die mittlere Geschwindigkeit

[2] Die weitere genauere Analyse zum Vergleich Messung/Simulation und zu Einflussfaktoren der Simulationsgenauigkeit erfolgt in Kapitel 11.

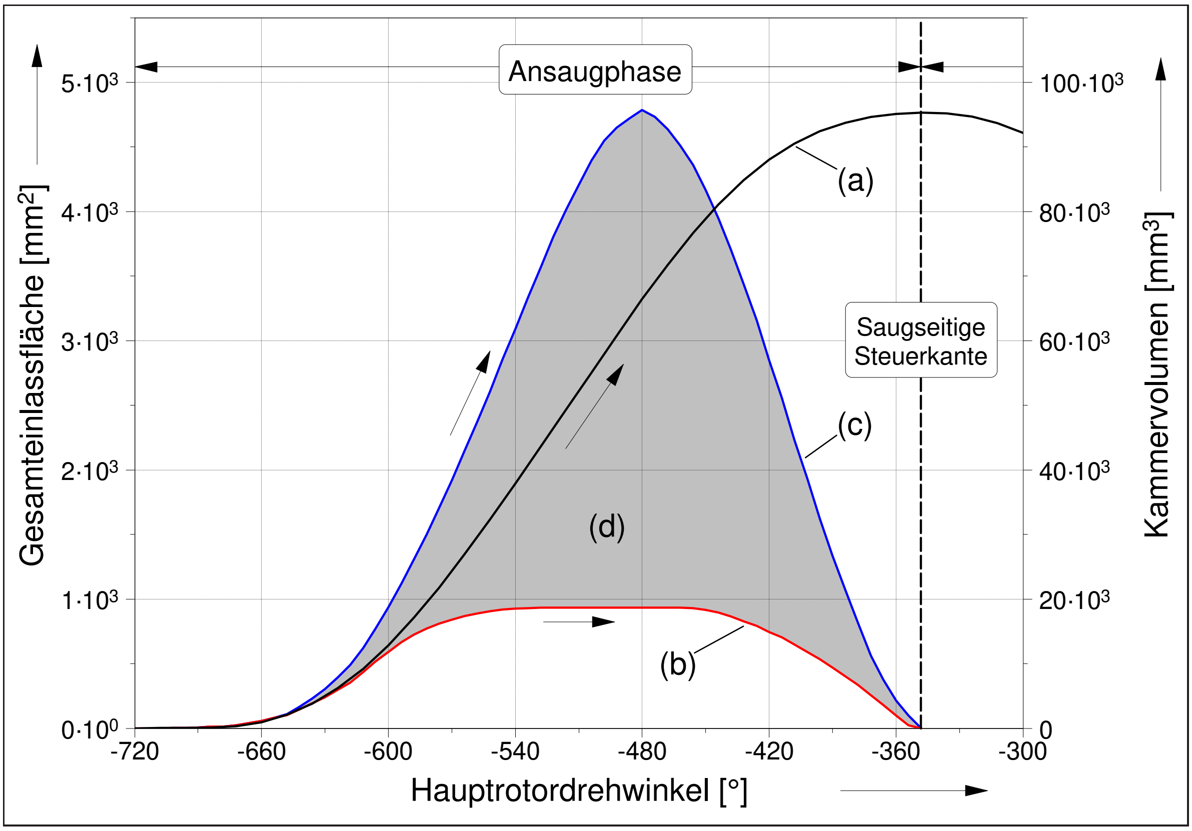


Bild 10.5: Einlassflächen- und Kammervolumenverlauf während des Ansaugvorganges des Schraubenladers

(a) Kammervolumenverlauf

(b) Einlassflächenverlauf axial

(c) Einlassflächenverlauf axial + radial

(d) zusätzliche Fläche durch radialen Einlass

im Einlassquerschnitt proportional zur Flächenzunahme; die Drucksenkung während des Ansaugvorganges sollte sich bei erhöhter Kammerfüllung reduzieren.

Zur Reduzierung des Gehäusespaltes auf der Druckseite wird die Rotorbohrung um 0,02 mm vertikal versetzt eingebracht, wie in Kap. 7.3 beschrieben. Weiterhin befinden sich die saugseitigen Lager jetzt außerhalb des Rotors, um die Probleme mit der Loslagerfunktion zu umgehen. Diese Änderung beeinflusst dabei nicht die Größe der axialen Einlassquerschnitte und hat somit keinen Einfluss auf das thermodynamische Betriebsverhalten, sondern ist lediglich eine Maßnahme zur Erhöhung der Betriebssicherheit des Versuchsladers.

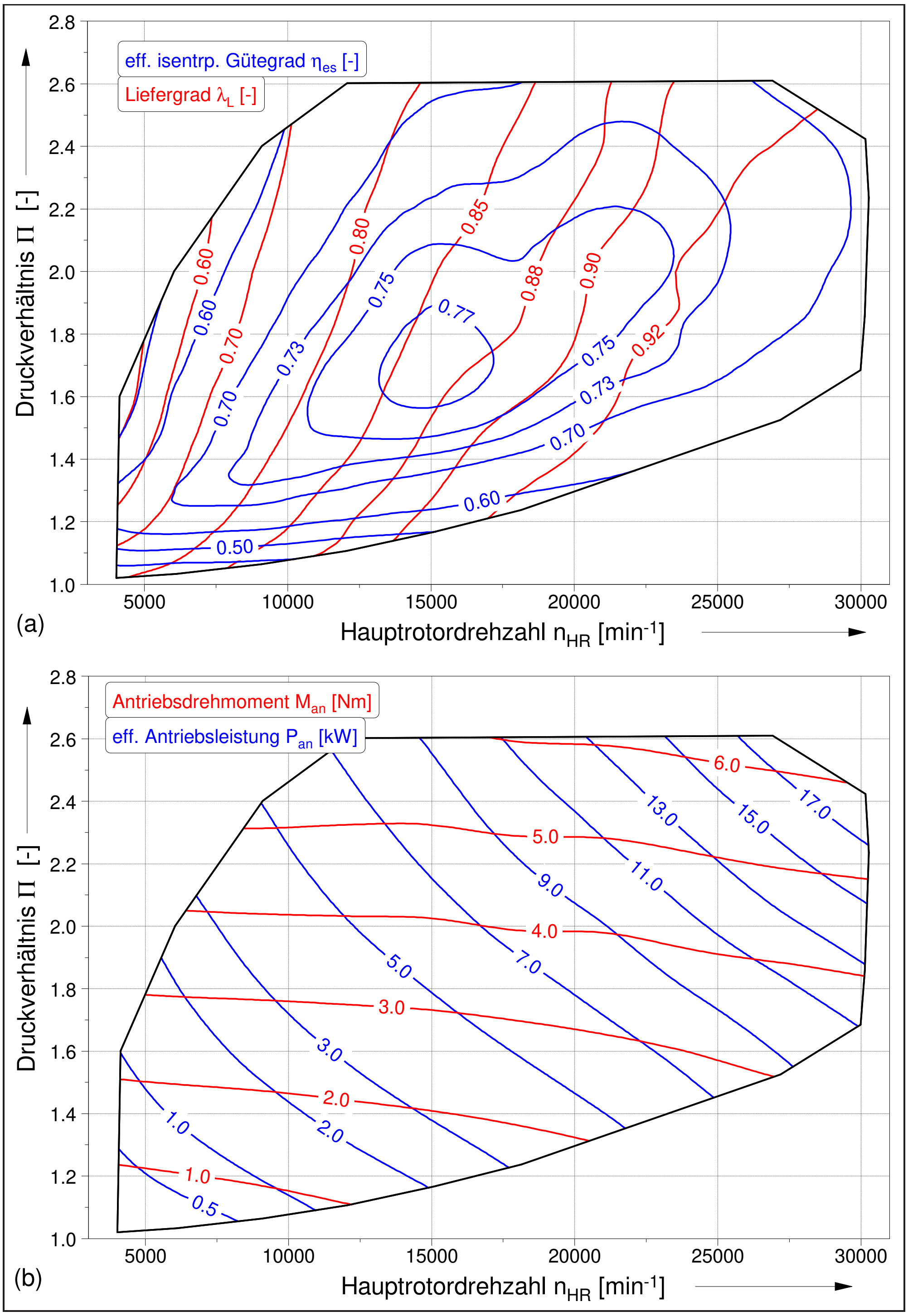


Bild 10.6: Schraubenladerkennfelder mit Liefergrad λ_L und effektiven, isentropen Gütegrad η_{es} (a) und Antriebsdrehmoment M_{an} und effektiver Antriebsleistung P_{an} (b)
$950 < p_{ein}$ in [mbar] < 1025, $22 < \vartheta_{ein}$ in [°C] < 24, Gehäuse mit innerem Volumenverhältnis $v_i = 1,25$, modifizierte Lagerung mit lebensdauergeschmierten Spindellagern, Labyrinthdichtungen, massiver Stahlrotor

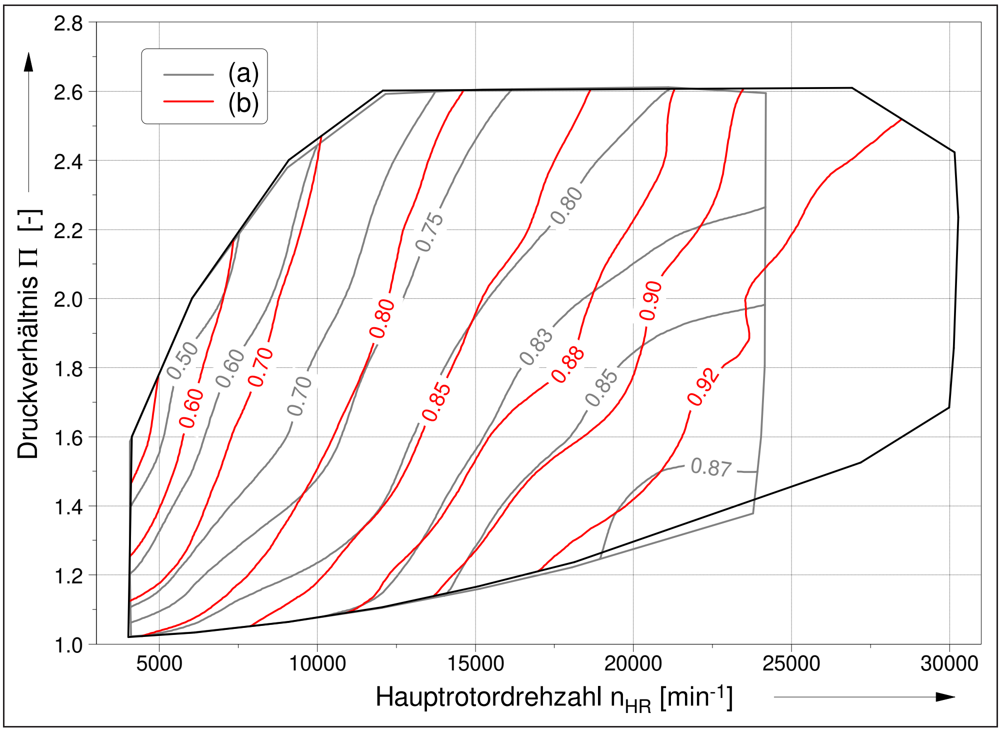


Bild 10.7: Vergleich der Liefergrade bei Variation des Gehäuses
(a) Gehäuse mit $v_\mathrm{i} = 1{,}45$ und rein axialem Einlass
(b) Gehäuse mit $v_\mathrm{i} = 1{,}25$ und radialem/axialem Einlass

Bild 10.6 stellt das Betriebskennfeld des so modifizierten Schraubenladers dar. Mit der modifizierten Lagerung mit Spindellagern sind nun Drehzahlen bis 30000 min^{-1} möglich. Grundsätzlich sind die Verläufe der Liefer-, Gütegrade, Drehmomente und effektiven Leistungen ähnlich dem Kennfeld der Ausgangsmaschine. Im Detail sind jedoch gerade bei den Liefer- und Gütegraden deutliche Unterschiede zu verzeichnen, die beim direkten Vergleich der beiden Maschinen besonders auffällig sind.

Bild 10.7 verdeutlicht den Vergleich der Liefergrade beider Maschinen. Das Liefergradniveau kann durch die Modifikationen am Gehäuse nochmals angehoben werden. Die vertikale Verschiebung der Gehäusebohrung gegenüber der Rotorachse um 0,02 mm reduziert den Gehäusespalt auf der Druckseite auf 0,08 mm. Der für die Betriebssicherheit der Maschine relevantere Gehäusespalt auf der Saugseite der Maschine vergrößert sich leicht. Gleichzeitig läßt sich auch der druckseitige Stirnspalt auf 0,06 mm verringern, weil durch die nun angestellte Lagerung der Spindellager die Berücksichtigung des Lageraxialspieles entfällt.

Beides zusammen macht sich in einer nochmaligen deutlichen Erhöhung des Liefergrades bemerkbar. Die Liefergradkennlinien der modifizierten Maschine verlaufen insgesamt steiler, der Einfluss des Druckverhältnisses auf den Liefergrad nimmt ab. Auch bei hohen Drehzahlen ändern sich die Gradienten der Liefergradkurven kaum. Bei der Maschine mit rein axialen Einlassflächen sinkt oberhalb von 20000 min^{-1} der Füllungsgrad; insbesondere die Hauptrotorkammer kann in der kurzen Öffnungszeit zur Saugseite nur noch teilweise gefüllt werden. An dieser Stelle macht sich der zusätzliche radiale Einlass positiv bemerkbar. Die Kammer lässt sich auch bei sehr hohen Drehzahlen oberhalb von 20000 min^{-1} durch die deutlich größeren Einlassflächen weitgehend füllen. Die Messergebnisse bestätigen damit die Vermutungen hinsichtlich des Füllungsverhaltens des Schraubenladers.

Der Einfluss des verbesserten Füllungsverhaltens ist auch im Vergleich der Gütegradverläufe zu erkennen, **Bild 10.8**. Die Kombination aus Liefergraderhöhung und verbessertem Füllungsverhalten heben das Gütegradniveau signifikant, nämlich um 10 Prozentpunkte an. Dadurch weist annähernd der gesamte Kennfeldbereich einen effektiven Gütegrad von > 60 % auf. Die Reduzierung des inneren Volumenverhältnisses von 1,45 auf 1,25 erzielt ebenfalls die gewünschte Wirkung. Der Bestpunkt mit einem Gütegrad oberhalb von 77 % verschiebt sich erwartungsgemäß zu kleineren Druckverhältnissen. Gleichzeitig steigt der Gütegrad für Druckverhältnisse kleiner 1,4 im Teillastbereich deutlich an. Die Reduzierung der Überverdichtung durch Verringerung des inneren Volumenverhältnisses hat in diesen Bereich einen erwartungsgemäß signifikanten Einfluss.

Positiv fällt weiterhin auf, dass sich der Optimalbetriebspunkt bereits bei einer Drehzahl von 15000 min^{-1} einstellt. Die zusätzlichen radialen Einlassflächen verbessern zwar das Füllungsverhalten und reduzieren die Ladungswechselarbeit beim Einströmen in den Lader, verschieben aber den Bestpunkt nicht in Richtung höherer Drehzahlen. Im Gegenteil, der Bestpunkt verschiebt sich wunschgemäß leicht in Richtung kleinerer Drehzahlen. Die Profilgeometrie mit ihrem Umschlingungswinkel von 200° bedingt kleine Austrittsflächen, auch bei einem kleinen v_i von 1,25. Augenscheinlich führt dies zu einer mit der Drehzahl zunehmenden Ausschiebedrosselung, die sich negativ auf den Gütegrad auswirkt. Weiterhin nimmt auch die Lagerreibung mit der Drehzahl zu und senkt so den Gütegrad. Für die ausgewählte Konfiguration ist daher eine weitere Erhöhung der Drehzahl über 30000 min^{-1} hinaus (dies entspricht eine Umfangsgeschwindigkeit von ca. 115 m/s) aus Sicht des Gütegrades nicht sinnvoll.

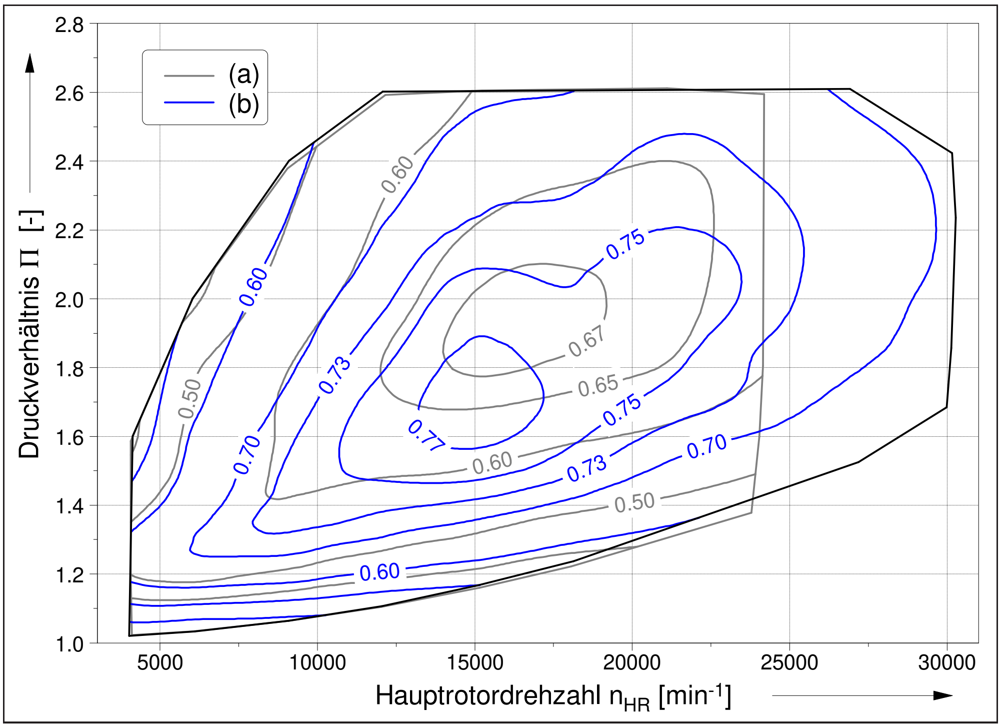


Bild 10.8: Vergleich der effektiven isentropen Gütegrade bei Variation des Gehäuses
(a) Gehäuse mit $v_\mathrm{i} = 1,45$ und rein axialem Einlass
(b) Gehäuse mit $v_\mathrm{i} = 1,25$ und radialem/axialem Einlass

Die Verschiebung des Gütegradoptimums zu geringeren Drehzahlen ist für viele Anwendungen, auch als Lader in der Automobilindustrie, durchaus zielführend. Gerade in automotive Anwendungen wird meist das gesamte Kennfeld des Laders genutzt. Die gezielte Verschiebung des Laderoptimums aus Randbereichen in die Mitte des Kennfeldes kann dann die Gesamteigenschaften der Kombination von Lader und Motor (oder Brennstoffzelle) optimieren. Gleichzeitig sinken auch die Anforderungen an die Lager, wenn der Drehzahlbereich aufgrund der optimierten Eigenschaften des Laders eingeschränkt werden kann.

10.4 Instationäres Betriebsverhalten

Die Simulationen in Kap. 9.2 zeigten den signifikanten Einfluss der Rotorausführung (Alu/Stahl, massiv/hohl) und der Rotorgeometrie auf das instationäre Beschleunigungsverhalten des Schraubenladers. Ursache ist in erster Linie das Trägheitsmoment der Rotoren. Ziel ist es deshalb, dieses Verhalten auch messtechnisch zu erfassen und das Simulationsverfahren damit zu verifizieren. Zu diesem Zweck erfolgte, wie bereits erwähnt, die Fertigung eines Hauptrotors sowohl in einer massiven wie auch in einer hohlen Ausführung, vgl. Bild 9.10.

Bild 10.9 und **Bild 10.10** zeigen jeweils den Antriebsdrehmoment- und Drehzahlverlauf des massiven und des hohlen Rotors bei zwei exemplarischen Beschleunigungsvorgängen. Die Drosselklappe auf der Druckseite bleibt während der Beschleunigungsphase geöffnet. Das Anlagendruckverhältnis steigt daher nur bedingt durch die Austrittsdrosselung auf der Druckseite. Die Abtastfrequenz des Drehmomentsensors liegt bei 500 Hz. Diese Frequenz reicht nicht aus, um den veränderliche Drehmomentsignalverlauf während einer Rotorphase aufzulösen. Der Signalverlauf wird zu bestimmten festen Zeitpunkten abgetastet. Aus Gründen der Übersichtlichkeit ist weiterhin ein gleitender Mittelwert aufgeführt. Dieser repräsentiert näherungsweise das mittlere Antriebsdrehmoment des Laders, wie es in der Simulation ermittelt wurde.

Die Verläufe lassen sich prinzipiell in zwei Bereiche unterteilen. Zunächst steigt in der Beschleunigungsphase die Drehzahl kontinuierlich. Diese Phase geht anschließend in einen stationären Zustand mit konstanter Drehzahl über. Zu Beginn der Beschleunigungsphase ist ein Drehmomentanstieg ohne Erhöhung der Drehzahl zu erkennen. Der Zeitabstand zwischen den beiden Anstiegen von Drehmoment und Drehzahl beträgt etwa 0,1 Sekunden. Die Ursache für diesen Zeitverzug hat zwei Gründe. Zum einen ist zuerst ein bestimmtes „Anfahrmoment“ erforderlich, um die Trägheit und innere Reibung in den Lagern zu überwinden. Weiterhin besteht ein Zeitverzug in der Drehzahlmessung, weil die Drehzahl über ein Frequenzsignal ermittelt wird. Dieser Zeitverzug bei der Messung liegt bei etwa 10 ms.

Danach erfolgt eine zunächst lineare Beschleuniung des Schraubenladers. Der Gradient der Beschleunigung wird dabei vom Antriebselektromotor vorgegeben. In dieser Phase nimmt das Antriebsdrehmoment des Laders mit steigender Drehzahl linear zu. Das Antriebsmoment setzt sich dabei aus dem Beschleunigungsmoment und dem stationären Moment zusammen, welches für die Verdichtung und Förderung des Fluids aufgebracht werden muss. Ursachen für den Anstieg sind einerseits die zunehmende Überverdichtung bzw. Drosselung des Auslassvorgangs und andererseits das ansteigende Anlagendruckverhältnis bedingt durch die Strömungsverluste in der Druckleitung. Zum Ende der Beschleunigungsphase flacht der Beschleunigungsgradient ab. Gleichzeitig sinkt damit

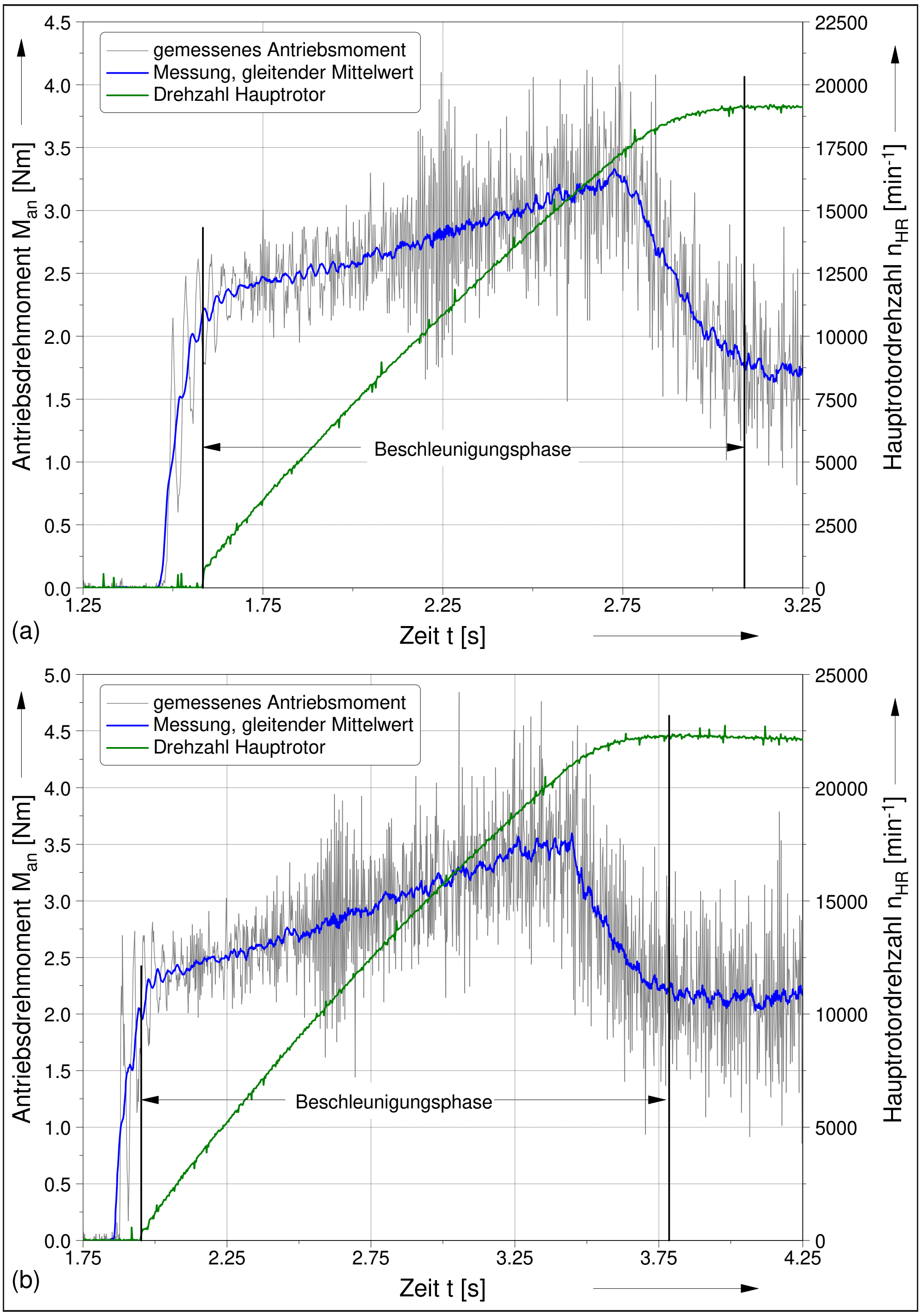


Bild 10.9: Antriebsmoment und Drehzahl des Schraubenladers während des Beschleunigungsvorganges auf $n_{\mathrm{HR}} = 18000\ \mathrm{min}^{-1}$ (a) und $n_{\mathrm{HR}} = 21000\ \mathrm{min}^{-1}$ (b)
Randbedingungen: Labyrinthdichtungen, **massiver Stahl-Hauptrotor**

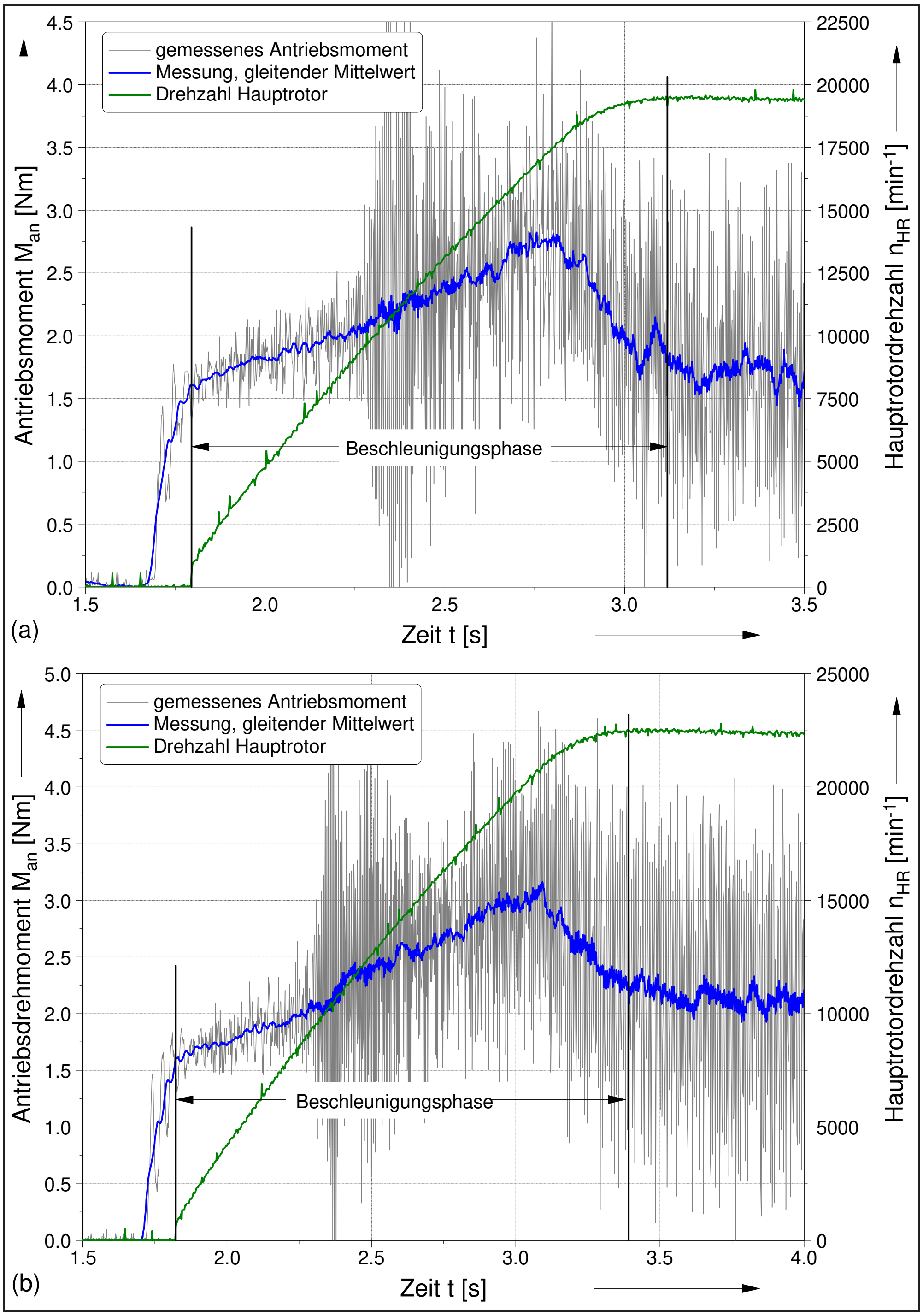


Bild 10.10: Antriebsmoment und Drehzahl des Schraubenladers während des Beschleunigungsvorganges auf $n_{\mathrm{HR}} = 18000\ \mathrm{min}^{-1}$ (a) und $n_{\mathrm{HR}} = 21000\ \mathrm{min}^{-1}$ (b)
Randbedingungen: Labyrinthdichtungen, **hohler Stahl-Hauptrotor**

auch das Antriebsmoment und pendelt sich nach Beendigung der Beschleunigungsphase auf ein nahezu konstantes mittleres stationäres Antriebsmoment ein.

Vergleicht man die zeitlich gemittelten Drehmomentverläufe des massiven und des hohlen Hauptrotors in der Beschleunigungsphase, verdeutlicht sich der Vorteil des geringeren Massenträgheitsmoments, **Bild 10.11**. Das Antriebsmoment für die Beschleunigung reduziert sich etwa um ein Drittel, verglichen mit der Ausgangssituation mit einem massiven Hauptrotor. Dies wird speziell zu Beginn der Beschleunigungsphase deutlich, weil hier das Moment für die Verdichtung nur einen geringen Einfluss auf das Gesamtmoment ausübt. Gleichzeitig steigt die gemessene Drehzahl des hohlen Hauptrotors mit größerem Gradienten. Der Beschleunigungsvorgang ist damit um etwa 0,25 Sekunden ($\approx 15\%$) kürzer. Dieser Vorteil lässt sich direkt auf die Reduzierung des Gesamtmassenträgheitsmoments des Systems (Haupt- und Nebenrotor plus Kupplungen und Verbindungswelle) zurückführen. Beide Rotorkonfigurationen weisen am Ende der Beschleunigungsphase in etwa das gleiche mittlere stationäre Antriebsmoment auf.

Die gemessenen Verläufe des hohlen Hauptrotors weisen ebenfalls auf die Auswuchtproblematik hin. Die durch das Herstellungsverfahren vermutete Unwucht des Hauptrotors scheint sich im Versuchsbetrieb zu bestätigen. Der gesamte Schraubenlader vibriert wesentlich stärker als die Maschine mit massivem Rotor. Die Vibrationen beeinflussen auch das gemessene Drehmomentsignal. Der gemittelte Wert ist zwar stabil, die Signalamplituden sind allerdings deutlich höher. Diese Ausschläge sind im Bereich um 2,35 Sekunden (in den Bildern 10.9 a und 10.10 a) besonders ausgeprägt, dies gilt auch für den massiven Hauptrotor. Zum diesem Zeitpunkt wird das Drehzahlband zwischen $n_{\mathrm{HR}} = 10000 - 11500 \text{ min}^{-1}$ durchfahren. Ursache kann hier eine Resonanzanregung des Gesamtsystems sein.

Nach dem Ausbau des hohlen Rotors konnte ferner festgestellt werden, dass sich auf den Zähnen des Hauptrotors ein sehr unterschiedliches Tragbild des Profileingriffs eingestellt hat. Ein Rotorzahn wies so gut wie keine Laufspuren auf, vermutlich hat über diesen Zahn keine Drehmomentübertragung auf den Nebenrotor stattgefunden. Die Ursache war zunächst unklar. Die nachträgliche Vermessung des Rotors zeigte, dass der Rotor „verbogen“ war. Steigung und Parallelität der Zahnlücken liegen deutlich ausserhalb der Toleranzgrenzen. Ebenfalls lässt sich durch die Messung bestätigen, dass eine Zahnlücke nahezu keinen Verschleiß aufweist und somit dieser Zahn nicht an der Drehmomentübertragung beteiligt war.

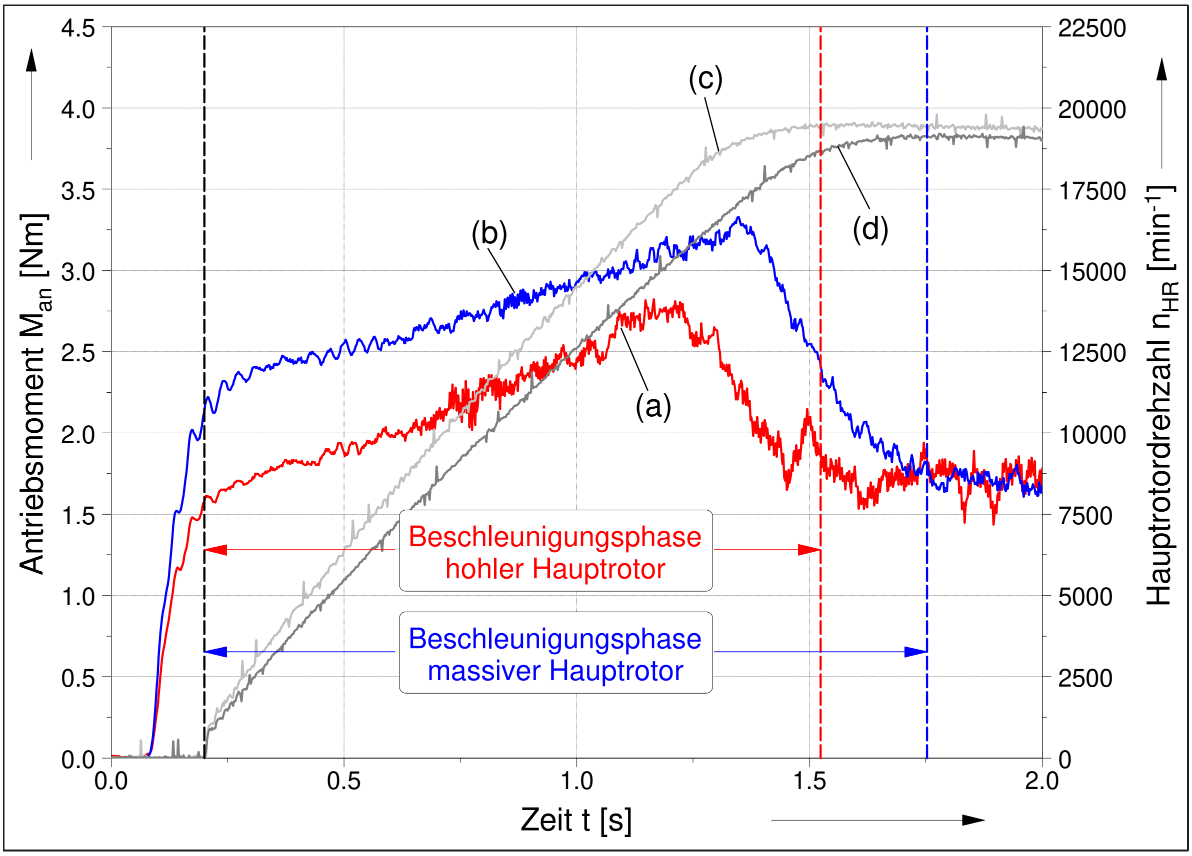


Bild 10.11: Vergleich des gemittelten Antriebsmoments und der Drehzahl des Schraubenladers mit massivem und hohlen Hauptrotor, $n_{\mathrm{HR}} = 18000\ \mathrm{min}^{-1}$

(a) gemitteltes Antriebsmoment massiver Rotor

(b) gemitteltes Antriebsmoment hohler Rotor

(c) Hauptrotordrehzahl massiver Rotor

(d) Hauptrotordrehzahl hohler Rotor

Die Vermessungsprotokolle der Rotoren nach der Fertigung wiesen hingegen keine unzulässigen Abweichungen auf. Eine Durchbiegung im Betrieb lässt sich ebenfalls nahezu ausschließen, weil die zu übertragenden Kräfte deutlich niedriger sein dürften als die Kräfte beim Schleifen des Rotors. Nicht auszuschließen ist eine fehlerhafte Montage des Rotors, die zu dieser Durchbiegung führte. Das Profil ist damit nicht mehr lauffähig, weil die Überdeckung nicht ausreicht, den Ausfall eines Rotorzahnes bei der Drehmomentübertragung zu kompensieren. Die hohe dynamische Belastung hat vermutlich hier ihre Ursache.

Aufgrund der Unwucht des hohlen Rotors bzw. der fehlerhaften Drehmomentübertragung konnte kein stationäres Kennfeld gemessen werden, weil die dynamischen Kräfte zusätzlich die Lager und auch die Beschichtung der Rotoren belasten und zerstören. Im Kurzzeitbetrieb konnte kein Einfluss der Fliehkraftausdehnung auf die Betriebssicherheit festgestellt werden; die Auslegung der Spalthöhen kann somit vom massiven Rotor auf den hohlen Rotor übertragen werden. Nach den ersten Messungen bleibt festzuhalten, dass der Einsatz eines hohlen Hauptrotors im unsynchronisierten Schraubenlader grundsätzlich möglich und sinnvoll ist, um sein instationäre Betriebsverhalten zu verbessern. Für weitere Anwendungen und Untersuchungen ist eine Auswuchtmöglichkeit des Rotors erforderlich, um die Vergleichbarkeit der Ergebnisse zum massiven Rotor zu gewährleisten und die Rotorbeschichtung und die Rotorlager durch Vibrationen und dynamische Kräfte nicht zu überlasten.

10.5 Verschleißverhalten

Für die Verwendung des unsynchronisierten Schraubenladers in automobilen Anwendungen spielt die Betriebssicherheit und Verfügbarkeit während der Fahrzeuglebensdauer eine zentrale Rolle. Im Gegensatz zu konventionellen Schraubenladern mit Synchronisationsgetriebe rückt das Verschleißverhalten der beschicheten Schraubenrotoren in den Mittelpunkt der Entwicklungsarbeit. Im Bereich der angestrebten Lebensdauer von etwa 5000 Stunden muss die Betriebssicherheit aber auch das Gütegradverhalten durch eine Verschleißschutzschicht gewährleistet bleiben.

Im Rahmen dieser Arbeit ließ sich das Verschleißverhalten allerdings nicht abschließend und umfassend klären. Dafür spielen verschiedene Faktoren eine Rolle. Das Verschleißverhalten der beschichteten Rotoren ist gekennzeichnet durch einen anfänglichen Einlaufvorgang mit geringem Schichtabtrag bzw. Schichtglättung, der anschließend in ein stationäres Verhalten mit nur minimalem Schichtabtrag übergeht. Voraussetzung hierfür sind aber konstante Eingriffsverhältnisse im Rotorkontaktbereich.

Durch den häufigen Umbau und den Einsatz unterschiedlicher Gehäuseteile, aber auch durch anfängliche Probleme mit der Rotorlagerung, variieren die Eingriffsverhältnisse. Die Schichtbeanspruchung nimmt dadurch deutlich zu, bis hin zum Abtrag der gesamten Schicht und dem Versagen als Verschleißschutz. Das Versagen erfolgt allerdings nicht schlagartig, sondern zeigt sich zunächst am abnehmenden Liefer- und Gütegrad mit steigender Betriebszeit. Im Profileingriff der nun unbeschichteten Rotoren erfolgt ein Materialabtrag, der den Profileingriffsspalt stetig vergrößert und die Energiewandlung ohne ein Totalversagen des Laders damit verringert.

Bei Versuchen an einem Schraubenlader mit Wassereinspritzung und Versuchsreihen am trockenlaufenden Lader, bei denen die Eingriffsverhältnisse nahezu konstant blieben, zeigte sich in der Versuchszeit von 200 bzw. 100 Stunden keine Verringerung des Liefergrades. Über die intergrale Größe „Liefergrad“ läßt sich daraus der Schluss ziehen, dass es nach einem kurzen Einlaufvorgang keinen weiteren Schichtabtrag gab, der das Liefergradverhalten negativ beeinflusst. Sicherlich kann hieraus keine Aussage über das Langzeitverschleißverhalten abgeleitet werden; es zeigt aber, dass die grundsätzliche Funktion der Verschleißschutzschicht im Schraubenlader gegeben ist. Die Klärung der genauen Einflüsse und der Standzeit kann nur im Dauerversuch erfolgen.

10.6 Zwischenergebnis

Die Ergebnisse der stationären und instationären Versuche am unsynchronisierten Schraubenlader lassen sich folgendermaßen zusammenfassen:

- der Verzicht auf das Synchronisationsgetriebe vereinfacht die Montage des Laders deutlich. Die Einstellung des Profileingriffsspaltes entfällt;

- der positive Einfluss der geringen Profileingriffsspalthöhe aus der Simulation bestätigt sich in den Messungen. Bereits bei niedrigen Drehzahlen sind so hohe Liefergrade zu erreichen;

- ebenfalls positiv auf den Liefergrad wirkt sich die konzentrische, vertikale Verschiebung der Gehäusebohrung zur Rotorachse aus; die Gehäusespalthöhe an der Druckseite kann damit gezielt beeinflusst werden;

- durch eine Reduzierung des inneren Volumenverhältnisses kann das Gütegradoptimum in Richtung kleinerer Druckverhältnisse verschoben werden;

- die Vergrößerung der Einlassflächen verbessert das Füllungsverhalten der Kammer und reduziert die Ladungswechselarbeit beim Einströmen → Liefergrad und vorallem Gütegrad steigen;

- eine weitere Erhöhung der Drehzahlen und Umfangsgeschwindigkeiten (> 120 m/s) ist für die gewählte Profil- und Gehäusegeometrie nicht sinnvoll; das Gütegradoptimum befindet sich bei mitteleren Drehzahlen von 15000 min^{-1};

- der hohle Hauptrotor reduziert das Beschleunigungsmoment um ein Drittel bezogen auf einen massiven Rotor;

- das Verschleißverhalten der Rotoren kann nicht abschließend beurteilt werden. Die Einflüsse auf das Verschleißverhalten sind vielfältig. Erste positive Ansätze im Bereich von 100 Stunden liegen vor; das Langzeitverhalten muss in Dauerversuchen untersucht werden.

11 Vergleich Messung/Simulation

Ein großer Teil der vorliegenden Arbeit beruht auf Berechnungen mit dem Simulationstool *KaSim*. Basierend auf den Ergebnissen dieser Rechnungen sind Einflüsse auf das Betriebsverhalten des Schraubenladers diskutiert worden. Es ist daher notwendig, das Simulationsprogramm durch Messungen sowohl im stationären wie auch instationären Fall zu validieren.

11.1 Stationärer Vergleich

Der stationäre Vergleich von Messung und Rechnung ist nicht unproblematisch. Grund hierfür sind die Wärmedehnungen der Bauteile im Betrieb und die sich damit ändernden Spalthöhen. Die messtechnische Erfassung der Betriebsspalthöhen ist komplex (Gehäuse- und Stirnspalt) bzw. bisher nicht durchführbar (Profileingriffsspalt). Die Spalthöhen beeinflussen allerdings maßgeblich das Betriebsverhalten und damit auch das Ergebnis des Vergleichs von Messung und Rechnung.

Um den Einfluss der Spalthöhen möglichst korrekt zu erfassen, ist eine spezielle Vorgehensweise bei der Messung und Simulation notwendig. Nach dem Zusammenbau des Schraubenladers wird mit Hilfe von Fühlerlehren die Kaltspalthöhe aller relevanten Spalte gemessen. Die Messung kann punktuell an zugänglichen Stellen des Lader durchgeführt werden. Die Genauigkeit der Spalthöhenmessung liegt im Bereich $\pm 0,02$ mm für Gehäuse- und Stirnspalt. Durch den direkten Kontakt der Rotoren und die Messung durch den Druckstutzen ist die Bestimmung der Profileingriffsspalthöhe schwieriger. Die Spalthöhe ist zudem über der Flanke nicht konstant, es ist daher von einer höheren Ungenauigkeit bei der Messung der Profileingriffsspalthöhe auszugehen. Die so ermittelten Größen werden im Simulationsmodell des Laders als Ist-Spalthöhe hinterlegt.

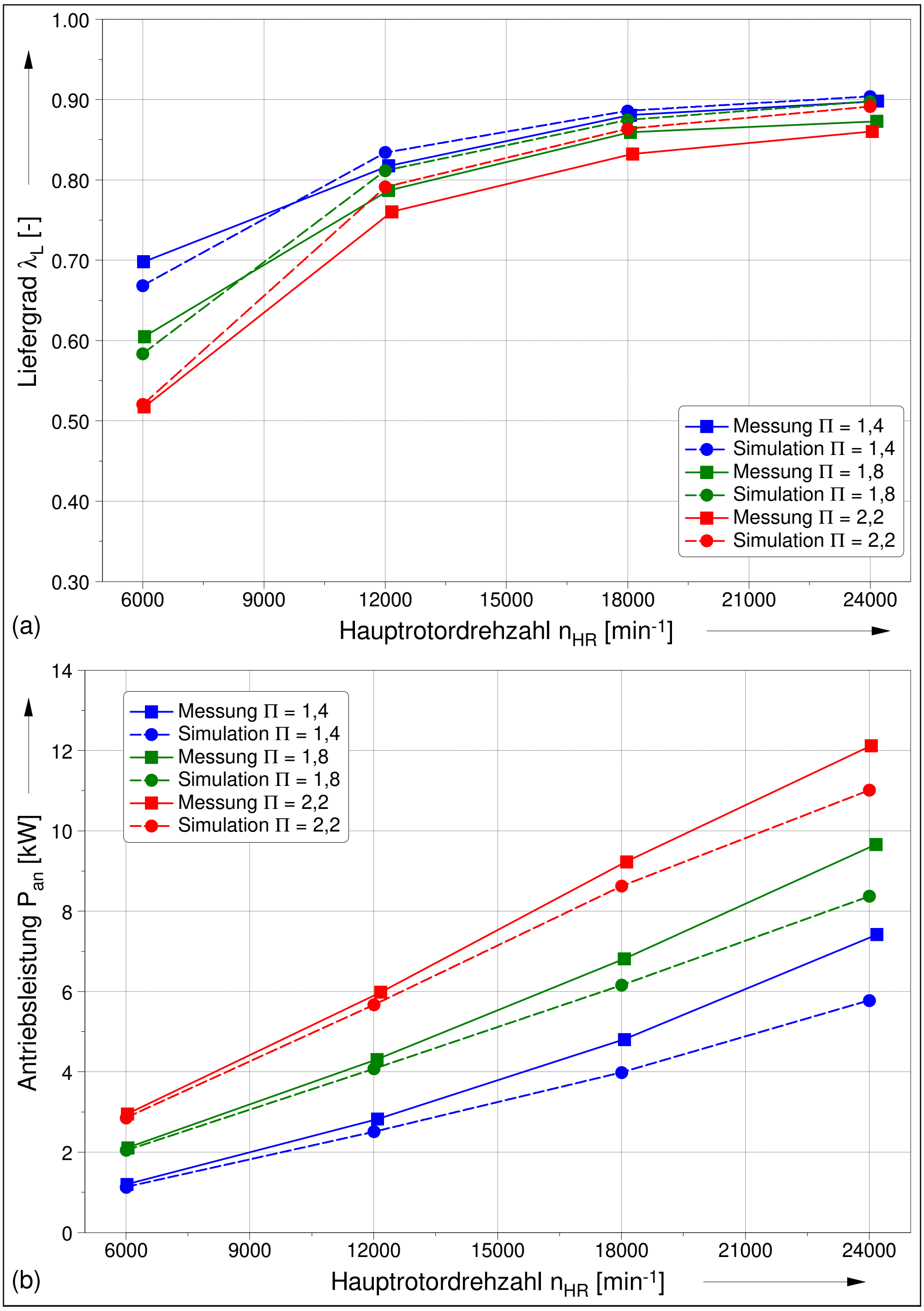


Bild 11.1: Vergleich von Liefergrad λ_L (a) und Antriebsleistung P_{an} (b) aus Messung und Simulation des Schraubenladers
Randbedingungen: Kaltspalthöhen, p_{ein}, p_{aus}, T_{ein} = angepasste Randbedingungen auf Basis der Messung, **Gehäuse mit rein axialem Einlass**

Die Messung des Laders erfolgt bei quasi kalter Maschine durch schnelles Anfahren des gewünschten Betriebspunktes und anschließender direkter Messwertaufnahme, ohne dass sich ein stationärer Zustand der Austrittstemperatur eingestellt hat. Die Messung ist nach spätestens 30 Sekunden abgeschlossen; aufgrund der thermischen Trägheit der Bauteile minimiert sich so der Einfluss sich ändernder Spalthöhen.

Die gemessenen Parameter Eintrittsdruck, Eintrittstemperatur, Austrittsdruck und Drehzahl bilden die Randbedingungen für die anschließende Simulation des entsprechenden Betriebspunktes. Weiterhin wird in der Leistungsbilanz der Simulation noch die Reibleistung nach dem bereits vorgestellten Ansatz (vgl. Kap. 8) berücksichtigt.

Bild 11.1 stellt den so ermittelten Vergleich von Liefergrad und Antriebsleistung aus Messung und Simulation an einer Maschine mit rein axialer Einstömung in die Kammer dar. Der Liefergrad zeigt zunächst eine recht gute Übereinstimmung für alle drei Druckverhältnisse bei 6000 min^{-1}. Gerade bei niedrigen Drehzahlen ist der Einfluss der Spalte auf den Liefergrad signifikant. Die annähernde Übereinstimmung spricht für die korrekte Messung der Spalthöhen an der montierten Maschine und die korrekte Implementierung und Modellierung der Spalte im Schraubenladermodell im Bereich niedriger Drehzahlen. Mit ansteigender Drehzahl liegt der simulierte Liefergrad dann über dem gemessenen; der in der Simulation geförderte Massenstrom des Laders steigt mit leicht größerem Gradienten. Die Abweichung im Liefergrad zwischen Messung und Rechnung liegt zwischen 1 bis 4 Prozentpunkten und nimmt mit steigendem Druckverhältnis zu. Die Abweichung bleibt aber insgesamt recht gering, so dass von einer guten Übereinstimmung des simulierten Liefergrades gesprochen werden kann.

Ein deutlich anderes Verhalten liefert der Vergleich der Antriebsleistung, Bild 11.1(b). Nur bei einer Drehzahl von 6000 min^{-1} stimmen gemessene und simulierte Leistung sehr gut überein. Zwischen 12000 min^{-1} und 24000 min^{-1} ändert sich der Gradient der Messung in zunehmendem Maße, so dass es zu einer ansteigenden Abweichung zur Simulation kommt. Bei niedrigen Druckverhältnissen ist die Abweichung besonders ausgeprägt und erreicht bei 24000 min^{-1} und einem Druckverhältnis von $\Pi = 1,4$ etwa 1,7 kW Differenz zwischen Messung und Simulation, das sind ca. 25%.

Der Liefergradverlauf zwischen 18000 min^{-1} und 24000 min^{-1} bleibt in der Messung nahezu unverändert. Die Aufteilung des Liefergrades λ_{L} in seine Einzelanteile Durchsatzgrad λ_{D}, Füllungsgrad λ_{F} und Aufheizgrad λ_{A} verdeutlicht den Einfluss der Einzelfaktoren [55]:

$$\lambda_L = \lambda_D \cdot \lambda_F \cdot \lambda_A \qquad \text{Gl. (11–1)},$$

$$\text{mit:} \qquad \lambda_D := \frac{V_{fa}}{V_a}, \quad \lambda_F := \frac{V_D}{V_h}, \quad \lambda_A := \frac{V_a}{V_D} \qquad \text{Gl. (11–2)}.$$

Aufgrund der hohen Drehzahlen und des kurzen Zeitintervalls des Ansaugvorganges wird der Aufheizgrad mit 1 angenommen. Damit bleiben als Einflussfaktoren für den Liefergrad:

$$\lambda_L = \lambda_D \cdot \lambda_F \qquad \text{Gl. (11–3)}.$$

Durch die Verkürzung der Arbeitsspielzeit bei steigender Drehzahl nehmen die zurückströmenden Spaltmassenströme ab und der Durchsatzgrad steigt. Der Liefergrad bleibt aber annähernd konstant, demnach verringert sich der Füllungsgrad. Das heißt, dass mit steigender Drehzahl die Kammer des Laders durch die axialen saugseitigen Einlassflächen nur noch unvollständig gefüllt wird. Dies gilt insbesondere für die Hauptrotorkammer, weil diese aufgrund der höheren Drehzahl wesentlich kürzere Einlass- und Öffnungszeiten zur Saugseite im Vergleich zur Nebenrotorkammer aufweist. Dieser Einfluss wird in der Simulation wiedergegeben, er kann damit also nicht die hohe Abweichung der Leistung zwischen Messung und Simulation begründen.

Das Füllungsverhalten besitzt ebenfalls einen Einfluss auf die Leistungsaufnahme während des Ansaugvorganges. **Bild 11.2** vermittelt an einem beispielhaften Betriebspunkt einen Eindruck, wie sich das Einströmverhalten bei rein axialer Zuströmung negativ auf die Leistungsaufnahme auswirkt. Die Simulation zeigt einen Druckverlust beim Einströmen, bei diesem Betriebspunkt etwa 40 mbar, der sich als zusätzliche Ladungswechselarbeit negativ auf das Indikatordiagramm auswirkt. Dieser Einfluss ist zunächst ebenfalls Bestandteil der Simulationsrechnungen.

Augenscheinlich scheint es aber Kennfeldbereiche bzw. Betriebspunkte des Schraubenladers zu geben, in denen die derzeitige Modellierung des Kammermodells, die den Simulationen mit *KaSim* zugrunde liegt, an eine Grenze stößt. Einen möglichen Grund für die hohe Abweichung liefert der Zusammenhang von Gesamtdruck p_{ges}, statischem Druck p_{stat} und dynamischen Druck p_{dyn}:

$$p_{ges} = p_{stat} + p_{dyn} = p_{stat} + \frac{\rho}{2} \cdot c^2 \qquad \text{Gl. (11–4)}.$$

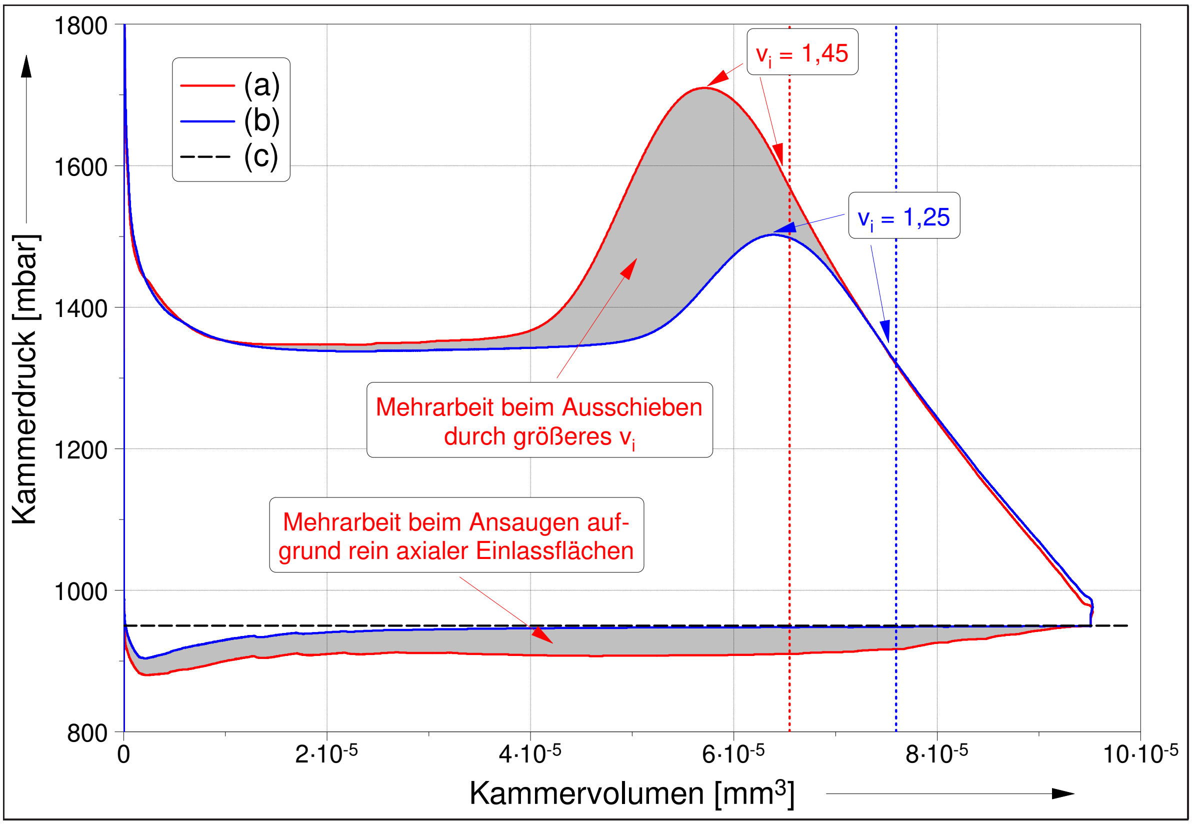


Bild 11.2: Vergleich der simulierten Indikatordiagramme der Gehäuse mit rein axialem Einlass, $v_{\mathrm{i}} = 1,45$ und mit axialem/radialem Einlass, $v_{\mathrm{i}} = 1,25$, $n_{\mathrm{HR}} = 24000\ \mathrm{min}^{-1}$, $\Pi = 1,4$

(a) Gehäuse mit rein axialem Einlass und $v_{\mathrm{i}} = 1,45$

(b) Gehäuse mit axialem + radialem Einlass und $v_{\mathrm{i}\,=\,1,25}$

(c) Druck im Einströmgehäuse am Ladereintritt

Bei hohen Drehzahlen und rein axialer Zuströmung öffnet sich die Kammer schnell in axialer Richtung. Diese axiale Ausbildung der Kammer führt möglicherweise zu einem Geschindigkeitsprofil in der Kammer, welches von einer axialen Geschwindigkeitskomponente dominiert wird und zu einer zusätzlichen dynamischen Druckabsenkung während des Ansaugens führt.

Gestützt wird diese Vermutung durch die Untersuchungen von Sakun [56]. Für die rein axiale Einströmung in Schraubenverdichter bestimmt er einen Druckverlust Δp_{ein} während des Einströmens anhand des folgenden Ansatzes:

$$\Delta p_{\mathrm{ein}} = \xi_{\mathrm{ein}} \cdot \frac{\rho_{\mathrm{ein}} \cdot \bar{c}^2_{\mathrm{Kam}}}{2} \qquad \text{Gl. (11–5).}$$

Die mittlere Geschwindigkeit des Gases in der Kammer $\bar{c}_{\mathrm{Kam}}$ stimmt in guter Näherung mit der Axialgeschwindigkeit der Schraubenrotoren überein. Diese hängt von der Drehzahl und Steigung des Rotors ab. Der Widerstandskoeffizient ξ_{ein} im Ansaugbereich ist eine Funktion der Reynolds-Zahl und durch die Auswertung von experimentellen Ergebnissen ermittelt worden:

$$\xi_{\mathrm{ein}} = f(Re) \approx \frac{2,5 \cdot 10^5}{Re \cdot \lambda_1^2} \qquad \text{Gl. (11–6).}$$

Die noch unbekannte Reynolds-Zahl ermittelt Sakun, in dem er aus den geometrischen Daten Zahnlückenfläche A_{Z} und Fusskreisumfang U_{F} eine Art hydraulischen Vergleichsdurchmesser für die durchströmte Kammer bestimmt:

$$Re = \frac{c_{\mathrm{Kam}} \cdot D_{\mathrm{Kam}}}{\nu_{\mathrm{ein}}} \qquad \text{Gl. (11–7),}$$

$$\text{mit} \quad D_{\mathrm{Kam}} = \frac{4\,(A_{\mathrm{Z,HR}} + A_{\mathrm{Z,NR}})}{U_{\mathrm{F,HR}} + U_{\mathrm{F,NR}}} \qquad \text{Gl. (11–8).}$$

Bei einer Hauptrotordrehzahl von 24000 min^{-1} erhält man für den Schraubenlader eine axiale Öffnungsgeschwindigkeit der Kammer von etwa 72 m/s in Richtung der z-Achse. Mit den zusätzlichen geometrischen Randbedingungen des Schraubenladers beträgt die berechnete Druckabsenkung während des Einströmens nach Sakun etwa 70 bis 80 mbar. Sie ist damit etwa doppelt so groß, wie die in *KaSim* ermittelte Druckabsenkung. Die Abweichung stimmt dabei in guter Näherung mit dem dynamischen Druck bei dem angenommenen axialen Geschwindigkeitsprofil in der Kammer überein.

In der Simulation wird diese dynamische Druckabsenkung noch nicht wiedergegeben. Der bisherigen Definition des Kammermodells liegt ein homogener Ruhezustand der Kammer zugrunde, folglich dissipiert in der Simulation die Geschwindigkeit aus dem Einlassquerschnitt und damit auch der dynamische Druck. Auf die Rotoren wirkt in der Simulation damit der Gesamtdruck. Herrscht in der ansaugenden Kammer die beschriebene axiale Strömungsgeschwindigkeit, wirkt auf die Rotoren nur der statische Druck ein und es ergibt sich bei der Simulation eine Druckabweichung, die in etwa dem dymamischen Druck entspricht und von der Drehzahl abhängt. Dies führt weiterhin zu einer Vergrößerung der Ladungswechselschleife beim Ansaugen und zu höheren Leistungen bzw. Leistungsabweichungen im Vergleich zur Simulation.

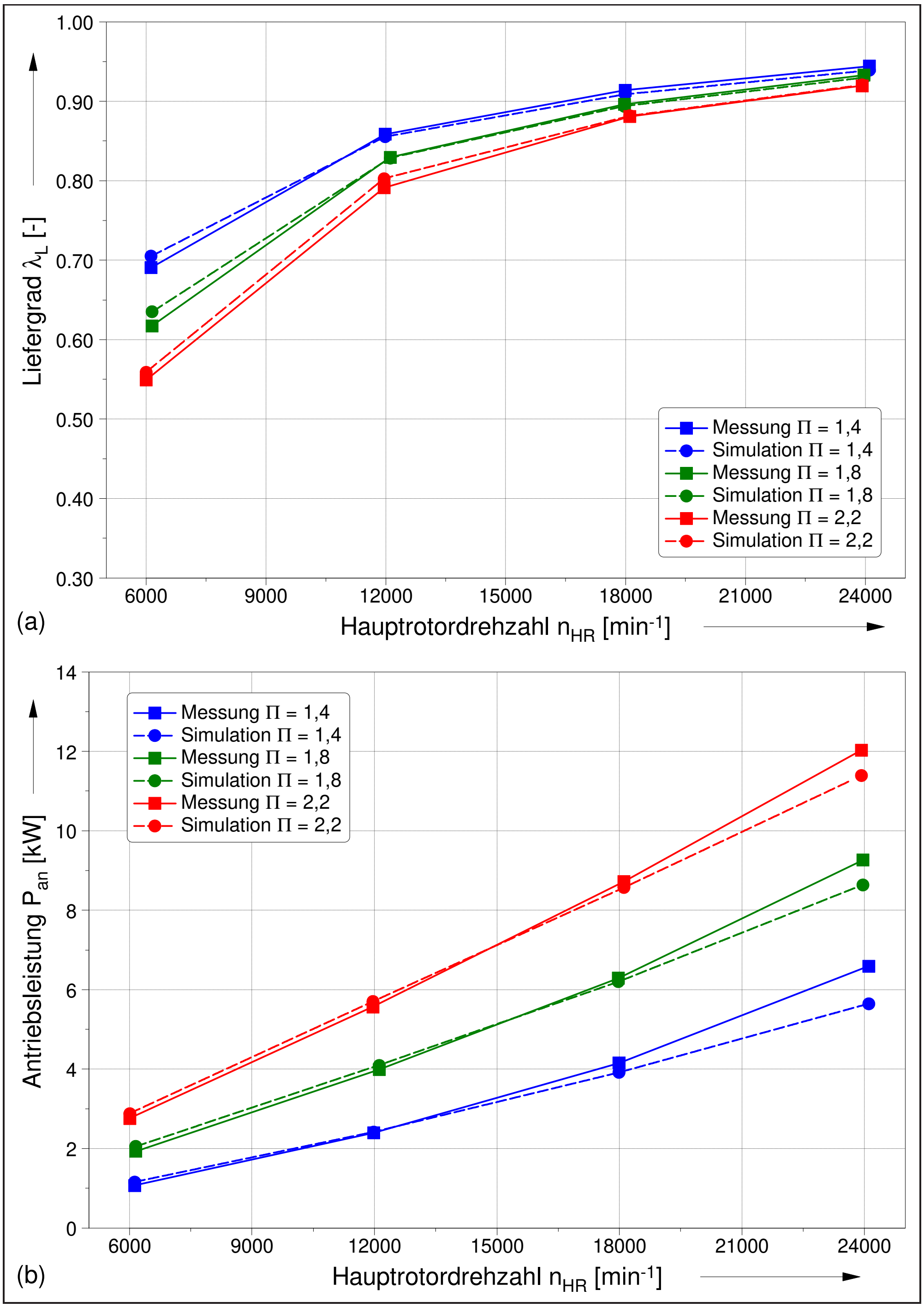


Bild 11.3: Vergleich von Liefergrad λ_L (a) und Antriebsleistung P_{an} (b) aus Messung und Simulation des Schraubenladers
Randbedingungen: Kaltspalthöhen, p_{ein}, p_{aus}, T_{ein} = angepasste Randbedingungen auf Basis der Messung, **Gehäuse mit axialem und radialem Einlass**

Diese Überlegungen geben allerdings nur einen Teil der Leistungsabweichung wieder. Weitere Einflussfaktoren für die Abweichung sind in der Modellierung des Auslassvorgangs, der Reibleistung und einer radialen Druckverteilung aufgrund von Fliehkräften zu vermuten. Um den beschriebenen Einfluss des Einströmens aber zu erhärten, werden die Messungen mit dem Gehäuse mit zusätzlichem radialen Einlass wiederholt. Durch die größeren Einlassflächen und niedrigeren Einströmgeschwindigkeiten müsste der Unterschied zwischen gemessener und simulierter Antriebsleistung sinken.

Bild 11.3 zeigt den Vergleich von Liefergrad und Antriebsleistung aus Messung und Simulation an der modifizierten Maschine mit axialen und radialen Einlassflächen. Der Liefergrad (Bild 11.3 (a)) zeigt einen ähnlichen Verlauf wie bei der Konfiguration mit rein axialem Einlass, wobei eine sehr gute Übereinstimmung für alle drei Druckverhältnisse über das gesamte Drehzahlband von 6000 min^{-1} bis 24000 min^{-1} festzustellen ist. Im Vergleich zur Maschine mit rein axialem Einlass, bei der der Liefergrad bei hohen Drehzahlen tendenziell stagniert, steigt der Liefergrad nun mit steigender Drehzahl weiter an. Dieses Verhalten war bereits in den stationären Kennfeldern zu erkennen und ist ein Indiz für die verbesserte Füllungssituation aufgrund der zusätzlichen radialen Einlassflächen.

Bild 11.3 (b) zeigt den Vergleich für die Antriebsleistung. Bis zu einer Drehzahl von 18000 min^{-1} verlaufen die Leistungskurven für die Druckverhältnisse von $\Pi = 1,8$ und $\Pi = 2,2$ mit übereinstimmendem Gradienten und Absolutwerten. Zwischen 18000 min^{-1} und 24000 min^{-1} (beim Druckverhältnis $\Pi = 1,4$ schon bei 12000 min^{-1}) ändert sich der Gradient der Messung, sodass es zu einer Abweichung zur Simulation kommt. Im Vergleich zum Gehäuse mit axialem Einlass stimmen Messung und Simulation der Antriebsleistung deutlich besser überein. Die Überlegungen, dass die Einströmsituation einen Einfluss auf die Leistungsaufnahme hat und in *KaSim* aufgrund der derzeitigen Modellansätze nicht wiedergegeben wird, kann damit tendenziell bestätigt werden. Es bleibt allerdings bei hohen Drehzahlen eine Leistungsabweichung bestehen, die auf weitere Einflüsse schließen lässt. Dies können zum Beispiel Ausströmverluste auf der Druckseite oder Reibungsverluste im Kontaktbereich der Rotoren sein.

Aufgrund der guten Übereinstimmung von Liefergrad und effektiver Leistung aus der Simulation und Messung weist auch der effektive isentrope Gütegrad im Bereich bis 18000 min^{-1} eine hohe Übereinstimmung auf, **Bild 11.4**. Erst bei hohen Drehzahlen bewirkt die Leistungsabweichung eine zunehmende Abweichung des Gütegrades.

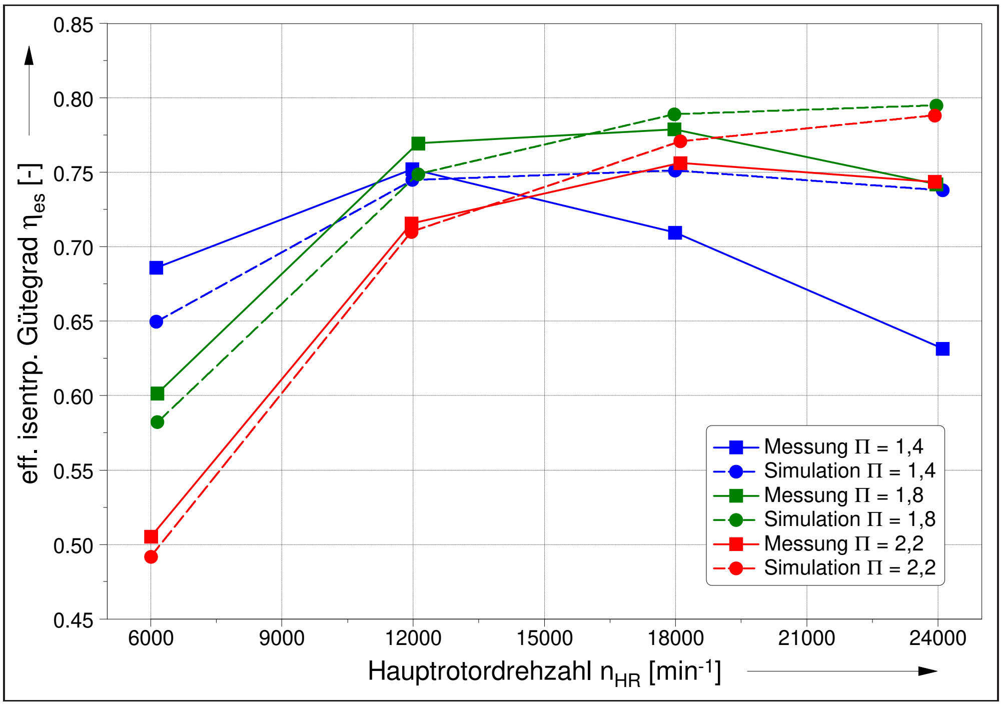


Bild 11.4: Vergleich des effektiven isentropen Gütegrades η_{es} aus Messung und Simulation des Schraubenladers
Randbedingungen: Kaltspalthöhen, p_{ein}, p_{aus}, T_{ein} = angepasste Randbedingungen auf Basis der Messung, **Gehäuse mit axialem und radialem Einlass**

Zusammenfassend stimmen Messung und Simulation in weiten Kennfeldbereichen sehr gut überein. Lediglich bei hohen Drehzahlen oberhalb von ca. 20000 min^{-1} gibt die Simulation die Leistung nicht korrekt wieder. Ursache sind mit der Drehzahl ansteigende strömungsdynamische Wirkungen, die die Modellvorstellung der homogenen Kammerzustände zunehmend verletzten. Das Einströmen und Füllen der saugseitigen Kammer konnte als ein Einflussfaktor ermittelt werden. Weitere Einflussfaktoren sind zu vermuten und sollten zukünftig untersucht werden, um die Genauigkeit des Simulationswerkzeuges *KaSim* im Bereich hoher Drehzahlen weiter zu verbessern.

11.2 Instationärer Vergleich

Neben dem durchgeführten stationären Vergleich von Messung und Simulation spielt auch der instationäre Vergleich eine wichtige Rolle im Betriebsverhalten eines Laders. Eine Reihe der in dieser Arbeit vorgestellten Untersuchungen basiert auf einer instationären Simulation des Schraubenladermodells (vgl. Kap. 9.2). Zur Untermauerung der Ergebnisse und Analysen dieser Untersuchungen ist eine Validierung der instationären Simulation notwendig.

Um den Vergleich Messung/Simulation durchführen zu könnem, sind die im Kapitel 10.4 vorgestellten instationären Beschleunigungsvorgänge mit massivem und hohlem Hauptrotor mit den entsprechenden Modellen simuliert worden. Das vom Drehzahlsensor während der Messung aufgezeichnete Signal wird durch ein Polynom interpoliert und liegt als Drehzahlvorgabe der Simulation des Hochlaufs zugrunde.

Im Mittelpunkt der Auswertung und des Vergleichs steht das Antriebsmoment. Das Antriebsmoment ist später in Zusammenarbeit mit dem Verbrennungsmotor eine entscheidende Größe, da das vom Schraubenlader aufgenommene Moment während seiner Beschleungingsphase (aber auch im stationären Betrieb) vom Verbrennungsmotor aufgebracht werden muss und nicht zur Beschleunigung bzw. Antrieb des Fahrzeugs zur Verfügung steht. Einen exemplarischen Vergleich zwischen Messung und Simulation für den massiven und den hohlen Rotor zeigt **Bild 11.5**.

Beide Diagramme zeigen während der Beschleunigungsphase eine gute Übereinstimmung zwischen Messung und Simulation. Die Abtastung sowohl der Mess- wie auch der Simulationsdaten erfolgt mit einer Frequenz von 500 Hz. Zur Anschaulichkeit ist außerdem der gleitende Mittelwert des Antriebsmoments aus den 10 vor- und nachlaufenden Werten aufgetragen. Der Gradient im Vergleich zwischen Messung und Rechnung stimmt für beide Rotorkonfigurationen überein. Der Drehmomentanstieg am Beginn der Beschleunigung geschieht in der Simulation schlagartig. Das Programmsystem *KaSim* kann die Verzögerung zwischen Drehmoment- und Drehzahlanstieg aus der Messung nicht abbilden, weil die Trägheit und das notwendige „Anfahrmoment“ des Gesamtsystems nicht Bestandteil der Simulation sind.

In der Beschleunigungsphase setzt sich das Gesamtantriebsmoment aus dem stationäre Moment (notwendig für die Verdichtungsarbeit) und dem Beschleunigungsmoment zusammmen. Für den massiven Rotor ist nicht nur eine Übereinstimmung des gemittelten Moments festzustellen, sondern in guter Näherung auch für die Höhe der Amplituden. Ein Vorteil von *KaSim* ist die Möglichkeit nicht nur das mittlere Moment während einer Periode bestimmen zu können, auch das Moment zu jedem beliebigen Zeitpunkt innerhalb der Periode lässt sich ermitteln (vgl. Bild 9.6). Die Abtastung des simulierten Drehmomentverlaufs erfolgt wie bei den Messungen ebenfalls mit einer Frequenz von 500 Hz. Diese Frequenz reicht nicht aus um den Gesamtverlauf wiederzugeben, sondern

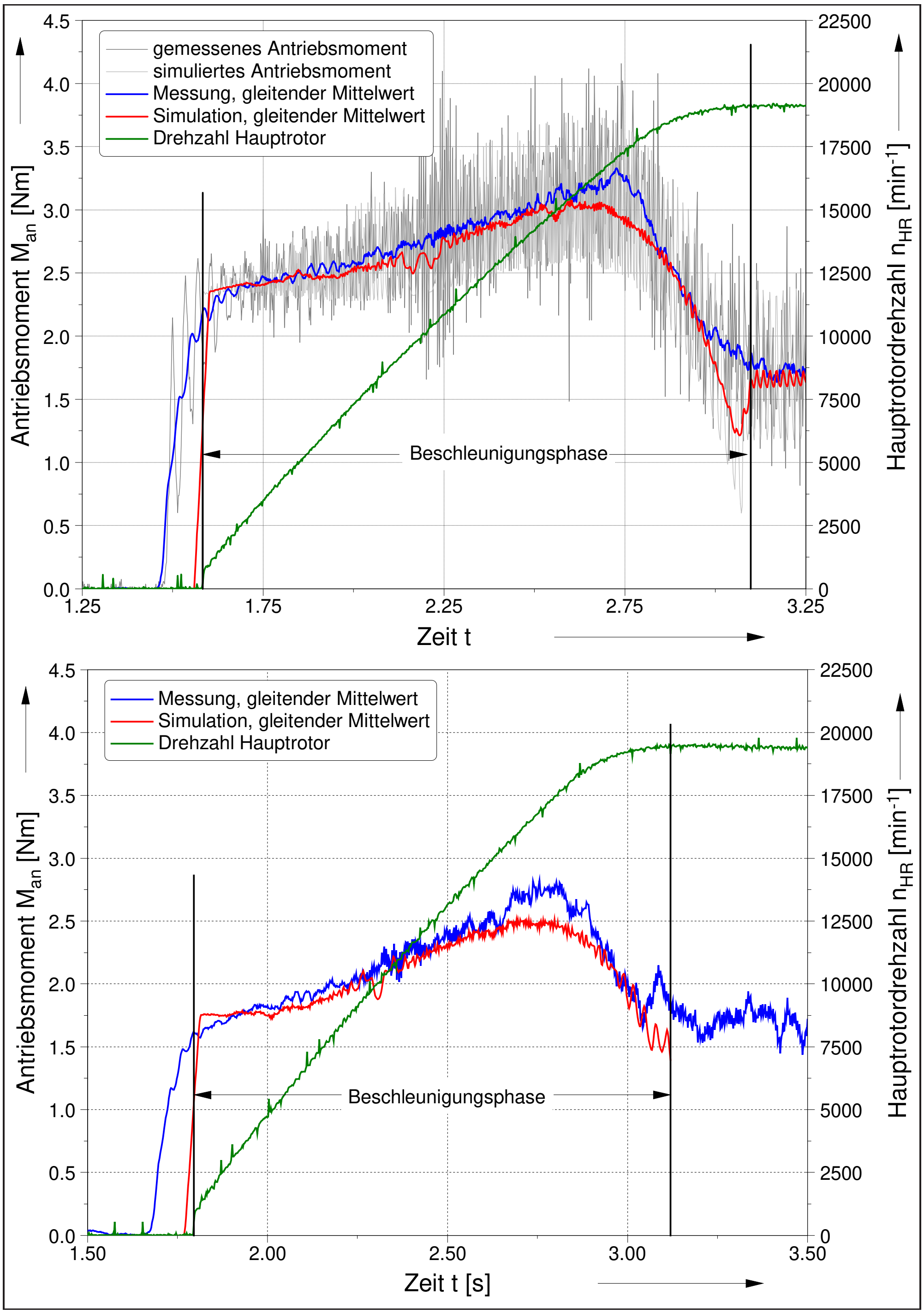


Bild 11.5: Vergleich des Antriebsmoments aus Messung und Simulation des Schraubenladers beim instationären Hochfahren auf $n_{\mathrm{HR}} =$ ca. 18000 min^{-1} mit massivem (oben) und hohlem (unten) Hauptrotor
Randbedingungen: p_{ein}, p_{aus} = angepasste Randbedingungen auf Basis der Messung

erfasst das Antriebsmoment nur punktuell. Für den hohlen Rotor sind die Ausschläge des Drehmomentsignals aufgrund der bereits genannten Probleme (Unwucht und Teilungsfehler) nicht vergleichbar.

Im Bereich der Wendepunkte des Drehzahlsignals sind leichte Abweichungen im Verlauf des gleitenden Mittelwertes zu erkennen. Der insgesamt weichere Übergang des simulierten Drehmoments lässt sich auf den Polynomansatz der Drehzahlvorgabe zurückführen. Die stetige Differenzierbarkeit dieses Polynoms bedingt den fließenden Übergang im Drehmomentsignal der Simulation. Das Drehmoment der Messung hingegen wird durch die Regelcharakteristik des Antriebselektromotors bestimmt. Dadurch ist der Übergang vom maximalen Beschleunigungsmoment auf das stationäre Antriebsmoment ausgeprägter. Das stationäre Antriebsmoment weist dann wieder eine gute Übereinstimmung auf, wie sie bereits beim Vergleich der stationären Ergebnisse festgestellt wurde.

Der Vergleich zeigt, dass mit der Erweiterung von *KaSim* um mechanische Kapazitäten und Verbindungen auch die Simulation des instationären Antriebsmoments möglich ist. Dies ist insbesondere für weitere Aktivitäten im Bereich der Automobilbindustrie von Interesse, um den Schraubenlader allein oder auch die Kombination von Schraubenlader und Verbrennungsmotor (oder Brennstoffzellensystem) anhand von Fahrzyklen instationär zu simulieren und zu bewerten. Dies ermöglicht bereits in der Entwicklungsphase genauere Aussagen zur Effizienz und Dynamik mechanisch aufgeladener Motorkonzepte.

12 Zusammenfassung und Ausblick

Durch die neue Entwicklungsrichtung zur Aufladung von Verbrennungsmotoren in Downsizing-Konzepten rückt die mechanische Aufladung wieder verstärkt ins Interesse der Automobilindustrie. In diesem Zusammenhang ist der Schraubenlader eine aussichtsreiche Alternative, die sich bisher allerdings nicht marktrelevant durchsetzen konnte. Mögliche Gründe für die mangelnde Akzeptanz sind in der komplexen Bauweise und im Teillastverhalten zu sehen.

Die vorliegende Arbeit zeigt hier Entwicklungsrichtungen auf, die bei konsequenter Weiterentwicklung des Laders, deutliche Verbesserungen der Kombination Schraubenlader/Verbrennungsmotor erwarten lassen und in Messungen an einem Schraubenladerprototypen verifiziert wurden. Die Weiterentwicklung des Simulationssystems *KaSim* erlaubt nun neben der stationären auch die instationäre Simulation des Schraubenladers. Das instationäre Verhalten gewinnt gerade beim Einsatz des Laders in der Automobilindustrie eine besondere Bedeutung. Die durchgeführten Simulationen lieferten Erkenntnisse für eine optimierte instationäre Auslegung eines Schraubenladers.

Mit Hilfe von Messungen konnte die instationäre Simulation erfolgreich verifiziert werden. Damit steht ein Werkzeug für zukünftige Untersuchungen zur instationären Zusammenarbeit von Schraubenlader und Verbrennungsmotor oder Brennstoffzellensystem zur Verfügung.

Die parallel laufende Entwicklung eines Schraubenladerprototypen ohne Synchronisationsgetriebe verifiziert die Simulationsergebnisse ebenfalls und zeigt weitere Optimierungsmöglichkeiten auf. Die Ergebnisse aus den durchgeführten Simulationen und Messungen lassen sich in folgenden Aussagen zusammenfassen:

- Der Verzicht auf das Synchronisationsgetriebe vereinfacht den Aufbau des Schraubenladers deutlich, die Komplexität und Teileanzahl des Laders werden reduziert.

Einstellarbeiten für den Profileingriffsspalt entfallen, dadurch verkürzt sich die Montagezeit.

- Durch den direkten Antrieb über die Rotorflanken reduziert sich die Profileingriffsspalthöhe. Dies wirkt sich positiv auf den Liefer- und Gütegrad der Maschine aus. Der positive Einfluss dieser Maßnahme lässt sich in der Messung bestätigen. Bei niedriger Drehzahl ergeben sich bereits relativ hohe Liefer- und Gütegrade. Der Prototyp weist in weiten Kennfeldbereichen einen Gütegrad >60% auf.

- Der hohe Liefergrad bei niedrigen Drehzahlen verringert in einem Downsizing-Konzept die Laderdrehzahl (= Übersetzungsverhältnis zum Motor) oder das Hubvolumen der Maschine verglichen mit einem konventionellen Schraubenlader mit Synchronisation. Im betrachteten Beispiel liegt die Drehzahlreduzierung bei 10%.

- Die hohle Ausführung des Hauptrotors aus Stahl führt zu ähnlichen Ergebnissen in der Beschleunigungssimulation wie ein massiver Aluminiumrotor mit Getriebe. Das positive Beschleunigungsverhalten des hohlen Rotors kann auch in der Messung verifiziert werden.

- Kleine innere Volumenverhältnisse (< 1,3) wirken sich günstig auf das Gesamtkennfeld des Laders aus. Das betriebsoptimale Druckverhältnis verschiebt sich zu kleineren Druckverhältnissen, die Gütegrade bei niedrigen Druckverhältnissen (= Teillastbereich) steigen an.

- Die rein axiale Einströmung beim Ansaugvorgang führt zu mit der Drehzahl ansteigenden Ladungswechselverlusten. Zusätzliche radiale Einströmflächen reduzieren die Verluste, die Leistungsaufnahme sinkt.

- Durch den Einsatz berührungsloser Dichtungen steigt der mechanische Wirkungsgrad. Die prozentualen Leckageverluste durch diese Dichtungsart sind in Bereich niedriger Drehzahlen noch zu hoch, hier besteht weiteres Entwicklungspotential.

- Das Verschleißverhalten der beschichteten Rotoren kann aufgrund vielfältiger Einflüsse noch nicht beurteilt werden. Erste positive Ansätze im Bereich von 100 Versuchsstunden liegen vor.

Durch sein günstiges Liefer- und Gütegradverhalten zeigt der Schraubenladerprototyp vielversprechende Ansätze für zukünftige Einsatzmöglichkeiten. Um die theoretischen und praktischen Vorteile des Systems konsequent nutzen zu können, sind weitere grundlegende Untersuchungen notwendig:

- Optimierung der Zu- und Abströmsituation im Ein- und Auslassbereich zur Reduzierung von Verlusten und Schallemissionen;
- Untersuchungen zum Verschleißverhalten der Rotoren im Dauerversuch;
- Entwicklung und Umsetzung eines Steuerungskonzeptes zur Entkopplung der Laderdrehzahl von der Kurbelwellendrehzahl, eventuell mittels variabelem Getriebe oder elektrischem Antrieb;
- Zusammenarbeitsuntersuchungen am gefeuerten Verbrennungsmotor zur Umsetzung und Verifizierung des Gesamtkonzeptes.

Literaturverzeichnis

[1] Fost, C.: *Ein Beitrag zur Verbesserung der Kammerfüllung von Schraubenmotoren.* Dissertation, Universität Dortmund, 2003

[2] N.N.: *The Saurer Helical Lobe Supercharger Applied to Saurer Diesel Engines.* Automobile Engineer, Dezember 1956

[3] Miyagi, Y., K. Kaneko, M. Maeyama und Y. Kasahara: *Development of New Automotive Supercharger.* IHI Engineering Review, 34(2):46–50, April 2001

[4] Kauder, K. und N. Weckes: *Schraubenlader-Motor-System.* In: *VDI-Berichte*, Band 859, Seiten 119–ff. VDI-Verlag, Düsseldorf, 1990

[5] Weckes, N.: *Ein Beitrag zur Optimierung geometrischer und thermodynamischer Kenngrößen von Schraubenladern.* Dissertation, Universität Dortmund, 1994

[6] Takei, N. und S. Takabe: *Optimization in performance of Lysholm compressor.* In: *JSAE Review*, Band 18, Seiten 331–338. Society of Automotive Engineers of Japan, , 1997

[7] Piatkowski, R.: *Ein Beitrag zur Entwicklung eines Schraubenladers.* Dissertation, Universität Dortmund, 1993

[8] Kauder, K. und M. Romba: *Der SCREW-Hybrid-Schraubenlader.* In: *VDI-Berichte*, Band 1391, Seiten 131–146, Düsseldorf, 1998. VDI-Verlag

[9] Kauder, K. und M. Romba: *Control concepts for an integrated twin-screw supercharger and throttle-loss power recovery device for Otto-cylce engines.* In: *International Conference on Compressors and their Systems*, Seiten 63–74. IMechE Conference Transactions 2001-7, London, 2001

[10] Rüden, K. von: *Ein Beitrag zum Downsizing von Fahrzeug-Ottomotoren.* Dissertation, Technische Universität Berlin, 2004

[11] Kauder, K. und J. Temming: *Luftversorgung für Fahrzeugbrennstoffzellen.* Schraubenmaschinen Nr. 9, Seiten 5–14, 2001

[12] Kauder, K. und J. Temming: *Steady Operating Behaviour of a Screw-Type Supercharger-Expander Module for an Automotive Fuel Cell System.* In: *Schraubenmaschinen 2002, VDI-Berichte*, Band 1715, Seiten 129–142. VDI-Verlag, Düsseldorf, 2002

[13] Lang, O., S. Pischinger, C. Schönfelder und T. Steidten: *Verdichter und Expander für mobile Brennstoffzellensysteme.* MTZ, (7-8), 2004

[14] Hiereth, H. und P. Prennninger: *Aufladung der Verbrennungskraftmaschine - Der Fahrzeugantrieb.* Springer Verlag, 1. Auflage, 2003

[15] Romba, M.: *Ein Beitrag zur Optimierung des SCREW-Konzeptes.* Dissertation, Universität Dortmund, 2005

[16] Krebs, R., R. Szengel, H. Middendorf, H. Sperling, W. Siebert, J. Theobald und K. Michels: *Neuer Ottomotor mit Direkeinspritzung und Doppelaufladung von Volkswagen - Teil 1: Konstruktive Gestaltung.* MTZ, 66(11):844–857, November 2005

[17] Golloch, R. und G.P. Merker: *Downsizing bei Verbrennungsmotoren - Grundlagen, Stand der Technik und zukünftige Konzepte.* MTZ, 66(2):126–131, Februar 2005

[18] Hagelstein, D., J. Theobald, K. Michels und E. Pott: *Vergleich verschiedener Aufladeverfahren für direkteinspritzende Ottomotoren.* In: *10. Aufladetechnische Konferenz*, Dresden, September 2005

[19] Krebs, R., R. Szengel, H. Middendorf, H. Sperling, W. Siebert, J. Theobald und K. Michels: *Neuer Ottomotor mit Direkeinspritzung und Doppelaufladung von Volkswagen - Teil 2: Thermodynamik.* MTZ, 66(12):978–986, Dezember 2005

[20] Vine, A.J., W.E. Thornton, K.R. Pullen und M.R. Etemad: *Low specific speed turbo compressors.* In: *International Conference on Compressors and their Systems*, Seiten 225–234. John Wiley & Sons, LTD, London, 2005

[21] Kauder, K., M. Janicki, A. Rohe, B. Kliem und J. Temming: *Thermodynamic Simulation of Rotary Displacement Machines.* In: *Schraubenmaschinen 2002, VDI-Berichte*, Band 1715, Seiten 1–16. VDI-Verlag, Düsseldorf, 2002

[22] Kauder, K. und M. Janicki: *Adiabatic modelling and thermodynamic simulation of rotary displacement machines.* In: *International Conference on Compressors and their Systems*, Seiten 511–520. IMechE Conference Transactions 2003-4, London, 2003

[23] Kauder, K. und M. Janicki: *Ein einfaches Wärmeübergangsmodell in der thermodynamischen Simulation von Rotationsverdrängermaschinen.* Schraubenmaschinen Nr. 12, Seiten 5–14, 2004

[24] Kauder, K. und D. Stratmann: *Experimentelle Untersuchung und Simulation der Ladungswechsel einer Schraubenspindel-Vakuumpumpe - Teil 1.* Schraubenmaschinen Nr. 12, Seiten 37–50, 2004

[25] Kauder, K. und D. Stratmann: *Experimentelle Untersuchung und Simulation der Ladungswechsel einer Schraubenspindel-Vakuumpumpe - Teil 2.* Schraubenmaschinen Nr. 13, Seiten 53–66, 2005

[26] Kauder, K. und D. Stratmann: *Charge changing in screw-type vacuum pumps - experimental investigation and simulation.* In: *International Conference on Compressors and their Systems*, Seiten 455–466. John Wiley & Sons, LTD, London, 2005

[27] Rohe, A.: *Wärmehaushalt von Schraubenspindel-Vakuumpumpen.* Dissertation, Universität Dortmund, 2005

[28] Naujoks, R.: *Zustandsänderungen in trockenlaufenden Schraubenmaschinen - ein Vergleich zwischen Rechnung und Experiment.* Dissertation, Universität Dortmund, 1982

[29] Fleming, J.S., Y. Tang und G. Cook: *The twin helical screw compressor - Part 2: A mathematical model of the working process.* In: *Proceedings of the IMechE*, Band 212 der Reihe *C*, 1998

[30] Kauder, K.: *Fluidenergiemaschinen I, Vorlesungsskript Strömungsmaschinen.* Universität Dortmund, 2005

[31] Janicki, M.: *Berechung des dreidimensionalen Profileingriffsspaltes.* Schraubenmaschinen - Forschungsberichte des FG Fluidenergiemaschinen Nr. 4, Seiten 108–112, 1996

[32] Kauder, K. und M. Helpertz: *Verbundwerkstoffe im Schraubenmaschinenbau.* Schraubenmaschinen - Forschungsberichte des FG Fluidenergiemaschinen Nr. 7, Seiten 5–ff, 1999

[33] Kauder, K., F.-W. Bach, H.-D. Steffens, H. Bubert, M. Helpertz und W. Unterberg: *Anwendung am Beispiel Schraubenmaschine.* In: *Metallische und metall-keramische Verbundwerkstoffe*, Seiten 349–435. KONTEC Ges. für techn. Kommunikation, Hamburg, 1999

[34] Dreischhoff, U.: *Festkörperreibung in Schraubemaschinen.* Dissertation, Universität Dortmund, 1991

[35] Dämgen, U.: *Beanspruchung von verschleißbeständigen Werkstoffverbunden in Schraubenkompressoren.* Dissertation, Universität Dortmund, 1998

[36] Rofall, K.: *Ein Beitrag zur Verifikation eines Simulationssystems für trockenlaufende Schraubenkompressoren.* Dissertation, Universität Dortmund, 1997

[37] Dreifert, T.: *Thermisches Verhalten der Rotoren von Schraubenkompressoren.* Dissertation, Universität Dortmund, 1996

[38] Kauder, K., U. Dämgen und G. Keller: *Verifikation der instationären Temperaturverteilung in Schraubenrotoren.* Schraubenmaschinen - Forschungsberichte des FG Fluidenergiemaschinen Nr. 5, Seiten 26–36, 1997

[39] Kauder, K. und M. Janicki: *Temperaturverteilung in den Rotoren von Schraubenkompressoren - Experimentelle Ergebnisse.* Schraubenmaschinen - Forschungsberichte des FG Fluidenergiemaschinen Nr. 8, Seiten 35–46, 2000

[40] Janicki, M.: *Modellierung und Simulation des Betriebsverhaltens von Rotationsverdränger.* noch nicht veröffentlichte Arbeit, Universität Dortmund, 2006

[41] Russ, A.G.: *Wälzlagertechnik.* expert Verlag, 1988

[42] Dahlke, H.: *Koyo-Handbuch Wälzlagertechnik.* Vieweg Verlag, 1994

[43] N.N.: *Wälzlager.* INA FAG Schaeffler KG, Herzogenaurach, Schweinfurt

[44] Bowden, T.: *Reibung und Schmierung fester Körper.* Springer Verlag, 1959

[45] Hoffmann, C.: *Untersuchungen an PTFE-Wellendichtungen.* Dissertation, Universität Stuttgart, 2001

[46] Hoffmann, C., H.K. Müller und W. Haas: *Reibung von PTFE-Wellendichtringen.* Konstruktion, 48, 1996

[47] Trutnovsky, K. und K. Komotori: *Berührungsfreie Dichtungen.* VDI-Verlag, Düsseldorf, 4 Auflage, 1981

[48] N.N.: *Berührungslose Dichtungen.* GMN Paul Müller Industrie GmbH, Nürnberg

[49] Egli, A.: *The leakage of gases through narrow channels.* Trans. ASME, 59:63–67, 1937

[50] Shapiro, A.H.: *The dynamics and thermodynamics of compressible fluid flow*, Band 1. The Ronald press com., New York, 1953

[51] Bohl, W.: *Strömungsmaschinen 2.* Vogel Buchverlag, Würzburg, 3 Auflage, 1988

[52] Rinder, L.: *Schraubenverdichter.* Springer Verlag, Berlin/Heidelberg/New York, 1979

[53] Rinder, L. und M. Grafinger: *Verzahnungsgeometrie und möglicher Vorzeichenwechsel beim Drehmoment und Achsschub am Nebenläufer von Schraubenverdichtern.* Schraubenmaschinen - Forschungsberichte des FG Fluidenergiemaschinen Nr. 7, Seiten 49–60, 1999

[54] Kauder, K., J. Temming und T. Berglar: *Entwicklung und Untersuchung des stationären Betriebsverhaltens eines unsynchronisierten Schraubenladers.* Schraubenmaschinen Nr. 12, Seiten 51–64, 2004

[55] Kauder, K.: *Fluidenergiemaschinen II, Vorlesungsscript Verdrängermaschinen.* Universität Dortmund, 2004

[56] Sakun, I.A.: *Schraubenverdichter.* Masinstronie, Leningrad, 1970

Lebenslauf

Persönliche Daten

Name	Jörg Temming
Geburtsdatum	09.05.1975
Geburtsort	Ahaus, NRW
Familienstand	ledig

Ausbildung

08/1981–06/1985	Mariengrundschule in Ahaus-Graes
08/1985–06/1994	Alexander-Hegius-Gymnasium in Ahaus, abgeschlossen mit der Allgemeinen Hochschulreife
10/1995–06/2000	Studium des Maschinenbaus an der Universität Dortmund, Vertiefungsrichtung Maschinentechnik
06/2000	Abschluss der Diplomprüfung

Wehrdienst

10/1994–09/1995	Grundwehrdienst

Berufliche Tätigkeit

09/1997–03/2000	Studentische Hilfskraft am Fachgebiet Fluidenergiemaschinen der Universität Dortmund
06/1999–09/1999	Konstruktive Studienarbeit bei Siemens Power Generation (ehemals Siemens KWU), Bereich Gasturbinen, Berlin
08/2000–12/2000	Wissenschaftliche Hilfskraft am Fachgebiet Fluidenergiemaschinen der Universität Dortmund
01/2001–12/2006	Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Fachgebiet Fluidenergiemaschinen der Universität Dortmund
ab 01/2007	Entwicklungsingenieur bei der Sterling Industry Consult GmbH in Itzehoe